[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[12] 发明专利申请公布说明书

[21] 申请号 200810128004.2

[51] Int. Cl.
B60W 10/10 (2006.01)
B60W 10/12 (2006.01)
B60W 20/00 (2006.01)
F02D 29/00 (2006.01)
F02D 29/02 (2006.01)
F02D 45/00 (2006.01)

[43] 公开日 2009 年 1 月 14 日

[11] 公开号 CN 101342902A

[51] Int. Cl. (续)
F02N 11/04 (2006.01)
B60K 17/04 (2006.01)
F02N 11/00 (2006.01)
F02N 11/08 (2006.01)
F16H 3/72 (2006.01)
F16H 61/00 (2006.01)

[22] 申请日 2008.7.9

[21] 申请号 200810128004.2

[30] 优先权

[32] 2007. 7. 9 [33] JP [31] 180211/2007

[32] 2007. 7. 9 [33] JP [31] 180212/2007

[71] 申请人 丰田自动车株式会社

地址 日本爱知县

[72] 发明人 柴田宽之 田端淳 松原亨

熊崎健太

[74] 专利代理机构 北京市中咨律师事务所

代理人 马江立 柴智敏

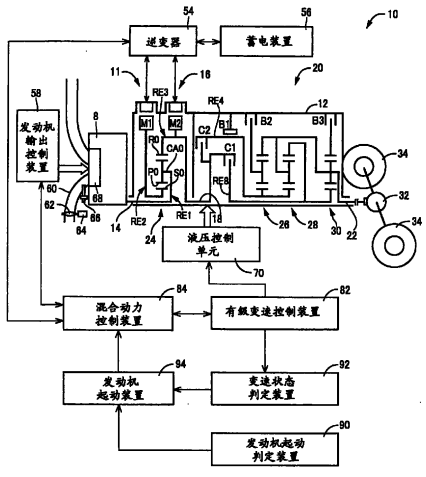
权利要求书 4 页 说明书 54 页 附图 17 页

[54] 发明名称

用于混合动力车辆动力传递装置的发动机起动装置

[57] 摘要

本发明涉及用于混合动力车辆动力传递装置的发动机起动装置。 在发动机起动装置中，发动机起动装置(94)相对于自动变速部分(20)非变速时的发动机(8)的起动方法，改变自动变速部分(20)执行变速时的发动机(8)的起动方法。 由此，避免发动机(8)的起动操作负面影响自动变速部分(20)的变速。 在自动变速部分(20)变速期间开始执行发动机(8)的起动操作，与在自动变速部分(20)已完成变速之后开始操作时所实现的对驾驶员所需加速度的响应性相比，能够进一步提高响应性。



1. 一种用于混合动力车辆动力传递装置的发动机起动装置，其中所述混合动力车辆动力传递装置包括（i）电控差速部分（11），所述电控差速部分（11）具有差速机构（16）且控制在动力传递状态中与所述差速机构连接的第一电动机（M1）的运转状态，由此控制所述差速机构的差速状态，（ii）变速部分（20），所述变速部分（20）构成动力传递路径的一部分以作为自动变速器工作，以及（iii）与所述动力传递路径连接的第二电动机（M2）；以及

所述发动机起动装置（80）相对于所述变速部分非变速时的发动机（8）的起动方法，改变所述变速部分（20）执行变速时的所述发动机（8）的起动方法。

2. 根据权利要求1所述的用于混合动力车辆动力传递装置的发动机起动装置，其中，所述电控差速部分（11）具有输入轴（14），所述发动机（8）在动力传递状态中与所述输入轴（14）连接；以及在所述变速部分（20）非变速期间，所述发动机起动装置（80）利用所述第一和第二电动机（M1，M2）中的任一者使所述发动机的起动用转速增大。

3. 根据权利要求2所述的用于混合动力车辆动力传递装置的发动机起动装置，其中，在所述变速部分（20）变速期间，所述发动机起动装置（80）利用所述第一和第二电动机（M1，M2）两者使所述发动机的起动用转速增大。

4. 根据权利要求1所述的用于混合动力车辆动力传递装置的发动机起动装置，其中，所述电控差速部分（11）具有输入轴（14），所述发动机（8）在动力传递状态中与所述输入轴（14）连接；以及在所述变速部分（20）变速期间，所述发动机起动装置（80）利用所述第一和第二电动机（M1，M2）两者使所述发动机的起动用转速增大。

5. 一种用于混合动力车辆动力传递装置的发动机起动装置，其中

所述混合动力车辆动力传递装置包括（i）电控差速部分（11），所述电控差速部分（11）具有差速机构（16）且控制在动力传递状态中与所述差速机构连接的第一电动机（M1）的运转状态，由此控制所述差速机构的差速状态，（ii）变速部分（20），所述变速部分（20）构成动力传递路径的一部分以作为自动变速器工作，以及（iii）与所述动力传递路径连接的第二电动机（M2）；以及

所述发动机起动装置（80）在增大发动机（8）的起动用转速时，相对于所述变速部分非变速时的所述第二电动机（M2）的输出转矩，改变所述变速部分（20）执行变速时的所述第二电动机（M2）的输出转矩。

6. 根据权利要求5所述的用于混合动力车辆动力传递装置的发动机起动装置，其中，所述发动机起动装置（80）使得在所述变速部分（20）变速期间所述第二电动机（M2）的输出转矩大于在所述变速部分非变速期间所述第二电动机（M2）的输出转矩。

7. 根据权利要求1或5所述的用于混合动力车辆动力传递装置的发动机起动装置，其中，所述发动机起动装置（80）在控制所述第一电动机（M1）的运转状态时使所述电控差速部分（11）作为无级变速机构工作。

8. 一种用于混合动力车辆动力传递装置的发动机起动装置，其中

所述混合动力车辆动力传递装置包括（i）电控差速部分（11），所述电控差速部分（11）包括连接在内燃机（8）与驱动轮（38）之间的差速机构（16）和在动力传递状态中与所述差速机构连接的第一电动机（M1），所述电控差速部分（11）工作以控制所述第一电动机的运转状态，由此控制所述差速机构的差速状态，以及（ii）构成动力传递路径的一部分的变速部分（20）；

所述发动机起动装置（110，130）在增大所述内燃机（8）的起动用转速时，基于所述变速部分（20）的变速状态，控制用于要被驱动的所述内燃机（8）的所述第一电动机（M1）的驱动力。

9. 根据权利要求8所述的用于混合动力车辆动力传递装置的发动机起动装置，其中，当在所述变速部分（20）变速期间增大所述内燃机（8）

的起动用转速时，所述发动机起动装置（110，130）基于输入转速变化梯度控制所述第一电动机（M1）的驱动力，所述输入转速变化梯度代表每单位时间所述变速部分的输入转速可变范围的绝对值。

10. 根据权利要求8所述的用于混合动力车辆动力传递装置的发动机起动装置，其中，当在所述变速部分（20）变速期间增大所述内燃机（8）的起动用转速时，所述发动机起动装置（110，130）控制所述第一电动机（M1）的驱动力，使得在所述内燃机的转速增大开始后所述内燃机被点火的所需时间接近在所述变速部分非变速期间的所需时间。

11. 根据权利要求8所述的用于混合动力车辆动力传递装置的发动机起动装置，其中，当在所述变速部分（20）变速期间增大所述内燃机（8）的起动用转速时，所述发动机起动装置（110，130）将所述第一电动机（M1）的驱动力控制得比在所述变速部分非变速时大。

12. 根据权利要求8所述的用于混合动力车辆动力传递装置的发动机起动装置，其中，当在所述变速部分（20）变速期间增大所述内燃机（8）的起动用转速时，所述发动机起动装置（110，130）相对于在所述第一电动机（M1）的驱动力不受任何限制时的所述变速部分的变速控制，改变在所述第一电动机（M1）的驱动力受限制时的所述变速部分的变速控制。

13. 根据权利要求8所述的用于混合动力车辆动力传递装置的发动机起动装置，其中，当在所述变速部分（20）变速期间增大所述内燃机（8）的起动用转速时，只要所述内燃机的转速落在共振频带的范围内，所述发动机起动装置（110，130）就相对于在所述变速部分非变速期间产生的所述第一电动机（M1）的驱动力，改变所述第一电动机（M1）的驱动力，所述共振频带代表其中由所述内燃机的转动导致的振动由于共振而被放大的所述内燃机的转速范围。

14. 根据权利要求8所述的用于混合动力车辆动力传递装置的发动机起动装置，其中，所述混合动力车辆动力传递装置还包括与所述动力传递路径连接的第二电动机（M2）；当增大所述内燃机（8）的起动用转速时，所述发动机起动装置（110，130）基于所述变速部分（20）的变速状态控

制所述第二电动机（M2）的驱动力，以提供与所述第一电动机（M1）的驱动力相对的反作用力。

15. 根据权利要求14所述的用于混合动力车辆动力传递装置的发动机起动装置，其中，当在所述变速部分（20）变速期间增大所述内燃机（8）的起动用转速时，所述发动机起动装置（110，130）基于输入转速变化梯度控制所述第二电动机（M2）的驱动力，所述输入转速变化梯度代表每单位时间所述变速部分的输入转速可变范围的绝对值。

16. 根据权利要求14所述的用于混合动力车辆动力传递装置的发动机起动装置，其中，当在所述变速部分（20）变速期间增大所述内燃机（8）的起动用转速时，所述发动机起动装置（110，130）将所述第二电动机（M2）的驱动力控制得比在所述变速部分非变速时大。

17. 根据权利要求14所述的用于混合动力车辆动力传递装置的发动机起动装置，其中，当在所述变速部分（20）变速期间增大所述内燃机（8）的起动用转速时，所述发动机起动装置（110，130）相对于在所述第一电动机（M1）的驱动力不受限制时所述变速部分执行的变速控制，改变在所述第一电动机（M1）的驱动力受限制时执行的变速控制。

18. 根据权利要求14所述的用于混合动力车辆动力传递装置的发动机起动装置，其中，当在所述变速部分（20）变速期间增大所述内燃机（8）的起动用转速时，所述发动机起动装置（110，130）相对于在所述变速部分非变速期间产生的所述第二电动机（M2）的驱动力，改变当所述内燃机的转速落在共振频带的范围内时产生的所述第二电动机（M2）的驱动力，所述共振频带代表其中由所述内燃机的转动导致的振动由于共振而被放大的所述内燃机的转速范围。

用于混合动力车辆动力传递装置的发动机起动装置

技术领域

本发明涉及用于混合动力车辆动力传递装置的控制装置。更具体地，其涉及一种具有发动机和电动机的混合动力车辆动力传递装置和一种在从电动机驱动模式切换为发动机驱动模式期间起动发动机的技术，该发动机由作为驱动力源的内燃机组成以运行车辆。

背景技术

在现有技术中，已知这样一种混合动力车辆驱动装置，其中，从由发动机、第一电动机和差速机构组成的主动力源供给的驱动转矩经由输出轴转移给驱动轮，第二电动机经由自动变速器与该输出轴连接。对于此混合动力车辆驱动装置，在此以前已知这样一种控制装置，其中，防止车辆乘客由于发动机的起动冲击与自动变速器的变速冲击之间的叠加而遭受增大的冲击。

为此，在执行发动机起动控制期间中断自动变速器的变速，以便在该发动机被实质起动后开始该自动变速器的变速操作。用于混合动力车辆驱动装置的这种控制装置公开在例如专利公开文献 1（日本专利申请公开文献 2004-208417）中。

另外，已知这样一种用于混合动力车辆动力传递装置的控制装置，该控制装置包括(i)差速机构，该差速机构由与发动机连接的第一转动元件、与第一电动机连接的第二转动元件、以及与延伸至驱动轮的动力传递路径和第二电动机连接的第三转动元件组成，以及(ii)自动变速部分，该自动变速部分形成从差速机构延伸至驱动轮的动力传递路径的一部分以作为自动变速器工作。用于混合动力车辆动力传递装置的这种控制装置公开在例

如专利公开文献2（日本专利申请公开文献2005-264762）中。对于这种用于混合动力车辆动力传递装置的控制装置，这样执行操作使得当起动发动机时，若在车辆保持停止的同时断开自动变速部分的动力传递路径，则使第一和第二电动机朝向相同的转动方向转动以增大发动机的转速，之后发动机被起动。

此外，另一种技术公开在专利公开文献3（日本专利申请公开文献2003-127679）中。

采用专利文献1中公开的那种控制装置，在输出变速指令以使自动变速器执行变速的定时与开关该自动变速器的接合元件以完成变速操作的定时之间要花费一定的时间。同时，在执行发动机起动控制期间，自动变速器的变速被中断。因此，如果在发动机起动控制期间响应于驾驶员的操作来请求执行变速，则该变速的完成会相对于变速请求延迟，伴随的结果是导致驾驶员感觉驱动转矩的增大延迟。

另外，在发动机保持停止而利用第二电动机的输出来驱动车辆的电动机驱动模式期间，加速器踏板可能在自动变速部分变速期间被狠狠地压下，需要尽可能早地起动发动机。此时，同时执行用于起动发动机的发动机转速的增大和自动变速器的变速操作。第一和第二电动机可能在与自动变速部分保持非变速时所执行的转矩控制相同的转矩控制下运行。在自动变速部分非变速期间，需要增大或减小自动变速部分的输入转速以在其内建立变速。由此，可能难以迅速增大发动机的转速。

然而，专利文献2中公开的用于混合动力车辆传递装置的控制装置没有特别考虑到同时执行用于起动发动机的发动机转速的增大和自动变速器的变速操作。

发明内容

本发明是鉴于以上观点完成的，且本发明的第一目的是提供这样一种用于混合动力车辆传递装置的控制装置，该混合动力车辆传递装置具有均作为车辆行驶动力源的发动机和电动机，在基于电动机的驱动模式与基于

发动机的驱动模式之间进行切换的期间，该控制装置对驾驶员提出的驱动转矩具有迅速的响应性。

本发明的第二目的是提供这样一种用于混合动力车辆传递装置的控制装置，该混合动力车辆传递装置具有均作为车辆行驶动力源的发动机和电动机，该控制装置能够在基于电动机的驱动模式与基于发动机的驱动模式之间进行切换的期间迅速地执行发动机起动。

为实现本发明的第一目的，本发明的第一方面涉及一种用于混合动力车辆动力传递装置的发动机起动装置，其中，该混合动力车辆动力传递装置包括（i）电控差速部分，该电控差速部分具有差速机构且控制在动力传递状态中与该差速机构连接的第一电动机的运转状态，由此控制该差速机构的差速状态，（ii）变速部分，该变速部分构成动力传递路径的一部分以作为自动变速器工作，以及（iii）与动力传递路径连接的第二电动机。

所述发动机起动装置相对于所述变速部分非变速时的发动机的起动方法，改变所述变速部分执行变速时的所述发动机的起动方法。

在本发明的第二方面中，所述电控差速部分具有输入轴，所述发动机在动力传递状态中与所述输入轴连接；以及在所述变速部分非变速期间，所述发动机起动装置利用所述第一和第二电动机中的任一者使所述发动机的起动用转速增大。

在本发明的第三方面中，在所述变速部分变速期间，所述发动机起动装置利用所述第一和第二电动机两者使所述发动机的起动用转速增大。

在本发明的第四方面中，所述电控差速部分具有输入轴，所述发动机在动力传递状态中与所述输入轴连接；以及在所述变速部分变速期间，所述发动机起动装置利用所述第一和第二电动机两者使所述发动机的起动用转速增大。

本发明的第五方面涉及一种用于混合动力车辆动力传递装置的发动机起动装置，其中，该混合动力车辆动力传递装置包括（i）电控差速部分，该电控差速部分具有差速机构且控制在动力传递状态中与该差速机构连接的第一电动机的运转状态，由此控制该差速机构的差速状态，（ii）变

速部分，该变速部分构成动力传递路径的一部分以作为自动变速器工作，以及（iii）与动力传递路径连接的第二电动机。

所述发动机起动装置在增大发动机的起动用转速时，相对于所述变速部分非变速时的所述第二电动机的输出转矩，改变所述变速部分执行变速时的所述第二电动机的输出转矩。

在本发明的第六方面中，所述发动机起动装置使得在所述变速部分变速期间所述第二电动机的输出转矩大于在所述变速部分非变速期间所述第二电动机的输出转矩。

在本发明的第七方面中，所述发动机起动装置在控制所述第一电动机的运转状态时使所述电控差速部分作为无级变速机构工作。

为实现本发明的第二目的，本发明的第八方面涉及一种用于混合动力车辆动力传递装置的控制装置，其中，所述混合动力车辆动力传递装置包括（i）电控差速部分，所述电控差速部分包括连接在内燃机与驱动轮之间的差速机构和在动力传递状态中与所述差速机构连接的第一电动机，所述电控差速部分工作以控制所述第一电动机的运转状态，由此控制所述差速机构的差速状态，以及（ii）构成动力传递路径的一部分的变速部分。

所述发动机起动装置在增大所述内燃机的起动用转速时，基于所述变速部分的变速状态，控制用于要被驱动的所述内燃机的所述第一电动机的驱动力。

在本发明的第九方面中，当在所述变速部分变速期间增大所述内燃机的起动用转速时，所述发动机起动装置基于输入转速变化梯度控制所述第一电动机的驱动力，所述输入转速变化梯度代表每单位时间所述变速部分的输入转速可变范围的绝对值。

在本发明的第十方面中，当在所述变速部分变速期间增大所述内燃机的起动用转速时，所述发动机起动装置控制所述第一电动机的驱动力，使得在所述内燃机的转速增大开始后所述内燃机被点火的所需时间接近在所述变速部分非变速期间的所需时间。

在本发明的第十一方面中，当在所述变速部分变速期间增大所述内燃机的起动用转速时，所述发动机起动装置将所述第一电动机的驱动力控制得比在所述变速部分非变速时大。

在本发明的第十二方面中，当在所述变速部分变速期间增大所述内燃机的起动用转速时，所述发动机起动装置相对于在所述第一电动机的驱动力不受任何限制时的所述变速部分的变速控制，改变在所述第一电动机的驱动力受限制时的所述变速部分的变速控制。

在本发明的第十三方面中，当在所述变速部分变速期间增大所述内燃机的起动用转速时，只要所述内燃机的转速落在共振频带的范围内，所述发动机起动装置就相对于在所述变速部分非变速期间产生的所述第一电动机的驱动力，改变所述第一电动机的驱动力，所述共振频带代表其中由所述内燃机的转动导致的振动由于共振而被放大的所述内燃机的转速范围。

在本发明的第十四方面中，所述混合动力车辆动力传递装置还包括与所述动力传递路径连接的第二电动机；当增大所述内燃机的起动用转速时，所述发动机起动装置基于所述变速部分的变速状态控制所述第二电动机的驱动力，以提供与所述第一电动机的驱动力相对的反作用力。

在本发明的第十五方面中，当在所述变速部分变速期间增大所述内燃机的起动用转速时，所述发动机起动装置基于输入转速变化梯度控制所述第二电动机的驱动力，所述输入转速变化梯度代表每单位时间所述变速部分的输入转速可变范围的绝对值。

在本发明的第十六方面中，当在所述变速部分变速期间增大所述内燃机的起动用转速时，所述发动机起动装置将所述第二电动机的驱动力控制得比在所述变速部分非变速时大。

在本发明的第十七方面中，当在所述变速部分变速期间增大所述内燃机的起动用转速时，所述发动机起动装置相对于在所述第一电动机的驱动力不受限制时所述变速部分执行的变速控制，改变在所述第一电动机的驱动力受限制时执行的变速控制。

在本发明的第十八方面中，当在所述变速部分变速期间增大所述内燃机的起动用转速时，所述发动机起动装置相对于在所述变速部分非变速期间产生的所述第二电动机的驱动力，改变当所述内燃机的转速落在共振频带的范围内时产生的所述第二电动机的驱动力，所述共振频带代表其中由所述内燃机的转动导致的振动由于共振而被放大的所述内燃机的转速范围。

本发明具有如下描述的多种有利效果。

对于本发明的第一方面，相对于所述变速部分非变速时的发动机的起动方法，改变所述变速部分执行变速时的所述发动机的起动方法。这能够防止发动机起动操作负面影响变速部分的变速。另外，由于能够在变速部分变速期间开始发动机起动操作，与在变速已完成后开始此操作以及同时执行此操作和变速的情况下所实现的对驾驶员要求的加速度的响应性相比，变速部分能够具有更迅速的响应性。

另外优选地，变速部分包括有级变速器。更优选地，如这里所使用的，术语“发动机的起动方法”可指增大用于起动发动机的发动机转速（）的方法。

对于本发明的第二方面，在变速部分非变速期间，利用第一和第二电动机中的任一者使发动机的起动用转速增大。与采用第一和第二电动机两者时执行的控制相比，这可在更早的阶段执行用于增大发动机转速的控制，从而能够减小控制装置在变速部分非变速期间的控制负载。

对于本发明的第三方面，在变速部分变速期间，利用第一和第二电动机两者使发动机的起动用转速增大。这能够在变速部分变速期间增大发动机的起动用转速。这导致在更早的阶段起动发动机以提高对驾驶员要求的加速度的响应性。另一方面，在变速部分非变速期间，采用第一和第二电动机中的任一者增大发动机的起动用转速，能够减小控制装置在变速部分非变速期间的控制负载。

更优选地，在发动机不产生任何输出而第二电动机用作使混合动力车辆行驶的驱动力源的电动机驱动模式期间，使发动机的起动用转速增大。

更优选地，当利用第一和第二电动机两者增大发动机的起动用转速时，使第一和第二电动机朝向这样一种方向转动，该方向与使发动机转动的方向相同。

对于本发明的第四方面，在变速部分变速期间，利用第一和第二电动机两者使发动机的起动用转速增大。这能够在变速部分变速期间增大发动机的起动用转速。这导致在更早的阶段起动发动机以提高对驾驶员要求的加速度的响应性。

对于本发明的第五方面，在增大发动机的起动用转速时，相对于所述变速部分非变速时的所述第二电动机的输出转矩，改变所述变速部分执行变速时的所述第二电动机的输出转矩。这能够避免发动机起动操作负面影响变速部分的变速。另外，由于能够在变速部分变速期间开始发动机起动操作，与在变速已完成后开始此操作以及同时执行此操作和变速的情况下所实现的对驾驶员要求的加速度的响应性相比，变速部分能够具有更迅速的响应性。

对于本发明的第六方面，在变速部分变速期间，使第二电动机的输出转矩大于在该变速部分非变速期间的输出转矩。这能够在变速部分变速期间增大发动机的起动用转速。这导致对驾驶员要求的加速度的响应性提高。

更优选地，用于在变速部分变速期间增大发动机的起动用转速的第二电动机的输出转矩是相对于发动机的转动阻力来维持变速部分的用于建立变速的输入转速的反作用转矩。

对于本发明的第七方面，在控制第一电动机的运转状态时使电控差速部分作为无级变速器工作。这能够平滑地改变从电控差速部分输出的驱动转矩。另外，除可作为步进地改变速比的有级变速器工作以外，使电控差速部分还可作为连续改变速比的电控无级变速器工作。

对于本发明的第八方面，在增大所述内燃机的起动用转速时，基于所述变速部分的变速状态，控制用于要被驱动的所述内燃机的所述第一电动机的驱动力。这减小在增大内燃机的转速时对变速部分的变速操作的负面影响。在起动内燃机时，即使在变速部分变速期间，也使内燃机的转速增

大，从而能够适当地起动内燃机。

更优选地，当增大内燃机的起动用转速时，依据变速部分内所实现的速比的变化范围来控制用于被驱动的内燃机的第一电动机的驱动力。

对于本发明的第九方面，当在变速部分变速期间增大内燃机的起动用转速时，基于输入转速变化梯度控制第一电动机的驱动力，该输入转速变化梯度代表每单位时间变速部分的输入转速可变范围的绝对值。这导致变速部分的输入转速的变化增大，伴随着为增大内燃机的转速所需的第一电动机的驱动力增大。即使在此情况下，内燃机的转速也能够迅速增大，从而适当地起动内燃机。

更优选地，这样执行控制以使得输入转速变化梯度增大得越大，第一电动机的驱动力越大。

对于本发明的第十方面，当在变速部分变速期间增大内燃机的起动用转速时，控制第一电动机的驱动力，使得在内燃机的转速开始增大后该内燃机被点火的所需时间接近在该变速部分非变速期间的所需时间。这能够以与变速部分非变速期间相同的响应性来起动内燃机。

对于本发明的第十一方面，当在变速部分变速期间增大内燃机的起动用转速时，将第一电动机的驱动力控制得大于该变速部分非变速时的驱动力。由此，即使由于变速部分变速而使变速部分的转速发生变化，内燃机的转速也能够迅速增大，从而能够适当地起动内燃机。

对于本发明的第十二方面，当在变速部分变速期间增大内燃机的起动用转速时，限制第一电动机的驱动力。在此情况下，将变速部分的变速控制改变为在该驱动力不受任何限制时的变速控制。由此，变速部分的输入转速变化对内燃机的转速增大的负面影响比不改变变速控制时小。

更优选地，这样改变变速部分的变速控制，以使得对第一电动机的驱动力的限制越大，即，可从该第一电动机输出的驱动力越小，变速部分的输入转速变化梯度将越小。

另外，更优选地，这样改变变速部分的变速控制，以使得对第一电动机的驱动力的限制越大，即，可从该第一电动机输出的驱动力越小，变速

部分所需的变速时间越长。

更优选地，表述“第一电动机的驱动力受限制”指不能从第一电动机输出预定驱动力。

对于本发明的第十三方面，当在变速部分变速期间增大内燃机的起动用转速时，该内燃机的转速落在共振频带的范围内，其中，共振频带代表由该内燃机的转动导致的振动因为共振而被放大的内燃机的转速范围。在此情况下，将第一电动机的驱动力改变为在该变速部分非变速期间产生的驱动力。这能够使内燃机的转速迅速通过共振频带，从而减小内燃机起动时导致的振动对驾驶员舒适性的损害。

更优选地，在内燃机的转速保持在共振频带范围内的期间，改变第一电动机的驱动力至大于在变速部分非变速期间产生的驱动力。

对于本发明的第十四方面，当增大内燃机的起动用转速时，依据变速部分的变速状态控制第二电动机的驱动力以提供与第一电动机的驱动力相对的反作用力。这能够防止内燃机的转动阻力负面影响变速部分的变速操作。当起动发动机时，例如，即使在变速部分变速期间，内燃机的转速也能够迅速增大，从而适当地起动内燃机。

更优选地，当增大内燃机的起动用转速时，依据变速部分的速比的变化范围控制第二电动机的驱动力以提供与第一电动机的驱动力相对的反作用力。

对于本发明的第十五方面，当在变速部分变速期间增大内燃机的起动用转速时，依据输入转速变化梯度控制第二电动机的驱动力。变速部分的输入转速的变化增大，伴随着为抵消内燃机的转动阻力和第一电动机的驱动力所需的第二电动机的驱动力增大。即使在此情况下，也能够避免内燃机的转动阻力负面影响变速部分的变速操作。这允许迅速地增大内燃机的转速，从而适当地起动内燃机。

另外更优选地，这样执行控制以使得输入转速变化梯度越大，第二电动机的驱动力将越大。

对于本发明的第十六方面，当在变速部分变速期间增大内燃机的起动

用转速时，将第二电动机的驱动力控制得大于该变速部分非变速时的驱动力。因此，即使需要改变变速部分的输入转速以建立变速部分的变速操作，也能够避免内燃机的转动阻力负面影响变速部分的变速操作。于是，能够适当地起动内燃机。

对于本发明的第十七方面，当在变速部分变速期间增大内燃机的起动用转速时，将在第一电动机的驱动力受限制时变速部分执行的变速控制改变为在驱动力不受限制时执行的变速控制。与不改变变速控制时相比，这能够进一步减小变速部分的输入转速变化对内燃机转速增大的负面影响。

更优选地，这样改变变速部分的变速控制，以使得对第二电动机的驱动力的限制越大，即，可从第二电动机输出的驱动力越小，变速部分的变速时间将越长。

另外更优选地，“第二电动机的驱动力受限”的状态代表不能从第二电动机获得预定驱动力的情况。

对于本发明的第十八方面，当在变速部分变速期间增大内燃机的起动用转速时，将当该内燃机的转速落在共振频带的范围内时产生的第二电动机的驱动力改变为在该变速部分非变速期间产生的驱动力。这使内燃机的转速迅速通过共振频带，从而能够减小内燃机起动时发生的振动对驾驶员舒适性的损害。

更优选地，将当该内燃机的转速落在共振频带的范围内时产生的第二电动机的驱动力改变为大于在该变速部分非变速期间产生的驱动力。

更优选地，当在变速部分变速期间增大内燃机的起动用转速时，驱使第一电动机朝向与第二电动机相同的转动方向转动，伴随着内燃机朝向与第一和第二电动机相同的转动方向转动。

更优选地，（a）混合动力车辆动力传递装置包括可工作用以限制或者切断差速机构的差速作用的差速作用限制装置。利用此构造，（b）当增大内燃机的起动用转速时，差速作用限制装置限制或者切断差速机构的差速作用。这使得在车辆行驶期间从驱动轮传递给内燃机的反向驱动力和第二电动机的驱动力中的一者或者两者增大内燃机的转速。在此情况下，能够

增大内燃机的转速而不使第一电动机提供输出转矩。

附图说明

图 1 是表示采用本发明电子控制组的用于混合动力车辆动力传递装置的发动机起动装置的结构的概略图;

图 2 是表示用在设于图 1 所示混合动力车辆动力传递装置内的自动变速部分中的液压操作式摩擦接合装置的组合操作的功能图;

图 3 是指示转动元件的相对转速的共线图，确定图 1 所示混合动力车辆动力传递装置内的各种档位;

图 4 是表示设在图 1 所示混合动力车辆动力传递装置内的电子控制组及相关的输入输出信号的示图;

图 5 是表示手动变速装置的一例的示图，该手动变速装置包括变速杆且可操作以选择多个种类的多个档位之一;

图 6 是表示在第一实施例中图 4 所示电子控制组的主要控制功能的功能框图;

图 7 的视图表示：依据包括车速和输出转矩的参数在二维坐标系统上绘出的预存变速图的一例，基于该变速图来执行是否在自动变速部分中进行变速的操作；基于其来切换变速机构的变速状态的预存图的一例；以及预存的驱动力源切换图的一例，该图具有位于发动机驱动区域和电动机驱动区域之间的边界线，基于该图来切换发动机驱动模式和电动机驱动模式;

图 8 是表示利用图 4 所示电子控制组执行的控制操作的基本程序即在电动机驱动模式期间为开始发动机起动而执行的控制操作的基本程序的流程图;

图 9 是表示图 8 所示控制操作的流程图，该图表示一种示范情况，在此情况下，加速器踏板在电动机驱动模式期间被压下以允许在自动变速部分的降档期间做出发动机起动判定;

图 10 是用于比较在图 8 的流程图中所示的控制操作与在现有技术中执行的控制操作的流程图；在现有技术中，这样执行控制操作，即在自动变

速部分的变速期间中断发动机起动控制，同时在完成此变速后开始操作以增大发动机的转速；

图 11 是表示在图 10 的时间轴（水平线）上描绘的各个期间[1]至[4]及[4']内第一电动机、发动机和第二电动机的相对转速的共线图；

图 12 是表示在第二实施例中利用图 4 所示电子控制组执行的主要控制功能的功能框图；

图 13 是表示当在图 1 所示混合动力车辆动力传递装置内的自动变速部分升档期间增大发动机转速时差速部分的各个转动元件的相对转速的共线图，其中，垂直线 Y1 至 Y3 对应于图 3 所示的 Y1 至 Y3；

图 14 是表示在利用图 4 所示的电子控制装置执行控制操作期间自动变速部分的输入转速变化梯度与当在自动变速部分变速期间增大用于起动发动机的发动机转速时出现的第一电动机转矩和第二电动机转矩的增量之间关系的一例的示图；

图 15 是表示在利用图 4 所示的电子控制装置执行控制操作期间电动机输出限制量与当在自动变速部分变速期间增大用于起动发动机的发动机转速时出现的与自动变速部分的变速操作有关的供应给离合器或制动器的液压的液压梯度之间关系的一例的示图；

图 16 是表示利用图 4 所示的电子控制组执行的主要控制功能即为起动发动机而执行的控制操作的流程图；

图 17 是表示图 16 所示控制操作的时序图，此图代表一种示范情况，其中，当在电动机驱动模式期间下压加速器踏板时，执行操作以在自动变速部分升档期间做出发动机起动判定；

图 18 是表示图 16 所示控制操作但不同于图 17 的另一时序图，此图代表一种示范情况，其中，在图 17 所示的时序图中执行操作以确定电池的输出有限；以及

图 19 是表示图 16 的流程图中所示的电子控制装置的控制操作的时序图，此图是代表不同于图 17 所示实施例的第三实施例的时序图。

具体实施方式

现在，下面将参照附图详细说明依据本发明的各种实施例。

＜第一实施例＞

图 1 是表示构成采用本发明的混合动力车辆动力传递装置的一部分的变速机构即变速机构 10 的概略图。如图 1 中所示，变速机构 10 包括作为非转动元件安装在车身上的变速器壳体 12（以下称为“壳体 12”）、作为输入转动元件设在壳体 12 内部的输入轴 14、直接地或通过未示出的脉冲吸收阻尼器（减振装置）间接地同轴连接至输入轴 14 且用作无级变速部分的差速部分 11、经由动力传递部件（动力传递轴）18 串接在差速部分 11 与驱动轮 34（参见图 6）之间的动力传递路径内的自动变速部分 20、以及与自动变速部分 20 连接且作为输出转动元件的输出轴 22。

变速机构 10 适合应用于 FR（发动机前置后轮驱动）车辆且沿该车辆的前后方向安装在车辆上。变速机构 10 设在发动机 8 与一对驱动轮 34 之间。发动机 8 包括诸如汽油发动机或柴油发动机一类的内燃机且用作驱动力源。发动机 8 直接地或通过未表示的脉冲吸收阻尼器（减振装置）间接地与输入轴 14 串接。这允许车辆驱动力顺次通过差速齿轮装置 32（末级减速齿轮）（参见图 6）和一对驱动轴从发动机 8 转移给一对驱动轮 34。

在所示实施例的变速机构 10 中，发动机 8 和差速部分 11 彼此直接连接。如这里所用的，术语“彼此直接连接”指这样一种构造，在该构造下，相关部件之间建立直接连接而无诸如变矩器或流体接合器之类的流体操纵式动力传递装置，但是它们也可以例如通过脉动吸收阻尼器彼此连接。注意，图 1 中省略了被构造成相对于其轴线对称的变速机构 10 的下半部。对于下述的本发明其它实施例也是如此。

差速部分 11 可被称作电控差速部分，其具有利用第一电动机 M1 改变差速状态的构造。差速部分 11 包括第一电动机 M1、动力分配机构 16 和第二电动机 M2，动力分配机构 16 被构造在机械机构内以作为差速机构将施加给输入轴 14 的发动机 8 的输出机械分配给第一电动机 M1 和动力传递部件 18，第二电动机 M2 同动力传递部件 18 操作性连接以与之一起转动。

在所示实施例中，第一电动机 M1 和第二电动机 M2 两者都是所谓的电动机/发电动机，每个都具有产生电力的功能。第一电动机 M1 至少具有发电动机的功能以产生反作用力。第二电动机 M2 至少具有电动机（电动机）的功能以作为输出车辆驱动力的行驶驱动力源。

与所要求保护的差速机构相对应的动力分配机构 16 主要包括例如传动比 ρ0 约 0.418 的单小齿轮类型的差速部分行星齿轮组 24。差速部分行星齿轮组 24 具有由差速部分太阳齿轮 S0、差速部分行星齿轮 P0、支承差速部分行星齿轮 P0 以使其可以绕自身轴线和绕差速部分太阳齿轮 S0 的轴线转动的差速部分行星架 CA0、以及经差速部分行星齿轮 P0 与差速部分太阳齿轮 S0 接合的差速部分齿圈 R0 组成的转动元件。在差速部分太阳齿轮 S0 和差速部分齿圈 R0 的齿数分别由 ZS0 和 ZR0 表示的情况下，以上传动比 ρ0 由 ZS0/ZR0 表示。

在此动力分配机构 16 中，差速部分行星架 CA0 连接至输入轴 14，即连接至发动机 8；差速部分太阳齿轮 S0 连接至第一电动机 M1；以及差速部分齿圈 R0 连接至动力传递部件 18。在此结构的动力分配机构 16 中，差速部分行星齿轮组 24 的三个部件即差速部分太阳齿轮 S0、差速部分行星架 CA0 和差速部分齿圈 R0 被设置成相对于彼此转动以开始差速作用即处于差速状态，在该差速状态下开始差速作用。这使得发动机的输出被分配到第一电动机 M1 和动力传递部件 18。然后，所分配的发动机输出的一部分驱动第一电动机 M1 以产生电能，该电能将被储存和用来旋转驱动第二电动机 M2。由此，使得差速部分 11（动力分配机构 16）用作电控差速装置，以致例如将差速部分 11 置于连续改变动力传递部件 18 的转速而不顾以给定转速工作的发动机 8 的所谓无级变速状态（电控 CVT 状态）下。

也就是说，差速部分 11 用作电控无级变速器以提供从最小值 γ0min 至最大值 γ0max 连续变化的速比 γ0（输入轴 14 的转速 N_{IN}/动力传递部件 18 的转速 N_{18}）。按照这种方式，控制均与动力分配机构 16（差速部分 11）连接的第一和第二电动机 M1 和 M2 以及发动机 8 的驱动条件就可控制输入轴 14 与传递部件 18 之间转速的差速状态。

与所要求保护的变速部分对应的自动变速部分 20 形成从差速部分 11 延伸至驱动轮 38 的动力传递路径的一部分，且包括单小齿轮式第一行星齿轮组 26、单小齿轮式第二行星齿轮组 28 以及单小齿轮式第三行星齿轮组 30。自动变速部分 20 是可作为无级自动变速器工作的行星齿轮式多级变速器。第一行星齿轮组 26 包括：第一太阳齿轮 S1；第一行星齿轮 P1；第一行星架 CA1，其支承第一行星齿轮 P1 使之可以绕自身轴线转动并且可绕第一太阳齿轮 S1 的轴线转动；以及经第一行星齿轮 P1 与第一太阳齿轮 S1 接合的第一齿圈 R1。第一行星齿轮组 26 具有例如约“0.562”的给定传动比 ρ1。

第二行星齿轮组 28 包括：第二太阳齿轮 S2；第二行星齿轮 P2；第二行星架 CA2，其支承第二行星齿轮 P2 使之可以绕自身轴线转动并且可绕第二太阳齿轮 S2 的轴线转动；以及经第二行星齿轮 P2 与第二太阳齿轮 S2 接合的第二齿圈 R2。第二行星齿轮组 28 具有例如约“0.425”的给定传动比 ρ2。

第三行星齿轮组 30 包括：第三太阳齿轮 S3；第三行星齿轮 P3；第三行星架 CA3，其支承第三行星齿轮 P3 使之可以绕自身轴线转动并且可绕第三太阳齿轮 S3 的轴线转动；以及经第三行星齿轮 P3 与第三太阳齿轮 S3 接合的第三齿圈 R3。第三行星齿轮组 30 具有例如约“0.421”的给定传动比 ρ3。在第一太阳齿轮 S1、第一齿圈 R1、第二太阳齿轮 S2、第二齿圈 R2、第三太阳齿轮 S3 和第三齿圈 R3 的齿轮齿数分别由 ZS1、ZR1、ZS2、ZR2、ZS3 和 ZR3 表示的情况下，传动比 ρ1、ρ2 和 ρ3 分别由 ZS1/ZR1、ZS2/ZR2 和 ZS3/ZR3 表示。

在自动变速部分 20 中，第一太阳齿轮 S1 和第二太阳齿轮 S2 彼此一体连接、通过第二离合器 C2 选择性地连接至动力传递部件 18、以及通过第一制动器 B1 选择性地连接到壳体 12。第一行星架 CA1 通过第二制动器 B2 选择性地连接到壳体 12，并且第三齿圈 R3 通过第三制动器 B3 选择性地连接到壳体 12。第一齿圈 R1、第二行星架 CA2 和第三行星架 CA3 彼此一体连接并与输出轴 22 连接。第二齿圈 R2 和第三太阳齿轮 S3 彼此一

体连接并通过第一离合器 C1 选择性地连接到动力传递部件 18。

因而，自动变速部分 20 和动力传递部件 18 经由为建立自动变速部分 20 中的每个档位（变速齿轮位置）而提供的第一离合器 C1 或第二离合器 C2 选择性地彼此连接。换言之，第一离合器 C1 和第二离合器 C2 用作这样一种接合装置即接合装置，可操作该接合装置以选择性地使动力传递部件 18 与自动变速部分 20 之间的动力传递路径即差速部分 11（动力传递部件 18）与驱动轮 34 之间的动力传递路径处于车辆驱动力能够经由该动力传递路径传递的动力传递状态和车辆驱动力不能经由该动力传递路径传递的动力切断状态之一。

也就是说，在第一离合器 C1 和第二离合器 C2 中的至少一个接合时，动力传递路径被置于动力传递状态。相反，在第一离合器 C1 和第二离合器 C2 两者都分离时，动力传递路径被置于动力切断状态。

另外，对于自动变速部分 20，在使接合侧接合装置接合的同时使分离侧接合装置分离可允许执行所谓的“离合器对离合器变速动作”以选择性地建立各个档位。这允许获得每个档位的变化比相等的速比 γ（动力传递部件 18 的转速 N_{18}/输出轴 22 的转速 N_{OUT}）。如图 2 中的接合操作表所示的，第一离合器 C1 与第三制动器 B3 接合将建立速比 γ1 近似例如“3.357”的第一档位。当第一离合器 C1 与第二制动器 B2 在工作中接合的情况下，建立速比 γ2 近似例如“2.180”的第二档位。

当第一离合器 C1 与第一制动器 B1 在工作中接合的情况下，建立速比 γ3 近似例如“1.424”的第三档位，速比 γ3 的值低于速比 γ2 的值。第一离合器 C1 与第二离合器 C2 接合将建立速比 γ4 近似例如“1.000”的第四档位，速比 γ4 低于速比 γ3。第二离合器 C2 与第三制动器 B3 接合将建立速比 γR 近似例如 3.209 的倒车档位（向后驱动变速位置），速比 γR 介于第一档位的速比 γ1 与第二档位的速比 γ2 之间。另外，分离即啮离或释放第一离合器 C1、第二离合器 C2、第一制动器 B1、第二制动器 B2 和第三制动器 B3 将允许建立空档 N。

第一离合器 C1、第二离合器 C2、第一制动器 B1、第二制动器 B2 和

第三制动器 B3（以下统称为离合器 C 和制动器 B，除非具体指明）是现有车辆自动变速器中使用的液压操作式摩擦接合装置。每个这些摩擦接合装置包括：湿式多片离合器，其包括多个由液压致动器彼此压紧的叠置摩擦片；或者包括转鼓的带式制动器，在转鼓的外周表面上缠绕一条带或两条带以在一端由液压致动器张紧。由此，摩擦接合装置用于选择性地提供每个离合器或制动器介于其间的两个组件之间的驱动连接。

在这种结构的变速机构 10 中，作为无级变速器的差速部分 11 和自动变速部分 20 构成无级变速器。另外，当控制差速部分 11 以提供被维持在固定水平的速比时，该差速部分 11 和自动变速部分 20 能够提供与有级变速器相同的状态。

更特别的，差速部分 11 用作无级变速器，同时串接至差速部分 11 的自动变速部分 20 用作有级变速器。由此，使输入给被置于至少一个档位 M 的自动变速部分 20 的转速（以下称为“自动变速部分 20 的输入转速”）即动力传递部件 18 的转速（以下称为“传递部件转速 N_{18}”）连续地变化，从而能使档位 M 具有连续变化的速度范围。因此，变速机构 10 提供处于连续变化范围内的总速比 γT（输入轴 14 的转速 N_{IN} /输出轴 22 的转速 N_{OUT}）。

由此，在变速机构 10 内建立无级变速器。变速机构 10 的总速比 γT 是基于差速部分 11 的速比 γ0 和自动变速部分 20 的速比 γ 确定的整个自动变速部分 20 的总速比 γT。

对于各个档位例如图 2 的接合操作表中所示的自动变速部分 20 的第一速至第四档位和倒车档位，传动部件转速 N_{18} 随着在连续变化的速度范围内获得的每个档位连续地变化。因此，相邻档位之间存在连续变化的速比，使得整个变速机构 10 能够具有处于连续变化范围内的总速比 γT。

另外，变速部分 11 的速比 γ0 被控制为处于固定水平且离合器 C 和制动器 B 选择性地接合，从而选择性地建立第一速至第四档位之任一或倒车档位（向后驱动变速位置）。这可以为每个档位获得以近似相等比率变化的变速机构 10 的总速比 γT。由此，在与有级变速器相同的状态下建立变

速机构 10。

若例如控制差速部分 11 以提供处于固定值“1”的速比 γ0，则变速机构 10 如图 2 的接合操作表中所示为自动变速部分 20 的第一速至第四档位和倒车档位中的每个档位提供总速比 γT。另外，若在第四档位下控制自动变速部分 20 以使差速部分 11 具有小于值“1”且近似例如“0.7”的速比 γ0，自动变速部分 20 具有小于第四档位值且近似例如“0.7”的总速比 γT。

图 3 是包括差速部分 11 和自动变速部分 20 在内的变速机构 10 的共线图，其中，针对每个档位的处于不同接合状态的各个转动元件的转速之间的相对运动关系被描绘在直线上。图 3 的共线图采取二维坐标系统的形式，横轴标绘行星齿轮组 24、26、28、30 的传动比 ρ，而纵轴标绘转动元件的相对转速。横线 X1 表示值为 0 的转速；横线 X2 表示值为 1.0 的转速，即与输入轴 14 相连的发动机 8 的转速 N_E；以及横线 XG 表示动力传递部件 18 的转速。

与形成差速部分 11 的动力分配机构 16 的三个元件对应的三条竖直线 Y1、Y2 和 Y3 从左起分别表示与第二转动元件（第二元件）RE2 对应的差速部分太阳齿轮 S0 的相对转速、与第一转动元件（第一元件）RE1 对应的差速部分行星架 CA0 的相对转速和与第三转动元件（第三元件）RE3 对应的差速部分齿圈 R0 的相对转速。相邻竖直线之间的距离根据差速部分行星齿轮组 24 的传动比 ρ0 确定。

另外，用于自动变速部分 20 的五条竖直线 Y4、Y5、Y6、Y7 和 Y8 从左起分别表示彼此连接且对应于第四转动元件（第四元件）RE4 的第一太阳齿轮 S1 和第二太阳齿轮 S2 的相对转速；对应于第五转动元件（第五元件）RE5 的第一行星架 CA1 的相对转速；对应于第六转动元件（第六元件）RE6 的第三齿圈 R3 的相对转速；彼此连接且对应于第七转动元件（第七元件）RE7 的第一齿圈 R1、第二行星架 CA2 和第三行星架 CA3 的相对转速；以及彼此连接且对应于第八转动元件（第八元件）RE8 的第二齿圈 R2 和第三太阳齿轮 S3 的相对转速。每个相邻竖直线之间的距离基于第一、第二和第三行星齿轮组 26、28、30 的传动比 ρ1、ρ2 和 ρ3 确定。

在共线图上的竖直线之间的关系中，如果太阳齿轮和行星架之间的间距被设定为与值“1”对应的距离，则行星架和齿圈之间的间距处在与行星齿轮组的传动比ρ对应的距离。就是说，对于差速部分11，竖直线Y1和Y2之间的间距被设定为与值“1”对应的距离，而竖直线Y2和Y3之间的间距被设定为与传动比ρ0对应的距离。另外，对于自动变速部分20中的第一、第二和第三行星齿轮组26、28、30中的各个，太阳齿轮和行星架之间的间距被设定为与值“1”对应的距离，而行星架和齿圈之间的间距被设定为与传动比ρ对应的距离。

参照图3的共线图，变速机构10的动力分配机构16（差速部分11）被设置成使差速部分行星齿轮组24的第一转动元件RE1（差速部分行星架CA0）连接到输入轴14即连接到发动机8以及第二转动元件RE2连接到第一电动机M1。第三转动元件RE3（差速部分齿圈R0）连接到动力传递部件18和第二电动机M2。于是，输入轴14的转动通过动力传递部件18传递（输入）给自动变速部分20。差速部分太阳齿轮S0和差速部分齿圈R0的转速之间的关系用经过线Y2和X2之间交点的倾斜直线L0表示。

现在说明这样一种情况，在该情况下，使差速部分11处于差速状态、第一至第三转动元件RE1至RE3能够相对于彼此转动、同时用直线L0和竖直线Y3的交点指示的差速部分齿圈R0的转速受车速V的限制且保持近似恒定水平。在此情况下，当控制电动机转速N_E使得由直线L0和竖直线Y2之间交点表示的差速部分行星架CA0的转速升高或降低时，用直线L0和竖直线Y1之间交点表示的差速部分太阳齿轮S0的转速即第一电动机M1的转速升高或降低。

当控制第一电动机M1的转速以使差速部分11具有值为“1”的速比γ0且差速部分太阳齿轮S0以与发动机转速N_E相同的速度转动时，直线L0与水平线X2成一条线。当此发生时，使差速部分齿圈R0即动力传递部件18以与发动机转速N_E相同的速度转动。相反，若控制第一电动机M1的转速以使差速部分11具有值小于“1”例如值近似“0.7”的速比γ0且差速部分太阳齿轮S0的转速为零，则使动力传递部件18以高于发动机

转速 N_E 的增大的传递部件转速 N_{18} 转动。

在自动变速部分 20 中，第四转动元件 RE4 通过第二离合器 C2 选择性地连接至动力传递部件 18，并且通过第一制动器 B1 选择性地连接到壳体 12。第五转动元件 RE5 通过第二制动器 B2 选择性地连接到壳体 12。第六转动元件 RE6 通过第三制动器 B3 选择性地连接到壳体 12。第七转动元件 RE7 连接到输出轴 22。第八转动元件 RE8 通过第一离合器 C1 选择性地连接至动力传递部件 18。

接着，说明这样一种情况，在该情况下，对于自动变速部分 20，使差速部分 11 处于作为输出转动元件的传递部件 18 的转动经由第一离合器 C1 的接合而输入第八转动元件 RE8 的状态，此时第一离合器 C1 和第三制动器 B3 接合，如图 3 所示。在此情况中，用于第一档位的输出轴 22 的转速利用斜线 L1 与竖直线 Y7 之间的交点表示，该斜线 L1 经过竖直线 Y8 与水平线 XG 之间的交点和竖直线 Y6 与水平线 X1 之间的交点，该竖直线 Y7 指示与输出轴 22 连接的第七转动元件 RE 的转速，该竖直线 Y8 指示第八转动元件 RE8 的转速，以及该竖直线 Y6 指示第六转动元件 RE6 的转速，如图 3 所示。

类似地，用于第二档位的输出轴 22 的转速利用倾斜直线 L2 与竖直线 Y7 之间的交点表示，该倾斜直线 L2 是当第一离合器 C1 和第二制动器 B2 接合时确定的，以及该竖直线 Y7 指示与输出轴 22 连接的第七转动元件 RE7 的转速。用于第三档位的输出轴 22 的转速利用倾斜直线 L3 与竖直线 Y7 之间的交点表示，该倾斜直线 L3 是当第一离合器 C1 和第一制动器 B1 接合时确定的，以及该竖直线 Y7 指示与输出轴 22 连接的第七转动元件 RE7 的转速。用于第四档位的输出轴 22 的转速利用水平直线 L4 与竖直线 Y7 之间的交点表示，该水平直线 L4 是当第一离合器 C1 和第一离合器 C1 接合时确定的，以及该竖直线 Y7 指示与输出轴 22 连接的第七转动元件 RE7 的转速。

图 4 表示可工作用以控制本发明的变速机构 10 以响应于各种输入信号产生各种输出信号的电子控制装置 80。此电子控制装置 80 包括具有 CPU、

ROM、RAM 和输入/输出接口的所谓微型计算机，并且被设置成在利用 ROM 的临时数据存储功能的同时根据存储在 ROM 中的程序来处理这些信号。电子控制装置 80 实现发动机 8 和第一和第二电动机 M1 和 M2 的混合动力驱动控制以及诸如自动变速部分 20 的变速控制之类的驱动控制，且作为控制发动机 8 的起动控制的发动机起动装置。

与图 4 所示的各种传感器和开关连接的电子控制装置 80 接收各种信号，例如：表示发动机的冷却水温度 $TEMP_W$ 的信号；表示利用变速手柄（表示在图 5 中）选择的档位 P_{SH} 的信号以及表示在“M”档上进行的操作次数的信号；表示代表发动机 8 的转速的发动机转速 N_E 的信号；表示齿轮系预设值的信号；指令 M 模式（手动变速运行模式）的信号；表示空调器的运行状态的信号；表示输出轴 22 的转速（以下称为“输出轴转速”）N_{OUT} 的信号；表示自动变速部分 20 的工作油的温度 T_{OIL} 的信号；表示驻车制动器的运转状态的信号；表示脚踏制动器的运转状态的信号。

电子控制装置 80 还接收：表示催化剂温度的信号；表示加速器开度 Acc 的信号，加速器开度 Acc 代表当驾驶员用其输出指令值操纵加速器踏板时该加速器踏板的工作行程；表示凸轮角度的信号；表示雪地模式设定的信号；表示车辆的纵向加速度值 G 的信号；表示自动巡航驱动模式的信号；表示车辆的重量（车重）的信号；表示每个驱动轮的轮速的信号；表示第一电动机 M1 的转速 N_{M1}（此后称作“第一电动机转速 N_{M1}”）的信号；表示第二电动机 M2 的转速 N_{M2}（此后称作“第二电动机转速 N_{M2}”）的信号；以及表示被存储在蓄电装置 60（参见图 6）中的充电容量 SOC 的信号。

电子控制装置 80 产生各种信号，包括：施加给发动机输出控制装置 58（参见图 6）以控制发动机输出的控制信号，即，施加给节气门致动器 64 以控制被配置在发动机 8 的进气歧管 60 中的电子节气门 62 的节气门开度 θ_{TH} 的驱动信号；施加给燃料喷射装置 66 以控制被喷射到进气歧管 60 或发动机 8 的气缸中的燃料量的燃料供给量信号；施加给点火装置 68 以控制发动机 8 的点火正时的信号；用于调节发动机 8 的增压器压力的增压器

压力调节信号；用于致动电子空调器的电子空调器驱动信号；用于指令第一和第二电动机 M1 和 M2 的操作的指令信号；用于致动变速范围指示器的档位（档位）显示信号；用于显示传动比的传动比指示信号。

电子控制装置 80 还产生用于显示雪地模式的存在的雪地模式显示信号；用于操纵 ABS 致动器以阻止驱动轮在制动期间滑移的 ABS 致动信号；用于显示对 M 模式的选择的 M 模式显示信号；用于致动液压控制单元 70（参见图 6）内的电磁阀（线性电磁阀）以控制差速部分 11 和自动变速部分 20 的液压操作式摩擦接合装置的液压致动器的阀指令信号；用于调节液压控制单元 70 内的调节器阀（压力调节器阀）以调节管线压力 PL 的信号；用于致动电动液压泵的驱动指令信号，该电动液压泵作为用于调节管线压力 PL 的原始液压源；用于驱动电热器的信号；以及施加给巡航控制计算机的信号。

图 5 是表示作为切换装置的手动变速装置 50 的一例的示图，可通过手动操作来操纵该手动变速装置 50 以变换多种档位 P_{SH}。变速装置 50 安装在例如驾驶员座椅的横向侧区域且包括变速杆 52，可操纵该变速杆 52 以选择多个档位 P_{SH} 之一。

变速杆 52 具有：驻车档位“P”（Parking），在该档位，变速机构 10 内即自动变速部分 20 内的动力传递路径处于被断开的空档状态即中立状态，同时该自动变速部分 20 的输出轴 22 维持锁定状态；用于反向驱动模式的反向驱动档位“R”（Reverse）；空档“N”（Neutral），其用于变速机构 10 的动力传递路径被断开的中立状态；自动前驱行驶档位“D”（Drive）；和手动变速前驱档位“M”（Manual）。在自动前驱行驶档位“D”下，建立自动变速模式以在变速机构 10 的可变速总速比 γT 的变化范围内执行自动变速控制，该总速比 γT 的变化范围是在差动部分 11 的无级变速比幅和自动变速部分 20 的第一速至第四档位的范围内执行各档位的自动变速控制得到的。在手动变速前驱档位“M”下，手动变速以建立手动变速前驱模式（手动模式），从而设定所谓的变速范围以限定在自动变速控制下自动变速部分 20 的操作期间高速范围上的变速档位。

当转移变速杆 52 到各个档位 P_{SH} 时，液压控制单元 70 被电气地切换，从而获得反向驱动“R”档位、空档“N”以及前驱档位“D”中的各个档位等。

在用“P”到“M”档位表示的各个档位 P_{SH} 之中，“P”和“N”档位代表在不使车辆行驶时选择的非行驶档位。也就是说，“P”和“N”档位代表当第一和第二离合器 C1，C2 选择使动力传递路径切换至动力断开状态时选择的非驱动档位，动力断开状态类似于这样一种状态，例如图 2 的接合操作指示表中所示的，第一和第二离合器 C1，C2 两者分离以中断自动变速部分 20 内的动力传递路径，从而不能驱动车辆。

“R”、“D”和“M”档位代表当使车辆行驶时选择的行驶档位。也就是说，这些档位代表当第一和/或第二离合器 C1，C2 选择使动力传递路径切换至动力传递状态时选择的驱动档位，动力传递状态类似于这样一种状态，例如图 2 的接合操作指示表中所示的，第一和第二离合器 C1，C2 中至少一者接合以建立自动变速部分 20 内的动力传递路径，从而能够驱动车辆。

更具体而言，在从“P”档位或“N”档位手动转移变速杆 52 到“R”档位时，第二离合器 C2 接合以使自动变速部分 20 的动力传递路径从动力切断状态切换到动力传递状态。在从“N”档位手动转移变速杆 52 到“D”档位时，至少第一离合器 C1 接合以使自动变速部分 20 的动力传递路径从动力切断状态切换到动力传递状态。另外，在从“R”档位手动转移变速杆 52 到“P”档位或“N”档位时，第二离合器 C2 分离以使自动变速部分 20 的动力传递路径从动力传递状态切换到动力切断状态。在从“D”档位手动转移变速杆 52 到“N”档位时，第一离合器 C1 或第二离合器 C2 分离以使自动变速部分 20 的动力传递路径从动力传递状态切换到动力切断状态。

图 6 是用于说明电子控制装置 80 执行的主要控制功能的功能框图。有级变速控制装置 82 响应于变速需求且基于输出轴转速的相关值和驾驶员的要求来确定对自动变速部分 20 的变速指令，以使自动变速部分执行自动

变速控制，从而获得所要求的档位。例如，有级变速控制装置82基于由实际车速V和自动变速部分20的需求输出转矩T_{OUT}所表示的车辆状况，并参考图7中所示的预先作为车速V和自动变速部分20的输出转矩T_{OUT}的参数存储的涉及升档线（实线）和降档线（单点划线）的关系（变速线和变速映射图），确定自动变速部分20是否执行变速即是否移动档位以使自动变速部分执行自动变速控制。

当这发生时，有级变速控制装置82输出指令（变速输出指令和液压指令）到液压控制单元70以接合和/或分离与自动变速部分20的变速有关的液压操作式摩擦接合装置，从而按照图2所示的接合表建立档位。也就是说，有级变速控制装置82给液压控制单元70输出指令以使与变速有关的分离侧接合装置分离且同时接合侧接合装置接合，从而执行离合器对离合器变速。在接收此指令时，液压控制单元70使自动变速部分20的线性电磁阀SL被致动。这允许与相关变速有关的液压操作式摩擦接合装置的液压操作致动器被致动。由此例如，分离侧接合装置分离且接合侧接合装置接合，使自动变速部分20执行变速。

混合动力控制装置84在高效率的最佳操作范围内操作发动机8，同时以最佳的比率分配发动机8和第二电动机M2的驱动力并最佳地改变在第一电动机M1产生电力的操作期间该第一电动机M1的反作用力，由此在电控无级变速器下可控制地操作差速部分11以控制速比γ0。

例如，在车辆行驶期间某时刻的车速V下，基于均代表驾驶员的输出需求变量的加速器开度Acc和车速V来计算车辆的目标（需求）输出，然后基于车辆的目标输出和充电请求值来计算需求总目标输出。此后，考虑到动力传递损失、辅助单元的负载以及第二电动机M2的辅助转矩等计算目标发动机输出以获得总目标输出。然后，混合动力控制装置84在控制第一电动机M1的发电量的同时控制发动机8，以提供能够获得目标发动机输出的发动机转速N_E和发动机转矩T_E。

混合动力控制装置84考虑到例如自动变速部分20的档位来执行控制，以提高动力性能和改善燃料消耗。在此混合动力控制中，使差速部分11

作为电控无级变速器工作，以致为使发动机 8 在高效率操作范围内操作而确定的发动机转速 N_E 和车速 V 与由自动变速器部分 20 的档位所确定的动力传递部件 18 的车速和转速相匹配。

也就是说，混合动力控制装置 84 确定变速机构 10 的总速比 γT 的目标值，使得发动机 8 沿着预先经由实验获得并预存储的发动机 8 的最佳燃料效率曲线（燃料效率图和关系）运行。这在利用发动机 8 的发动机转速 N_E 和输出转矩（发动机转矩）T_E 建立的二维坐标系上实现车辆于无级变速模式下行驶期间驾驶性能与燃料消耗之间的折衷。例如，确定变速机构 10 的总速比 γT 的目标值以获得这样一种发动机转矩 T_E 和发动机转速 N_E，该转矩和转速产生用于满足目标输出（总目标输出和要求驱动转矩）所需的发动机输出。然后，考虑到自动变速部分 20 的档位来控制差速部分 11 的速比 γ0 以获得相关的目标值，从而将总速比 γT 控制在无级变速范围内。

在此发生时，混合动力控制装置 84 允许第一电动机 M1 产生的电能经逆变器 54 供应到蓄电装置 56 和第二电动机 M2。由此，发动机 8 的驱动力的主要部分被机械转移给动力传递部件 18。然而，发动机 8 的驱动力的一部分被用于发电的第一电动机 M1 消耗并转化为电能。所产生的电能经逆变器 54 供应到第二电动机 M2，结果该第二电动机 M2 被驱动。因此，驱动力的一部分经由第二电动机 M2 转移给动力传递部件 18。与从产生电力的步骤起至使第二电动机 M2 消耗相关电力的步骤的操作有关的装置建立一种电力路径，在该电力路径中，发动机 8 的驱动力的一部分转化为电能且所得到的电能转化为机械能。

混合动力控制装置 84 允许差速部分 11 执行电控 CVT 功能来控制例如第一电动机转速 N_{M1} 和/或第二电动机转速 N_{M2}，以维持发动机转速 N_E 在基本恒定的水平或控制该转速在任意水平，而无论车辆处于停止状态还是行驶状态。换言之，混合动力控制装置 84 控制第一电动机转速 N_{M1} 和/或第二电动机转速 N_{M2} 在任意水平，同时维持发动机转速 N_E 在基本恒定的水平或任意转速。

如自图 3 所示的共线图显而易见的，例如，当在车辆行驶期间提高发

动机转速 N_E 时，混合动力控制装置 84 在保持被受限于车速 V（用驱动轮 34 表示）的第二电动机转速 N_{M2} 于基本恒定水平的同时提高第一电动机转速 N_{M1}。另外，当在自动变速部分 20 变速期间使发动机转速 N_E 保持基本恒定水平时，混合动力控制装置 84 以与由自动变速器部分 20 的变速操作引起的第二电动机转速 N_{M2} 的改变方向相反的方向改变第一电动机转速 N_{M1}，同时保持发动机转速 N_E 基本恒定。

混合动力控制装置 84 使节气门致动器 64 可控制地打开或关闭电子节气门 62 以执行节气门控制。另外，混合动力控制装置 84 在功能上包括用于将指令单独地或者组合地输出给发动机输出控制装置 58 的发动机输出控制装置。这使燃料喷射装置 66 控制用于燃料喷射控制的燃料喷射量和燃料喷射正时，同时使点火装置 68 控制诸如点火器一类点火装置 68 的点火正时以便进行点火正时控制。在接收此指令时，发动机输出控制装置 58 执行发动机 8 的输出控制以提供所要求的发动机输出。

例如，混合动力控制装置 84 基本上参考预存的关系（未表示）响应于加速器开度 Acc 来驱动节气门致动器 64。执行节气门控制以使得加速器开度 Acc 越大，节气门开度 θ_{TH} 越大。另外，当从混合动力控制装置 84 接收指令时，发动机输出控制装置 58 允许节气门致动器 64 可控制地打开或关闭电子节气门 62 以便进行节气门控制，同时控制诸如点火器一类点火装置 68 的点火正时以便进行点火正时控制，从而执行发动机转矩控制。

另外，混合动力控制装置 84 可工作用以使差速部分 11 执行电控 CVT 功能（差速作用），从而实现将第二电动机 M2 用作驱动力源的电动机驱动模式，而无论发动机 8 维持停止状态还是怠速状态。

例如，混合动力控制装置 84 在较低转矩区域 T_{OUT} 即低发动机转矩区域 T_E 或较低车速区域即低负载区域内实现电动机驱动模式。为抑制在此电动机驱动行驶模式期间停止的发动机 8 的拖滞以改善燃料消耗，混合动力控制装置 84 控制第一电动机转速 N_{M1} 为负转速以使例如第一电动机在无负载状态下工作，从而实现怠速状态。按照这种方式，发动机转速 N_E 由于差速部分 11 的电控 CVT 功能（差速作用）而根据需要为零或基本为零。

即使存在将发动机 8 用作驱动力源的发动机驱动行驶区域，混合动力控制装置 84 也允许第一电动机 M1 和/或蓄电装置 56 利用上述电子路径将电能供应给第二电动机 M2。这驱动第二电动机 M2 给驱动轮 34 施加转矩，提供用于辅助发动机 8 的驱动力的所谓转矩辅助。由此，本实施例的发动机驱动即运行包括发动机驱动和电动机驱动。

混合动力控制装置 84 使可在无负载状态下工作的第一电动机 M1 在怠速状态下自由地转动。这使差速部分 11 中断转矩传递，即，使差速部分 11 在与其内动力传递路径断开相同的状态下无任何输出地不工作。也就是说，混合动力控制装置 84 使第一电动机 M1 处于无负载状态，使得可以令差速部分 11 处于动力传递路径电断开的中立状态（中性状态）。

另外，在释放加速器踏板的车辆滑行（处于滑行状态）期间或者致动脚踏制动器的车辆制动模式期间，混合动力控制装置 84 具有作为再生控制装置的功能。在此再生控制中，使第二电动机 M2 作为发电机操作且利用车辆的动能即从驱动轮 34 转移给发动机 8 的反向驱动力驱动该第二电动机 M2 产生电力，从而实现燃料节省。所得到的电能即第二电动机产生的电流经由逆变器 54 供应给电池 56，结果电池 56 被充电。这样执行此再生操作，使得在基于电池 56 的充电容量 SOC 和为获得与制动踏板的下压行程对应的制动力而致动的液压制动器的制动力的制动力分配率所确定的再生量下实现再生。

在自动变速部分 20 变速期间，当下压例如加速器踏板时，自动变速部分 20 的要求输出转矩 T_{OUT} 将增大以使车辆状态从如图 7 所示的电动机驱动区域改变为发动机驱动区域。在此状态下，发动机 8 的起动控制和自动变速部分 20 的变速控制两操作同时执行。以下，将详细说明用于起动发动机 8 的控制操作。

回到图 6，发动机起动判定装置 90 判定电子控制装置 80 是否做出在电动机驱动模式期间判定起动发动机 8 的发动机起动判定。例如，若加速器踏板被狠狠地压下，则使与自动变速部分 20 的加速器开度 Acc 对应的要求输出转矩 T_{OUT} 如图 7 所示增大。此时，若车辆状态从电动机驱动区域

变化至发动机驱动区域，则做出发动机起动判定。

变速状态判定装置92判定自动变速部分20内是否执行变速。更具体地，若要执行用于增大自动变速部分20的速比γ的变速操作以实现降档，则做出使自动变速部分20执行降档的判定。相反，若要执行用于减小自动变速部分20的速比γ的变速操作以实现升档，则做出使自动变速部分20执行升档的另一判定。

若自动变速部分20内既不降档又不升档，即当自动变速部分20保持不执行变速的非变速模式时，则做出自动变速部分20保持非变速模式的判定。与自动变速部分20是否属于降档或升档有关的操作可通过参考用于控制自动变速部分20的离合器和制动器的电磁阀的开关图形和图2所示的接合操作表来判定。

在车辆于电动机驱动模式下行驶的期间，若发动机起动判定装置90做出肯定的发动机起动判定，则发动机起动装置94执行控制以起动发动机8。在此情况下，适于自动变速部分20执行升档或降档的发动机8的起动方法在模式上被改变为不同于自动变速部分20保持非变速模式的发动机8的起动方法，之后起动发动机8。另外，发动机起动装置94依据自动变速部分20内执行升档和降档而执行在模式上相互不同的起动方法。

现在，以下将详细说明发动机8的起动方法。在发动机起动判定装置90做出肯定的发动机起动判定的情况下，若变速状态判定装置92判定自动变速部分20保持非变速模式，则不切断第二电动机M2与驱动轮34之间的动力传递路径。此时，若车速V保持恒定，则使第一电动机转速N_{M1}变化，同时允许受车速V（驱动轮34的速率）限制的第二电动机转速N_{M2}保持恒定。更具体地，使第一电动机转速N_{M1}朝向与第二电动机转速N_{M2}相同的转动方向增大。这使得用于起动发动机的发动机转速N_E朝向与第一和第二电动机M1和M2相同的转动方向增大至超过可实现发动机起动的发动机起动转速N_{E1}。

在此发生时，第一电动机M1的输出转矩T_{M1}（以下称为“第一电动机转矩T_{M1}”）使第一电动机转速N_{M1}增大。此时，发动机8的转动阻力

作用于且降低代表自动变速部分 20 的输入转速的第二电动机转速 N_{M2}。由此，为维持第二电动机转速 N_{M2}，增大第二电动机 M2 的输出转矩 T_{M2}（以下称为“第二电动机转矩 T_{M2}”）至高于不进行发动机起动的水平。另外，由于不切断动力传递路径，从驱动轮转移的反向驱动力也用于增大发动机转速 N_E。因而导致这样一种状态，在该状态下，由从驱动轮 34 转移来的反向驱动力和第二电动机转矩 T_{M2} 产生的组合转矩朝向降低第二电动机转矩 T_{M2} 的方向抵消作用于第三转动元件 RE3 的发动机 8 的转动阻力。

另外基本上，为抵消发动机 8 的转动阻力，用于起动发动机的第二电动机转矩 T_{M2} 增至大于不进行发动机起动时。然而，当即使不增大第二电动机转矩 T_{M2} 也对车辆行驶无任何负面影响时，可以不增大第二电动机转矩 T_{M2}。当从驱动轮 34 转移给差速部分 11 的反向驱动力极大于发动机 8 的转动阻力时出现这种状态。也就是说，不使用第二电动机 M2 来起动发动机，而使用第一电动机 M1 来增大用于起动发动机的发动机转速 N_E。

另外，当发动机起动判定装置 90 做出肯定的发动机起动判定时，若变速状态判定装置 92 判定自动变速部分 20 保持降档模式，则发动机起动装置 94 执行利用第一和第二电动机 M1 和 M2 两者增大用于起动发动机 8 的发动机转速 N_E 的操作。

更具体地，发动机起动装置 94 控制代表自动变速部分 20 的输入转速的第二电动机转矩 T_{M2} 以改变即增大第二电动机转矩 T_{M2}，同时控制第一电动机转矩 T_{M1} 以改变第一电动机转矩 T_{M1}。这允许在自动变速部分 20 内建立降档。也就是说，使第一电动机转速 N_{M1} 朝向与第二电动机 M2 相同的转动方向增大。这使得用于起动发动机 8 的发动机转速 N_E 朝向与第一和第二电动机 M1 和 M2 相同的转动方向增大至超过可起动发动机的发动机起动转速 N_{E1}。

另外，发动机起动判定装置 90 做出肯定的发动机起动判定。在此情况下，变速状态判定装置 92 判定自动变速部分 20 保持降档模式。即使在此状态下，发动机起动装置 94 也执行利用第一和第二电动机 M1 和 M2 两者增大用于起动发动机 8 的发动机转速 N_E 的操作。更具体地，发动机起动装

置 94 控制代表自动变速部分 20 的输入转速的第二电动机转矩 T_{M2} 以改变即增大第二电动机转矩 T_{M2}，同时控制第一电动机转矩 T_{M1} 以改变第一电动机转矩 T_{M1}。这允许在自动变速部分 20 内建立降档。也就是说，使第一电动机转速 N_{M1} 朝向与第二电动机 M2 相同的转动方向增大。这使得用于起动发动机 8 的发动机转速 N_E 朝向与第一和第二电动机 M1 和 M2 相同的转动方向增大至超过可起动发动机的发动机起动转速 N_{E1}。

因此，在自动变速部分 20 的升档和降档期间，执行变速操作，结果同时进行离合器或制动器的接合和分离且第二电动机 M2 与驱动轮 34 之间的动力传递路径处于切断状态。在此情况下，不利用从驱动轮 34 传来的反向驱动力。由此，在自动变速部分 20 变速（处于降档或升档模式）期间，发动机起动控制装置 94 变更或判定增加第二电动机转矩 T_{M2} 至大于当自动变速部分 20 保持非变速模式时出现的转矩值。

另外，可认为在变速期间增大发动机转速 N_E 以起动发动机所需的第二电动机转矩 T_{M2} 是维持用于在自动变速部分 20 内建立变速的第二电动机转速 N_{M2} 并抵消发动机 8 的转动阻力的反作用转矩。另外，在自动变速部分 20 于变速模式或非变速模式下操作期间，考虑到发动机 8 的转动阻力的波动且基于试验结果来确定第一电动机转矩 T_{M1} 和第二电动机转矩 T_{M2}。

另外，在自动变速部分 20 于变速模式或非变速模式下操作期间，使发动机转速 N_E 增大以起动发动机。在此发生时，若发动机转速 N_E 超过发动机起动转速 N_{E1}，则发动机起动控制装置 94 起动发动机 8 即实施发动机点火。另外，在自动变速部分 20 变速期间，可在变速完成的时间之前或之后的正时实施发动机点火。然而，已证实发动机点火正时和变速完成正时相互重叠，即，这些正时之间的时间差落在给定时间间隔内。在此情况下，担心发动机起动冲击和变速冲击发生重叠，使伴随产生的冲击显著损害车辆乘客的舒适感。因此，可确定发动机点火正时以避免此问题。

图 8 是表示利用电子控制装置 80 执行的主要控制操作的基本程序即在电动机驱动模式期间为起动发动机 8 而执行的控制操作的基本程序的流程图。以从如近似几毫秒至几十毫秒的极短周期范围重复执行此基本程序。

首先，在与发动机起动判定装置 90 对应的步骤（以下术语“步骤”被省略）SA1，询问是否在电动机驱动模式下做出发动机起动判定。例如，若加速器踏板被狠狠地压下，则与自动变速部分 20 的加速器开度 Acc 对应的要求输出转矩 T_{OUT} 如图 7 所示增大。在此情况下，车辆状态从电动机驱动区域变化至发动机驱动区域，从而做出发动机起动判定。若询问的回答为是，即，若做出发动机起动判定，则发动机 8 需要起动且逻辑流前进至 SA2。另一方面，若回答为否，则终止图 8 的流程图所示的控制程序。

在 SA2，询问是否在自动变速部分 20 内执行升档。若回答为是，即，若在自动变速部分 20 内执行升档，则逻辑流前进至 SA4。另一方面，若回答为否，则逻辑流前进至 SA3。

在 SA3，询问是否在自动变速部分 20 内执行降档。若回答为是，即，若在自动变速部分 20 内执行降档，则逻辑流前进至 SA5。相反，若回答为否，即，若自动变速部分 20 保持非变速模式，则逻辑流前进至 SA6。另外，SA2 和 SA3 一起对应于变速状态判定装置 92。

在 SA4，降低代表自动变速部分 20 的输入转速的第二电动机转速 N_{M2} 以在自动变速部分 20 内建立升档。另外，使用于起动发动机的第一电动机转速 N_{M1} 朝向与第二电动机 M2 相同的转动方向增大。由此，用于起动发动机的发动机转速 N_E 朝向与第一和第二电动机 M1 和 M2 相同的转动方向增至大于可起动发动机的发动机起动转速 N_{E1} 的值。

在 SA5，增大第二电动机转速 N_{M2} 以在自动变速部分 20 内建立升档。另外，第一电动机转速 N_{M1} 朝向与第二电动机 M2 相同的转动方向增大。由此，用于起动发动机的发动机转速 N_E 朝向与第一和第二电动机 M1 和 M2 相同的转动方向增至大于可起动发动机的发动机起动转速 N_{E1} 的值。另外，由于自动变速部分 20 的升档或降档，离合器和制动器的接合和分离同时进行，从而切断第二电动机 M2 与驱动轮 34 之间的动力传递路径。由此，没有反向驱动力从驱动轮 34 转移给发动机 8。在此情况下，使自动变速部分 20 变速期间出现的第二电动机转矩 T_{M2} 增至大于当自动变速部分 20 保持非变速模式时出现的值。

在SA6，自动变速部分20保持非变速模式且第二电动机M2与驱动轮34之间的动力传递路径不切断。若车速V保持恒定，则受车速V（驱动轮34的速率）限制的第二电动机转速N_{M2}保持恒定，第一电动机转速N_{M1}朝向与第二电动机转速N_{M2}相同的转动方向增大。由此，用于起动发动机的发动机转速N_E朝向与第一和第二电动机M1和M2相同的转动方向增至大于可实现发动机起动的发动机起动转速N_{E1}的值。

此时，尽管第一电动机转矩T_{M1}使第一电动机转速N_{M1}增大，但发动机8的转动阻力朝向用于降低代表自动变速部分20的输入转速的第二电动机转速N_{M2}的方向起作用。这使得第二电动机转速N_{M2}被维持且第二电动机转矩T_{M2}变得大于在不进行发动机起动时出现的转矩。另外，即使在自动变速部分20执行变速或非变速的情况下，也考虑到发动机8的转动阻力的波动且基于试验结果来确定第一电动机转矩T_{M1}和第二电动机转矩T_{M2}。

若执行SA4至SA6之任一，则流程前进至SA7，在SA7，询问发动机转速N_E是否超过发动机起动转速N_{E1}。若回答为是，即，当发动机转速N_E超过发动机起动转速N_{E1}时，流程前进至SA8。另一方面，若回答为否，则再次重复执行SA7。也就是说，由于执行SA4至SA6之任一而伴随的发动机转速N_E的增大持续至发动机转速N_E超过发动机起动转速N_{E1}，之后若发动机转速N_E变得大于发动机起动转速N_{E1}，则流程前进至SA8。

在SA8，实施发动机点火且起动发动机8。另外，SA4至SA8一起对应于发动机起动装置94。

图9是表示图8的流程图中所示的控制程序的时序图，其代表这样一种示范时序图，其中，在自动变速部分20降档期间，加速器踏板被狠狠地压下且伴随着做出发动机起动判定。在图9中，所示时序图从顶部起指示发动机转速N_E、自动变速部分20的输入转速、第二电动机转速N_{M2}、第一电动机转速N_{M1}和加速器开度Acc。在所示实施例中，自动变速部分20的输入转速与第二电动机转速N_{M2}相同。

图9所示的时间t_{A1}代表电子控制装置80基于图7所示的变速映射图执行操作以对自动变速部分20内是否实施变速做出变速判定。

时间 t_{A2} 代表用于命令自动变速部分 20 执行变速的变速输出被输出给液压控制单元 70 的正时，即，用于命令自动变速部分 20 执行降档的变速输出被传送的正时。在收到此变速输出时，自动变速部分 20 在时间 t_{A2} 开始执行变速。在此情况下，增大第二电动机转速 N_{M2} 即自动变速部分 20 的输入转速以在自动变速部分 20 内建立降档。另外，在时间 t_{A2}，发动机 8 由于其自身的转动阻力而不转动。由此，保持自由转动状态的第一电动机 M1 的第一电动机转速 N_{M1} 在时间 t_{A2} 朝向与第二电动机 M2 的转动方向相反的方向增大。

时间 t_{A3} 代表加速器踏板被压下即加速器开度 Acc 增大的正时。由于加速器开度 Acc 增大，车辆状态从如图 7 所示的电动机驱动区域变化至发动机驱动区域。在此情况下，电子控制装置 80 做出发动机起动判定。然后，图 8 中 SA1 处的回答为是且图 8 中 SA3 处的回答为是，以指示在自动变速部分 20 内执行降档。由此，使第一电动机转速 N_{M1} 在时间 t_{A3} 朝向与第二电动机 M2 相同的转动方向增大，用于起动发动机的发动机转速 N_E 也伴随着增大。尽管图 9 中未表示，由于发动机转速 N_E 在时间 t_{A3} 增大，发动机 8 的转动阻力作用于使第二电动机转速 N_{M2} 降低的方向。这使得第二电动机转矩 T_{M2} 在时间 t_{A3} 增大。

时间 t_{A4} 代表在自动变速部分 20 内完成变速的正时。因此，在时间 t_{A4} 或之后，自动变速部分 20 进入非变速模式，在此模式下，第二电动机转速 N_{M2} 即自动变速部分 20 的输入转速对应于车速 V 在时间 t_{A4} 保持恒定。然而，发动机在时间 t_{A4} 还未起动，从而使发动机转速 N_E 由于第一电动机转速 N_{M1} 的增大而持续增大。

时间 t_{A5} 代表发动机 8 内完成燃烧即发动机转速 N_E 到达发动机起动转速 N_{E1} 的正时，从而指示图 8 中 SA7 处的回答为是且在图 8 中的 SA8 处实施发动机点火。另外，为避免由自动变速部分 20 完成变速而产生的变速冲击与发动机起动冲击之间重叠，可确定发动机起动时间以使时间 t_{A4} 与时间 t_{A5} 之间的时间差超过给定时间间隔。

图 10 是用于比较同图 8 的流程图所示的第一实施例相关的控制程序与

现有控制程序的时序图。对于现有控制程序，在自动变速部分 20 变速期间取消发动机起动控制，且在变速终止后开始控制操作以增大用于起动发动机的发动机转速 N_E。这代表一种示范情况，其中，在车辆滑行期间，加速器踏板被压下且车辆在电动机驱动模式下行驶，并在自动变速部分 20 从第二档位至第一档位降档期间做出发动机起动判定。图 10 所示的时间 t_{B1} 至 t_{B4} 对应于图 9 所示的时间 t_{A2} 至 t_{A5}。以下，将针对不同点进行说明。

在时间 t_{B2}，加速器开度 Acc 增大，伴随着车辆状态从图 7 所示的电动机驱动区域变化为发动机驱动区域。在此发生时，电子控制装置 80 做出发动机起动判定。在所示第一实施例中，与图 9 所示的时序图一样，图 10 中使第一电动机转速 N_{M1} 在时间 t_{B2} 朝向与第二电动机 M2 相同的转动方向增大，用于起动发动机的发动机转速 N_E 也伴随着增大。另一方面，在现有控制程序中，在自动变速部分 20 变速期间不使用于起动发动机的发动机转速 N_E 增大。因此，如图 10 中的虚线所示，第一电动机 M1 以第一电动机转速 N_{M1} 转动，该第一电动机转速 N_{M1} 朝向与第二电动机 M2 的转动方向相反的方向持续增大以维持发动机转速 N_E 在零水平。

时间 t_{B3} 代表在自动变速部分 20 内完成变速的正时。相应的，如图 10 中的虚线所示，现有控制程序在时间 t_{B3} 或之后使第一电动机转速 N_{M1} 朝向与第二电动机 M2 相同的转动方向增大。这导致用于起动发动机的发动机转速 N_E 增大。另外，在自动变速部分 20 开始执行变速的时间 t_{B1} 与自动变速部分 20 内完成变速的时间 t_{B3} 之间的时间段期间，相关的变速操作切断自动变速部分 20 的动力传递路径。换句话说，这允许与作为自动变速部分 20 的输入轴的动力传递部件 18 连接的差速部分 11 的齿圈轴处于不受驱动轮 34 限制的状态即惯性滑行状态（自由状态）。

时间 t_{B4} 代表在所示第一实施例中发动机 8 完成燃烧的正时。在现有控制程序中，发动机 8 在时间 t_{B4} 还未完成燃烧，而发动机 8 在时间 t_{B5} 完成燃烧。因此，依据图 10 所示的时序图，可以认为与现有控制程序相比，在本实施例中，发动机从时间 t_{B5} 至时间 t_{B4} 完成燃烧仅需要较短的时间，相应的，响应性提高。

图 11 是表示在图 10 的时间轴（水平线）上描绘的各个期间［1］至［4］及［4'］内和图 11 中的各个期间［1］至［4］及［4'］内第一电动机 M1、发动机 8 和第二电动机 M2 的相对转速的一系列共线图。图 10 中的期间［1］至［4］及［4'］和图 11 中的期间［1］至［4］及［4'］各自相互对应。图 11 中的期间［3-1］表示现有技术的控制操作，以及图 11 中的期间［3-2］表示本实施例的控制操作。图 11 中的共线图［1］，［2］,［4］及［4'］代表在本实施例中执行的控制操作和在现有技术中执行的控制操作。

图 11［1］中所示的共线图表示到达图 10 中时间 t_{B1} 的的状态。此状态代表自动变速部分 20（在图 11 中用“AT”指示）保持非变速模式且自动变速部分 20 的动力传递路径保持接合状态即离合器接合状态。在此情况下，车辆处于滑行状态且加速器开度 Acc 保持在零水平，因而使第二电动机 M2 作为发电机工作。如图 11［1］中箭头 T_{R1} 所示的，第二电动机 M2 产生使第二电动机转速 N_{M2} 降低方向的转矩。另外，直线 L_{S1} 与三条竖立轴的交点分别代表第一电动机 M1、发动机 8 和第二电动机 M2 的转速。虚线 L_S 与三条竖立轴的交点代表在发动机完成燃烧且自动变速部分 20 执行变速后在第一档位下第一电动机 M1、发动机 8 和第二电动机 M2 的转速。

图 11［2］中所示的共线图代表与图 10 中的时间 t_{B1} 至时间 t_{B2} 期间有关的状态。这代表自动变速部分 20 变速且伴随着自动变速部分 20 的动力传递路径中断，即自动变速部分 20 保持惯性滑行状态且离合器保持分离。为在自动变速部分 20 内建立从第二档位至第一档位的降档，第二电动机 M2 产生如图 11［2］中箭头 T_{R2} 所示的转矩。这导致代表自动变速部分 20 的输入转速的第二电动机转速 N_{M2} 增大。另外，直线 L_{S2} 与三条竖立轴的交点分别代表第一电动机 M1、发动机 8 和第二电动机 M2 的转速。

图 11［3-1］中所示的共线图表示属于现有控制程序的图 10 中时间 t_{B2} 至时间 t_{B3} 期间的状态。在此状态下，自动变速部分 20 内执行变速且自动变速部分 20 继续保持惯性滑行状态。在此情况下，为在自动变速部分 20 内建立降档，第二电动机 M2 继续输出第二电动机转矩 T_{M2} 以增大第二电

动机转速 N_{M2}。另外，图 11［3-1］中所示的箭头 T_{R3} 表示第二电动机转矩 T_{M2}。另外，直线 L_{S3-1} 与三条竖立轴的交点分别代表第一电动机 M1、发动机 8 和第二电动机 M2 的转速。

图 11［3-2］中所示的共线图表示属于本实施例执行的控制程序的图 10 中时间 t_{B2} 至时间 t_{B3} 期间的状态。在此状态下，自动变速部分 20 内执行变速且自动变速部分 20 的动力传递路径继续保持惯性滑行状态。由此，在自动变速部分 20 内执行降档。这使第二电动机 M2 输出如箭头 T_{R4} 所示的第二电动机转矩 T_{M2} 以增大第二电动机转速 N_{M2}。在时间 t_{B2}，如前所述做出发动机起动判定。因此，由于分别如箭头 T_{R5} 和 T_{R4} 所示输出的第一电动机转矩 T_{M1} 和第二电动机转矩 T_{M2}，使发动机转速 N_E 增大。

这里，第二电动机转矩 T_{M2} 继续维持第二电动机转速 N_{M2} 的增大以抵消沿箭头 T_{R6} 所示方向作用的发动机 8 的转动阻力。由此，沿箭头 T_{R4} 所示方向作用的第二电动机转矩 T_{M2} 代表这样一种组合转矩，该组合转矩组合了用于增大第二电动机转速 N_{M2} 以建立降档的转矩和与发动机 8 的转动阻力相反向地作用的反作用转矩。由此，利用箭头 T_{R4} 所示的第二电动机转矩 T_{M2} 大于利用箭头 T_{R3} 所示的第二电动机转矩 T_{M2}。另外，直线 L_{S3-2} 与三条竖立轴的交点分别代表第一电动机 M1、发动机 8 和第二电动机 M2 的转速。

图 11［4］［4'］的共线图表示图 10 中时间 t_{B3} 至时间 t_{B4} 期间或时间 t_{B3} 至时间 t_{B5} 期间的状态。在此状态下，自动变速部分 20 内完成变速且自动变速部分 20 的动力传递路径保持耦合状态。由此，受车速 V（每个驱动轮 34 的轮速）限制的第二电动机转速 N_{M2} 不增大。然而，为增大第一电动机转速 N_{M1} 以增大用于起动发动机的发动机转速 N_E，则输出用于反作用于发动机 8 的转动阻力的箭头 T_{R7} 所示的第二电动机转矩 T_{M2} 和箭头 T_{R8} 所示的第一电动机转矩 T_{M1}。结果，箭头 T_{R7} 所示的第二电动机转矩 T_{M2} 代表这样一种转矩，该转矩等于用于驱动车辆的驱动力和与发动机 8 的转动阻力相对的反作用转矩的总和。另外，直线 L_{S4} 与三条竖立轴的交点分别代表第一电动机 M1、发动机 8 和第二电动机 M2 的转速。

第一实施例的电子控制装置 80 具有如下所列的多种有利效果（1）至（6）。

（1）发动机起动装置 94 将与自动变速部分 20 变速有关的情况下发动机 8 的起动方法改变为与自动变速部分 20 非变速有关的情况下发动机 8 的起动方法，从而起动发动机 8。这使得可以避免发动机 8 的起动操作负面影响自动变速部分 20 的变速操作。另外，可在自动变速部分 20 变速期间进行发动机起动操作。这使得可以实现驾驶员要求的加速度，且响应性与当同时执行发动机起动操作和变速操作时实现的响应性相比进一步提高，类似于在自动变速部分 20 完成变速之后开始发动机起动操作的情况。

（2）在自动变速部分 20 非变速期间采用第一电动机 M1 而不采用第二电动机 M2 增大用于起动发动机 8 的发动机转速 N_E。这种用于增大发动机转速 N_E 的控制比采用第一和第二电动机 M1 和 M2 两者执行的控制更易于实施。这使得电子控制装置 80 在自动变速部分 20 非变速期间的控制负载减小。

（3）在自动变速部分 20 变速期间，采用第一和第二电动机 M1 和 M2 两者增大用于起动发动机 8 的发动机转速 N_E。这使得可以在自动变速部分 20 变速期间增大用于起动发动机 8 的发动机转速 N_E。这允许在更早的阶段起动发动机 8。这允许实现驾驶员要求的加速度且响应性提高。

（4）当增大用于起动发动机 8 的发动机转速 N_E 时，将用于自动变速部分 20 变速的第二电动机转矩 T_{M2} 改变为用于自动变速部分 20 非变速的第二电动机转矩 T_{M2}。这使得可以防止发动机起动操作负面影响自动变速部分 20 的变速。这允许实现驾驶员要求的加速度，且响应性与当同时执行发动机起动操作和变速操作时实现的响应性相比进一步提高，类似于在自动变速部分 20 完成变速之后开始发动机起动操作的情况。

（5）同自动变速部分 20 变速有关的第二电动机转矩 T_{M2} 被改变为大于同自动变速部分 20 非变速有关的第二电动机转矩 T_{M2}。这可以增大用于起动发动机 8 的发动机转速 N_E，而与自动变速部分 20 变速无关。这允许实现驾驶员要求的加速度且响应性提高。

（6）使差速部分 11 在控制第一电动机 M1 的运行状态时作为无级变速器（无级变速机构）工作。这允许差速部分 11 以平滑变化方式输出驱动转矩。

＜第二实施例＞

下述第二实施例与第一实施例中图 1 至图 5、图 7 和图 6（对应于第二实施例的图 12）所示的部分相同。因此，为了简化说明，这里将省略对这些附图的说明和图示，但在需要时参考那些说明和图示。第二实施例的控制装置以“控制装置 110”的形式表示在图 4 中。以下，将针对同第一实施例相比在结构和操作上的不同点来对第二实施例进行说明。

对于第二实施例，第一和第二电动机 M1 和 M2 内分别采用转速传感器例如旋转变压器，每个转速传感器都能够检测转速和转动方向。

考虑到驾驶员要求的响应性和舒适性，当车辆行驶状态从电动机驱动区域变化为发动机驱动区域时，需要即使在自动变速部分 20 执行变速的情况下，也能够立即起动发动机。以下，将说明实现此效果的控制操作的基本程序。

在图 12 中，发动机起动判定装置 140 判定电子控制装置 110 是否做出用于判定起动发动机 8 的发动机起动判定。例如，若加速器踏板在电动机驱动模式期间被狠狠地压下，则自动变速部分 20 的要求输出转矩 T_{OUT} 依据加速器开度 Acc 增大。若车辆状态从电动机驱动区域变化至发动机驱动区域，则做出发动机起动判定。

变速状态判定装置 142 判定自动变速部分 20 内是否执行变速。更具体地，有可能自动变速部分 20 执行与惯性阶段一致的变速操作，在惯性阶段，代表自动变速部分 20 的输入转速的第二电动机转速 N_{M2} 依据变速的进行而变化。对于此可能性，变速状态判定装置 142 判定在自动变速部分 20 内执行变速。针对自动变速部分 20 的变速操作是否落在惯性阶段内做出询问。基于例如施加给用于控制自动变速部分 20 的离合器或制动器的电磁阀的控制信号和第二电动机转速 N_{M2} 做出此询问。

电动机限制状态判定装置 144 判定均响应于电池 56 的输出而被驱动的

第一电动机 M1 或第二电动机 M2 是否保持不能提供预定驱动力的状态，即第一电动机 M1 或第二电动机 M2 的驱动力是否受限制。换句话说，电动机限制状态判定装置 144 判定电池 56 例如可充电电池释放的输出是否受限至落入该电池 56 不能提供预定输出的状态。例如，在电池 56 的充电容量 SOC 不足的情况下或者在第一电动机 M1 或第二电动机 M2 到达超过给定值的高温的情况下，电池 56 的输出受限。

若发动机起动判定装置 140 判定为做出发动机起动判定，则发动机起动控制装置 146 依据用于驱动发动机 8 的第一电动机 M1 的驱动力、作为与第一电动机 M1 的驱动力相反的反作用力的第二电动机 M2 的驱动力、以及自动变速部分 20 的变速状态执行控制。这允许基于例如自动变速部分 20 内实现的速比 γ 的变化范围来执行控制，以驱使第一电动机 M1 朝向与第二电动机 M2 相同的转动方向转动。这使发动机转速 N_E 增至超过发动机起动转速 N_{E1} 的值即例如 1000rpm，从而开始发动机点火。

这里，第一电动机 M1 的驱动力和第二电动机 M2 的驱动力分别与第一电动机 M1 的输出转矩 T_{M1}（以下称为“第一电动机转矩 T_{M1}”）和第二电动机 M2 的输出转矩 T_{M2}（以下称为“第二电动机转矩 T_{M2}”）具有一对一的比例关系。此比例关系这样变化，以使得第一电动机转矩 T_{M1} 和第二电动机转矩 T_{M2} 越大，第一电动机 M1 的驱动力和第二电动机 M2 的驱动力将分别越大。

现在将详细说明对第一和第二电动机 M1 和 M2 的驱动力的控制。当发动机起动判定装置 140 判定做出发动机起动判定时，变速状态判定装置 142 做出确认在自动变速部分 20 内执行变速的判定，且电动机限制状态判定装置 144 做出否认第一和第二电动机 M1 和 M2 的驱动力受限的判定。此时，发动机起动控制装置 146 按照如下所述的方式控制第一电动机转矩 T_{M1} 和第二电动机转矩 T_{M2}。

也就是说，为增大发动机转速 N_E 至超过发动机起动转速 N_{E1} 的值，这样控制第一电动机转矩 T_{M1} 和第二电动机转矩 T_{M2}，以使得从开始增大发动机转速 N_E 至发动机点火所需的时间（以下称为“发动机起动所需时间”）

接近在自动变速部分20非变速情况下的发动机起动所需时间。这是因为可按照与自动变速部分 20 非变速时所实现的相同方式缩短与共振频带有关的发动机转速 N_E 的滞留时间，共振频带是发动机转动导致的振动由于共振而被放大的发动机 8 的转速范围。这防止发动机 8 的振动在发动机起动期间增大且确保发动机起动控制装置146的响应性与自动变速部分20非变速时获得的响应性相同。

考虑到第一电动机转矩 T_{M1} 和第二电动机转矩 T_{M2}，形成差速部分 11 的齿圈轴（第三转动元件 RE3）的第二电动机 M2 的第二电动机转速 N_{M2} 在自动变速部分 20 变速期间以这样一种图形变化，该图形不同于自动变速部分 20 非变速期间出现的第二电动机转速 N_{M2} 的变化图形。因此，若按照与非变速时相同的方式控制用于变速的第一电动机转矩 T_{M1} 和第二电动机转矩 T_{M2}，则使起动发动机的发动机转速 N_E 超过发动机起动转速 N_{E1} 所需的时间将变得比自动变速部分 20 非变速期间执行控制所需的时间长。

在例如执行变速以减小自动变速部分 20 的速比 γ 的升档操作期间，发动机转速 N_E 如图 13 所示增大。也就是说，依据由于在自动变速部分 20 内实施变速而导致的第二电动机转速 N_{M2}（差速部分 11 的齿圈轴的转速）下降，发动机转速 N_E 增大。为此，第一电动机转速 N_{M1} 需要增至比自动变速部分 20 非变速时更高的速度水平。因此，为利用与非变速时相同的所需时间使发动机转速 N_E 超过发动机起动转速 N_{E1}，第一电动机转矩 T_{M1} 和用于抵消第一电动机转矩 T_{M1} 的第二电动机转矩 T_{M2} 需要在变速期间增至比非变速时更高的速度水平。

另外，当在执行变速以增大自动变速部分 20 的速比 γ 的降档操作期间增大发动机转速 N_E 时，第二电动机转速 N_{M2} 需要增大以使自动变速部分 20 执行变速。为此，使用于变速的第二电动机转矩 T_{M2} 增至比非变速时更高的速度水平，且用于抵消第二电动机转矩 T_{M2} 的第一电动机转矩 T_{M1} 需要增大。

以下将更详细地说明对第一电动机转矩 T_{M1} 和第二电动机转矩 T_{M2} 的控制。在发动机起动判定装置 140 判定做出发动机起动判定的情况下，变

速状态判定装置142做出确认在自动变速部分20内执行变速的判定，且电动机限制状态判定装置144做出否认第一和第二电动机M1和M2的驱动力受限的判定。此时，发动机起动控制装置146需要使发动机起动所需时间更接近在自动变速部分20非变速期间的发动机起动所需时间。

为此，发动机起动控制装置146基于输入转速变化梯度来执行控制，输入转速变化梯度代表指示自动变速部分20的输入转速的第二电动机转速N_{M2}每单位时间的变化范围的绝对值。这样执行此控制，以使得输入转速变化梯度越大，第一电动机转矩T_{M1}和第二电动机转矩T_{M2}将越大。为比较此控制与自动变速部分20非变速时执行的控制，当自动变速部分20保持非变速模式时，受车速V（驱动轮34的速率）限制的第二电动机转速N_{M2}几乎不变化，除非车速V变化。因此，自动变速部分20非变速时的输入转速变化梯度小于当自动变速部分20执行变速时的输入转速变化梯度。因此，可认为当增大发动机转速N_E以使自动变速部分20变速时，发动机起动控制装置146执行控制以增大第一电动机转矩T_{M1}和第二电动机转矩T_{M2}至大于自动变速部分20非变速时。

在图14中，输入转速变化梯度被描绘在水平轴上。垂直轴描绘自动变速部分20的与非变速相对的变速用第一电动机转矩T_{M1}和第二电动机转矩T_{M2}的增量。第二电动机转矩T_{M2}的增量高于第一电动机转矩T_{M1}的增量。这只代表一例，与之相反的情况也是可能的。发动机起动控制装置146预先存储输入转速变化梯度与第一电动机转矩T_{M1}和第二电动机转矩T_{M2}之间的关系。

另一方面，若变速状态判定装置142做出否认在自动变速部分20内执行变速的判定，则执行操作以按照下述方式控制用于发动机起动的第一电动机转矩T_{M1}和第二电动机转矩T_{M2}的驱动力。当发动机起动判定装置140判定做出发动机起动判定时，受车速V（驱动轮34的速率）限制的第二电动机转速N_{M2}几乎不变化，除非车速V发生变化。因此，发动机起动控制装置146执行控制以使第一电动机转矩T_{M1}低于自动变速部分20内执行变速时。另外，由于可利用从驱动轮34转移给发动机8的反向驱动力来增大

发动机转速 N_E，所以发动机起动控制装置 146 执行控制以使第二电动机转矩 T_{M2} 低于自动变速部分 20 内执行变速时。

当发动机起动判定装置 140 判定执行发动机起动判定时，变速状态判定装置 142 做出确认在自动变速部分 20 内执行变速的判定。另外，电动机限制状态判定装置 144 做出确认第一电动机 M1 或第二电动机 M2 的驱动力受限的判定。在此情况下，变速控制改变装置 148 按照下述方式操作。自动变速部分 20 内执行的变速控制被改变为第一和第二电动机 M1 和 M2 的驱动力不受限的阶段即第一和第二电动机 M1 和 M2 可提供预定驱动力的阶段。

更具体地，变速控制改变装置 148 改变自动变速部分 20 的变速控制。也就是说，这样改变变速控制，以使得第一电动机 M1 或第二电动机 M2 的驱动力的限制量越大即可从第一电动机 M1 或第二电动机 M2 输出的驱动力越小，则对于第一和第二电动机 M1 和 M2 的驱动力不受限的情况，自动变速部分 20 的输入转速变化梯度将越小，或者自动变速部分 20 的变速所需时间将越长。例如，在预制图 15 所示关系时改变变速控制，该关系这样变化以使得第一电动机 M1 或第二电动机 M2 的驱动力的限制量越大即电动机输出限制量越大，液压梯度越小，液压梯度代表供应给与自动变速部分 20 的变速操作有关的离合器或制动器的液压的单位时间变化率。

另外，当变速控制改变装置 148 改变自动变速部分 20 的变速控制时，在第一和第二电动机 M1 和 M2 的驱动力的驱动力的限制范围内基于发动机起动判定在自动变速部分20执行变速的同时执行用于起动发动机8的发动机起动控制。更具体地，依据自动变速部分 20 内执行的变速，朝向与第二电动机 M2 相同的转动方向驱动第一电动机 M1。这使发动机 8 朝向与第一和第二电动机 M1 和 M2 相同的转动方向转动，以在发动机转速 N_E 增至超过发动机起动转速 N_{E1} 时进行发动机点火。

另外，图 15 中的垂直轴不限于液压梯度。此外，作为被绘制在图 15 的水平轴上的电动机输出限制量，也可采用第一和第二电动机 M1 和 M2 的驱动力之任一的限制量。选择性地，可采用第一和第二电动机 M1 和

M2 的驱动力的限制量中值较大者的限制量。

图 16 是表示利用电子装置 110 执行的控制操作的主要部分即用于起动发动机的控制操作的基本程序的流程图，以例如几毫秒或几十毫秒的极短周期重复执行此基本程序。

首先，在与变速状态判定装置 142 对应的步骤（以下术语“步骤”被省略）SB1，询问自动变速部分 20 内是否执行变速。具体地，就自动变速部分 20 的变速操作是否进入其变速的惯性阶段进行询问。基于传送给用于控制自动变速部分 20 的离合器或制动器的电磁阀的控制信号和检测时的第二电动机转速 N_{M2} 做出有关自动变速部分 20 的变速操作是否落入此惯性阶段的询问。若回答为是，即，若自动变速部分 20 保持变速，则流程前进至 SB2。相反，若回答为否，则流程前进至 SB6。

在与发动机起动判定装置 94 对应的 SB2，就电子控制装置 110 是否判定执行发动机起动判定进行询问。例如，若在电动机驱动模式期间加速器踏板被狠狠地下压，自动变速部分 20 的要求输出转矩 T_{OUT} 依据如图 7 所示的加速器开度 Acc 增大。这使车辆状态从电动机驱动区域改变为发动机驱动区域，从而做出发动机起动判定。若回答为是，即，若做出发动机起动判定，则流程前进至 SB3。相反，若回答为否，则流程前进至 SB6。

在与发动机限制状态判定装置 144 对应的 SB3，就利用从电池 56 传送的输出来驱动的第一和第二电动机 M1 和 M2 是否保持不能获得预定驱动力的状态进行询问。也就是说，就第一电动机 M1 或第二电动机 M2 的驱动力是否受限进行询问。换句话说，就从电池 56 例如可充电电池传送的输出是否受限至落在不能从该电池 56 获得预定输出的状态进行询问。例如，当电池 56 的充电容量 SOC 不足时或者当第一电动机 M1 或第二电动机 M2 的输出由于此电动机的运行温度增至超过给定值而受限时，电池 56 的输出受限。若回答为是，即，若第一电动机 M1 或第二电动机 M2 的驱动力受限，换句话说，当从电池 56 传送的输出受限时，流程前进至 SB4。相反，若回答为否，则流程前进至 SB5。

在与变速控制改变装置 148 对应的 SB4，执行操作以改变利用自动变

速部分 20 执行的变速控制。由此，利用电池 56 的输出来驱动的第一电动机 M1 或第二电动机 M2 的驱动力的限制量越大，即，可从第一电动机 M1 或第二电动机 M2 输出的驱动力越小，则对于第一电动机 M1 或第二电动机 M2 的驱动力不受限的情况，自动变速部分 20 的输入转速变化梯度将越小，或者自动变速部分 20 的变速所需时间将越长。

例如图 15 所示，可利用液压梯度实现变速控制的改变，使得电动机输出限制量越大，液压梯度越小，液压梯度代表供应给与自动变速部分 20 的变速操作有关的离合器或制动器的液压的单位时间变化率。另外，若在 SB4 改变自动变速部分 20 的变速控制，则在第一电动机 M1 和第二电动机 M2 的驱动力的限制范围内、依据在自动变速部分 20 内执行的变速且基于发动机起动判定执行发动机起动控制。

在与发动机起动控制装置 146 对应的 SB5，控制第一电动机转矩 T_{M1} 和第二电动机转矩 T_{M2} 以使第一和第二电动机 M1 和 M2 朝向相同转动方向转动。这使发动机 8 朝向与第一和第二电动机 M1 和 M2 相同的转动方向转动。由此，使发动机转速 N_E 增至超过可进行发动机起动的发动机起动转速 N_{E1}，从而进行发动机点火。此时，为使发动机起动所需时间更接近自动变速部分 20 非变速时的发动机起动所需时间，可基于如图 14 所示的自动变速部分20的输入转速变化梯度来控制第一电动机转矩 T_{M1} 和第二电动机转矩 T_{M2} 的增量。由此，这样执行控制，以使得输入转速变化梯度越大，第一电动机转矩 T_{M1} 和第二电动机转矩 T_{M2} 的增量将越大。

也就是说，基于输入转速变化梯度来控制第一电动机转矩 T_{M1} 和第二电动机转矩 T_{M2}，以使得输入转速变化梯度越大，第一电动机转矩 T_{M1} 和第二电动机转矩 T_{M2} 将越大。也就是说，当自动变速部分 20 保持非变速时，代表受车速 V（驱动轮 34 的速率）限制的自动变速部分 20 的输入转速的第二电动机转速 N_{M2} 几乎不变化，除非车速 V 发生变化。因此，控制第一电动机转矩 T_{M1} 和第二电动机转矩 T_{M2} 至大于自动变速部分 20 非变速时。

在 SB6，执行正常控制。这些控制包括例如在自动变速部分 20 非变速情况下执行的发动机起动控制以及在不执行发动机起动情况下自动变速部

分 20 内执行的变速控制。

图 17 是表示图 16 的流程图所示的控制操作的时序图，该图表示一种示范情况，其中，加速器踏板在电动机驱动模式期间被压下以在自动变速部分 20 的升档期间做出发动机起动判定。在图 17 中，所示时序图从顶部起指示输出轴 22 的转矩、第二电动机转矩 T_{M2}、第一电动机转矩 T_{M1}、发动机转速 N_E、第二电动机转速 N_{M2}、第一电动机转速 N_{M1} 和自动变速部分 20 的第一制动器 B1 的液压。

在图 17 中，时间 t_{C1} 指示输出用于命令自动变速部分 20 开始执行变速的变速输出。具体地，变速输出代表将执行升档。在传送此变速输出后，执行操作以开始增大被传送给第一制动器 B1 的液压（用于制动器 B1 的接合液压），该第一制动器 B1 作为将在变速操作期间接合的液压式摩擦接合装置。

时间 t_{C2} 指示自动变速部分 20 的变速操作落入惯性状态。执行此变速操作以升档，且在时间 t_{C2}，代表自动变速部分 20 的输入转速的第二电动机转速 N_{M2} 开始减小。

时间 t_{C3} 指示做出发动机起动判定且开始发动机起动控制以起动发动机 8。时间 t_{C4} 指示发动机转速 N_E 到达发动机起动转速 N_{E1} 以允许起动发动机 8 即开始发动机点火。在时间 t_{C3}，对图 16 中 SB1 和 SB2 的回答为是且在 SB3 做出电池 56 的输出不受限的判定，之后执行 SB5。

因此，当自动变速部分 20 保持非变速时，即当自动变速部分 20 的输入转速变化梯度为零或接近零时，在时间 t_{C3} 与时间 t_{C4} 之间的时间段控制第一电动机转矩 T_{M1} 和第二电动机转矩 T_{M2}。这使第一电动机转矩 T_{M1} 和第二电动机转矩 T_{M2} 大于在进行发动机起动时实现的第一电动机转矩 T_{M1} 和第二电动机转矩 T_{M2}（如图 17 中用“仅发动机起动”标注的虚线所示的）。这使第一电动机转速 N_{M1} 高于在非变速情况下开始发动机起动期间实现的转速，从而使发动机转速 N_E 更接近非变速期间实现的转速。另外，在时间 t_{C3} 之后紧接着，控制第一电动机转矩 T_{M1} 和第二电动机转矩 T_{M2} 以使之暂时增大，从而使发动机转速 N_E 迅速通过共振频带。

在图 17 中，时间 t_{C5} 指示自动变速部分 20 已完成变速操作。在时间 t_{C5} 及随后，当自动变速部分 20 内完成变速时，制动器 B1 的接合完成且液压保持恒定。由此，在时间 t_{C5} 及随后，受车速 V（驱动轮 34 的速率）限制的第二电动机转速 N_{M2} 保持恒定。于是，在时间 t_{C5} 及随后，发动机转速 N_E 和第二电动机转速 N_{M2} 两者都保持恒定，且基于此参数确定的第一电动机转速 N_{M1} 也保持恒定。另外，自动变速部分 20 的变速操作属于升档，且使在指示变速操作完成的时间 t_{C2} 之后时点的输出轴 22 的转矩低于执行变速之前的转矩。

图 18 是表示图 16 的流程图所示的控制操作的时序图，该图表示一种示范情况，其中，在图 17 所示的流程图中判定第一电动机 M1 或第二电动机 M2 的驱动力受限，即，从电池 56 传送的输出受限。因此，图 18 的时间 t_{C1} 至 t_{C5} 与图 17 相同。以下，将针对与图 17 的不同点详细说明图 18 的流程图。另外，用“正常变速期间”标注的实线代表电池 56 的输出不受限的正时，这与图 17 的流程图相同。

在图 16 所示的 SB3 判定从电池 56 例如可充电电池传送的输出受限，之后执行 SB4。这减小被传送给第一制动器 B1 的液压梯度，从而减小自动变速部分 20 的输入转速变化梯度。结果，在惯性开始阶段与自动变速部分 20 完成变速之间的时间段内用于制动器 B1 液压的时序图属于利用正常操作期间即当电池 56 的输出不受限时从时间 t_{C2} 至时间 t_{C5} 的时间段内的实线指示的时序图。

相反，由于在执行 SB4 时改变自动变速部分 20 的变速控制，所以第二电动机转速 N_{M2} 和制动器 B1 液压按照同虚线指示的时序图中相同的方式在时间 t_{C2} 至时间 $t_{C5'}$ 的时间段内变化。由此，完成变速所需的时间由于延长而从时间 t_{C5} 延迟至时间 $t_{C5'}$。然而，使自动变速部分 20 的输入转速变化梯度低于执行 SB4 时（如利用“用于正常操作”标注的实线所指示的），输入转速变化梯度代表在 SB4 内不执行任何操作的情况下第二电动机转速 N_{M2} 的时序图（利用“电池输出限制状态下”标注的虚线指示）的斜率。也就是说，可认为在 SB4 改变自动变速部分 20 的变速控制使自动变速部

分 20 的输入转速变化梯度接近当自动变速部分 20 保持非变速时。

第二实施例的电子控制装置 110 具有如下所列的多种有利效果（B1）至（B9）。

（B1）在使用于起动发动机的发动机转速 N_E 增大的情况下，依据自动变速部分 20 的变速状态控制用于起动发动机 8 的第一电动机 M1 的驱动力。这防止自动变速部分 20 的变速操作负面影响发动机转速 N_E 的增大。在用于起动发动机 8 的操作期间，例如，即使在自动变速部分 20 变速期间，也使发动机转速 N_E 迅速增大，从而适当地起动发动机 8。

（B2）当在自动变速部分 20 变速期间增大用于起动发动机 8 的发动机转速 N_E 时，基于自动变速部分 20 的输入转速变化梯度控制第一电动机转矩 T_{M1}。这使得代表自动变速部分 20 的输入转速的第二电动机转速 N_{M2} 显著增大，伴随着为增大发动机转速 N_E 所需的第一电动机转矩 T_{M1} 增大。即使在此情况下，也使发动机转速 N_E 迅速增大，从而适当地起动发动机 8。

（B3）当在自动变速部分 20 变速期间增大用于起动发动机 8 的发动机转速 N_E 时，控制第一电动机转矩 T_{M1} 以使得发动机起动所需时间接近自动变速部分 20 非变速时的发动机起动所需时间。发动机起动所需时间代表开始增大发动机转速 N_E 且进行发动机点火所需的时间。由此，能够以这样一种响应性起动发动机 8，该响应性与自动变速部分 20 保持非变速模式所实现的响应性相同。

（B4）当在自动变速部分 20 变速期间增大用于起动发动机 8 的发动机转速 N_E 时，使第一电动机转矩 T_{M1} 大于自动变速部分 20 非变速时。因此，即使由于自动变速部分 20 的变速操作而使代表自动变速部分 20 的输入转速的第二电动机转速 N_{M2} 发生变化，也使发动机转速 N_E 迅速增大，从而适当地起动发动机 8。

（B5）当在自动变速部分 20 变速期间使用于起动发动机 8 的发动机转速 N_E 增大的情况下，证实第一电动机 M1 的驱动力受限。在此情况下，改变自动变速部分 20 的变速控制以相对于驱动力不受限的情况减小自动变速部分 20 的输入转速变化梯度或者延长用于自动变速部分 20 变速的所

需时间。与不改变变速控制时相比，这更有效地防止代表自动变速部分 20 的输入转速的第二电动机转速 N_{M2} 的变化负面影响发动机转速 N_E 的增大。

（B6）当使用于起动发动机 8 的发动机转速 N_E 增大时，依据自动变速部分 20 的变速状态控制第二电动机 M2 以提供这样一种驱动力，该驱动力作为用于抵消第一电动机 M1 的驱动力的反作用力。这使得能够防止发动机 8 的转动阻力负面影响自动变速部分 20 的变速操作。当起动发动机 8 时，例如，即使自动变速部分 20 内执行变速，也使发动机转速 N_E 迅速增大，从而适当地起动发动机 8。

（B7）当在自动变速部分 20 变速期间增大用于起动发动机 8 的发动机转速 N_E 时，基于自动变速部分 20 的输入转速变化梯度控制第二电动机转矩 T_{M2}。这导致代表自动变速部分 20 的输入转速的第二电动机转速 N_{M2} 增大，伴随着用于抵消发动机 8 的转动阻力和第一电动机转矩 T_{M1} 的第二电动机转矩 T_{M2} 增大。即使在此情况下，也可以防止发动机 8 的转动阻力负面影响自动变速部分 20 的变速操作。这使发动机转速 N_E 迅速增大，伴随着可适当地起动发动机 8。

（B8）当在自动变速部分 20 变速期间增大用于起动发动机 8 的发动机转速 N_E 时，使第二电动机转矩 T_{M2} 大于自动变速部分 20 非变速时。因此，即使需要改变用于在自动变速部分 20 内建立变速操作的代表自动变速部分 20 的输入转速的第二电动机转速 N_{M2}，也可防止发动机 8 的转动阻力负面影响自动变速部分 20 的变速操作。这使发动机转速 N_E 迅速增大，伴随着可适当地起动发动机 8。

（B9）当在自动变速部分 20 变速期间增大用于起动发动机 8 的发动机转速 N_E 时，改变自动变速部分 20 的变速控制。这使得当第二电动机 M2 的驱动力受限时自动变速部分 20 的输入转速变化梯度小于当该驱动力不受限时。由此，与不改变此变速控制时第二电动机转速 N_{M2} 的变化相比，发动机转速 N_E 的增大不易于负面影响代表自动变速部分 20 的输入转速的第二电动机转速 N_{M2} 的变化。这使得能够避免均抵消第二电动机 M2 的驱动力的第一电动机 M1 的驱动力和发动机 8 的转动阻力负面影响用于在自

动变速部分 20 的变速控制已改变后建立变速控制的自动变速部分 20 的输入转速。这减小变速冲击增大的可能性。

＜第三实施例＞

第三实施例采用这样一种构造形式，其中，用电子控制装置 130 替换第二实施例的电子控制装置 110。第三实施例的构造包括用于取代与第二实施例有关的图 12 所示功能框图中的发动机起动控制装置 146 的发动机起动控制装置 162 以及与图 12 所示第二实施例相同的其它组件例如发动机起动判定装置 140、变速状态判定装置 142、电动机限制状态判定装置 144 和变速控制改变装置 148。以下，将针对不同点对第三实施例进行说明。

发动机起动判定装置 140 判定做出发动机起动判定，且变速状态判定装置 142 做出确认在自动变速部分 20 内执行变速的判定。另外，电动机限制状态判定装置 144 做出否认第一电动机 M1 或第二电动机 M2 的驱动力受限的判定。在此情况下，第二实施例的构造使发动机起动控制装置 146 按照特定的方式操作。也就是说，在开始增大用于起动发动机的发动机转速 N_E 与使发动机转速 N_E 超过发动机起动转速 N_{E1} 之间的时间内，控制与变速有关的第一电动机转矩 T_{M1} 和第二电动机转矩 T_{M2} 至大于与自动变速部分 20 非变速有关的第一电动机转矩 T_{M1} 和第二电动机转矩 T_{M2}。

相反，对于第三实施例，发动机起动控制装置 162 执行控制以改变第一电动机转矩 T_{M1} 和第二电动机转矩 T_{M2} 至大于与自动变速部分 20 非变速有关的第一电动机转矩 T_{M1} 和第二电动机转矩 T_{M2}。在其它方面，发动机起动控制装置 162 的功能与发动机起动控制装置 146 相同。

利用电子控制装置 110 按照如与第二实施例有关的图 16 中所示的相同流程来执行控制操作的基本程序，其中，用程序 SC5 替换 SB5，同时执行与第二实施例中执行的 SB1 至 SB4 和 SB6 相同的其它程序。以下，将针对不同点对此控制操作进行说明。

若对 SB3 的回答为否，则在第二实施例的 SB5 中，在开始增大用于起动发动机的发动机转速 N_E 与使发动机转速 N_E 超过发动机起动转速 N_{E1} 之间的时间段内控制与变速有关的第一电动机转矩 T_{M1} 和第二电动机转矩

T_{M2}。于是，同变速有关的第一电动机转矩 T_{M1} 和第二电动机转矩 T_{M2} 变得大于同自动变速部分20非变速有关的第一电动机转矩 T_{M1} 和第二电动机转矩 T_{M2}。

与此相反，在第三实施例的 SC5 中，在发动机转速 N_E 位于共振频带的时间段内执行控制。这使第一电动机转矩 T_{M1} 和第二电动机转矩 T_{M2} 被改变至大于同自动变速部分20非变速有关的第一电动机转矩 T_{M1} 和第二电动机转矩 T_{M2}。在其它方面，SC5 与 SB5 相同。另外，SC5 对应于发动机起动控制装置 162。

图 19 是表示图 16 的流程图所示的电子控制装置 110 的控制操作的时序图。在图 19 中，时间 t_{D1}, t_{D2}, t_{D3} 和 t_{D5} 对应于图 17 的时间 t_{C1}, t_{C2}, t_{C3} 和 t_{C5}。以下，将针对不同点对图 19 进行说明。

在图 19 中，时间 t_{D3} 指示开始发动机起动控制，以及 t_{D4} 指示发动机转速 N_E 超过发动机起动转速 N_{E1} 以使发动机 8 起动即进行发动机点火。这里，若在时间 t_{D3}，对图 16 中 SB1 和 SB2 的回答为是且在 SB3 判定电池 56 的输出不受限，则执行 SC5。因此，在代表开始发动机起动控制的时间 t_{D3} 之后紧接着的发动机转速 N_E 落在共振频带范围内的时间段内，执行控制以改变第一电动机转矩 T_{M1}（利用实线指示）和第二电动机转矩 T_{M2}（利用虚线指示）至大于自动变速部分 20 保持非变速阶段（利用虚线指示）的第一电动机转矩 T_{M1} 和第二电动机转矩 T_{M2}。

然而，在图 19 中，当发动机转速 N_E 通过共振频带时，使第一电动机转矩 T_{M1}（利用实线指示）和第二电动机转矩 T_{M2}（利用虚线指示）更接近自动变速部分 20 保持非变速时的转矩。程序在此方面不同于图 17。因此，第一电动机转矩 T_{M1} 和第二电动机转矩 T_{M2} 在特定阶段被改变为大于自动变速部分 20 保持非变速时的转矩。此特定阶段在已开始发动机起动控制之后紧接着的发动机转速 N_E 位于共振频带内的范围内，且未延伸至发动机 8 被起动的时点。作为此操作的结果，与图 19 中所示的时间 t_{D3} 开始至时间 t_{D3} 的时间间隔相等的发动机起动所需时间延伸至比与图 17 中所示的时间 t_{X3} 开始至时间 t_{C3} 的时间间隔有关的发动机起动所需时间长。

除第二实施例的有利效果（B1）至（B9）以外，第三实施例的电子控制装置 110 还具有如下所列的有利效果（C1）和（C2）。

（C1）当为起动发动机 8 而在自动变速部分 20 变速期间增大发动机转速 N_E 时，改变第一电动机转矩 T_{M1} 至大于与自动变速部分 20 非变速时有关的转矩。这使得可令发动机转速 N_E 迅速通过共振频带，从而减小由于起动发动机 8 时出现的振动而损害舒适感的可能性。

（C2）当为起动发动机 8 而在自动变速部分 20 变速期间增大发动机转速 N_E 时，发动机转速 N_E 倾向于在特定时间段处于共振频带的范围内。在此时间段期间，改变第二电动机转矩 T_{M2} 至大于与自动变速部分 20 非变速时有关的转矩。这使得发动机转速 N_E 迅速通过共振频带，从而减小由于起动发动机 8 时出现的振动而损害舒适感的可能性。

＜其它变形，改进＞

在此之前，已参照附图说明了本发明的一些实施例。注意，这些实施例仅仅是示意性的，可基于本领域技术人员的知识对它们进行各种变化和改进之后实施本发明。

例如，在第一至第三实施例中，第一和第二电动机 M1 和 M2 两者设在差速部分 11 内。然而，第一和第二电动机 M1 和 M2 不需要设在差速部分 11 的一部分内，它们可设在独立于差速部分 11 的变速机构 10 内。

在第一至第三实施例中，差速部分 11 包括例如离合器一类用于限制或者切断第一和第二转动元件 RE1 和 RE2 之间相对转动的差速作用限制装置。利用此构造，当增大用于起动发动机的发动机转速 N_E 时，差速作用限制装置能够在第一至第三转动元件 RE1 至 RE3 一体转动操作的非差速状态下限制或者切断第一和第二转动元件 RE1 和 RE2 之间的相对转动。

在此非差速状态下，利用第一和第二电动机 M1 和 M2 中的任一者能够增大用于起动发动机的发动机转速 N_E。采用例如第二电动机 M2 而不采用第一电动机 M1 能够执行用于增大发动机转速 N_E 的控制。这使电子控制装置 80 的控制负载小于当采用第一和第二电动机 M1 和 M2 两者时所需的负载。

另外在第一实施例中，当在自动变速部分 20 变速期间执行发动机起动时，驾驶员期待驱动转矩尽可能快地增大。因此，与独立进行变速和发动机起动时所实现的相比，在更早的阶段利用第一和第二电动机 M1 和 M2 两者增大发动机转速 N_E，同时变速完成时间和发动机点火时间提前，从而实现响应性的提高。

在第一至第三实施例中，尽管第二电动机 M2 与动力传递部件 18 连接，但本发明也可应用于动力传递部件 18 不包括第二电动机 M2。

在第一至第三实施例中，尽管第二电动机 M2 与动力传递部件 18 直接连接，但第二电动机 M2 的连接位置不限于这种方式。也就是说，第二电动机 M2 经由变速器、行星齿轮单元、接合装置等直接或者间接地与从发动机 8 或动力传递部件 18 延伸至驱动轮 38 的动力传递路径连接即可。

在第一至第三实施例中，尽管差速部分 11 被构造成作为速比 γ0 从最小值 $\gamma0_{min}$ 至最大值 $\gamma0_{max}$ 连续变化的电控无级变速器，但即使在差速部分 11 的速比 γ0 不连续变化而由于差速作用逐步变化的情况下，也可采用本发明。

在第一至第三实施例的动力分配机构 16 中，差速部分行星架 CA0 与发动机 8 连接；差速部分太阳齿轮 S0 与第一电动机 M1 连接；以及差速部分齿圈 R0 与动力传递部件 18 连接。然而，本发明不限于此连接方式，发动机 8、第一电动机 M1 和动力传递部件 18 可以与差速部分行星齿轮组 24 的三个元件 CA0，S0 和 R0 中的任一者连接。

在第一至第三实施例中，尽管发动机 8 与输入轴 14 直接连接，但这些组件也可经由例如齿轮、带状件等操作性连接。发动机 8 和输入轴 14 不需要设在共同的轴线上。

另外，尽管在第一至第三实施例中，第一电动机 M1 和第二电动机 M2 被设置成与输入轴 14 同轴，第一电动机 M1 与差速部分太阳齿轮 S0 连接，以及第二电动机 M2 与动力传递部件 18 连接。然而，这些组件不需要一定按照这种连接方式设置。例如，第一电动机 M1 可经由齿轮、带状件等与差速部分太阳齿轮 S0 连接，以及第二电动机 M2 经由齿轮、带状件

等与动力传递部件 18 连接。

另外，在第一至第三实施例中，液压操作式摩擦耦合装置例如第一和第二离合器 C1,C2 包括诸如粉末（磁粉）离合器、电磁离合器和啮合爪形离合器一类的磁式耦合装置、电磁式耦合装置和机械耦合装置。例如，当采用电磁离合器时，液压控制单元 70 可以不包括用于切换液压通路的阀装置，而用可工作用以切换电磁离合器用电子指令信号电路的切换装置或电磁操纵式切换装置代替。这里，利用图 34 中竖直线指示的液压梯度用与之对应的电控量代替。

在第一至第三实施例中，自动变速部分 20 经由动力传递部件 18 与差速部分 11 串连，可提供与输入轴 14 平行的副轴以使自动变速部分 20 同轴设在该副轴的轴线上。在此情况下，差速部分 11 和自动变速部分 20 可经由一组传递部件在动力传递状态下相互连接，该传递部件由例如作为动力传递部件 18 的反转齿轮对、链轮和链条构成。

另外，作为第一至第三实施例的差速机构的动力分配机构 16 包括例如利用发动机旋转驱动的小齿轮，且一对保持与该小齿轮啮合的伞齿轮可工作地与第一电动机 M1 和动力传递部件 18（第二电动机 M2）连接。

以上所述的包括一组行星齿轮单元的第一至第三实施例的动力分配机构 16 可包括两或多组行星齿轮单元，这些行星齿轮单元被布置成作为在非差速状态（固定变速状态）下具有三或多个档位的变速器。另外，行星齿轮单元不限于单小齿轮式，而是可以为双小齿轮式。

可采用以下结构。当动力分配机构 16 由两或多组行星齿轮单元组成时，发动机 8、第一和第二电动机 M1 和 M2 以及动力传递部件 18 在动力传递状态下与动力分配机构 16 的各个转动元件中连接，且输出件 22 依据构造在动力传递状态下连接。另外，可通过控制与行星齿轮单元的各个转动元件连接的离合器 C 和制动器 B 来切换有级变速和无级变速。

在第一至第三实施例中，尽管发动机 8 和差速部分 11 相互直接连接，但此连接方式不是必需的。发动机 8 和差速部分 11 可经由离合器等连接。

在第一至第三实施例的变速机构 10 中，第一电动机 M1 和第二转动元

件 RE2 直接连接，且第二电动机 M2 和第三转动元件 RE3 直接连接。然而，第二电动机 M2 和第三转动元件 RE3 可经由啮合元件例如离合器间接连接。

在第一至第三实施例中，差速部分 11 和自动变速部分 20 以图 1 所示的构造相互串连。然而，本发明也可应用于差速部分 11 和自动变速部分 20 相互机械独立的构造，只要变速机构 10 整体具有实现使差速状态能够电气变化的电控差速作用的功能，以及按照与电控差速作用的功能不同的原理执行变速的功能。总之，自动变速部分 20 可以被提供为形成从发动机 8 延伸至驱动轮 38 的动力传递路径的一部分。

在第一至第三实施例中，第二电动机 M2 与动力传递部件 18 直接连接，该动力传递部件 18 形成从发动机 8 延伸至驱动轮 38 的动力传递路径的一部分。然而，其也可经由变速器等与动力传递部件 18 间接连接。在变速机构 10 中，第二电动机 M2 与动力传递部件 18 连接，且经由接合装置例如离合器与动力分配机构 16 连接。因此，变速机构 10 可被构造成使第二电动机 M2 取代第一电动机 M1 控制动力分配机构 16 的差速状态。

在第一至第三实施例中作为有级自动变速器的自动变速部分 20 可包括无级 CVT。

可在提供例如优先顺序的情况下以相互组合的形式实施第一至第三实施例。

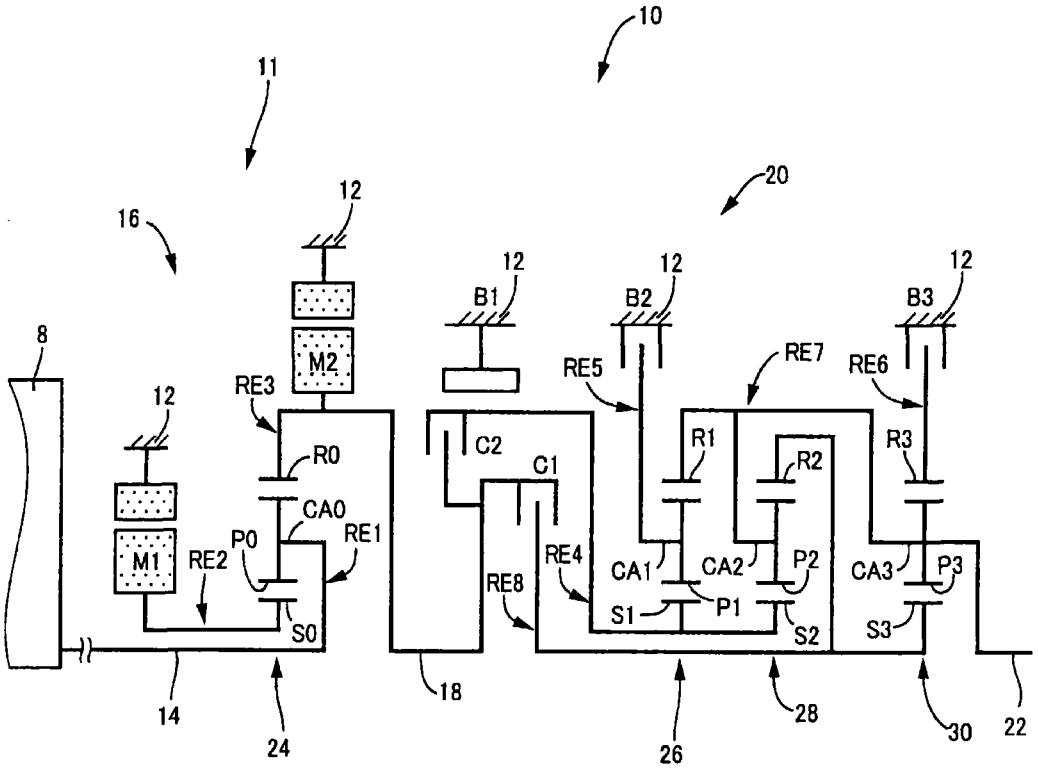


图 1

	C1	C2	B1	B2	B3	速比	步进比
1st	○				○	3.357	
2nd	○			○		2.180	1.54
3rd	○		○			1.424	1.53
4th	○	○				1.000	1.42
R		○			○	3.209	总幅 3.36
N							

○ 接合

图 2

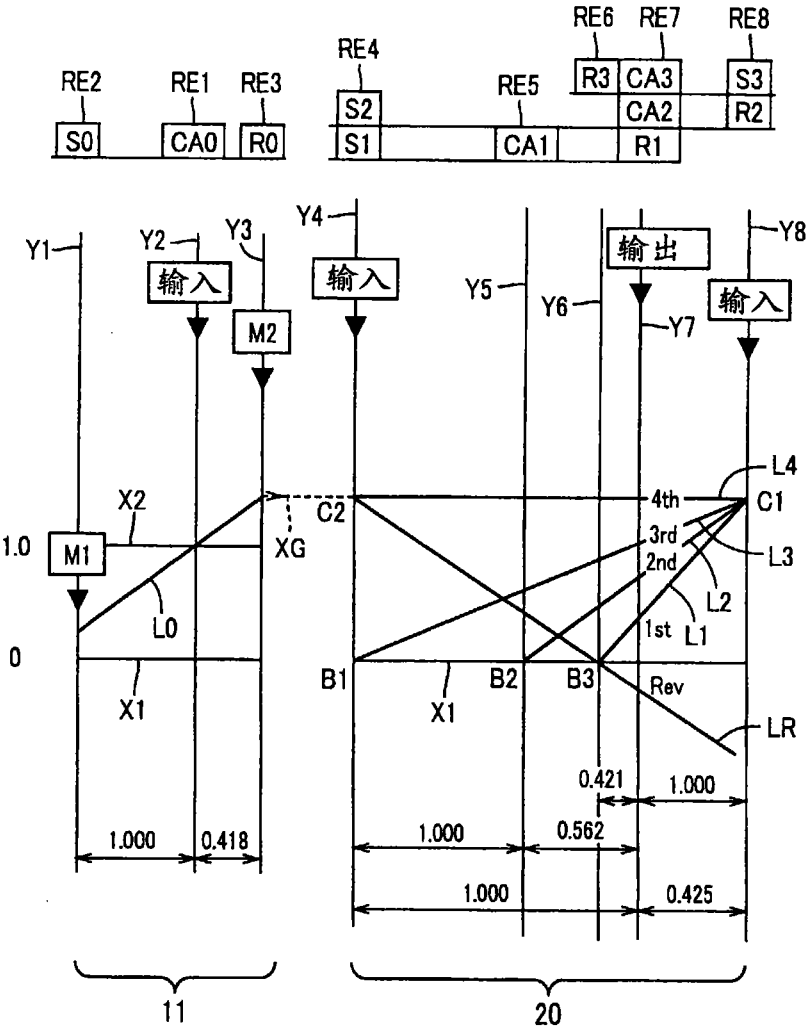

RE2
RE1
RE3
RE4
RE5
RE6
RE7
RE8
S0
CA0
R0
S2
S1
CA1
R3
CA3
CA2
R1
S3
R2
Y1
Y2
Y3
Y4
Y5
Y6
Y7
Y8
输入
输入
M2
输入
输出
L4
X2
C2
4th
C1
1.0
M1
XG
3rd
L3
2nd
L2
L0
1st
L1
0
B1
B2
B3
Rev
LR
X1
X1
0.421
1.000
1.000
0.418
1.000
0.562
1.000
0.425
11
20

图 3

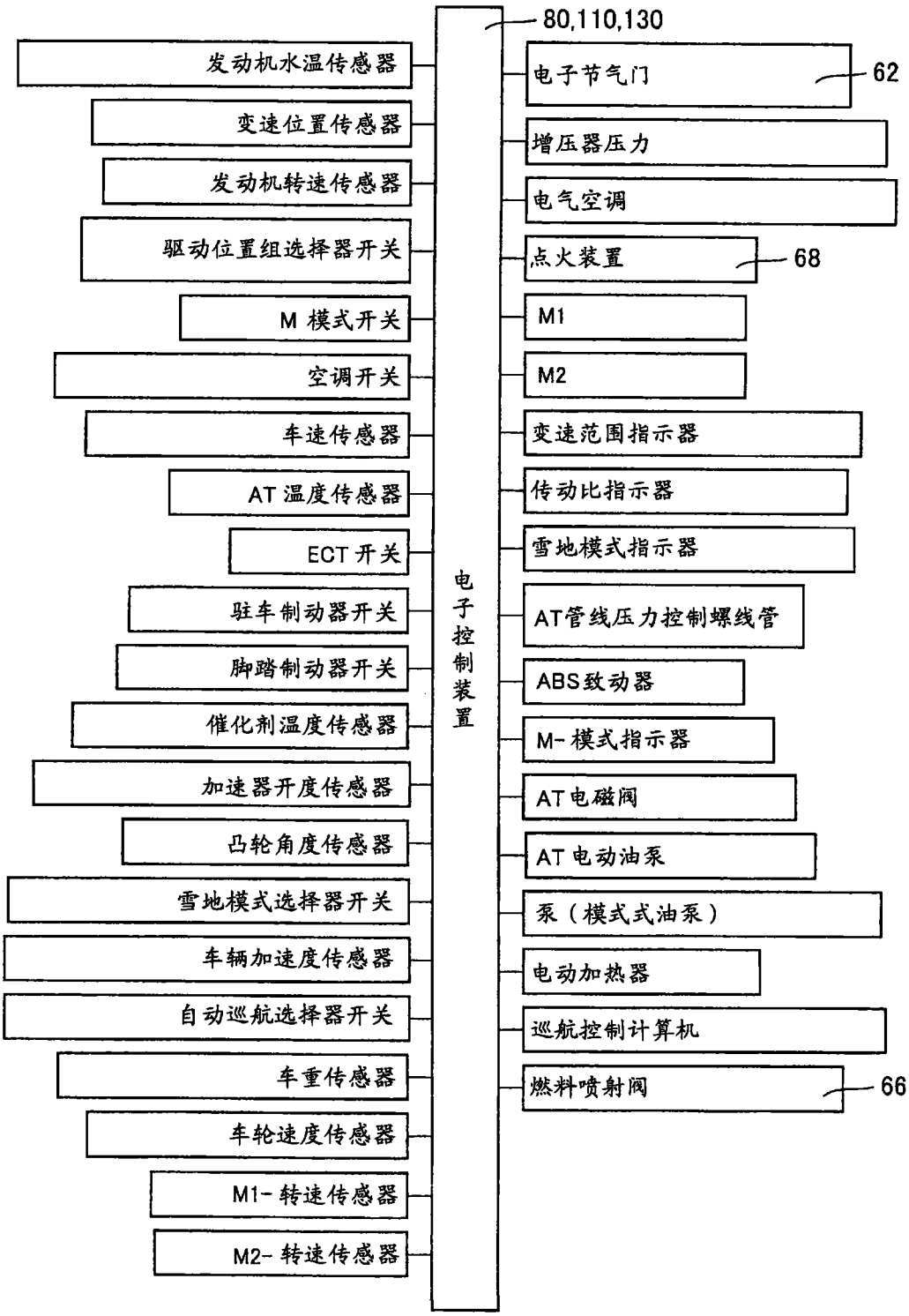

80,110,130
发动机水温传感器
变速位置传感器
发动机转速传感器
驱动位置组选择器开关
M 模式开关
空调开关
车速传感器
AT 温度传感器
ECT 开关
驻车制动器开关
脚踏制动器开关
催化剂温度传感器
加速器开度传感器
凸轮角度传感器
雪地模式选择器开关
车辆加速度传感器
自动巡航选择器开关
车重传感器
车轮速度传感器
M1- 转速传感器
M2- 转速传感器
电子控制装置
电子节气门
62
增压器压力
电气空调
点火装置
68
M1
M2
变速范围指示器
传动比指示器
雪地模式指示器
AT管线压力控制螺线管
ABS致动器
M- 模式指示器
AT电磁阀
AT 电动油泵
泵（模式式油泵）
电动加热器
巡航控制计算机
燃料喷射阀
66

图 4

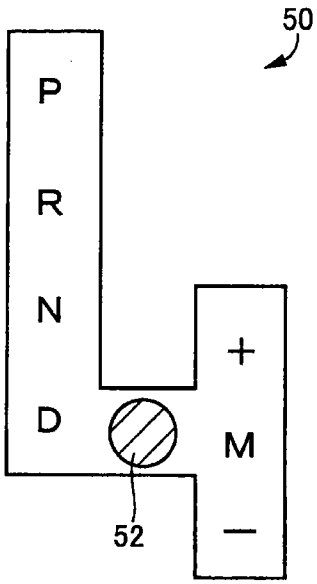


图 5

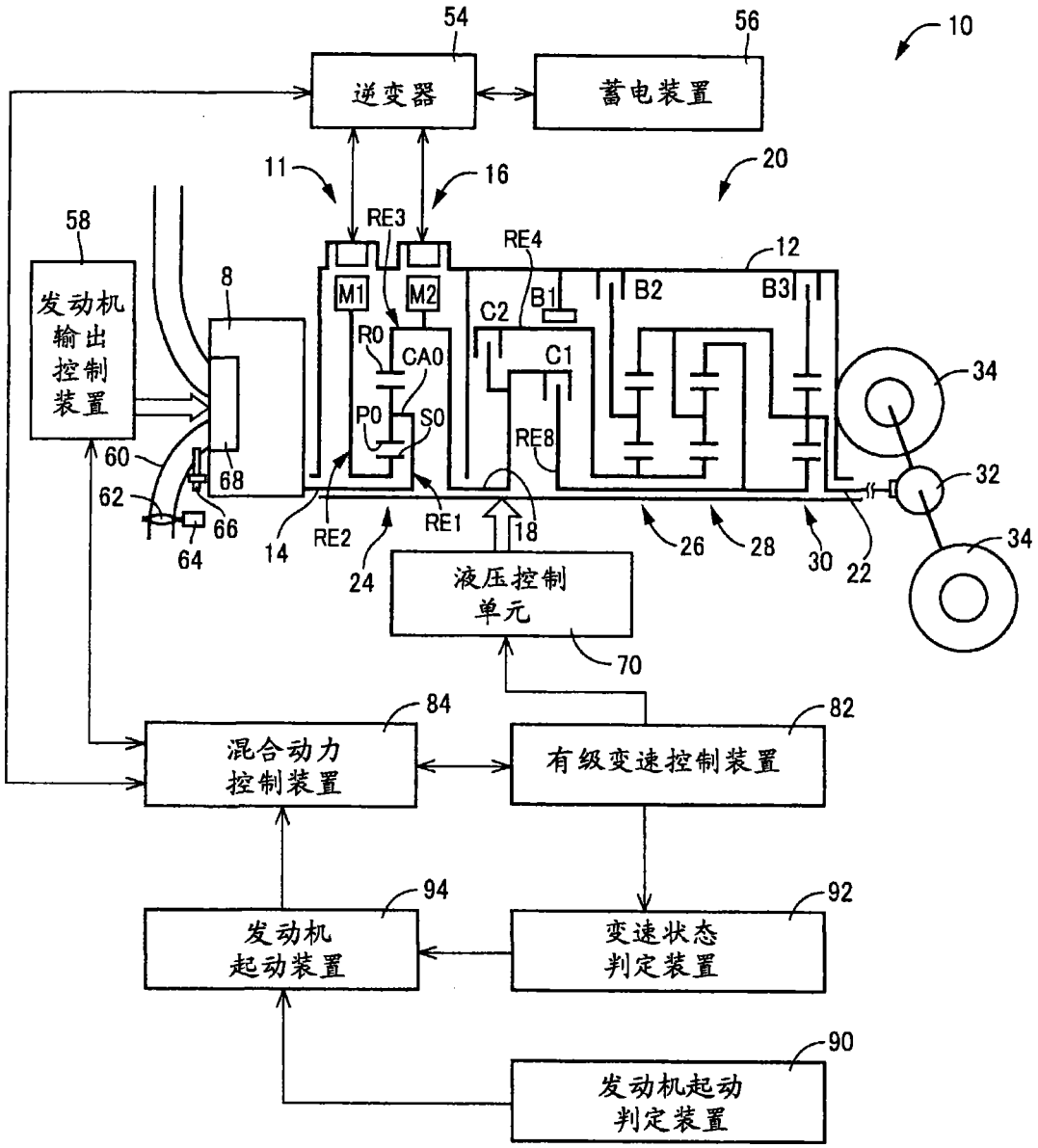

54
56
10
逆变器
蓄电装置
11
16
20
58
RE3
RE4
12
发动机
输出
控制
装置
8
M1
M2
C2
B1
B2
B3
R0
CA0
C1
34
P0
S0
RE8
60
32
62
68
66
64
14
RE2
RE1
18
26
28
30
22
34
24
液压控制
单元
70
84
82
混合动力
控制装置
有级变速控制装置
94
92
发动机
起动装置
变速状态
判定装置
90
发动机起动
判定装置

图 6

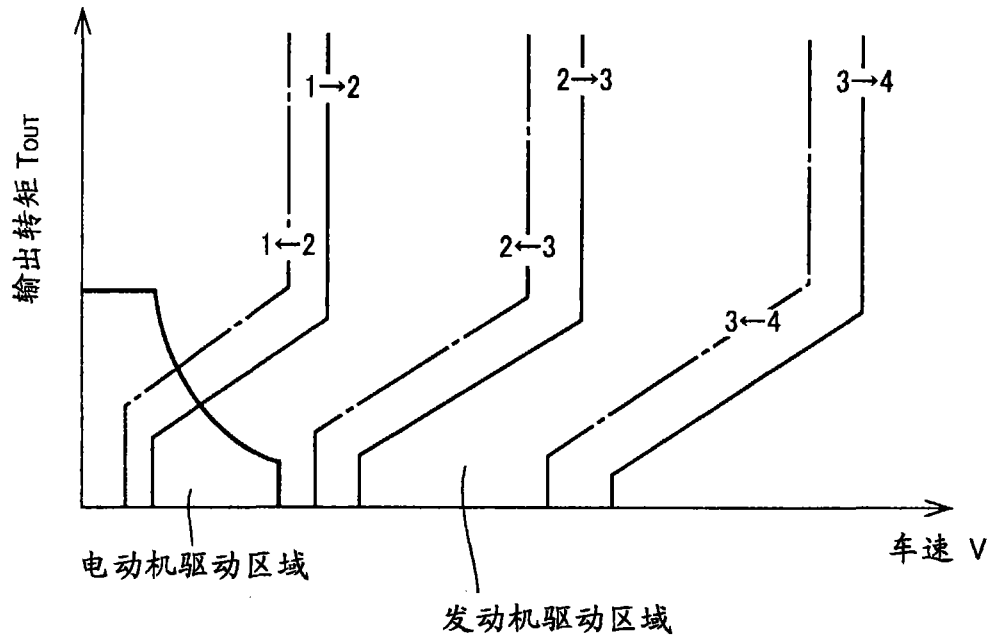


图 7

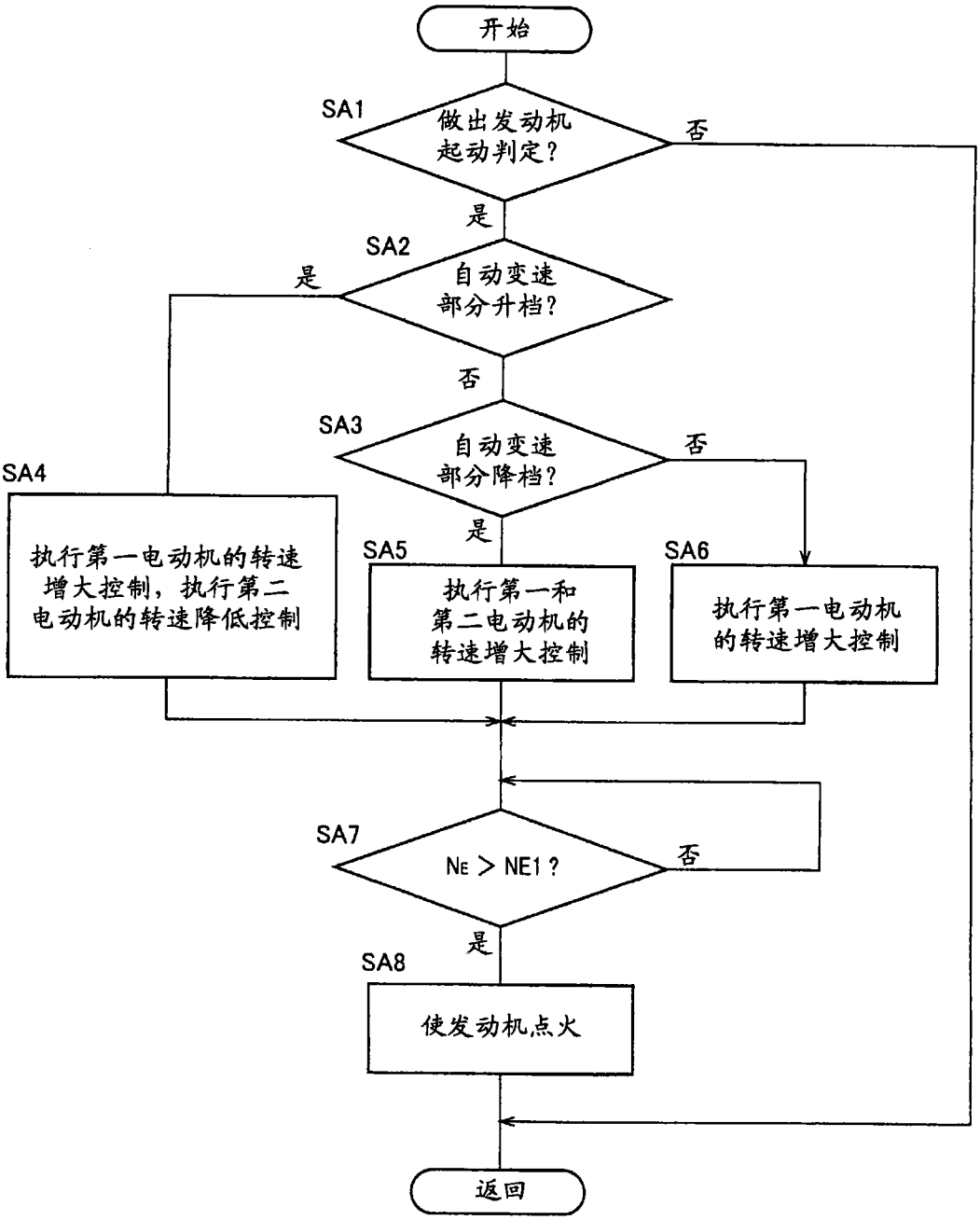

开始
SA1
做出发动机起动判定？
否
是
SA2
自动变速部分升档？
是
否
SA3
自动变速部分降档？
否
是
SA4
执行第一电动机的转速增大控制，执行第二电动机的转速降低控制
SA5
执行第一和第二电动机的转速增大控制
SA6
执行第一电动机的转速增大控制
SA7
NE > NE1？
否
是
SA8
使发动机点火
返回

图 8

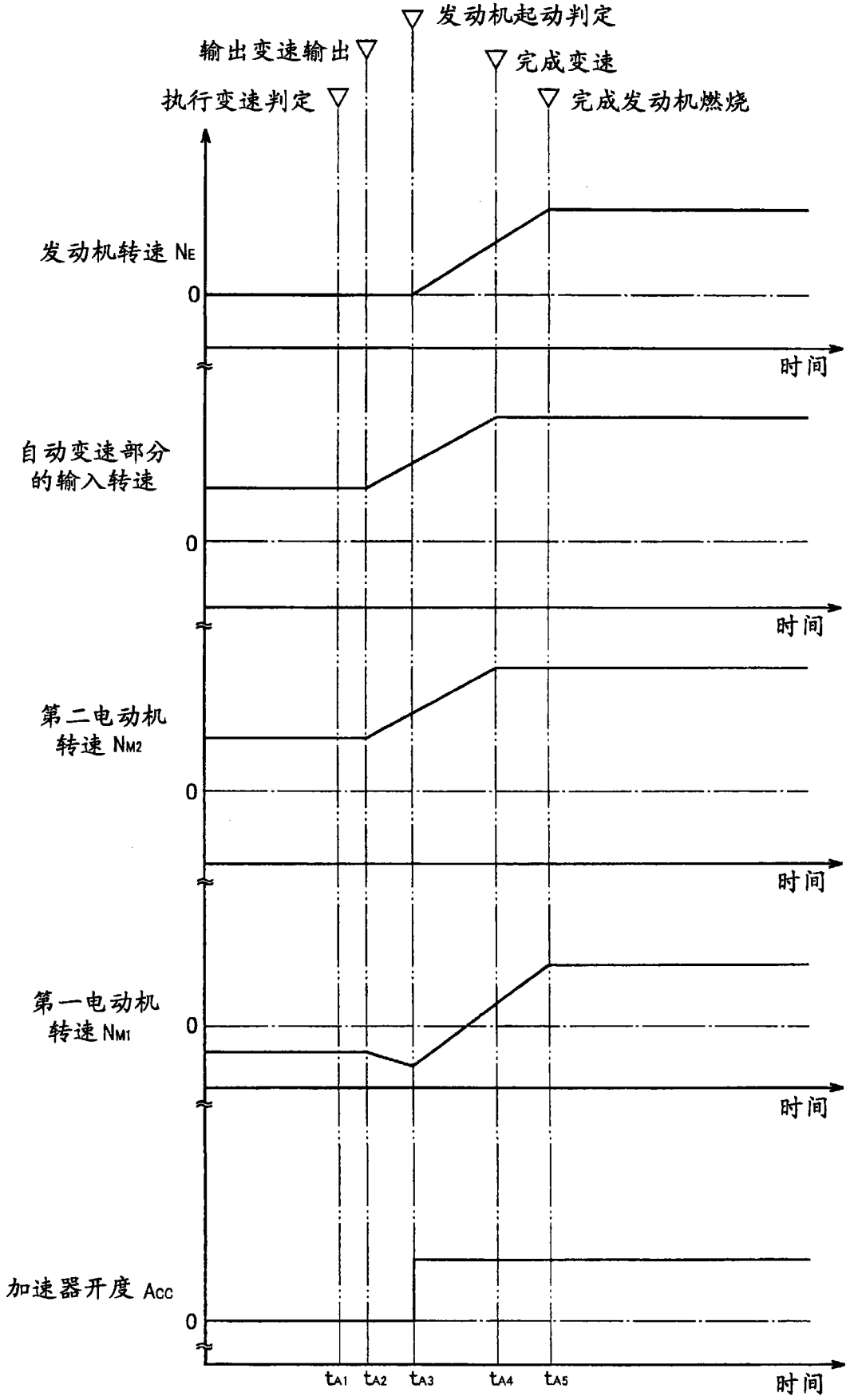

发动机起动判定
输出变速输出
完成变速
执行变速判定
完成发动机燃烧
发动机转速 NE
0
时间
自动变速部分的输入转速
0
时间
第二电动机转速 NM2
0
时间
第一电动机转速 NM1
0
时间
加速器开度 Acc
0
tA1 tA2 tA3 tA4 tA5
时间

图 9

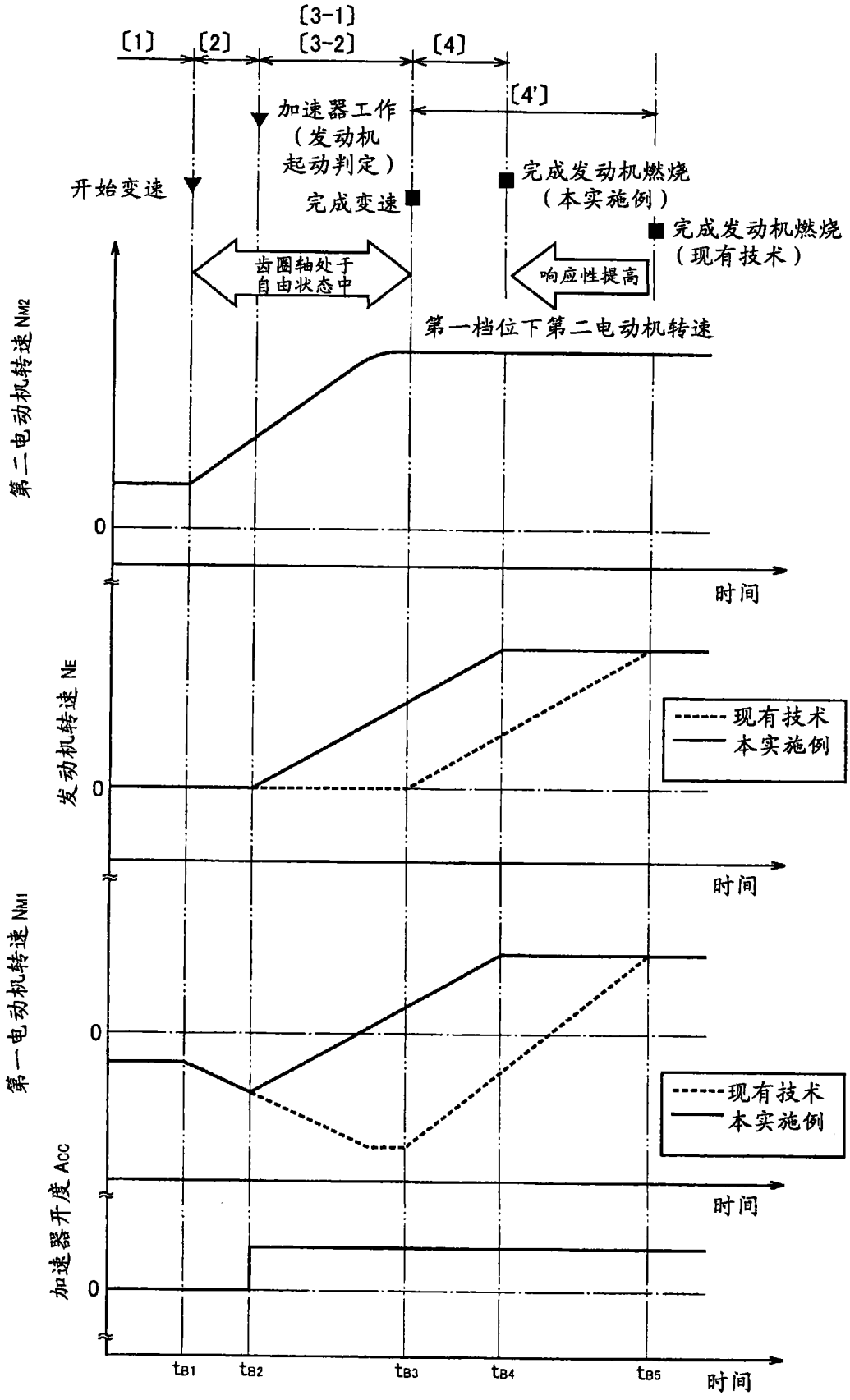

〔1〕
〔2〕
〔3-1〕
〔3-2〕
〔4〕
〔4'〕
加速器工作
（发动机
起动判定）
开始变速
完成变速
完成发动机燃烧
（本实施例）
完成发动机燃烧
（现有技术）
齿圈轴处于
自由状态中
响应性提高
第一档位下第二电动机转速
第二电动机转速 NM2
0
时间
发动机转速 NE
现有技术
本实施例
0
时间
第一电动机转速 NM1
现有技术
本实施例
0
时间
加速器开度 ACC
0
tB1
tB2
tB3
tB4
tB5
时间

图 10

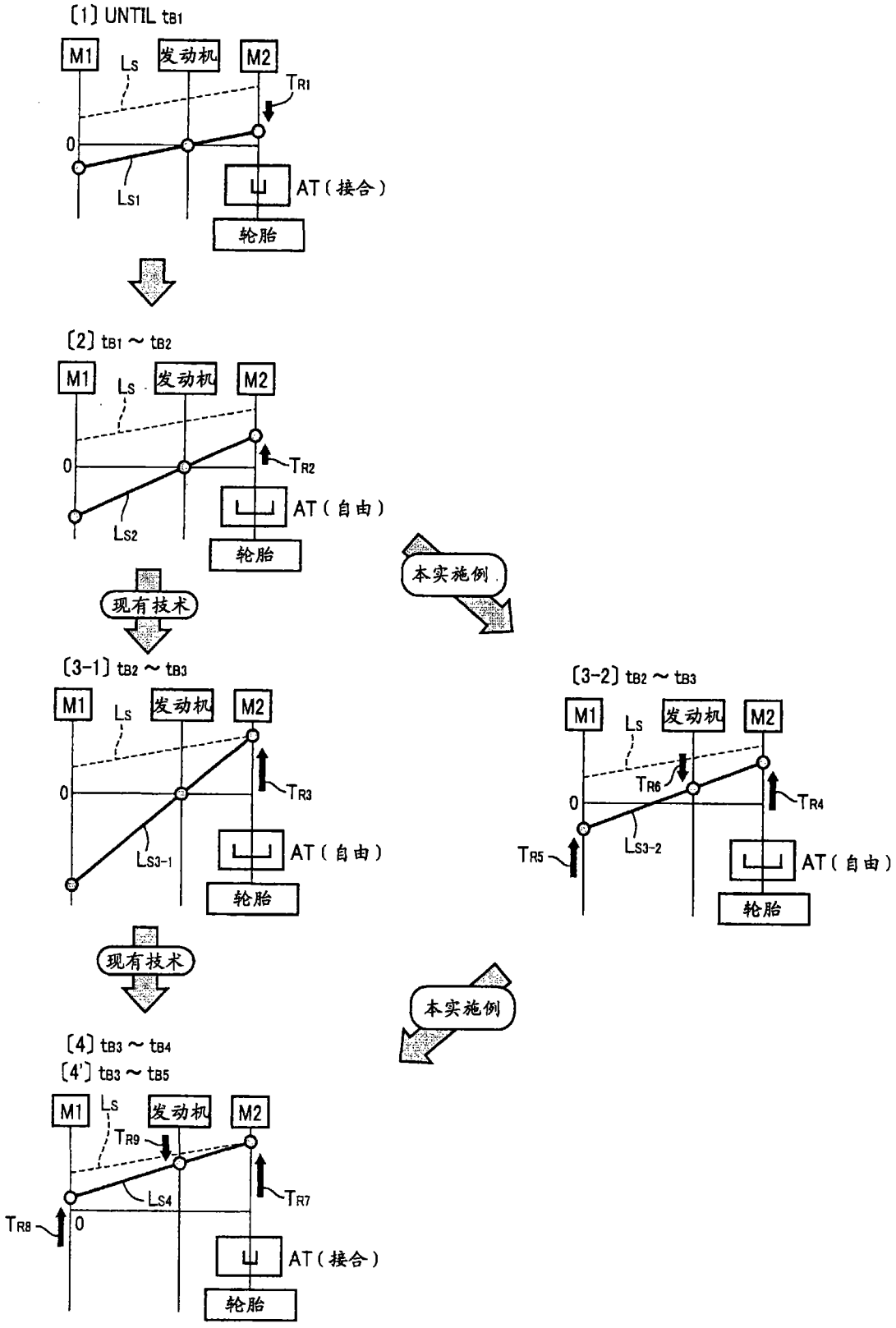

〔1〕UNTIL tB1
M1
Ls
发动机
M2
TR1
0
Ls1
AT（接合）
轮胎
〔2〕tB1～tB2
M1
Ls
发动机
M2
TR2
0
Ls2
AT（自由）
轮胎
现有技术
本实施例
〔3-1〕tB2～tB3
M1
Ls
发动机
M2
TR3
0
Ls3-1
AT（自由）
轮胎
〔3-2〕tB2～tB3
M1
Ls
发动机
M2
TR6
TR4
0
TR5
Ls3-2
AT（自由）
轮胎
现有技术
本实施例
〔4〕tB3～tB4
〔4'〕tB3～tB5
M1
Ls
发动机
M2
TR9
TR7
Ls4
TR8
0
AT（接合）
轮胎

图 11

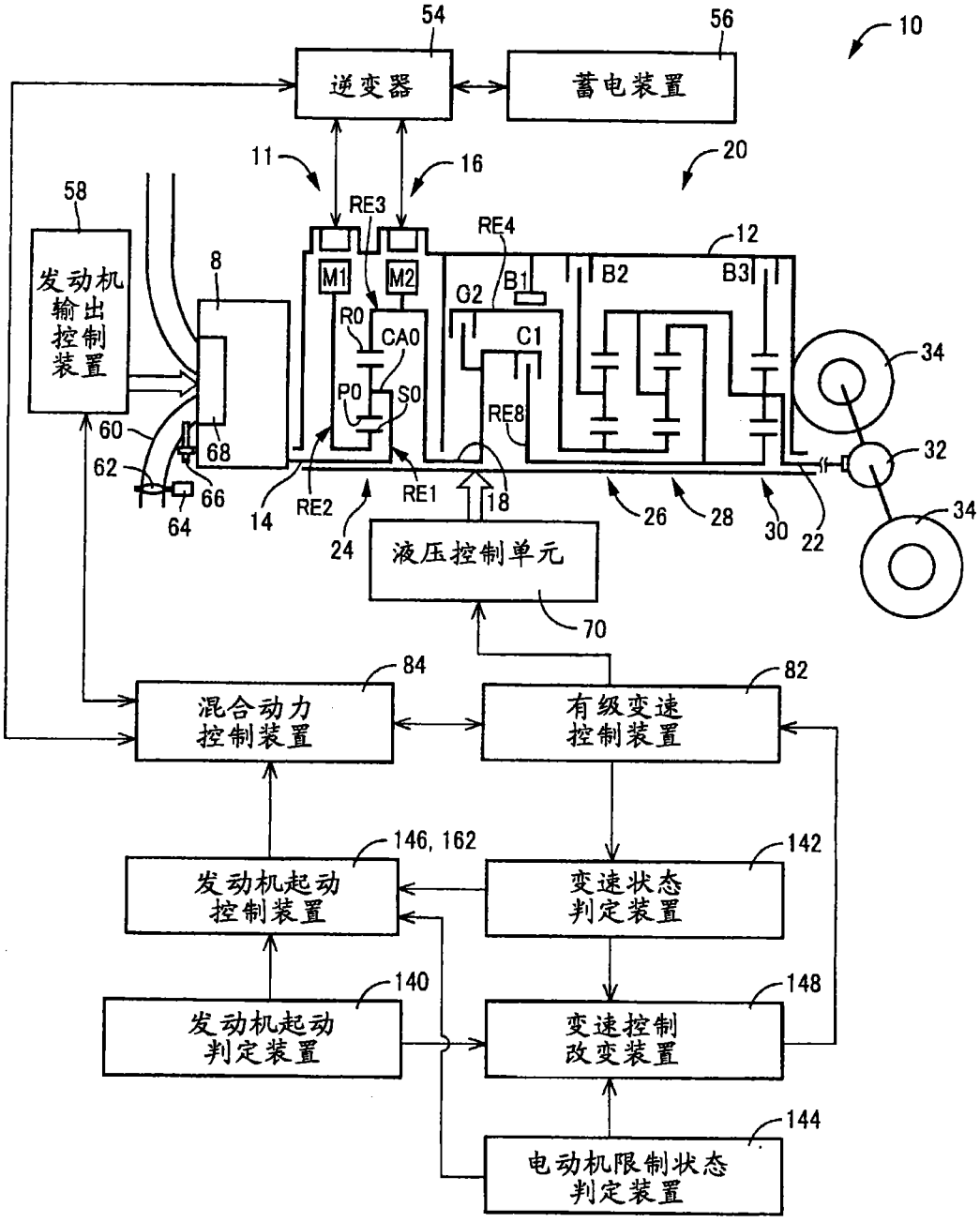

54
逆变器
56
蓄电装置
10
11
16
20
58
发动机输出控制装置
8
RE3
RE4
12
M1
M2
G2
B1
B2
B3
R0
CA0
C1
P0
S0
RE8
34
60
62
68
66
64
14
RE2
RE1
18
24
液压控制单元
26
28
30
22
32
34
70
84
混合动力控制装置
82
有级变速控制装置
146, 162
发动机起动控制装置
142
变速状态判定装置
140
发动机起动判定装置
148
变速控制改变装置
144
电动机限制状态判定装置

图 12

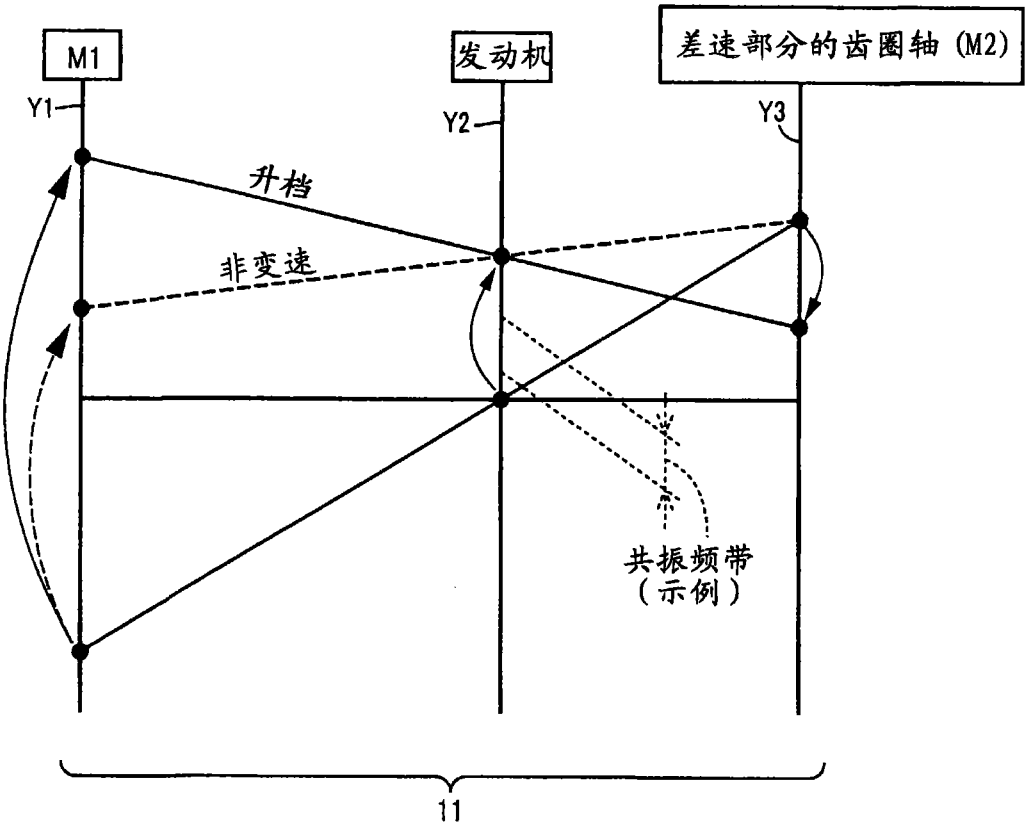


图 13

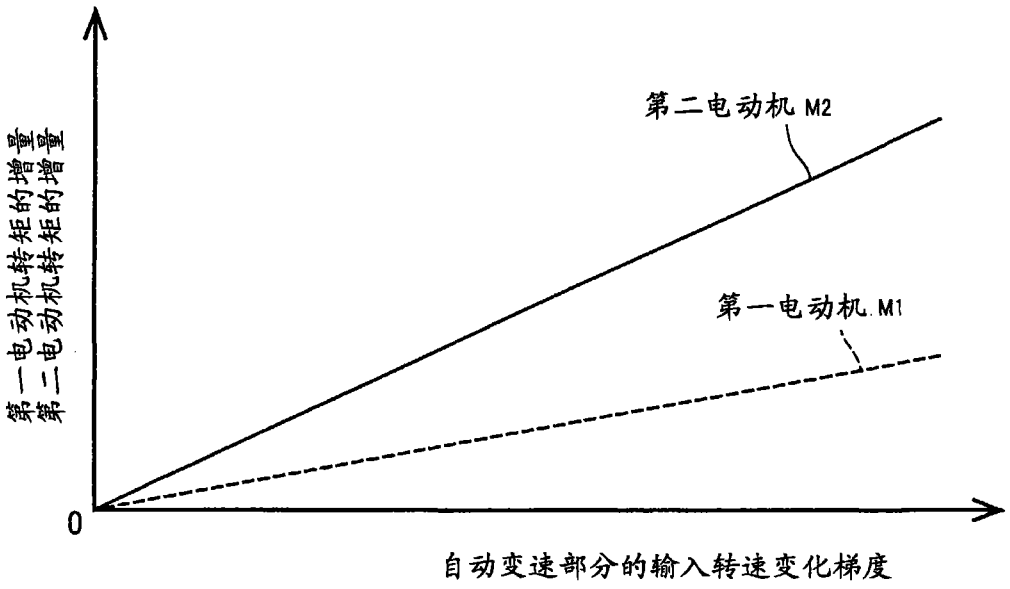

第二电动机 M2
第一电动机 M1
第一电动机转矩的增量
第二电动机转矩的增量
0
自动变速部分的输入转速变化梯度

图 14

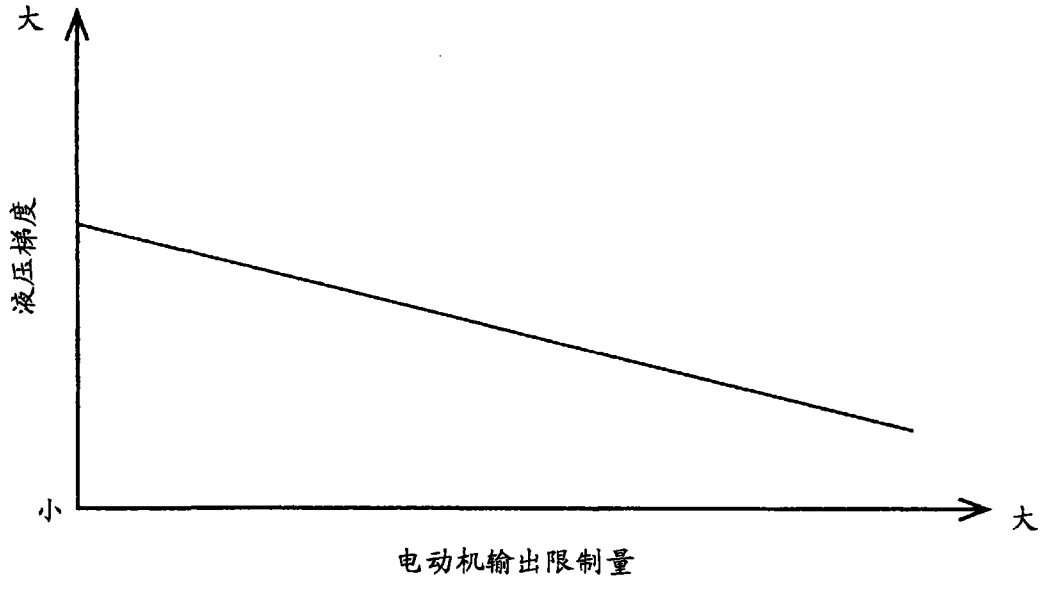

大
液压梯度
小
大
电动机输出限制量

图 15

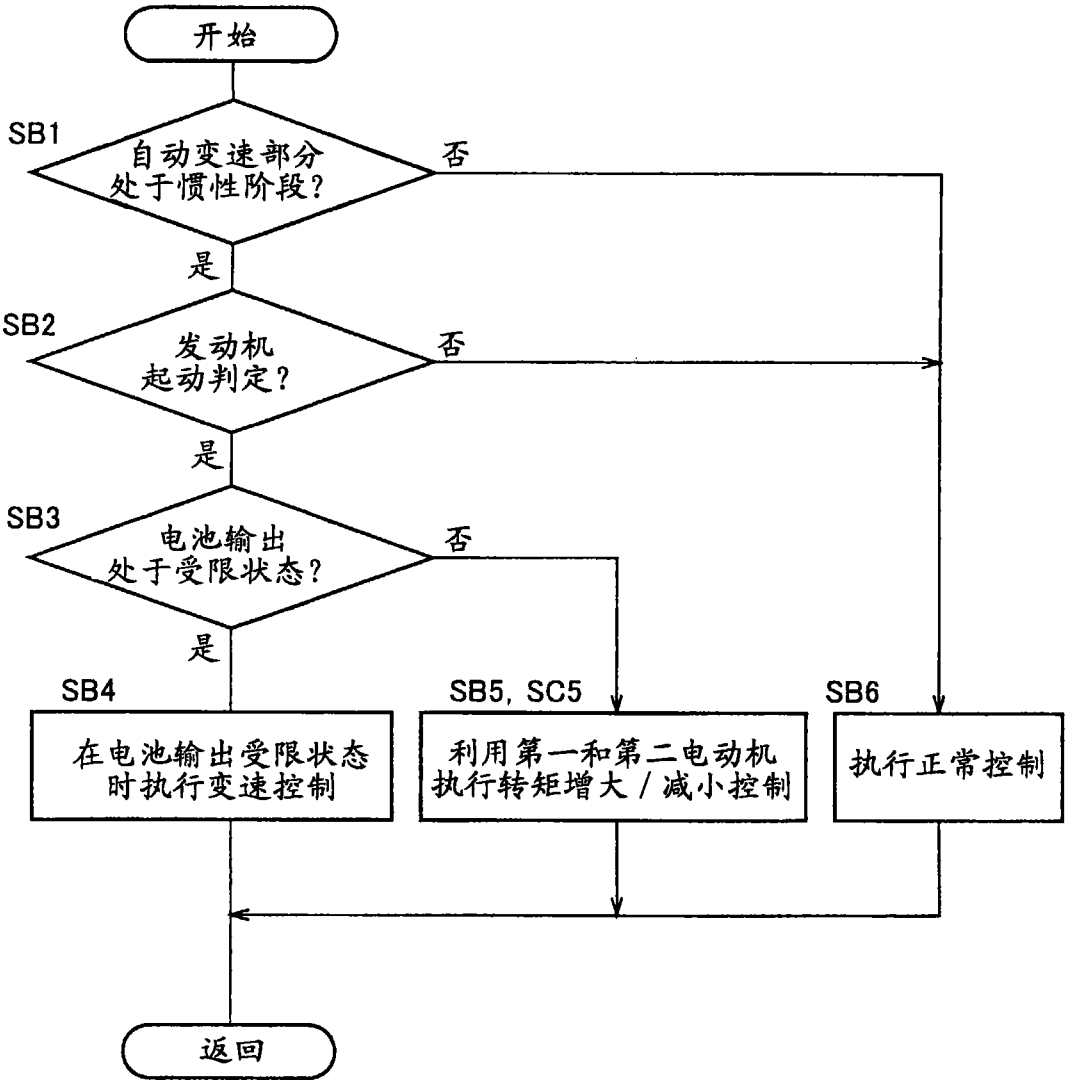

开始
SB1
自动变速部分
处于惯性阶段?
否
是
SB2
发动机
起动判定?
否
是
SB3
电池输出
处于受限状态?
否
是
SB4
在电池输出受限状态
时执行变速控制
SB5, SC5
利用第一和第二电动机
执行转矩增大/减小控制
SB6
执行正常控制
返回

图 16

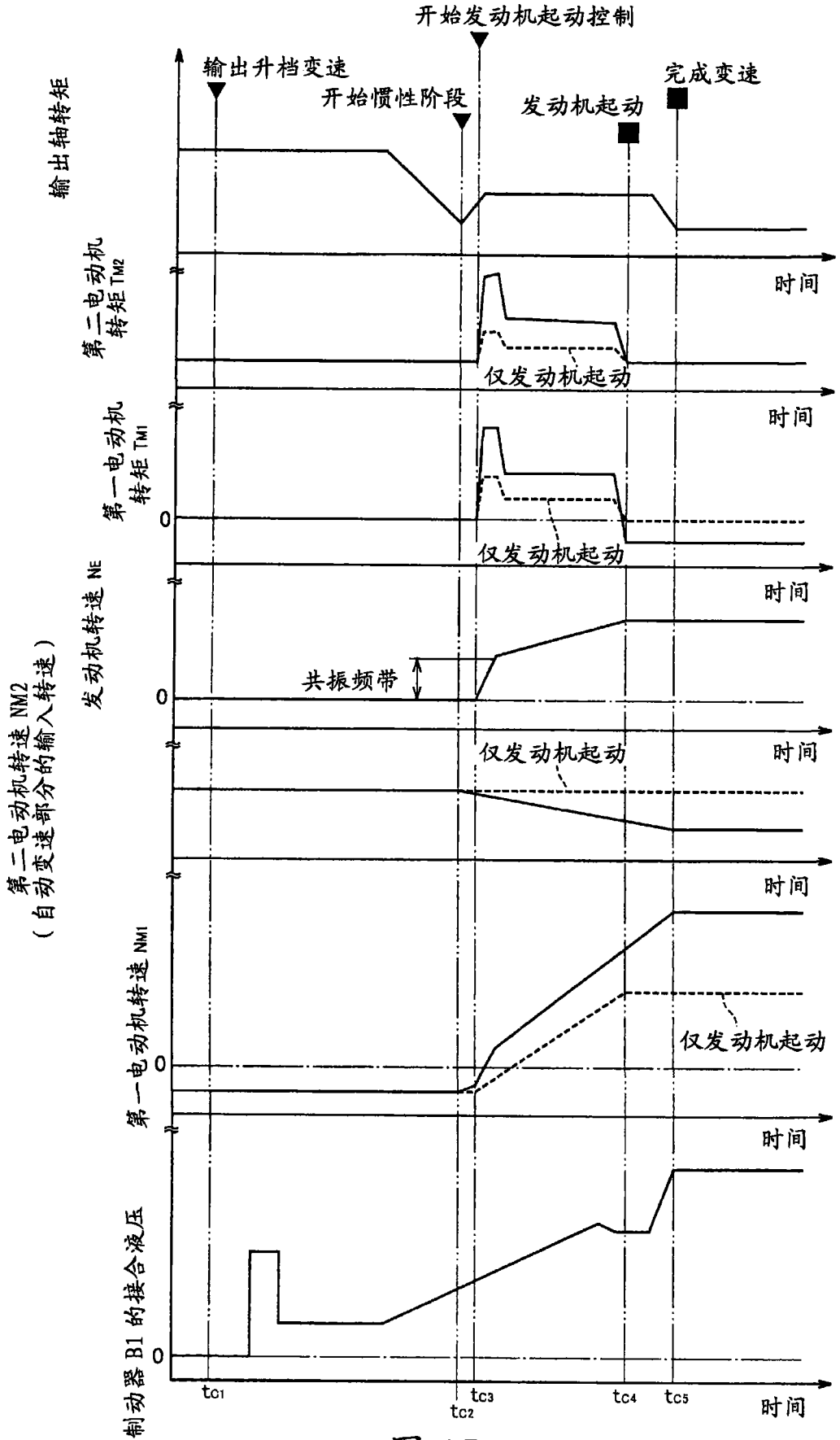

开始发动机起动控制
输出升档变速
开始惯性阶段
发动机起动
完成变速
输出轴转矩
第二电动机转矩 TM2
仅发动机起动
时间
第一电动机转矩 TM1
0
仅发动机起动
时间
发动机转速 NE
共振频带
0
时间
仅发动机起动
时间
第二电动机转速 NM2
（自动变速部分的输入转速）
时间
第一电动机转速 NM1
仅发动机起动
0
时间
制动器 B1 的接合液压
0
tc1
tc2
tc3
tc4
tc5
时间

图 17

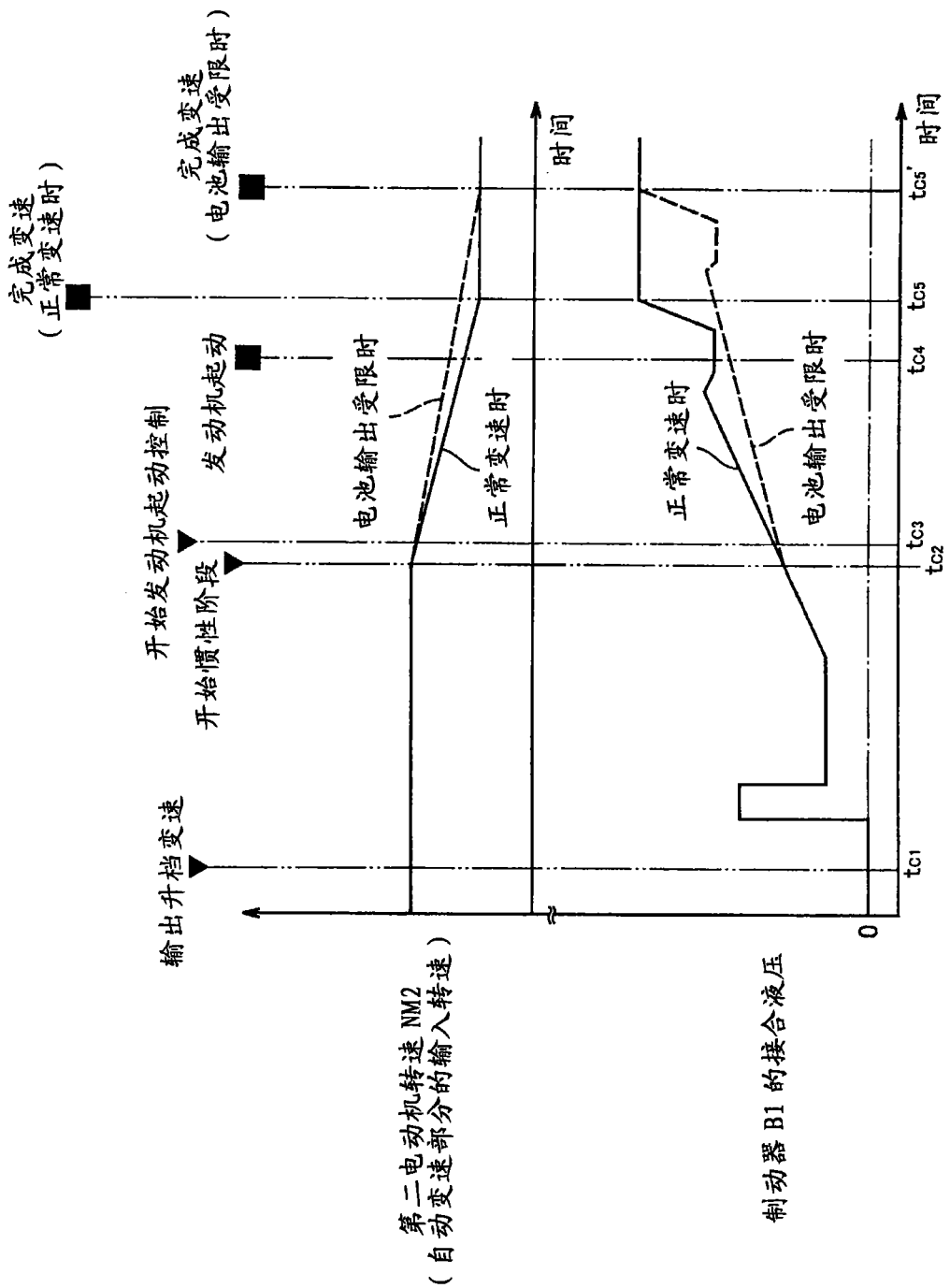

完成变速
（正常变速时）
完成变速
（电池输出受限时）
开始发动机起动控制
开始惯性阶段
发动机起动
电池输出受限时
正常变速时
时间
正常变速时
电池输出受限时
时间
输出升档变速
第二电动机转速 NM2
（自动变速部分的输入转速）
制动器 B1 的接合液压
0
tc1
tc2
tc3
tc4
tc5
tc5'

图 18

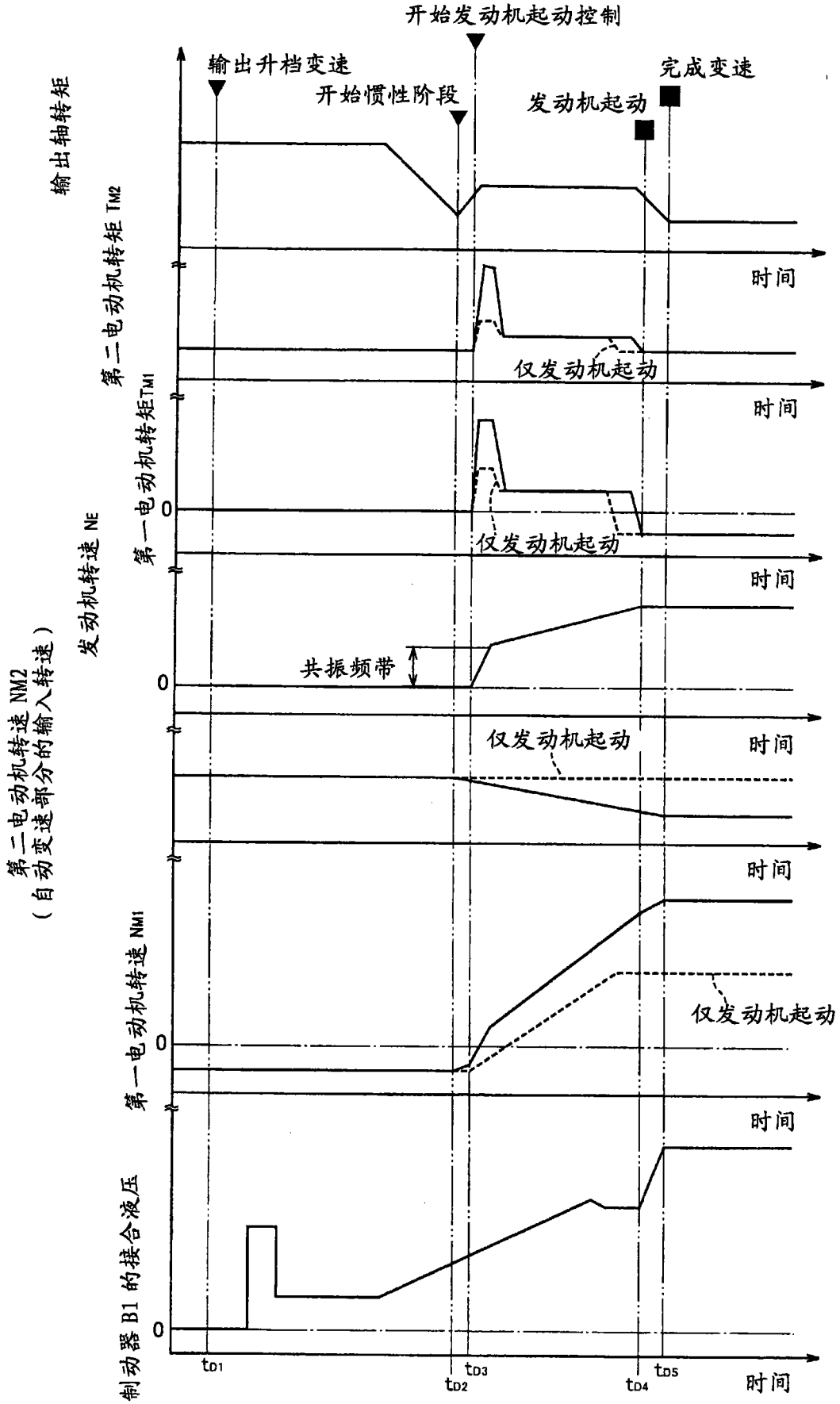

开始发动机起动控制
输出升档变速
开始惯性阶段
发动机起动
完成变速
输出轴转矩
第二电动机转矩 TM2
时间
仅发动机起动
时间
第一电动机转矩TM1
0
仅发动机起动
时间
发动机转速 NE
共振频带
0
仅发动机起动
时间
第二电动机转速 NM2
（自动变速部分的输入转速）
时间
第一电动机转速 NM1
仅发动机起动
0
时间
制动器 B1 的接合液压
0
tD1
tD2
tD3
tD4
tD5
时间

图 19