



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 101233035 B

(45) 授权公告日 2011. 10. 19

(21) 申请号 200680027947. 5

(22) 申请日 2006. 05. 30

(30) 优先权数据

158079/2005 2005. 05. 30 JP

185793/2005 2005. 06. 24 JP

(85) PCT申请进入国家阶段日

2008. 01. 29

(86) PCT申请的申请数据

PCT/JP2006/311178 2006. 05. 30

(87) PCT申请的公布数据

W02006/129841 JA 2006. 12. 07

(73) 专利权人 丰田自动车株式会社

地址 日本爱知县

(72) 发明人 田端淳 多贺丰 井上雄二

镰田淳史

(74) 专利代理机构 北京市中咨律师事务所

11247

代理人 马江立 柴智敏

(51) Int. Cl.

B60W 20/00 (2006. 01)

F16H 61/02 (2006. 01)

B60L 11/14 (2006. 01)

B60W 10/04 (2006. 01)

B60W 10/06 (2006. 01)

B60W 10/08 (2006. 01)

B60W 10/10 (2006. 01)

F02D 29/00 (2006. 01)

F02D 29/02 (2006. 01)

(56) 对比文件

JP 2004-343838 A, 2004. 12. 02, 全文.

JP 2000-346187 A, 2000. 12. 12, 全文.

JP 11-217025 A, 1999. 08. 10, 全文.

JP 7-336810 A, 1995. 12. 22, 全文.

CN 1526970 A, 2004. 09. 08, 全文.

JP 2000-002327 A, 2000. 01. 07, 全文.

审查员 范继晨

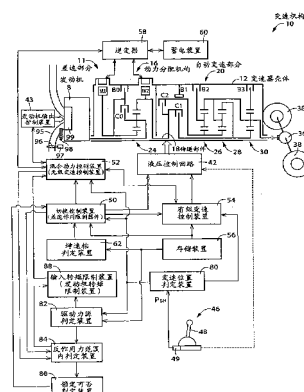
权利要求书 4 页 说明书 44 页 附图 18 页

(54) 发明名称

车辆驱动装置的控制设备

(57) 摘要

本发明提供了一种用于车辆驱动装置的控制设备,该驱动装置具有能够执行差速作用的差速机构。该控制设备可减小驱动装置尺寸、提高燃料经济性并增大输出转矩。通过设置切换离合器(C0)或切换制动器(B0),变速机构(10)在无级变速状态和有级变速状态之间切换。即,可获得具有以下优点的驱动装置:速比电气地改变且燃料经济性提高;以及齿轮式传递装置以高效机械传递动力。此外,在发动机起步时和行驶期间,切换离合器(C0)被切换控制装置(50)设定在半接合状态。由此,在差速部分(11)用作电控无级变速器时,可由半接合的切换离合器(C0)产生用于发动机转矩(T_E)的反作用转矩。比第一电动机(M1)所能承受转矩大的发动机转矩(T_E)可输入到差速部分(11),由此增大输出转矩。



1. 一种用于控制车辆驱动装置的控制设备，

所述车辆驱动装置包括无级变速部分，所述无级变速部分具有差速机构和第二电动机并可作为电控无级变速器工作，所述差速机构用于将发动机的输出分配至第一电动机和传递部件，所述第二电动机设置在从所述传递部件到驱动轮的动力传递路径上，

所述控制设备的特征在于包括：

差速作用限制装置，所述差速作用限制装置设置在所述差速机构中并限制所述差速机构的差速作用，以限制所述无级变速部分作为电控无级变速器的工作；和

差速作用限制器件，在使用发动机作为驱动力源的发动机行驶期间，当限制所述无级变速部分作为电控无级变速器的工作时，所述差速作用限制器件改变所述差速作用限制装置的半传递容量状态，

其中，所述差速作用限制装置是接合装置，并且

所述差速作用限制器件控制所述差速作用限制装置的半接合状态从而减小所述第一电动机应产生的反作用力，以改变所述无级变速部分中从所述第一电动机电传递到所述第二电动机的输出与所述无级变速部分中机械传递到所述传递部件的输出之间的比率。

2. 根据权利要求 1 所述的用于控制车辆驱动装置的控制设备，还包括在所述动力传递路径中设置在所述无级变速部分下游的有级变速部分。

3. 根据权利要求 2 所述的用于控制车辆驱动装置的控制设备，其中所述差速作用限制器件还用作使所述无级变速部分切换到有级变速状态或无级变速状态的切换控制装置。

4. 根据权利要求 3 所述的用于控制车辆驱动装置的控制设备，其中，当所述无级变速部分不能够被切换到所述无级变速状态或所述有级变速状态时，所述差速作用限制器件使所述接合装置进入所述半接合状态。

5. 根据权利要求 1 或 4 所述的用于控制车辆驱动装置的控制设备，还包括驱动力源判定装置、反作用力范围内判定装置和输入转矩限制装置，所述驱动力源判定装置判定转矩是否是从所述发动机输入到所述无级变速部分的，所述反作用力范围内判定装置判定输入到所述无级变速部分的输入转矩是否在所述第一电动机所能产生的反作用转矩范围内，当判定为输入到所述无级变速部分的所述输入转矩在由所述第一电动机所能产生的反作用转矩范围之外时，所述输入转矩限制装置限制输入到所述无级变速部分的所述输入转矩。

6. 根据权利要求 5 所述的用于控制车辆驱动装置的控制设备，还包括变速控制装置，所述变速控制装置使所述第二电动机工作以补偿由输入到所述无级变速部分的所述输入转矩的限制所导致的驱动力的不足。

7. 一种用于控制车辆驱动装置的控制设备，

所述车辆驱动装置包括差速部分，所述差速部分包括差速机构和第二电动机并可作为电控差速装置工作，所述差速机构用于将发动机的输出分配至第一电动机和传递部件，所述第二电动机设置在从所述传递部件到驱动轮的动力传递路径上，

所述控制设备的特征在于包括：

差速作用限制装置，所述差速作用限制装置设置在所述差速机构中并限制所述差速机构的差速作用，以限制所述差速部分作为电控差速装置的工作；和

差速作用限制器件，在使用发动机作为驱动力源的车辆发动机行驶期间，当限制所述差速部分作为电控差速装置的工作时，所述差速作用限制器件改变所述差速作用限制装置

的半传递容量状态，

其中，所述差速作用限制装置是接合装置，并且

所述差速作用限制器件控制所述差速作用限制装置的半接合状态从而减小所述第一电动机应产生的反作用力，以改变所述差速部分中从所述第一电动机电传递到所述第二电动机的输出与所述差速部分中机械传递到所述传递部件的输出之间的比率。

8. 根据权利要求 7 所述的用于控制车辆驱动装置的控制设备，还包括在所述动力传递路径中设置在所述差速部分下游的有级变速部分。

9. 根据权利要求 8 所述的用于控制车辆驱动装置的控制设备，其中所述差速作用限制器件还用作使所述差速部分切换到差速状态或非差速状态的切换控制装置。

10. 根据权利要求 9 所述的用于控制车辆驱动装置的控制设备，其中，当所述差速部分不能够被切换到所述差速状态或所述非差速状态时，所述差速作用限制器件使所述接合装置进入所述半接合状态。

11. 根据权利要求 7 或 10 所述的用于控制车辆驱动装置的控制设备，还包括驱动力源判定装置、反作用力范围内判定装置和输入转矩限制装置，所述驱动力源判定装置判定转矩是否是从所述发动机输入到所述差速部分的，所述反作用力范围内判定装置判定输入到所述差速部分的输入转矩是否在所述第一电动机所能产生的反作用转矩范围内，当判定为输入到所述差速部分的所述输入转矩在由所述第一电动机所能产生的反作用转矩范围之外时，所述输入转矩限制装置限制输入到所述差速部分的所述输入转矩。

12. 根据权利要求 11 所述的用于控制车辆驱动装置的控制设备，还包括变速控制装置，所述变速控制装置使所述第二电动机工作以补偿由输入到所述差速部分的所述输入转矩的限制所导致的驱动力的不足。

13. 一种用于控制车辆驱动装置的控制设备，

所述车辆驱动装置包括差速部分，所述差速部分包括第一电动机和差速机构，所述第一电动机产生与输入到所述差速机构的发动机的输出转矩相对应的反作用转矩，以使所述差速部分作为电控差速装置工作，

所述控制设备的特征在于包括：

接合装置，所述接合装置设置在所述差速机构中并限制所述差速机构的差速作用，以限制所述差速部分作为电控差速装置的工作；和

差速作用限制器件，在使用发动机作为驱动力源的车辆发动机行驶期间，当限制所述差速部分作为电控差速装置的工作时，所述差速作用限制器件控制所述接合装置的半接合状态从而减小所述第一电动机的反作用转矩，并用使用所述第一电动机的转矩和所述接合装置的半接合转矩两者产生的总转矩来产生与发动机输出转矩相对应的反作用转矩。

14. 根据权利要求 13 所述的用于控制车辆驱动装置的控制设备，其中，当所述差速机构接收到不小于能够由所述第一电动机单独产生的反作用转矩的发动机输出转矩时，所述差速作用限制器件限制所述差速部分作为电控差速装置的工作。

15. 根据权利要求 13 或 14 所述的用于控制车辆驱动装置的控制设备，其中，在使用车辆的发动机作为驱动力源的车辆发动机起步时，所述差速作用限制器件限制所述差速部分作为电控差速装置的工作。

16. 根据权利要求 13 所述的用于控制车辆驱动装置的控制设备，还包括发动机转矩限

制装置,所述发动机转矩限制装置基于由所述第一电动机和被设定在所述半接合状态的所述接合装置所产生的反作用转矩来限制发动机输出转矩。

17. 根据权利要求 13 所述的用于控制车辆驱动装置的控制设备,还包括在从传递部件到驱动轮的动力传递路径中设置在所述差速部分下游的有级变速部分。

18. 根据权利要求 17 所述的用于控制车辆驱动装置的控制设备,其中所述差速作用限制器件还用作使所述差速部分切换到差速状态或非差速状态的切换控制装置。

19. 根据权利要求 18 所述的用于控制车辆驱动装置的控制设备,其中,当所述差速部分不能够被切换到所述差速状态或所述非差速状态时,所述差速作用限制器件使所述接合装置进入所述半接合状态。

20. 根据权利要求 13 或 19 所述的用于控制车辆驱动装置的控制设备,还包括驱动力源判定装置、反作用力范围内判定装置和输入转矩限制装置,所述驱动力源判定装置判定转矩是否是从所述发动机输入到所述差速部分的,所述反作用力范围内判定装置判定输入到所述差速部分的输入转矩是否在所述第一电动机所能产生的反作用转矩范围内,当判定为输入到所述差速部分的所述输入转矩在由所述第一电动机所能产生的反作用转矩范围之外时,所述输入转矩限制装置限制输入到所述差速部分的所述输入转矩。

21. 根据权利要求 20 所述的用于控制车辆驱动装置的控制设备,还包括第二电动机和变速控制装置,所述第二电动机设置在从传递部件到驱动轮的动力传递路径上,所述变速控制装置使所述第二电动机工作以补偿由输入到所述差速部分的所述输入转矩的限制所导致的驱动力的不足。

22. 一种用于控制车辆驱动装置的控制设备,

所述车辆驱动装置包括用于将发动机的输出分配至第一电动机和传递部件的差速机构,和可操作地连接至驱动轮的第二电动机,

所述控制设备的特征在于包括:

接合装置,所述接合装置设置在所述差速机构中,并使所述差速机构在差速状态和非差速状态之间选择性地切换;

反作用力控制装置,在所述差速机构的差速状态下,所述反作用力控制装置通过控制所述第一电动机的输出的输出控制和使所述接合装置进入打滑接合状态从而减小所述第一电动机应产生的反作用转矩的打滑控制来执行逆着所述发动机输出的反作用力控制,以使所述传递部件产生输出;和

份额比率改变装置,所述份额比率改变装置改变由所述第一电动机的输出控制所控制的反作用转矩的份额和由所述接合装置的打滑控制所控制的反作用转矩的份额之间的份额比率。

23. 根据权利要求 22 所述的用于控制车辆驱动装置的控制设备,其中,所述份额比率改变装置通过控制所述接合装置的打滑量来改变所述份额比率。

24. 根据权利要求 22 或 23 所述的用于控制车辆驱动装置的控制设备,还包括转矩辅助控制装置,当通过由所述第一电动机的输出所引起的反作用转矩和由所述接合装置的打滑控制所引起的反作用转矩在所述传递部件中产生的输出相对于车辆所要求的驱动力不足时,所述转矩辅助控制装置控制所述第二电动机的输出以补偿所述不足。

25. 根据权利要求 22 所述的用于控制车辆驱动装置的控制设备,还包括发动机输出抑

制装置,当能够由所述反作用力控制装置的反作用力控制所产生的反作用力容量相对于发动机输出不足时,所述发动机输出抑制装置抑制所述发动机输出。

26. 根据权利要求 22 所述的用于控制车辆驱动装置的控制设备,其中,所述反作用力控制装置在车辆起步时执行反作用力控制。

27. 一种用于控制车辆驱动装置的控制设备,

所述车辆驱动装置包括用于将发动机输出分配至第一电动机和传递部件的差速机构,和可操作地连接至驱动轮的第二电动机,所述控制设备的特征在于包括:

接合装置,所述接合装置设置在所述差速机构中,并使所述差速机构在差速状态和非差速状态之间选择性地切换;

要求驱动力设定装置,所述要求驱动力设定装置根据加速器开度来设定车辆所要求的要求驱动力;

反作用力控制装置,在所述差速机构的差速状态下,所述反作用力控制装置通过控制所述第一电动机的输出的输出控制和使所述接合装置进入打滑接合状态的打滑控制来执行逆着所述发动机输出的反作用力控制,以使所述传递部件产生输出;和

输出控制装置,所述输出控制装置控制由所述反作用力控制装置在所述传递部件中产生的输出和所述第二电动机的输出,以产生由所述要求驱动力设定装置所设定的要求驱动力。

28. 根据权利要求 27 所述的用于控制车辆驱动装置的控制设备,其中,所述输出控制装置在车辆起步时执行输出控制。

29. 根据权利要求 27 所述的用于控制车辆驱动装置的控制设备,还包括驱动力源判定装置、反作用力范围内判定装置和输入转矩限制装置,所述驱动力源判定装置判定转矩是否是从所述发动机输入到所述差速机构的,所述反作用力范围内判定装置判定输入到所述差速机构的输入转矩是否在所述第一电动机所能产生的反作用转矩范围内,当判定为输入到所述差速机构的所述输入转矩在由所述第一电动机所能产生的反作用转矩范围之外时,所述输入转矩限制装置限制输入到所述差速机构的所述输入转矩。

30. 根据权利要求 29 所述的用于控制车辆驱动装置的控制设备,还包括变速控制装置,所述变速控制装置使所述第二电动机工作以补偿由输入到所述差速机构的所述输入转矩的限制所导致的驱动力的不足。

31. 根据权利要求 22 或 27 所述的用于控制车辆驱动装置的控制设备,其中,当所述发动机的输出转矩超过由所述第一电动机能够产生的反作用转矩的切换判定值时,所述反作用力控制装置开始使所述接合装置进入所述打滑接合状态的所述打滑控制。

32. 根据权利要求 31 所述的用于控制车辆驱动装置的控制设备,其中,随着所述第一电动机的反作用力不足量增加,所述反作用力控制装置减小所述接合装置的打滑量。

33. 根据权利要求 31 所述的用于控制车辆驱动装置的控制设备,其中,随着所述发动机转矩增加,所述反作用力控制装置减小所述接合装置的打滑量。

34. 根据权利要求 22 或 27 所述的用于控制车辆驱动装置的控制设备,其中,当所述发动机的输出转矩超过总反作用转矩时,所述反作用力控制装置使所述接合装置进入完全接合状态,所述总反作用转矩是由所述第一电动机所产生的反作用转矩和由所述接合装置所产生的反作用转矩之和。

车辆驱动装置的控制设备

技术领域

[0001] 本发明涉及一种包括能够执行差速作用的差速机构和电动机的车辆驱动装置,更具体而言,涉及一种用于减小电动机等的尺寸的技术。

背景技术

[0002] 已知一种车辆用驱动装置,其包括能够将驱动力源(例如发动机等)的输出分配至第一电动机及输出部件的差速机构以及设置在该输出部件和驱动轮之间的第二电动机。例如专利文献1和专利文献2公开了这样的混合动力车辆用驱动装置。该驱动装置包括差速机构,差速机构由行星齿轮单元构成,并执行差速作用,以将从发动机输出的动力的主要部分机械地传递至驱动轮。来自发动机的动力的其余部分通过电气路径从第一电动机电气地传递至第二电动机。

[0003] 从而,驱动装置作为速比(传动比)可电控改变的变速器工作,例如用作电控无级自动变速器。驱动装置由控制设备控制,使得以发动机的最佳工作状态来使车辆运行,从而改善燃料经济性(即单位燃料行驶里程)。

[0004] 专利文献1:JP 2001-339805A

[0005] 专利文献2:JP 2003-301731A

[0006] 同时,根据需要用于电控无级变速器的发动机转矩,前述专利文献1中所公开的混合动力车辆驱动装置在第一电动机中产生反作用转矩。由第一电动机产生的用于克服发动机转矩的反作用转矩受到额定输出和第一电动机的发热量(温度)的限制。由此,从防止第一电动机的尺寸增大的角度来看,需要限制发动机转矩使之不超过可以由第一电动机产生的反作用转矩。可替换地,可以限制安装在车辆中的发动机的原始输出。

[0007] 除此之外,通常,无级变速器被认为是提高车辆燃料经济性的装置,而诸如齿轮式传动装置之类的有级变速器被认为是具有高传递效率的装置。但是,兼具这两种优点的动力传递机构还没有被开发。例如,上述专利文献1或2中公开的混合动力车辆驱动装置包括电能经其从第一电动机传递到第二电动机的电气路径,即,用于将驱动力的一部分以电能形式传递的传递路径。由于此原因,第一电动机的尺寸可能随着发动机输出的增大而增大,并且利用从第一电动机提供的电能来驱动的第二电动机的尺寸也可能增大。结果,出现了驱动装置的尺寸增大的问题。

[0008] 此外,因为发动机输出的一部分被转换成电能并且之后传输到驱动轮,所以在例如高速运行之类的车辆运行状况下,燃料效率可能实际上降低。此外,在上述动力分配机构用作电气地改变速比的变速器(例如被称作电控CVT的无级变速机器)的情况下,存在类似的问题。

[0009] 根据上述专利文献1中公开的传统车辆驱动装置,差速机构或第一电动机具有由其构造所造成的转矩容量限制。由此,差速机构或第一电动机可能随着发动机输出的增大而使尺寸增大,这又导致车辆的缺点。例如,在将发动机输出分配至第一电动机和传递部件的传统车辆驱动装置中,因为第一电动机控制电气地改变速比的变速器,所以第一电动机

承受克服发动机输出转矩（以下称作“发动机转矩”）的反作用转矩。由此，第一电动机承受的反作用转矩容量需要在对应于所提供发动机转矩的水平。例如，第一电动机承受的反作用转矩容量随着提供必要的加速性能等需要的发动机转矩的增大而增大。从而，当发动机的输出增大时，第一电动机的尺寸也增大。

[0010] 这里，可以想到，为了不使差速机构或第一电动机的尺寸增大的情况下保护它们，必须暂时限制发动机转矩以使之落在可以由第一电动机所能承受的最大反作用转矩容量所支持的最大发动机转矩范围内。但是，在这种情况下，该限制减少了传递到驱动轮的转矩，这又影响了加速性能。结果，尤其是在车辆起步或者超车时，不能提供需要的加速性能。

[0011] 考虑到上述问题开发了本发明，本发明的一个目的是提供一种用于包括执行差速作用的差速机构的车辆驱动装置的控制设备，其能够减小驱动装置的尺寸或者提高燃料效率并增大输出转矩。

[0012] 本发明的第二目的是提供一种用于车辆驱动装置的控制设备，所述车辆驱动装置包括用于将发动机输出分配至第一电动机和传递部件的差速机构，和可操作地连接至车轮的电动机，所述控制设备能够确保车辆的加速性能。

发明内容

[0013] 在本发明的第一方面中，提供了一种用于控制车辆驱动装置的控制设备，所述车辆驱动装置包括无级变速部分，所述无级变速部分具有差速机构和第二电动机并可作为电控无级变速器工作，所述差速机构用于将发动机的输出分配至第一电动机和传递部件，所述第二电动机设置在从所述传递部件到驱动轮的动力传递路径上。

[0014] 所述控制设备包括：(a) 差速作用限制装置，其设置在所述差速机构中并限制所述差速机构的差速作用，以限制所述无级变速部分作为电控无级变速器的工作；和 (b) 差速作用限制器件，在使用发动机作为驱动力源的发动机行驶期间，当限制所述无级变速部分作为电控无级变速器的工作时，所述差速作用限制器件改变所述差速作用限制装置的半传递容量状态。

[0015] 根据本发明的此方面，当差速机构没有被差速作用限制装置限制其差速作用并进入差速状态以执行差速作用时，车辆驱动装置中的无级变速部分进入无级变速状态以进行电控无级变速动作。此外，通过用差速作用限制装置来限制差速机构的差速作用，无级变速部分作为电控无级变速器的工作被限制。例如，通过使差速机构进入非差速状态（例如锁定状态）以不执行差速作用，无级变速器进入非无级变速状态（例如有级变速状态）以不进行电控无级变速动作。因而，可以提供具有由电气地改变速比的变速器实现的燃料经济性改善和由机械地传递动力的齿轮式传动装置实现的高传递效率这两方面优点的驱动装置。

[0016] 例如，在与车辆低/中速行驶和低/中输出行驶相对应的通常发动机输出范围内，在无级变速部分进入无级变速状态的情况下，保持了车辆的燃料消耗性能。在高速行驶期间，在无级变速部分进入非无级变速状态的情况下，发动机输出仅经由机械动力传递路径传递到驱动轮。在这种情况下，转换损失的抑制提高了燃料经济性，这种转换损失是在无级变速部分作为电气地改变速比的变速器工作时发生的动力和电能之间进行转换时产生的，由此提高了燃料效率。

[0017] 除此之外,在高输出行驶期间,在无级变速部分进入非无级变速状态的情况下,在车辆低/中速行驶和低/中输出行驶过程中无级变速部分作为电气地改变速比的变速器工作。由此,应当由电动机产生的电能的最大值(也就是由电动机传递的电能的值)可以减小。因此,能够减小电动机或者包含该电动机的车辆驱动装置的尺寸。

[0018] 在包括无级变速部分(其作为电控无级变速器的工作被限制)的该车辆驱动装置中,在使用发动机作为驱动力源的车辆发动机行驶期间,无级变速部分作为电控无级变速器的工作可以被限制。在这种情况下,差速作用限制器件改变差速作用限制装置的半传递容量状态。由此,在无级变速部分可作为电控无级变速器工作时,差速作用限制装置产生克服发动机输出转矩(发动机转矩)的反作用转矩。

[0019] 就是说,为了允许无级变速部分作为电控无级变速器工作,除了第一电动机承受克服发动机转矩的反作用转矩外,差速作用限制装置也承受克服发动机转矩的反作用转矩。换言之,克服发动机转矩的反作用转矩由第一电动机和差速作用限制装置两者来承受。由此,例如,不小于可以由第一电动机的转矩容量承受的发动机转矩的发动机转矩可以输入到无级变速部分。因此,来自无级变速部分的输出可以增大,而无需增大第一电动机的转矩容量即尺寸。

[0020] 在本发明的第二方面中,所述差速作用限制装置是接合装置。所述差速作用限制器件使所述差速作用限制装置进入半接合状态,以改变所述无级变速部分中从所述第一电动机电传递到所述第二电动机的输出与所述无级变速部分中机械传递到所述传递部件的输出之间的比率。

[0021] 根据本发明的此方面,接合装置可以容易地限制无级变速部分作为电控无级变速器的工作。由此,在无级变速部分被允许作为电控无级变速器工作时,产生克服发动机转矩的反作用转矩。除此之外,与接合装置被释放(分离)的情况相反,第一电动机不必承受克服输入到无级变速部分的所有发动机转矩所用的反作用转矩。由此,在相同大小的发动机转矩被输入到无级变速部分的情况下,应当由第一电动机承受的发动机转矩的比率可以减小。因此,第一电动机的耐久性提高并且尺寸减小。此外,由于从第一电动机到第二电动机的电能减少,第二电动机的耐久性也提高。

[0022] 在本发明的第三方面中,提供了一种用于控制车辆驱动装置的控制设备,所述车辆驱动装置包括差速部分,所述差速部分包括差速机构和第二电动机并可作为电控差速装置工作,所述差速机构用于将发动机的输出分配至第一电动机和传递部件,所述第二电动机设置在从所述传递部件到驱动轮的动力传递路径上。

[0023] 所述控制设备包括:(a) 差速作用限制装置,其设置在所述差速机构中并限制所述差速机构的差速作用,以限制所述差速部分作为电控差速装置的工作;和(b) 差速作用限制器件,在使用发动机作为驱动力源的车辆发动机行驶期间,当限制所述差速部分作为电控差速装置的工作时,所述差速作用限制器件改变所述差速作用限制装置的半传递容量状态。

[0024] 根据本发明的此方面,当差速机构没有被差速作用限制装置限制其差速作用并进入差速状态以执行差速作用时,车辆驱动装置中的差速部分进入差速状态以执行差速作用。此外,通过用差速作用限制装置来限制差速机构的差速作用,差速部分作为电控差速装置的工作被限制。例如,通过使差速机构进入非差速状态(例如锁定状态)以不执行差速

作用, 差速部分进入非差速状态 (例如锁定状态) 以不执行差速作用。因而, 可以提供具有由电气地改变速比的变速器实现的燃料经济性改善和由机械地传递动力的齿轮式传动装置实现的高传递效率这两方面优点的驱动装置。

[0025] 例如, 在与车辆低 / 中速行驶和低 / 中输出行驶相对应的通常发动机输出范围内, 在差速部分进入差速状态的情况下, 保持了车辆的燃料消耗性能。在高速行驶期间, 在差速部分进入非差速状态的情况下, 发动机输出仅经由机械动力传递路径传递到驱动轮。在这种情况下, 转换损失的抑制意味着提高了燃料经济性, 这种转换损失是在差速部分作为电气地改变速比的变速器工作时发生的动力和电能之间进行转换时产生的。

[0026] 在高输出行驶期间, 在差速部分进入非差速状态的情况下, 在车辆低 / 中速行驶和低 / 中输出行驶过程中差速部分作为电气地改变速比的变速器工作。由此, 应当由电动机产生的电能的最大值 (也就是由电动机传递的电能的值) 减小。因此, 能够减小电动机或者包含该电动机的车辆驱动装置的尺寸。

[0027] 在包括差速部分 (其作为电控差速装置的工作被限制) 的该车辆驱动装置中, 在使用发动机作为驱动力源的车辆发动机行驶期间, 差速部分作为电控差速装置的工作可以被限制。在这种情况下, 差速作用限制器件改变差速作用限制装置的半传递容量状态。由此, 在差速部分作为电控差速装置工作时, 差速作用限制装置产生克服发动机转矩的反作用转矩。

[0028] 就是说, 为了允许差速部分作为电控差速装置工作, 除了第一电动机承受克服发动机转矩的反作用转矩外, 差速作用限制装置也承受克服发动机转矩的反作用转矩。由此, 不小于可以由第一电动机的转矩容量承受的发动机转矩的发动机转矩可以输入到差速部分。因此, 来自差速部分的输出可以增大, 而不需要增大第一电动机的转矩容量也就是尺寸。

[0029] 在本发明的第四方面中, 所述差速作用限制装置是接合装置。所述差速作用限制器件使所述差速作用限制装置进入半接合状态, 以改变所述差速部分中从所述第一电动机电传递到所述第二电动机的输出与所述差速部分中机械传递到所述传递部件的输出之间的比率。

[0030] 根据本发明的此方面, 接合装置可以容易地限制差速部分作为电控差速装置的工作。由此, 在差速部分被允许作为电控差速装置工作时, 产生克服发动机转矩的反作用转矩。除此之外, 与接合装置被释放的情况相反, 第一电动机不必承受克服输入到差速部分的所有发动机转矩所用的反作用转矩。由此, 在相同大小的发动机转矩输入到差速部分的情况下, 应当由第一电动机承受的发动机转矩的比率可以减小, 因此, 第一电动机的尺寸减小并且耐久性提高。此外, 由于从第一电动机到第二电动机的电能减少, 第二电动机的耐久性也提高。

[0031] 在本发明的第五方面中, 提供了一种用于控制车辆驱动装置的控制设备, 所述车辆驱动装置包括差速部分, 所述差速部分包括电动机和差速机构, 所述电动机产生与输入到所述差速机构的发动机输出转矩相对应的反作用转矩, 以使所述差速部分作为电控差速装置工作。

[0032] 所述控制设备包括: (a) 接合装置, 所述接合装置设置在所述差速机构中并限制所述差速机构的差速作用, 以限制所述差速部分作为电控差速装置的工作; 和 (b) 差速作

用限制器件或差速作用限制部分,在使用发动机作为驱动力源的车辆发动机行驶期间,当限制所述差速部分作为电控差速装置的工作时,所述差速作用限制器件或差速作用限制部分使所述接合装置进入半接合状态,并用由所述电动机和所述接合装置的半接合转矩产生的总转矩来产生与发动机输出转矩相对应的反作用转矩。

[0033] 根据本发明的此方面,当差速机构没有被接合装置限制其差速作用并进入差速状态以执行差速作用时,车辆驱动装置中的差速部分进入差速状态。此外,通过用接合装置来限制差速机构的差速作用,差速部分作为电控无级变速器的工作被限制。例如,通过使差速机构进入非差速状态(例如锁定状态)以不执行差速作用,差速部分进入非差速状态(例如锁定状态)以不执行差速作用。因而,可以提供具有由电气地改变速比的变速器实现的燃料经济性改善和由机械地传递动力的齿轮式传动装置实现的高传递效率这两方面优点的驱动装置。

[0034] 例如,在与车辆低/中速行驶和低/中输出行驶相对应的通常发动机输出范围内,在差速部分进入差速状态的情况下,保持了车辆的燃料消耗性能。除此之外,在高速行驶期间,在差速部分进入非差速状态的情况下,发动机输出仅经由机械动力传递路径传递到驱动轮。在这种情况下,转换损失的抑制提高了燃料经济性,这种转换损失是在差速部分作为电气地改变速比的变速器工作时发生的动力和电能之间进行转换时产生的。

[0035] 此外,在高输出行驶期间,在差速部分进入非差速状态的情况下,在车辆低/中速行驶和低/中输出行驶过程中差速部分作为电气地改变速比的变速器工作。由此,应当由电动机产生的电能的最大值(也就是由电动机传递的电能的值)减小。因此,能够减小电动机或者包含该电动机的车辆驱动装置的尺寸。

[0036] 在包括差速部分(其作为电控差速装置的工作被限制)的该车辆驱动装置中,在使用发动机作为驱动力源的车辆发动机行驶期间,差速部分作为电控差速装置的工作可以被限制。在这种情况下,差速作用限制器件使接合装置进入半接合状态,并用由电动机和接合装置的半接合转矩产生的总转矩来产生与发动机输出转矩对应的反作用转矩。由此,在差速部分可作为电控差速装置工作时,差速作用限制装置产生克服发动机转矩所用的反作用转矩。就是说,为了允许差速部分作为电控差速装置工作,除了电动机承受克服发动机转矩所用的反作用转矩外,接合装置也承受克服发动机转矩所用的反作用转矩。

[0037] 由此,例如,不小于可以由电动机的转矩容量承受的发动机转矩(即可承受发动机转矩)的发动机转矩可以输入到差速部分。因此,来自差速部分的输出可以增大,而不需要增大电动机的转矩容量也就是尺寸。除此之外,与接合装置被释放的情况相反,电动机不必承受克服输入到差速部分的所有发动机转矩所用的反作用转矩。由此,在相同大小的发动机转矩输入到差速部分的情况下,应当由电动机承受的发动机转矩可以减小,从而可以使电动机的尺寸减小并且耐久性提高。

[0038] 在本发明的第六方面中,当所述差速机构接收到不小于能够由所述电动机单独产生的反作用转矩的发动机输出转矩时,所述差速作用限制器件限制所述差速部分作为电控差速装置的工作。根据本发明,差速部分可以作为电控差速装置。此外,克服发动机转矩的反作用力优选尽可能由电动机产生,使得再生能量尽可能增多。从另一个角度来看,能量损耗可以被最小化到不可避免的水平。

[0039] 在本发明的第七方面中,在使用车辆的发动机作为驱动力源的车辆发动机起步

时,所述差速作用限制器件限制所述差速部分作为电控差速装置的工作。根据本发明,即使在需要大发动转矩的车辆起步时,当差速部分可作为电控差速装置工作时,克服发动机转矩的反作用力优选尽可能由电动机产生,使得再生能量尽可能增多。从另一个角度来看,能量损耗可以被最小化到不可避免的水平。

[0040] 在本发明的第八方面中,所述控制设备还包括发动机转矩限制装置,所述发动机转矩限制装置基于由所述电动机和被设定在所述半接合状态的所述接合装置所产生的反作用转矩(即反作用力)来限制发动机输出转矩。根据本发明,防止了差速部分接收超过最大转矩容量的总转矩的发动机转矩,该总转矩包括电动机产生的转矩和接合装置的半接合转矩。由此,提高了电动机的耐久性。

[0041] 在本发明的第九方面中,提供了一种用于控制车辆驱动装置的控制设备,所述车辆驱动装置包括用于将发动机的输出分配至第一电动机和传递部件的差速机构,和可操作地连接至驱动轮的第二电动机。

[0042] 所述控制设备包括:(a) 接合装置,所述接合装置设置在所述差速机构中,并使所述差速机构在差速状态和非差速状态之间选择性地切换;(b) 反作用力控制装置,在所述差速机构的差速状态下,所述反作用力控制装置通过控制所述第一电动机的输出的输出控制和使所述接合装置进入打滑接合状态的打滑控制来执行克服所述发动机输出的反作用力控制,以使所述传递部件产生输出;和(c) 份额比率改变装置,所述份额比率改变装置改变由所述第一电动机的输出所控制的反作用转矩的份额和由所述接合装置的打滑控制所控制的反作用转矩的份额之间的份额比率。

[0043] 根据本发明,在差速机构的差速状态下,通过执行控制第一电动机输出的输出控制和使接合装置进入打滑接合状态的打滑控制,反作用力控制装置执行克服发动机输出的反作用力控制。除此之外,份额比率改变装置改变由第一电动机的输出所控制的反作用转矩的份额和由接合装置的打滑控制所控制的反作用转矩的份额之间的份额比率。因此,可以在车辆起步时等实现有利的加速性能。

[0044] 在本发明的第十方面中,所述份额比率改变装置通过控制所述接合装置的打滑量来改变所述份额比率。根据本发明,因为份额比率改变装置通过控制接合装置的打滑量来改变份额比率,所以通过接合装置的打滑提供的反作用力可以与通过第一电动机的输出提供的反作用力相加。由此,提高了加速性能。

[0045] 在本发明的第十一方面中,还包括转矩辅助控制装置,当通过由所述第一电动机的输出所引起的反作用转矩和由所述接合装置的打滑控制所引起的反作用转矩在所述传递部件中产生的输出相对于车辆所要求的驱动力不足时,所述转矩辅助控制装置控制所述第二电动机的输出以补偿所述不足。根据本发明,当通过反作用力控制装置在传递部件中产生的输出不足以满足车辆所要求的驱动力时,转矩辅助控制装置控制第二电动机的输出以补偿该不足。结果,在起步时等可以充分地保持车辆的加速性能。

[0046] 在本发明的第十二方面中,还包括发动机输出抑制装置,当能够由所述反作用力控制装置的反作用力控制所产生的反作用力容量相对于所述发动机输出不足时,所述发动机输出抑制装置抑制所述发动机输出。根据本发明,当由反作用力控制装置的反作用力控制所产生的反作用力不足以满足发动机输出时,发动机输出抑制装置抑制发动机输出。由此,可以防止第一电动机和接合装置在超过它们的转矩容量的情况下被使用,从而适当地

保护第一电动机和接合装置并提高它们的耐久性。

[0047] 在本发明的第十三方面中,所述反作用力控制装置在车辆起步时执行反作用力控制。根据本发明,由于在车辆起步时通过反作用力控制装置执行的反作用力控制,可以在车辆起步时充分地保持加速性能。

[0048] 在本发明的第十四方面中,提供了一种用于控制车辆驱动装置的控制设备,所述车辆驱动装置包括用于将发动机的输出分配至第一电动机和传递部件的差速机构,和可操作地连接至驱动轮的第二电动机。

[0049] 所述控制设备包括:(a) 接合装置,所述接合装置设置在所述差速机构中,并使所述差速机构在差速状态和非差速状态之间选择性地切换;(b) 要求驱动力设定装置,其根据加速器开度来设定车辆所要求的要求驱动力;(c) 反作用力控制装置,在所述差速机构的差速状态下,所述反作用力控制装置通过控制所述第一电动机的输出的输出控制和使所述接合装置进入打滑接合状态的打滑控制来执行克服所述发动机输出的反作用力控制,以使所述传递部件产生输出;和(d) 输出控制装置,所述输出控制装置控制由所述反作用力控制装置在所述传递部件中产生的输出和所述第二电动机的输出,以产生由所述要求驱动力设定装置所设定的要求驱动力。

[0050] 根据本发明,所述控制设备包括:(a) 接合装置,所述接合装置设置在所述差速机构中,并使所述差速机构在差速状态和非差速状态之间选择性地切换;(b) 要求驱动力设定装置,其根据加速器开度来设定车辆所要求的要求驱动力;(c) 反作用力控制装置,在所述差速机构的差速状态下,所述反作用力控制装置通过执行控制所述第一电动机的输出的输出控制和使所述接合装置进入打滑接合状态的打滑控制来执行克服所述发动机输出的反作用力控制,用于使所述传递部件产生输出;和(d) 输出控制装置,所述输出控制装置控制由所述反作用力控制装置在所述传递部件中产生的输出和所述第二电动机的输出,以产生由所述要求驱动力设定装置所设定的要求驱动力。

[0051] 由此,发动机反作用力可以由第一电动机的输出控制和接合装置的打滑控制两者来承受,以产生用于驱动轮的输出,并且除此之外,还可以从第二电动机产生用于驱动轮的输出。这些类型输出的控制都可以基于加速操作产生驾驶员所要求的驱动力,从而确保车辆加速性能。

[0052] 在本发明的第十五方面中,所述输出控制装置在车辆起步时执行输出控制。根据本发明,由于在车辆起步时由输出控制装置执行的输出控制,可以在车辆起步时充分地保持加速性能。

[0053] 在本发明的第十六方面中,当所述发动机输出转矩超过能够由所述第一电动机承受的反作用转矩(即可承受反作用力)的切换判定值时,所述反作用力控制装置开始(启动)使所述接合装置进入所述打滑接合状态的所述打滑控制。根据本发明,当发动机输出转矩超过能够由第一电动机承受的反作用转矩的切换判定值时,所述反作用力控制装置开始使接合装置进入打滑接合状态的打滑控制。由此,可以产生较大的反作用力,其超过能由第一电动机承受的反作用转矩的切换判定值。从而,能够减小第一电动机的尺寸。

[0054] 在本发明的第十七方面中,随着所述第一电动机 M1 的反作用力不足量增加,所述反作用力控制装置减小所述接合装置的打滑量。根据本发明,随着第一电动机 M1 的反作用力不足量的增加,反作用力控制装置减小接合装置的打滑量。结果,除了由第一电动机

M1 承受克服发动机转矩的反作用转矩之外,由接合装置机械地承受的反作用力可以连续增加。

[0055] 在本发明的第十八方面中,随着所述发动机转矩增加,所述反作用力控制装置减小所述接合装置的打滑量。根据本发明,随着发动机转矩的增加,反作用力控制装置减小接合装置的打滑量。结果,除了由第一电动机承受 M1 克服发动机转矩的反作用转矩之外,由接合装置机械地承受的反作用力可以连续增加。

[0056] 在本发明的第十九方面中,当所述发动机输出转矩超过总反作用转矩时,所述反作用力控制装置使所述接合装置进入完全接合状态,所述总反作用转矩是由所述第一电动机所承受的反作用转矩和由所述接合装置所承受的反作用转矩之和。根据本发明,当发动机输出转矩超过作为由第一电动机所承受的反作用转矩和由接合装置所承受的反作用转矩之和的总反作用转矩时,反作用力控制装置使接合装置进入完全接合状态。从而,提高了接合装置的耐久性。

[0057] 适当地,当限制所述无级变速部分作为电控无级变速器的工作时,如果所述差速机构不能进入非差速状态以不执行差速作用,则所述差速作用限制器件改变所述差速作用限制装置的半传递容量状态。在这种情况下,即使发生故障或者由于功能劣化而发生操作响应延迟,除了第一电动机承受克服发动机转矩的反作用转矩之外,差速作用限制装置也可承受克服发动机转矩的反作用转矩。

[0058] 适当地,当限制所述差速部分作为电控差速装置的工作时,如果所述差速机构不能进入非差速状态以不执行差速作用,则所述差速作用限制器件改变所述差速作用限制装置的半传递容量状态。在这种情况下,即使发生故障或者由于功能劣化而发生操作响应延迟,除了第一电动机承受克服发动机转矩的反作用转矩之外,差速作用限制装置也可承受克服发动机转矩的反作用转矩。

[0059] 适当地,在限制所述差速部分作为电控差速装置的工作的情况下,如果所述差速机构不能进入非差速状态以不执行差速作用,则所述差速作用限制器件使所述接合装置进入半接合状态并通过使用由所述第一电动机产生的转矩和所述接合装置的半接合转矩来产生反作用转矩。在这种情况下,即使接合装置的摩擦部件发生故障、致动器发生功能劣化或故障、或者由于致动器的功能劣化而发生操作响应延迟,除了第一电动机承受克服发动机转矩的反作用转矩之外,接合装置也可承受克服发动机转矩的反作用转矩。

[0060] 适当地,所述差速机构包括连接至所述发动机的第一元件、连接至所述第一电动机的第二元件和连接至所述传递部件的第三元件。所述差速作用限制装置或所述接合装置至少允许第二元件和第三元件以彼此不同的速度旋转,以使差速机构进入差速状态。其允许第一至第三元件相对于彼此一起旋转,或者使第二元件进入非旋转状态以使差速机构进入非差速状态(例如锁定状态)。在这种情况下,差速机构可以在差速状态和非差速状态之间切换。

[0061] 优选地,所述差速作用限制装置或所述接合装置设置有离合器和/或制动器。所述离合器使第一至第三元件中的两个彼此连接,以使第一至第三元件作为一个单元一体地旋转,而所述制动器将第二元件连接至非旋转部件,以将其置于非旋转状态。通过这种结构,差速机构可以容易地在差速状态和非差速状态之间切换。

[0062] 优选地,所述差速机构通过释放所述离合器和所述制动器而置于其中至少第二元

件和第三元件以不同速度旋转的差速状态,以作为电控差速装置工作。通过离合器的接合,差速机构作为具有速比为 1 的变速器工作,通过制动器的接合,差速机构作为速比小于 1 的增速变速器工作。通过这种结构,差速机构可以切换到差速状态和非差速状态,并可以作为具有单级或多级固定速比的变速器工作。

[0063] 优选地,所述差速机构由行星齿轮单元构成,所述行星齿轮单元的行星架对应于第一旋转元件,其太阳齿轮对应于第二旋转元件,其齿圈对应于第一旋转元件。通过这种结构,差速机构的轴向尺寸可以减小,并且可以通过一个行星齿轮单元来容易地构造。优选地,所述行星齿轮单元是单小齿轮式行星齿轮单元。通过这种结构,差速机构的轴向尺寸可以减小,并且可以通过一个单小齿轮式行星齿轮单元容易地构造。

[0064] 优选地,所述车辆驱动装置还包括设置在所述传递部件和所述驱动轮之间的动力传递路径上的变速部分(即换档部分)。通过这种结构,基于所述无级变速部分或差速部分的速比和所述变速部分的速比来确定所述驱动装置的总速比,这带来了如下的优点。就是说,使用变速部分的速比广泛地获得了驱动力,并且进一步增大了无级变速控制的效率。此外,第二电动机连接至传递部件且变速部分置于速比大于 1 的减速变速器下的结构是优选的。通过这种结构,第二电动机向变速器部分的输出轴充分地输出小或低的输出转矩,由此使得尺寸紧凑。

[0065] 所述变速部分或换档部分优选是有级自动变速器。根据该有级自动变速器,在无级变速部分的无级变速状态下,无级变速部分和变速部分构成无级变速器。在非无级变速状态下,无级变速部分与变速部分一起构成有级变速器。

[0066] 适当地,所述第一电动机、差速机构和第二电动机构成电控无级变速器,其能够连续地改变速比并允许车辆的无级变速行驶。差速机构优选设置有助于使差速机构在差速状态和非差速状态之间选择性地切换的接合装置,以实现能够执行差速作用的非锁定状态和限制差速作用的锁定状态。

[0067] 适当地,所述接合装置提供了第一锁定状态和第二锁定状态,第一锁定状态使差速机构的任意两个旋转元件选择性地彼此接合以一起旋转,第二锁定状态使差速机构的任意旋转元件与非旋转部件接合以允许差速机构作为增速器工作。在这种情况下,因为差速机构用作两级副变速器,所以档位(变速段)的数量增大,而不会增大轴向尺寸。

[0068] 适当地,在限制所述无级变速部分作为电控无级变速器的工作的情况下,如果所述差速机构未进入非差速状态以不执行差速作用,则所述差速作用限制器件使所述差速作用限制装置进入半传递容量状态并改变所述差速作用限制装置的半传递容量状态。在这种情况下,即使发生故障或者由于功能劣化而发生操作响应延迟,除了第一电动机承受克服发动机转矩的反作用转矩之外,差速作用限制装置也承受克服发动机转矩的反作用转矩。适当地,所述差速机构可以由两组行星齿轮单元构成。除此之外,第一电动机或第二电动机可以经由减速器设置在差速机构中或动力传递路径上。

附图说明

[0069] 图 1 的骨架图用于说明根据本发明的一个实施例的混合动力车辆驱动装置的结构。

[0070] 图 2 的作动表用于说明可以在无级变速状态或有级变速状态下工作的图 1 所示实

施例的混合动力车辆驱动装置的变速操作与用于此变速操作的液压式摩擦接合装置的作动组合之间的关系。

[0071] 图 3 的共线图用于说明当图 1 所示实施例的混合动力车辆驱动装置在有级变速模式下工作时,在各个不同档位下旋转元件的相对转速。

[0072] 图 4 是说明图 1 所示实施例的驱动装置中所设置的电子控制装置的输入和输出信号的视图。

[0073] 图 5 的功能框图用于说明由图 4 所示电子控制装置执行的控制工作的主要部分。

[0074] 图 6 的视图示出预存储的变速图(基于其在自动变速部分中进行变速判定)的一个示例、预存储的切换图(基于其在变速机构中进行变速状态切换的判定)的一个示例以及预存储的驱动力源切换图的一个示例,所述驱动力源切换图具有用于在发动机运行模式和电机运行模式之间切换的位于发动机运行区域和电机运行区域之间的边界线。这些图绘制在以车速和输出转矩作为相同参数的二维坐标系中,同时表示出相应的关系。

[0075] 图 7 的概念性视图示出具有位于无级控制区域和有级控制区域之间的边界线的预存储的关系,其用于绘制图 6 中的虚线所示的无级控制区域和有级控制区域之间的边界线。

[0076] 图 8 示出由有级变速器的升档引起的发动机转速波动。

[0077] 图 9 示出设置有变速杆并被操作以选择多种变速位置中的一个的变速操作装置的一个示例。

[0078] 图 10 示出其中图 6 和图 7 所示无级控制区域(差速区域)和有级控制区域(锁定区域)被重新写在以发动机转速和发动机转矩作为参数的二维坐标上的一个示例。

[0079] 图 11 示出发动机转矩相对于加速器开度的输出特性视图的一个示例。

[0080] 图 12 的流程图用于说明图 4 所示电子控制装置的控制工作,即,在差速部分未从无级变速状态(差速状态)切换到非无级变速状态(锁定状态)时执行的切换离合器或切换制动器的打滑控制工作。

[0081] 图 13 的时序图说明图 12 的流程图所示的控制工作,其示出在发动机起步时的控制工作,其中在无级变速状态下,在零车速时加速踏板被压下。

[0082] 图 14 是对应于图 1 的骨架图,用于说明根据本发明另一个实施例的混合动力车辆的驱动装置。

[0083] 图 15 是对应于图 2 的作动表,用于说明可以在无级变速状态或有级变速状态下工作的图 14 所示实施例的混合动力车辆驱动装置的变速操作与用于此变速操作的液压式摩擦接合装置的作动组合之间的关系。

[0084] 图 16 是对应于图 3 的共线图,用于说明当图 1 所示实施例的混合动力车辆驱动装置在有级变速模式下工作时,在各个不同档位下旋转元件的相对转速。

[0085] 图 17 示出包括交互式开关的手动变速状态选择装置的一个示例,其用作由车辆驾驶员操作以选择变速状态的切换装置。

[0086] 图 18 的功能框图示出根据本发明第四实施例的混合动力车辆驱动装置的电子控制装置的控制工作的主要部分。

[0087] 图 19 的视图示出在图 18 中,用于减小由第一电动机 M1 承受的反作用力的切换离合器 C0 或切换制动器 B0 的打滑量与反作用不足量(由实际施加的反作用力-额定容量所

确定的反作用力)之间的关系。

[0088] 图 20 的视图示出在图 18 中,用于减小由第一电动机 M1 承受的反作用力的切换离合器 C0 或切换制动器 B0 的打滑量与发动机的输出转矩 TE 之间的关系。

[0089] 图 21 示出在图 18 所示的实施例中,发动机转矩相对于加速器开度的输出特性的一个示例。

[0090] 图 22 的流程图用于说明在图 18 所示实施例的车辆驱动装置中,电子控制装置的控制工作的主要部分。即,其说明了当差速部分未从无级变速状态(差速状态)切换到非无级变速状态(锁定状态)时执行的切换离合器或切换制动器的打滑控制工作。

[0091] 图 23 的时序图用于说明图 22 的流程图所示的控制工作,其示出在发动机起步时的控制工作,其中在无级变速状态下在零车速时加速踏板被压下。

[0092] 附图标记说明

[0093] 8:发动机

[0094] 10,70:变速机构(驱动装置)

[0095] 11:差速部分(无级变速部分)

[0096] 16:动力分配机构(差速机构)

[0097] 18:传递部件

[0098] 38:驱动轮

[0099] 40:电子控制装置(控制设备)

[0100] 50:切换控制装置(差速作用限制器件)

[0101] 52:混合动力控制装置(输出控制装置)

[0102] 88:输入转矩限制装置(发动机转矩限制装置)

[0103] M1:第一电动机

[0104] M2:第二电动机

[0105] C0:切换离合器(差速作用限制装置,接合装置)

[0106] B0:切换制动器(差速作用限制装置,接合装置)

[0107] 176:要求驱动力设定装置

[0108] 178:反作用力控制装置

[0109] 188:输入转矩限制装置(发动机输出抑制装置)

[0110] 192:转矩辅助控制装置

具体实施方式

[0111] 以下,将参照附图详细说明本发明的实施例。

[0112] <实施例 1>

[0113] 图 1 的骨架图用于说明构成根据本发明一个实施例的混合动力车辆驱动装置的一部分的变速机构 10。变速机构 10 包括:输入轴 14、差速部分 11、自动变速部分(即换挡部分)20 和输出轴 22,它们全部共轴配置在作为固定到车体上的不可旋转部件的变速器壳体 12(以下简称为“壳体 12”)内。作为输入旋转部件的输入轴 14 固定到壳体 12 上。差速部分 11 直接或经由未示出的脉动吸收阻尼器(减振装置)间接连接至输入轴 14。起有级式变速器作用的自动变速部分 20 配置在串连到其上的差速机构 11 和输出轴 22 之间。作

为输出旋转部件的输出轴 22 连接至自动变速部分 20。

[0114] 此实施例的变速机构 10 适合于横置 FR 车辆（发动机前置后轮驱动车辆），并且配置在发动机 8（例如汽油发动机或柴油发动机）形式的驱动力源和一对驱动轮 38（图 5）之间，以通过差速齿轮装置 36（末端减速齿轮）和一对驱动车轴将车辆驱动力传递至该对驱动轮 38。

[0115] 在此实施例的变速机构 10 中，发动机 8 和差速部分 11 彼此直接连接。这里，除了不使用任何流体式传递装置（例如变矩器）的连接或流体接合之外，“直接连接”还包括使用减振装置的连接。注意，图 1 中省略了相对于其轴线对称构造的变速机构 10 的下半部。对于下文说明的其他实施例也是如此。

[0116] 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 是将发动机 8 的输入到输入轴 14 上的输出分配至第一电动机 M1 和传递部件 18 的机构，其作为差速机构。可与传递部件 18 一体地旋转的第二电动机 M2 可以配置在传递部件 18 和驱动轮 38 之间的动力传递路径的任何部位。

[0117] 在本实施例中，第一电动机 M1 和第二电动机 M2 每个都是也用作发电机的所谓电动 / 发电机。第一电动机 M1 应当至少用作产生电能和反作用力的发电机，而第二电动机 M2 应当至少用作产生车辆驱动力的电动机。

[0118] 动力分配机构 16 包括用作差速装置的第一行星齿轮单元 24、切换离合器 C0 和切换制动器 B0。例如，单小齿轮式的第一行星齿轮单元 24 具有大约 0.418 的传动比（齿轮比） ρ_1 。第一行星齿轮单元 24 具有以下旋转元件：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 使得第一行星齿轮 P1 可以绕其轴线旋转并且可绕第一太阳齿轮 S1 的轴线旋转；和经第一行星齿轮 P1 与第一太阳齿轮 S1 啮合的第一齿圈 R1。在第一太阳齿轮 S1 和第一齿圈 R1 的齿数分别由 ZS1 和 ZR1 表示的情况下，上述传动比 ρ_1 由 ZS1/ZR1 表示。

[0119] 在动力分配机构 16 中，第一行星架 CA1 连接至驱动装置输入轴 14，即连接至发动机 8，第一太阳齿轮 S1 连接至第一电动机 M1，而第一齿圈 R1 连接至传递部件 18。切换制动器 B0 配置在第一太阳齿轮 S1 和壳体 12 之间，切换离合器 C0 配置在第一太阳齿轮 S1 和第一行星架 CA1 之间。当切换离合器 C0 和切换制动器 B0 两者都释放时，动力分配机构 16 被置于差速状态，在该差速状态下，第一行星齿轮单元 24 的第一太阳齿轮 S1、第一行星架 CA1 和第一齿圈 R1 被置于差速状态，以能够相对于彼此旋转，从而执行差速作用。

[0120] 这样，发动机 8 的输出被分配至第一电动机 M1 和传递部件 18，被分配至第一电动机 M1 的输出的一部分被用来产生并储存能量，或者用来驱动第二电动机 M2。因此，差速部分 11（动力分配机构 16）用作例如无级变速状态（电控 CVT 状态）下的电控差速装置，在此无级变速状态下，传递部件 18 的转速可连续变化而不受发动机 8 的转速的约束。就是说，通过动力分配机构 16 的差速状态而置于无级变速状态下的差速部分 11 用作电控无级变速器，其中速比 γ_0 （驱动装置输入轴 14 的转速 / 传递部件 18 的转速）可以电气地从最小值 γ_{0min} 变化到最大值 γ_{0max} 。

[0121] 在这种状态下，通过切换离合器 C0 或切换制动器 B0 的接合，动力分配机构 16 被置于不执行也就是不可执行差速工作的非差速状态。具体而言，当第一太阳齿轮 S1 和第一行星架 CA1 通过切换离合器 C0 的接合而连接成一体时，包含第一太阳齿轮 S1、第一行星架

CA1 和第一齿圈 R1 的第一行星齿轮单元 24 的旋转元件被置于锁定状态或者非差速状态, 以能够作为一个单元旋转。由此, 差速部分 11 也被置于非差速状态。这样, 发动机 8 和动力传递部件 18 的转速彼此相等, 从而差速部分 11 (动力分配机构 16) 被置于固定变速状态, 也就是有级变速状态, 其用作具有等于 1 的固定速比 γ_0 的变速器。

[0122] 然后, 当切换制动器 B0 代替切换离合器 C0 被接合以将第一太阳齿轮 S1 与壳体 12 相连时, 动力分配机构 16 被置于在第一太阳齿轮 S1 的非旋转状态下不能执行差速工作的锁定状态或非差速状态。由此, 差速部分 11 也被置于非差速状态。由于第一齿圈 R1 的转速高于第一行星架 CA1 的转速, 所以动力分配机构 16 用作增速机构。差速部分 11 (动力分配机构 16) 被置于固定变速状态, 也就是有级变速状态, 其用作速比 γ_0 固定在小于 1 的值 (例如约 0.7) 的增速机构。

[0123] 在本实施例中, 切换离合器 C0 和切换制动器 B0 将差速部分 11 (动力分配机构 16) 选择性地置于差速状态 (即非锁定状态) 或非差速状态 (即锁定状态)。详细而言, 在差速状态下, 差速部分 11 (动力分配机构 16) 可作为电控差速装置工作。例如, 在无级变速状态下, 其可作为速比可连续变化的无级变速器工作。

[0124] 切换离合器 C0 和切换制动器 B0 也将差速部分 11 (动力分配机构 16) 置于不可作为电控差速装置工作的变速状态。例如, 在速比被锁定在固定值的锁定状态下, 差速部分 11 (动力分配机构 16) 不可作为无级变速器工作, 其中不能进行无级变速工作。换言之, 在锁定状态下, 差速部分 11 (动力分配机构 16) 作为具有一个或不少于两个速比的单段或多段变速器工作, 而不作为无级变速器工作, 其中不能进行无级变速工作。锁定状态可以以另外的方式表述为固定变速状态, 其中差速部分 11 (动力分配机构 16) 作为具有一个或不少于两个速比的单段或多段变速器工作。

[0125] 从另一个角度考虑, 切换离合器 C0 和切换制动器 B0 将动力分配机构 16 置于非差速状态以限制动力分配机构 16 的差速作用, 由此将差速部分 11 置于非无级变速状态以限制差速部分 11 作为电控差速装置的工作。换言之, 切换离合器 C0 和切换制动器 B0 用作限制差速部分 11 作为电控无级变速器的工作的差速作用限制装置。

[0126] 自动变速部分 20 包括多个行星齿轮单元, 即单小齿轮式第二行星齿轮单元 26、单小齿轮式第三行星齿轮单元 28 和单小齿轮式第四行星齿轮单元 30。第二行星齿轮单元 26 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 使得第二行星齿轮 P2 可以绕其轴线旋转并且可绕第二太阳齿轮 S2 的轴线旋转; 和经第二行星齿轮 P2 与第二太阳齿轮 S2 啮合的第二齿圈 R2。例如, 第二行星齿轮单元 26 具有约 0.562 的传动比 ρ_2 。

[0127] 第三行星齿轮单元 28 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 使得第三行星齿轮 P3 可以绕其轴线旋转并且可绕第三太阳齿轮 S3 的轴线旋转; 和经第三行星齿轮 P3 与第三太阳齿轮 S3 啮合的第三齿圈 R3。例如, 第三行星齿轮单元 28 具有约 0.425 的传动比 ρ_3 。第四行星齿轮单元 30 包括: 第四太阳齿轮 S4; 第四行星齿轮 P4; 第四行星架 CA4, 其支承第四行星齿轮 P4 使得第四行星齿轮 P4 可以绕其轴线旋转并且可绕第四太阳齿轮 S4 的轴线旋转; 和经第四行星齿轮 P4 与第四太阳齿轮 S4 啮合的第四齿圈 R4。例如, 第四行星齿轮单元 30 具有约 0.421 的传动比 ρ_4 。

[0128] 在第二太阳齿轮 S2、第二齿圈 R2、第三太阳齿轮 S3、第三齿圈 R3、第四太阳齿轮

S4 和第四齿圈 R4 的齿数分别由 ZS2、ZR2、ZS3、ZR3、ZS4 和 ZR4 表示的情况下,上述传动比 ρ_2 、 ρ_3 和 ρ_4 分别由 ZS2/ZR2、ZS3/ZR3 和 ZS4/ZR4 表示。

[0129] 在自动变速部分 20 中,第二太阳齿轮 S2 和第三太阳齿轮 S3 作为一个单元一体地彼此固定,经第二离合器 C2 选择性地连接至传递部件 18,并且经第一制动器 B1 选择性地固定到壳体 12。第二行星架 CA2 经第二制动器 B2 选择性地固定到壳体 12,且第四齿圈 R4 经第三制动器 B3 选择性地固定到变速器壳体 12。第二齿圈 R2、第三行星架 CA3 和第四行星架 CA4 一体地彼此固定并且固定到输出轴 22。第三齿圈 R3 和第四太阳齿轮 S4 一体地彼此固定,并且经第一离合器 C1 选择性地连接至传递部件 18。

[0130] 这样,自动变速部分 20 和传递部件 18 经被用于在自动变速部分 20 中建立齿轮变速位置的第一离合器 C1 或者第二离合器 C2 而选择性地彼此连接。换言之,第一离合器 C1 和第二离合器 C2 用作传递部件 18 和自动变速部分 20 之间的接合装置。就是说,其能够将差速部分 11(传递部件 18)和驱动轮 38 之间的动力传递路径选择性地切换至动力传递状态和动力中断状态,在动力传递状态下允许经动力传递路径传递动力,在动力中断状态下中断经动力传递路径的动力传递。就是说,第一离合器 C1 和第二离合器 C2 中的至少一个的接合使得上述动力传递路径被置于动力传递状态,而第一离合器 C1 和第二离合器 C2 两者都被释放使得上述动力传递路径被置于动力中断状态。

[0131] 切换离合器 C0、第一离合器 C1、第二离合器 C2、切换制动器 B0、第一制动器 B1、第二制动器 B2 和第三制动器 B3 是传统车辆自动变速器中使用的液压式摩擦接合装置。这些摩擦接合装置包括其中彼此重叠的多个摩擦片通过液力致动器彼此抵靠的湿式多片离合器,或者带式制动器,其由转鼓和缠绕在转鼓外周表面上并在一端处由液力致动器张紧的一条带或两条带构成。

[0132] 在本实施例的变速机构 10 中,通过设置在动力分配机构 16 中的切换离合器 C0 和切换制动器 B0 中任意一个的接合,除了可作为无级变速器工作的无级变速状态之外,差速部分 11 还可以构成作为固定速比变速器工作的非无级变速状态(固定变速状态)。由此,在变速机构 10 中,通过切换离合器 C0 和切换制动器 B0 中任意一个的接合而被置于固定变速状态的差速部分 11 和自动变速部分 20 构成可作为有级变速器工作的有级变速状态。通过切换离合器 C0 和切换制动器 B0 两者均未接合而被置于无级变速状态的差速部分 11 和自动变速部分 20 构成可作为无级变速器工作的无级变速状态。换言之,变速机构 10 通过切换离合器 C0 和切换制动器 B0 中任一个的接合而切换到有级变速状态,并通过切换离合器 C0 和切换制动器 B0 两者均为接合而切换到无级变速状态。差速部分 11 是既能够切换到有级变速状态又能够切换到无级变速状态的变速器。

[0133] 具体而言,在差速部分 11 被置于非无级变速状态以使变速机构 10 用作有级变速器的情况下,切换离合器 C0 和切换制动器 B0 中任一个被接合,其中第一离合器 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 被选择性地接合。通过这种接合,例如释放侧液压式摩擦接合装置和接合侧液压式摩擦接合装置(两者均与变速相关)使速比自动地切换。由于此切换,选择性地建立第一档位(第一变速段)至第五档位(第五变速段)、倒车档位(向后驱动位置)和空档位置之一。

[0134] 对于各个档位可获得基本成几何基数变化的总速比 γ_T (输入轴转速 N_{IN} /输出轴转速 N_{OUT})。变速机构 10 的此总速比 γ_T 是基于差速部分 11 的速比 γ_0 和自动变速部分 20

的速比 γ 建立的总速比或整体速比。

[0135] 例如,当变速机构 10 用作有级变速器时,如图 2 的作动表中所示,切换离合器 C0、第一离合器 C1 和第三制动器 B3 的接合建立了具有例如约 3.357 的最高速比 γ_1 的第一档位,切换离合器 C0、第一离合器 C1 和第二制动器 B2 的接合建立了具有小于速比 γ_1 的、例如约 2.180 的速比 γ_2 的第二档位。此外,切换离合器 C0、第一离合器 C1 和第一制动器 B1 的接合建立了具有小于速比 γ_2 的、例如约 1.424 的速比 γ_3 的第三档位,切换离合器 C0、第一离合器 C1 和第二离合器 C2 的接合建立了具有小于速比 γ_3 的、例如约 1.000 的速比 γ_4 的第四档位。

[0136] 第一离合器 C1、第二离合器 C2 和切换制动器 B0 的接合建立了具有小于速比 γ_4 的、例如约 0.705 的速比 γ_5 的第五档位。此外,第二离合器 C2 和第三制动器 B3 的接合建立了具有介于速比 γ_1 和 γ_2 之间的、例如约 3.209 的速比 γ_R 的倒车档位。通过仅接合切换离合器 C0 来建立空档位置 N。

[0137] 但是,在差速部分 11 被置于无级变速状态以使变速机构 10 用作无级变速器的情况下,切换离合器 C0 和切换制动器 B0 两者都被释放(即脱开)。由此,差速部分 11 用作无级变速器,而串联连接至差速部分 11 的自动变速部分 20 用作有级变速器。被置于变速段 M 之一的自动变速部分 20 的输入转速(即传递部件 18 的转速)连续变化,从而对于各档位可获得连续变化的速比幅度。由此,变速机构 10 的总速比 γ_T 可以无阶段变化。

[0138] 例如,将参照图 2 的作动表说明变速机构 10 用作无级变速器的情况。在切换离合器 C0 和切换制动器 B0 都被释放的情况下,对于自动变速部分 20 的诸如第一档位、第二档位、第三档位和第四档位的各个档位,输入到自动变速部分 20 的转速(即传递部件 18 的转速)无阶段变化(在第五档位下自动变速部分 20 的接合与第四档位下等同)。因此,在相邻档位之间,速比可无阶段和连续变化,使得整个变速机构 10 的总速比 γ_T 可无阶段变化。

[0139] 图 3 的共线图用直线表示在变速机构 10 的各档位下不同旋转元件的转速之间的关系。变速机构 10 由用作无级变速部分或第一变速部分的差速部分 11 以及用作有级变速部分或第二变速部分的自动变速部分 20 构成。图 3 的共线图是直角二维坐标系统,其中行星齿轮单元 24、26、28、30 的传动比 ρ 被取为沿着横轴,而旋转元件的相对转速被取为沿着纵轴。三条水平线中较低的一条即 X1 表示 0 的转速;而靠上的一条即 X2 表示 1.0 的转速,也就是连接至输入轴 14 的发动机 8 的转速 N_E 。水平线 XG 表示传递部件 18 的转速。

[0140] 与差速部分 11 的三个元件对应的三条竖直线 Y1、Y2 和 Y3 从左到右分别表示第一太阳齿轮 S1 形式的第二旋转元件(第二元件)RE2、第一行星架 CA1 形式的第一旋转元件(第一元件)RE1、和第一齿圈 R1 形式的第三旋转元件(第三元件)RE3 的相对转速。竖直线 Y1、Y2 和 Y3 中相邻竖直线之间的距离对应于第一行星齿轮单元 24 的传动比 ρ_1 来确定。

[0141] 此外,对应于自动变速部分 20 的五条竖直线 Y4、Y5、Y6、Y7 和 Y8 从左到右分别表示第四旋转元件(第四元件)RE4、第五旋转元件(第五元件)RE5、第六旋转元件(第六元件)RE6、第七旋转元件(第七元件)RE7 和第八旋转元件(第八元件)RE8 的相对转速。第四旋转元件 RE4 采用一体地彼此固定的第二和第三太阳齿轮 S2、S3 的形式,第五旋转元件 RE5 采用第二行星架 CA2 的形式,第六旋转元件 RE6 采用第四齿圈 R4 的形式。第七旋转元件 RE7 采用一体地彼此固定的第二齿圈 R2 及第三和第四行星架 CA3、CA4 的形式,第八旋转元件 RE8 采用一体地彼此固定的第三齿圈 R3 和第四太阳齿轮 S4 的形式。这些竖直线 Y4 至

Y8 中相邻竖直线之间的距离由第二、第三和第四行星齿轮单元 26、28 和 30 的传动比 ρ_2 、 ρ_3 和 ρ_4 确定。

[0142] 在共线图的竖直线之间的关系中,当太阳齿轮和行星架之间的间隔被设定为“1”时,行星架和齿圈之间的间隔被设定为与行星齿轮单元的传动比 ρ 相对应的间隔。就是说,在差速部分 11 中,竖直线 Y1 和 Y2 之间的间隔被设定为对应于“1”,而竖直线 Y2 和 Y3 之间的间隔被设定为对应于 ρ_1 。在自动变速部分 20 中,对于第二、第三和第四行星齿轮单元 26、28 和 30,太阳齿轮和行星架之间的间隔被设定为“1”,而行星架和齿圈之间的距离被设定为传动比 ρ 。

[0143] 图 3 的共线图表明,此实施例的变速机构 10 被设置成在动力分配机构(无级变速部分 11)中使得:作为第一行星齿轮单元 24 的三个旋转元件之一的第一旋转元件 RE1(第一行星架 CA1)被固定到输入轴 14,并且经切换离合器 C0 选择性地连接至作为另一个旋转元件的第二旋转元件 RE2(第一太阳齿轮 S1)。第二旋转元件 RE2 被固定到第一电动机 M1 并且经切换制动器 B0 选择性地固定到壳体 12。作为又一个旋转元件的第三旋转元件 RE3(第一齿圈 R1)被固定到传递部件 18 和第二电动机 M2。从而,输入轴 14 的旋转经传递部件 18 传递(输入)到自动变速部分(有级变速部分)20。经过线 Y2 和 X2 之间交点的倾斜直线 L0 表示第一太阳齿轮 S1 和第一齿圈 R1 的转速之间的关系。

[0144] 例如,将说明变速机构 10 被切换到无级变速状态(差速状态)的情况,其中第一至第三旋转元件 RE1 至 RE3 通过切换离合器 C0 和制动器 B0 的释放而可相对旋转。例如,变速机构 10 被切换到无级变速状态(差速状态),此时至少第二旋转元件 RE2 和第三旋转元件 RE3 以不同的转速旋转。在这种情况下,由直线 L0 和竖直线 Y1 之间的交点表示的第一太阳齿轮 S1 的转速通过控制第一电动机 M1 的转速而升高或降低。当由车速 V 确定的第一齿圈 R1 的转速基本恒定时,由直线 L0 和竖直线 Y2 之间的交点表示的第一行星架 CA1 的转速(也就是发动机转速 N_E)升高或降低。

[0145] 当第一太阳齿轮 S1 和第一行星架 CA1 通过切换离合器 C0 的接合而彼此连接时,动力分配机构 16 进入其中上述三个旋转元件 RE1、RE2、RE3 一起旋转的非差速状态。由此,因为处于至少第二旋转元件 RE2 和第三旋转元件 RE3 以不同速度旋转的非差速状态,直线 L0 与水平线 X2 对准,由此传递部件 18 以等于发动机转速 N_E 的转速旋转。可替换地,当第一太阳齿轮 S1 通过切换制动器 B0 的接合而与壳体 12 连接时,动力分配机构 16 进入其中至少第二旋转元件 RE2 和第三旋转元件 RE3 不以不同速度旋转的非差速状态,以用作增速机构,如图 3 的直线 L0 所示的状态。因此,第一齿圈 R1 的转速(即由图 3 所示状态下的直线 L0 和竖直线 Y3 之间的交点表示的传递部件 18 的转速)以高于发动机转速 N_E 的转速被输入到自动变速部分 20。

[0146] 在自动变速部分 20 中,第四旋转元件 RE4 经第二离合器 C2 选择性地连接至传递部件 18,并且经第一制动器 B1 选择性地固定到壳体 12;第五旋转元件 RE5 经第二制动器 B2 选择性地固定到壳体 12;而第六旋转元件 RE6 经第三制动器 B3 选择性地固定到壳体 12。第七旋转元件 RE7 固定到输出轴 22,而第八旋转元件 RE8 经第一离合器 C1 选择性地连接至传递部件 18。

[0147] 如图 3 所示,在自动变速部分 20 中,当第一离合器 C1 和第三制动器 B3 接合时,第一档位下输出轴 22 的转速由倾斜直线 L1 和竖直线 Y7 之间的交点表示。这里,倾斜直线 L1

经过表示第八旋转元件 RE8 转速的竖直线 Y8 和水平线 X2 之间的交点以及表示第六旋转元件 RE6 转速的竖直线 Y6 和水平线 X1 之间的交点。

[0148] 类似地,第二档位下输出轴 22 的转速由通过第一离合器 C1 和第二制动器 B2 的接合所确定的倾斜直线 L2 和表示固定到输出轴 22 上的第七旋转元件 RE7 转速的竖直线 Y7 之间的交点表示。第三档位下输出轴 22 的转速由通过第一离合器 C1 和第一制动器 B1 的接合所确定的倾斜直线 L3 和表示固定到输出轴 22 上的第七旋转元件 RE7 转速的竖直线 Y7 之间的交点表示。第四档位下输出轴 22 的转速由通过第一离合器 C1 和第二离合器 C2 的接合所确定的水平线 L4 和表示固定到输出轴 22 上的第七旋转元件 RE7 转速的竖直线 Y7 之间的交点表示。

[0149] 在第一档位至第四档位下,由于切换离合器 C0 的接合,来自差速部分 11(也就是动力分配机构 16)的动力被输入到第八旋转元件 RE8,第八旋转元件 RE8 以与发动机转速 N_E 相同的转速旋转。但是当切换制动器 B0 代替切换离合器 C0 进行接合时,由于来自差速部分 11 的动力被输入到转速高于发动机转速 N_E 的第八旋转元件 RE8,所以第五档位下输出轴 22 的转速由水平线 L5 和竖直线 Y7 之间的交点表示。这里,水平线 L5 是通过第一离合器 C1、第二离合器 C2 和切换制动器 B0 的接合来确定的,竖直线 Y7 表示固定到输出轴 22 上的第七旋转元件 RE7 的转速。

[0150] 图 4 图示了输入到电子控制装置 40 的信号以及从其输出以控制变速机构 10 的信号。此电子控制装置 40 包括具有 CPU、ROM、RAM 和输入 / 输出接口的所谓微计算机。通过利用 RAM 的临时数据存储功能根据存储在 ROM 中的程序来进行信号处理,电子控制装置 40 实施发动机 8 及电动机 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。

[0151] 来自图 4 所示的各种传感器和开关的各种信号被输入到电子控制装置 40,这些信号包括:表示发动机的冷却水温度 $TEMP_w$ 的信号;表示变速杆的所选择操作位置 P_{SH} 的信号;表示发动机 8 的转速 N_E 的信号;表示速比组的设定值的信号;表示 M 模式(电机驱动模式)指令的信号;表示空调操作状态的信号;表示与输出轴 22 的转速 N_{OUT} 相对应的车速 V 的信号;表示自动变速部分 20 的工作油温度的信号;表示驻车制动器的操作状态的信号;表示脚踏制动器的操作状态的信号;表示催化剂温度的信号;表示加速踏板的开度量 Acc 的信号;表示凸轮角度的信号;表示雪地驱动模式的信号;表示车辆的纵向加速度值 G 的信号;以及表示自动巡航驱动模式的信号。

[0152] 另外输入的信号包括:表示车辆重量的信号;表示各个驱动轮的轮速的信号;表示有级变速开关的操作的信号,该有级变速开关用于将差速部分 11(动力分配机构 16)改变至有级变速状态(锁定状态)使得变速机构 10 用作有级变速器;表示无级变速开关的操作的信号,该无级变速开关用于将差速部分 11(动力分配机构 16)改变至无级变速状态(差速状态)使得变速机构 10 用作无级变速器;表示第一电动机 M1 的转速 N_{M1} 的信号;以及表示第二电动机 M2 的转速 N_{M2} 的信号。

[0153] 电子控制装置 40 向控制发动机输出的发动机输出控制装置 43(参照图 5)输出各种信号,包括:驱动节气门致动器 97 以控制设置在发动机 8 的进气管 95 中的节气门 96 的开度 θ_{TH} 的信号、控制由燃料喷射管 98 喷射到发动机 8 的各个气缸中的燃料供应量的信号、通过点火装置 99 来指示发动机 8 的点火正时的信号、调节增压器压力的信号、操作电动

空调的信号、控制发动机 8 的点火正时的信号、操作电动机 M1 和 M2 的信号、操作用于表示变速杆的所选择操作位置的变速范围指示器的信号、操作表示速比的速比指示器的信号、操作表示对雪地驱动模式的选择的雪地模式指示器的信号、操作用于车轮的防抱死制动的 ABS 致动器的信号、和操作用于表示对 M 模式的选择的 M 模式指示器的信号。

[0154] 另外还输出如下信号：操作液压控制回路 42 中结合的电磁阀的信号，该液压控制回路 42 被设置来控制差速部分 11 和自动变速部分 20 的液压操作摩擦接合装置的液压致动器；操作被用作液压控制回路 42 的液压源的电动油泵的信号；驱动电动加热器的信号；以及被施加到巡航控制器的信号。

[0155] 图 5 是用于说明电子控制装置 40 进行的控制功能的主要部分的功能框图。在图 5 中，有级变速控制装置 54 用作用于在自动变速部分 20 中进行换挡的变速控制装置。例如，有级变速控制装置 54 基于表示车速 V 和自动变速部分 20 要求输出转矩 T_{OUT} 的车辆状况通过参考变速图（关系和变速脉谱图）来辨别自动变速部分 20 中是否进行换挡，上述的变速图预先存储在存储装置 56 中，其如图 6 中的实线和单点划线所示。

[0156] 就是说，有级变速控制装置 54 辨别出自动变速部分 20 需要变换至的变速段，以允许自动变速部分 20 进行换挡，从而获得辨别出的变速段。当此发生时，有级变速控制装置 54 向液压控制回路 42 输出液压指令（变速输出指令），用于接合和 / 或释放除切换离合器 C0 和切换制动器 B0 以外的液压操作摩擦接合装置，以便例如根据图 2 所示的作动表来实现需要的变速段。

[0157] 基于指令，液压控制回路 42 致动其电磁操作阀，以致动与变速操作相关的液压摩擦接合装置的液压致动器。由此，与变速操作相关的释放侧液压摩擦接合装置和接合侧液压摩擦接合装置分别释放和接合，由此执行自动变速部分 20 的变速操作。

[0158] 用作无级变速控制装置的混合动力控制装置 52 允许在变速机构 10 的无级变速状态下（即在差速部分 11 的差速状态下）使发动机 8 以高效率在工作范围内工作。同时，混合动力控制装置 52 允许分配至发动机 8 和第二电动机 M2 的驱动力和第一电动机 M1 由于其产生电力的工作而引起的反作用力的比率变化到最佳值，由此控制作为电控无级变速器的差速部分 11 的速比 $\gamma > 0$ 。例如，混合动力控制装置 52 通过参考诸如加速器开度 θ_{acc} （其表示车辆驾驶员需要的加速踏板的输出量）和车辆当前行驶速度下的车速 V 来计算车辆的目标（需求）输出。

[0159] 然后，混合动力控制装置 52 基于车辆的目标输出和充电要求值来计算需要的总目标输出。为了获得总目标输出，混合动力控制装置 52 考虑传递损失、辅助单元上的负荷、第二电动机 M2 的辅助转矩等来计算目标发动机输出。然后，混合动力控制装置 52 控制发动机 8 的转速 N_E 和转矩 T_E ，以获得目标发动机输出，同时控制第一电动机 M1 的发电量。

[0160] 混合动力控制装置 52 考虑到自动变速部分 20 的变速段来进行混合动力控制，以获得驱动动力性能同时提高燃料经济性。这样的混合动力控制允许差速部分 11 用作电控无级变速器，以允许被确定用于使发动机 8 以高效率工作的发动机转速 N_E 与基于车速 V 及自动变速部分 20 的所选择变速段而确定的传递部件 18 的转速相匹配。为此，混合动力控制装置 52 将在实验基础上预先确定的最优燃料经济性曲线（包括燃料经济性脉谱图和关系）预存储在当中。在车辆在无级变速状态下行驶期间，这允许在二维坐标系上在车辆的驾驶性和发动机 8 的燃料经济性之间得到折衷，该二维坐标系的参数例如包括发动机转速

N_E 和发动机转矩 T_E 。

[0161] 由此,混合动力控制装置 52 确定变速机构 10 的总速比 γ_T 的目标值,以获得使发动机产生例如为满足目标输出(总目标输出和要求驱动力)而需要输出的发动机转矩 T_E 和发动机转速 N_E 。这使得发动机 8 能够以最优燃料经济性曲线来工作。然后,混合动力控制装置 52 控制差速部分 11 的速比 γ_0 以实现目标值,这允许总速比 γ_T 可以被控制在可变变速范围内,例如 13 和 0.5 之间。

[0162] 在这样的混合动力控制中,混合动力控制装置 52 允许由第一电动机 M1 产生的电能经逆变器 58 供应到蓄电装置 60 和第二电动机 M2。这允许发动机 8 的驱动力的主要部分被机械地传递到传递部件 18。当此发生时,发动机的驱动力的一部分被第一电动机 M1 消耗,用于产生将被转换成电能的电力。该电能经逆变器 58 供应到第二电动机 M2,从而第二电动机 M2 被驱动,以将来自第二电动机 M2 的驱动力传递到传递部件 18。与从产生电能的阶段到电能被第二电动机 M2 消耗的阶段之间的工作相关的设备构成了电气路径,其中发动机 8 的驱动力的一部分被转换成电能,该电能又被转换成机械能。

[0163] 混合动力控制装置 52 功能性地包括发动机输出控制器件。发动机输出控制器件允许节气门致动器 97 进行节气门控制,以打开或关闭电子节气门 96。此外,发动机输出控制器件允许燃料喷射装置 98 控制燃料喷射量和燃料喷射正时以进行燃料喷射控制。此外,发动机输出控制器件独立或组合地向发动机输出控制装置 43 输出指令。这允许发动机 8 进行输出控制以基本上提供所需的发动机输出。例如,混合动力控制装置 52 响应于加速器开度信号 θ_{acc} 通过参考预存储的关系(未示出)来驱动节气门致动器 60,使得加速器开度 θ_{acc} 越大则节气门开度 θ_{TH} 越大。

[0164] 此外,根据混合动力控制装置 52 的指令,发动机输出控制装置 43 控制节气门致动器 97 以打开/关闭用于节气门控制的电气节气门 96。其还通过用于燃料喷射控制的燃料喷射装置 98 来控制燃料喷射,并通过用于点火正时控制的点火装置 99 来控制点火正时。所有这些控制都与发动机转矩的控制相关。

[0165] 不受发动机 8 处于停止状态或怠速状态的约束,混合动力控制装置 52 能够通过差速部分 11 的电控 CVT 功能(差速功能)来使车辆在电机运行模式下运行。例如,图 6 中所示的实线 A 表示发动机运行区域和电机运行区域之间的边界线,用于起动/运行(以下称作“用于运行”)车辆的车辆驱动力源在发动机 8 和电动机(例如,第二电动机 M2)之间切换。换言之,该边界线用于在所谓的发动机运行区域和所谓的电机运行区域之间切换,在发动机运行区域中,发动机 8 用作用于起动/运行(以下称作“运行”)车辆的运行驱动力源,在电机运行区域中,第二电动机 M2 用作用于运行车辆的驱动力源。

[0166] 预存储的关系具有用于在发动机运行区域和电机运行区域之间切换的如图 6 中所示的边界线(实线 A),该关系表示在采用车速 V 和输出转矩 T_{OUT} (其表示驱动力相关值)作为参数的二维坐标系统中形成的驱动力源切换图(驱动力源脉谱图)的一个示例。此驱动力源切换图例如与图 6 中的实线和单点划线表示的变速图(变速脉谱图)一起预先存储在存储装置 56 中。

[0167] 混合动力控制装置 52 基于由车速 V 和要求输出转矩 T_{OUT} 表示的车辆状况通过参考例如图 6 所示的驱动力源切换图来进行判定,以发现是处于电机运行区域还是发动机运行区域中,由此实施电机运行或发动机运行。如图 6 所示,在输出转矩 T_{OUT} 相对较低也就是

低发动机转矩 T_E 的区域（其中发动机效率通常低于高转矩区域），或者在车速 V 相对较低的低车速区域也就是低负载区域，混合动力控制装置 52 进行电机运行。

[0168] 因此，在车辆起步时，通常执行电机起步。但是，根据当加速踏板被踩下较深使得在图 6 所示的驱动力源切换图中要求输出转矩 T_{OUT} 超出电机运行区域也就是超出要求发动机转矩 T_E 时的车辆状态，通常执行发动机起步。

[0169] 为了抑制发动机 8 在其停止状态下的拖滞（drag）以提高燃料经济性，在电机运行区域中，混合动力控制装置 52 使得差速部分 11 工作以执行电控 CVT 功能（差速功能）。这使得能够将第一电动机 M1 的转速 N_{M1} 控制为负转速，例如怠速状态。这使得发动机转速 N_E 被保持为零或基本为零。

[0170] 此外，即使在发动机运行区域下，混合动力控制装置 52 可以允许建立电气路径。此时，来自第一电动机 M1 和 / 或蓄电装置 60 的电能被供应到第二电动机 M2。由此，第二电动机 M2 被驱动，使得可以对发动机 8 的驱动力进行转矩辅助。由此，在图示的实施例中，发动机运行区域可以覆盖包含发动机运行区域与电机运行区域结合的状态。

[0171] 此外，不受车辆处于停止状态或低速行驶状态的约束，混合动力控制装置 52 可以使差速部分 11 具有电控 CVT 功能，通过该功能，发动机 8 可以保持在工作状态下。例如，如果在车辆停止期间蓄电装置 60 的充电状态 SOC 发生下降，则第一电动机 M1 需要发电。此时，发动机 8 的驱动力使第一电动机 M1 产生电力，同时第一电动机 M1 的转速增加。由此，即使由车速 V 唯一确定的第二电动机 M2 转速 N_{M2} 由于车辆处于停止状态而变成零（接近零），动力分配机构 16 也执行差速作用。这使得发动机转速 N_E 可以保持为超过自主旋转转速的水平。

[0172] 此外，混合动力控制装置 52 允许差速部分 11 执行电控 CVT 功能，以控制第一电动机 M1 的转速 N_{M1} 和 / 或第二电动机 M2 的转速 N_{M2} 。这使得发动机转速 N_E 可以保持在任意水平的转速，而不受车辆保持在停止状态或运行状态的约束。换言之，在将发动机转速 N_E 保持在基本恒定水平或者任意水平的同时，混合动力控制装置 52 将第一电动机 M1 的转速 N_{M1} 和 / 或第二电动机 M2 的转速 N_{M2} 控制到任意转速。例如，如从图 3 所示的共线图可以理解的，当发动机转速 N_E 增加时，混合动力控制装置 52 升高第一电动机 M1 的转速 N_{M1} ，同时由于车速 V 的限制而将第二电动机 M2 的转速 N_{M2} 保持在基本固定的水平。

[0173] 混合动力控制装置 52 切断从蓄电装置 60 经由逆变器 58 供给到第一电动机 M1 的驱动电流，以将第一电动机 M1 置于无负载状态。第一电动机 M1 在其无负载状态下被允许自由旋转即空转。从而，差速部分 11 被置于不能传递转矩的状态也就是使差速部分 11 中的动力传递路径断开的状态，且差速部分 11 进入不产生输出的状态。换言之，混合动力控制装置 52 通过将第一电动机 M1 置于无负载状态而将差速部分置于其中动力传递路径被电气地中断的中断状态（中立状态）。

[0174] 增速档判定装置 62 判定切换离合器 C0 和切换制动器 B0 中的哪个将被接合用于将变速机构 10 置于有级变速状态下。就是说，基于车辆状况，例如根据预先存储在存储装置 56 中并如图 6 所示的变速图进行判定，以得出变速机构 10 中待变速到的档位是否处于增速档位，例如第五档位。

[0175] 切换控制装置 50 根据车辆状况使接合装置（切换离合器 C0 和切换制动器 B0）在接合状态和释放状态之间切换。这允许选择性地切换到无级变速状态或有级变速状态，即

差速状态或锁定状态。例如,切换控制装置 50 基于由车速 V 和要求输出转矩 T_{OUT} 表示的车辆状况来判定是否要切换变速机构 10(差速部分 11)的变速状态。此判定是通过参考预先存储在存储装置 56 中并在图 6 中由虚线和双点划线表示的变速图(变速脉谱图和关系)而进行的。

[0176] 就是说,切换控制装置 50 判定变速机构 10 处于用于无级变速状态的无级变速控制区域还是处于用于有级变速状态的有级变速控制区域。由此,判定待由变速机构 10 进行切换的变速状态。然后,切换控制装置 50 实施变速状态的切换,用于选择性地使变速机构 10 置于无级变速状态和有级变速状态中的一个。

[0177] 更具体而言,如果判定变速机构 10 处于有级变速控制区域,则切换控制装置 50 向混合动力控制装置 52 输出指令以禁止或中断混合动力控制或无级变速控制,而允许有级变速控制装置 54 执行用于预定的有级变速工作的变速。当此发生时,有级变速控制装置 54 允许自动变速部分 20 例如根据预先存储在存储装置 56 中并如图 6 所示的变速图来进行自动变速。例如,图 2 示出被预先存储在存储装置 56 中的作动表,其表示液压操作摩擦接合装置(也就是在变速控制中待选择的离合器 C0、C1、C2 和制动器 B0、B1、B2、B3)的作动组合。就是说,变速机构 10(也就是差速部分 11 和自动变速部分 20)整体用作所谓的有级自动变速器,由此根据图 2 所示的作动表来建立档位。

[0178] 如果增速档判定装置 62 判定为第五档位,则切换控制装置 50 向液压控制回路 42 输出指令,用于释放切换离合器 C0 并接合切换制动器 B0。这将差速部分 11 置于第二锁定位置以用作具有固定速比 γ_0 的辅助变速器,例如速比 γ_0 等于“0.7”。由此,变速机构 10 能够整体作用以获得增速档位,也就是速比小于 1.0 的所谓超速档位。相反,如果增速档判定装置 62 没有判定为第五档位,则切换控制装置 50 向液压控制回路 42 输出指令,用于接合切换离合器 C0 并释放切换制动器 B0。这将差速部分 11 置于第一锁定位置以用作具有固定速比 γ_0 的辅助变速器,例如速比 γ_0 等于 1。由此,变速机构 10 能够整体作用,以获得速比大于 1.0 的减速档位。

[0179] 这样,切换控制装置 50 能够在有级变速状态下进行变速机构 10 的切换,并在有级变速状态下选择性地任意两种档位的切换。这使得差速部分 11 用作辅助变速器,串联连接到差速部分 11 上的自动变速部分 20 用作有级变速器。从而,变速机构 10 整体上用作所谓的有级自动变速器。

[0180] 相反,如果判定变速机构 10 处于无级变速控制区域,则切换控制装置 50 向液压控制回路 42 输出指令,用于释放切换离合器 C0 和切换制动器 B0 两者。同时,切换控制装置 50 向混合动力控制装置 52 输出指令以允许进行混合动力控制。此外,切换控制装置 50 向有级变速控制装置 54 输出预定的信号。该预定的信号用于将变速机构 10 固定在用于预定的无级变速状态的档位,或者,用于允许自动变速部分 20 例如根据预先存储在存储装置 56 中并如图 6 所示的变速图进行自动变速。

[0181] 在这种情况下,有级变速控制装置 54 执行图 2 的作动表所示的操作(除了切换离合器 C0 和制动器 B0 的接合操作),由此进行自动变速。这样,切换控制装置 50 将差速部分 11 切换成置于无级变速状态,以用作无级变速器。此外,串联连接到差速部分 11 上的自动变速部分 20 用作有级变速器。这使得产生具有合适大小的驱动力。

[0182] 同时,对于第一档位、第二档位、第三档位和第四档位中的各个,输入到自动变速

部分 20 的转速（也就是施加到自动变速部分 20 上的传递部件 18 的转速）发生连续变化或无阶段变化。由此，在无级变速范围上建立各个档位的速比。因此，由于速比可以在相邻档位上连续变化，变速机构 10 可在无级变速状态下实现总速比 γT 。

[0183] 将详细说明图 6，图 6 示出预先存储在存储装置 56 中的变速图（变速脉谱图或关系），用于进行判定以在自动变速部分 20 中进行换档。图 6 示出二维坐标中绘制的变速图的一个示例，该二维坐标的参数是车速 V 和表示驱动力相关值的要求输出转矩 T_{OUT} 。在图 6 中，实线表示升档线，而单点划线表示降档线。

[0184] 此外，在图 6 中，虚线表示用于切换控制装置 50 对无级控制区域还是有级控制区域进行判定的判定车速 $V1$ 和判定输出转矩 $T1$ 。就是说，图 6 中的虚线表示两个判定线。其中一个是在预定的高车速判定线，其形成表示预定高速运行判定线的一系列判定车速 $V1$ ，用于判定混合动力车辆处于高速运行区域。另一个是在预定的高输出运行判定线，其形成表示预定的高输出运行判定线的一系列判定输出转矩 $T1$ ，用于判定与混合动力车辆相关的驱动力相关值（也就是例如用于自动变速部分 20 的输出转矩 T_{OUT} ）处于高输出运行区域，以标示高输出。

[0185] 此外，与图 6 所示的虚线相反，如图 6 的双点划线所示，对于判定处于有级变速控制区域还是无级变速控制区域设置有滞后。就是说，图 6 表示用于切换控制装置 50 的预先存储的切换图（切换脉谱图和关系），以基于覆盖判定车速 $V1$ 和判定输出转矩 $T1$ 的车速 V 和输出转矩 T_{OUT} 形式的参数来进行处于无级控制区域还是有级控制区域的区域判定。此外，存储装置 56 可以预先存储切换脉谱图（包括这样的切换图）。此外，切换图可以是包括判定车速 $V1$ 和判定输出转矩 $T1$ 中至少一个的类型，并可以包括采用车速 V 和输出转矩 T_{OUT} 中的任一个作为参数的预先存储的切换图。

[0186] 上述变速图、切换图或驱动力源切换图等可以不以脉谱图的形式存储，而是以用于在当前车速 V 与判定车速 $V1$ 之间进行比较的判定式和用于在输出转矩 T_{OUT} 与判定输出转矩 $T1$ 之间进行比较的判定式等形式存储。在这种情况下，切换控制装置 50 在车辆状况为例如当前车速 V 超过判定车速 $V1$ 时将变速机构 10 置于有级变速状态。此外，切换控制装置 50 在车辆状况为例如自动变速部分 20 的输出转矩 T_{OUT} 超过判定输出转矩 $T1$ 时将变速机构 10 置于有级变速状态。

[0187] 用于使差速部分 11 作为电控无级变速器工作的诸如电动机之类的电气系统的控制设备中可能发生故障或者功能缺陷。即使处于无级控制区域，为了确保车辆运行，切换控制装置 50 也可以优先将变速机构 10 置于有级变速状态。这样的故障或者功能缺陷是由与涉及第一电动机 $M1$ 产生电能的操作和将这些电能转换成机械能的电气路径相关的设备的故障或功能劣化所导致的。在这种情况下，在车辆中发生第一电动机 $M1$ 、第二电动机 $M2$ 、逆变器 58、蓄电装置 60 和将这些部件互连的传递路径等的故障（失效），或者由于故障或低温导致的功能劣化。

[0188] 由此，切换控制装置 50 判定用于允许差速部分 11 作为电控无级变速器的电气系统的控制设备中是否发生故障或者功能劣化，并且如果判定为发生故障或者功能劣化则使变速机构 10 进入有级变速状态。

[0189] 上述的驱动力相关值是车辆的驱动力具有一一对应关系的参数，其可以是驱动轮 38 处的驱动力矩或驱动力。此外，其可以是：自动变速部分 20 的输出转矩 T_{OUT} 、发动机输

出转矩 T_E 、车辆的加速度值 G ；基于加速器开度 θ_{acc} 或节气门开度 θ_{th} （或进气量、空燃比或燃料喷射量）和发动机转速 N_E 计算出的诸如发动机输出转矩 T_E 之类的实际值；或者是基于车辆操作者对加速器开度 θ_{acc} 或节气门开度 θ_{th} 计算出的诸如要求（目标）发动机转矩 T_E 或要求（目标）输出转矩或要求驱动力矩之类的估计值。车辆驱动力矩不仅可以基于输出转矩 T_{OUT} 等而且可以基于差速齿轮装置的速比和驱动轮 38 的半径来计算，或者可以由转矩传感器等直接检测。对于上述的各个转矩都是如此。

[0190] 上述判定车速 $V1$ 被设定成使得在高速行驶期间变速机构 10 被置于有级变速状态，以抑制在高速行驶时如果变速机构 10 被置于无级变速状态则会发生的燃料消耗的劣化。此外，判定车速 $V1$ 被设定成对应于第一电动机 $M1$ 的特性，其中从其输出的最大电能较小。这是因为例如在车辆以高速运行时，通过不使第一电动机 $M1$ 的反作用力对应于发动机 8 的高输出区域，可以使得第一电动机 $M1$ 较小。

[0191] 图 7 示出了被预先存储在存储装置 56 中的切换图（切换脉谱图或关系）。其具有边界线形式的发动机输出线，以允许切换控制装置 50 根据包括发动机转速 N_E 和发动机转矩 T_E 的参数对将要选择有级控制区域还是无级控制区域进行区域判定。切换控制装置 50 可以参考图 7 所示的切换图代替图 6 所示的切换图基于发动机转速 N_E 和发动机转矩 T_E 来执行操作。就是说，切换控制装置 50 可以判定由发动机转速 N_E 和发动机转矩 T_E 表示的车辆状况是处于有级控制区域还是无级控制区域。此外，图 7 是用于图 6 所示虚线的概念视图。换言之，图 6 所示的虚线也表示基于图 7 所示的关系图（脉谱图）根据包括车速 V 和输出转矩 T_{OUT} 的参数在二维坐标上重新绘制的变速线。

[0192] 如图 6 的关系所示，有级控制区域被设定成位于其中输出转矩 T_{OUT} 高于预定的判定输出转矩 $T1$ 的高转矩区域，或者位于其中车速 V 高于预定的判定车速 $V1$ 的高车速区域。因此，在发动机 8 以较高转矩工作的高驱动转矩区域或者车速较高的高车速区域中，实施有级变速运行。此外，在发动机 8 以较低转矩工作的低驱动转矩区域或者车速较低的低车速区域中，也就是在发动机 8 的通常输出区域中，实施无级变速运行。

[0193] 类似地，在图 7 所示的关系中，有级变速控制区域被设定成位于其中发动机转矩 T_E 大于预定的给定值 $TE1$ 的高转矩区域、其中发动机转速 N_E 大于预定的给定值 $NE1$ 的高转速区域或者其中基于发动机转矩 T_E 和发动机转速 N_E 计算出的发动机输出大于给定值的高输出区域。因此，在发动机 8 的较高转矩、较高转速或较高输出下，实施有级变速运行。

[0194] 在发动机 8 的较低转矩、较低转速或较低输出下，也就是在发动机 8 的通常输出区域中，实施无级变速运行。图 7 中位于有级控制区域和无级控制区域之间的边界线对应于形成一系列高车速判定值的高车速判定线和形成一系列高输出运行判定值的高输出运行判定线。

[0195] 根据这样的边界线，例如车辆在低 / 中速和低 / 中输出下行驶时，变速机构 10 被置于无级变速状态，以确保车辆具有燃料经济性。在实际车速 V 超过判定车速 $V1$ 的高速行驶区域，变速机构 10 被置于有级变速状态，以作为有级变速器工作。此时，发动机 8 的输出主要通过机械动力传递路径传递到驱动轮 38。这抑制了当变速机构 10 作为电控无级变速器时产生的驱动动力和电能之间的转换损失，从而改进了燃料消耗。

[0196] 此外，在诸如输出转矩 T_{OUT} 之类的驱动力相关值超过判定转矩 $T1$ 的发动机高输出情况下车辆行驶期间，变速机构 10 被置于作为有级变速器的有级变速状态。此时，发动机

8 的输出主要通过机械动力传递路径传递到驱动轮 38。因此,在车辆的低 / 中速运行区域和低 / 中输出运行区域中使电控无级变速器工作。这导致减小了由第一电动机 M1 产生的电能的最大值,也就是由第一电动机 M1 传递的电能的最大值。由此,可以实现第一电动机 M1 本身或者包含这种部件的车辆驱动装置的进一步小型化。

[0197] 就是说,当给定值 TE1 被预设为发动机转矩 T_E 的切换判定值(其用于判定第一电动机 M1 能够承受反作用转矩)时,在车辆以其中发动机转矩 T_E 高于给定值 TE1 的发动机高输出行驶期间,差速部分 11 被置于有级变速状态。因此,不同于差速部分 11 被置于无级变速状态的情况,第一电动机 M1 不需要承受克服发动机转矩 T_E 的反作用力。由此可以在防止第一电动机 M1 尺寸增大的同时抑制其耐久性的劣化。

[0198] 换言之,在第一实施例的第一电动机 M1 中,使得其最大输出小于发动机转矩 T_E 的最大值所要求的反作用转矩容量,也就是说,最大值不对应于克服超过预定值 TE1 的发动机转矩 T_E 的反作用力。由此,能够实现第一电动机 M1 的小型化。

[0199] 第一电动机 M1 的最大输出是额定值,其是通过在相关的使用环境下的实验来预先计算并设定的。发动机转矩 T_E 的切换判定值对应于能够由第一电动机 M1 承受的发动机转矩的最大值或者比其小预定量的值。切换判定值是通过试验预先计算的,用于抑制第一电动机 M1 的耐久性的劣化。

[0200] 可能存在其它观点,其考虑驾驶员对驱动力的需求超过了对单位燃料行驶里程的要求。对于这种观点,变速机构 10 被切换到有级变速状态(固定变速状态)而不是无级变速状态。这使得驾驶员能够享受由于例如图 8 所示有级自动变速运行区域中的升档所产生的发动机转速 N_E 的变化,也就是发动机的转速 N_E 的节奏性变化。

[0201] 图 9 示出切换装置 46 的一个示例,其将通过手动操作切换到多个变速位置中的一个。该切换装置 46 包括例如配置在驾驶员座椅的横向侧处并被手动操作以选择多个变速位置中的一个的变速杆 48。该切换装置 46 被选择性地切换到驻车位置“P(驻车)”、用于反向行驶的反向行驶位置“R(反向)”、空档位置“N(空档)”、向前自动变速行驶驱动位置“D(驱动)”和向前手动变速行驶驱动位置“M(手动)”中的一个。在“P(驻车)”位置,诸如第一离合器 C1 和第二离合器 C2 之类的接合装置两者都没有被接合,以设置变速机构 10(即自动变速部分 20)中的动力传递路径的中断状态,并锁定输出轴 22 的旋转。在“N(空档)”位置,变速机构 10 中的动力传递路径中断。

[0202] 例如,与变速杆 48 向各个变速位置的手动操作相结合,机械连接到变速杆 48 上的液压控制回路 42 中的手动阀被切换。由此,液压控制回路 42 被机械地切换,使得建立图 2 的接合作动表中所示的倒车档位“R”、空档位置“N”或者前进档位“D”等。如图 2 的接合作动表所示,“D”或“M”位置中从第一至第五档位的各个档位是通过液压控制回路 42 内的电磁阀的电气切换而建立的。

[0203] 在“P”到“M”的各个变速位置中,在诸如“P”和“N”之类的各个非行驶位置处,例如如图 2 的接合操作表所示,第一离合器 C1 和第二离合器 C2 两者都被释放。这些是用于选择其中自动变速部分 20 中的动力传递路径被切断以不能驱动车辆的状态的非驱动位置。就是说,这是其中动力传递路径通过第一离合器 C1 和第二离合器 C2 而被切断或中断的非驱动状态。

[0204] 此外,例如在各个行驶位置“R”、“D”和“M”处,如图 2 的接合作动表所示,第一离

合器 C1 和第二离合器 C2 中的至少一个被接合。这些是用于选择其中自动变速部分 20 中的动力传递路径被连接以能够驱动车辆的状态的驱动位置。就是说,这些是用于通过第一离合器 C1 和第二离合器 C2 中的一个或者两个来选择动力传递路径的传递状态的驱动位置。

[0205] 具体而言,第二离合器 C2 通过变速杆 48 从“P”位置或“N”位置到“R”位置的手动操作而被接合,使得自动变速部分 20 中的动力传递路径从动力传递中断状态切换到动力传递状态。至少第一离合器 C1 通过变速杆 48 从“N”位置到“D”位置的手动操作而被接合,使得自动变速部分 20 中的动力传递路径从动力传递中断状态切换到动力传递状态。此外,“D”位置是最高速行驶位置,“M”位置中的“4”到“L”是用于获得发动机制动效果的发动机制动范围。

[0206] 在车辆纵向上,“M”位置与“D”位置处于相同的位置,并且在车辆横向上,“M”位置与“D”位置相邻。变速杆 48 被操作到“M”位置,用于手动选择上述位置“D”到“L”中的一个。具体而言,对于“M”位置,在车辆的前后方向上设置升档位置“+”和降档位置“-”。每次变速杆 48 向升档位置“+”或降档位置“-”移动时,就选择了“D”到“L”中的任意一个。

[0207] 例如,在允许变速机构 10 进行自动变速控制的总速比 γT 的可变范围内,在“M”位置处选择的从“D”到“L”的五个变速范围对应于其中高速侧总速比 γT 各不相同的多种变速范围。此外,这五个变速范围限制变速位置(档位)的可变范围(即区间),使得自动变速部分 20 所能变速的最大变速位置不同。

[0208] 变速杆 48 通过诸如弹簧之类的偏压装置被偏压,从而从升档位置“+”和降档位置“-”自动地返回到“M”位置。此外,切换装置 46 设有用于检测变速杆 48 的各个变速位置的变速位置传感器(未示出),以向电子控制装置 40 输出表示变速杆 48 的变速位置 P_{sh} 和在“M”位置处的操作次数的信号。

[0209] 例如,在通过变速杆 48 的操作选择了位置“D”的情况下,切换控制装置 50 根据图 6 所示预先存储的变速脉谱图或切换脉谱图来实施变速机构 10 变速状态的自动切换控制。此外,混合动力控制装置 52 执行动力分配机构 16 的无级变速控制,有级变速控制装置 54 执行自动变速部分 20 的自动变速控制。例如,在其中变速机构 10 被切换到有级变速状态的有级变速运行下,变速机构 10 在图 2 所示的第一到第五档位中经历自动变速控制。

[0210] 可替换地,在其中变速机构 10 被切换到无级变速状态的无级变速操作下,在总速比 γT 的可变范围内,变速机构 10 经历自动变速控制。通过动力分配机构 16 的无级变化的速比宽度并通过在自动变速部分 20 的从第一到第四档位的自动变速控制下的档位,可以改变并获得总速比 γT 。位置“D”对应于选择自动变速行驶模式(自动模式)的变速位置,该自动模式是用于执行变速机构 10 的自动变速控制的控制模式。

[0211] 当通过变速杆 48 的操作选择位置“M”时,在可以通过变速机构 10 的变速范围来改变的总速比 γT 的范围内,通过切换控制装置 50、混合动力控制装置 52 和有级变速控制装置 54 执行自动变速控制,以不超过最高速档位或变速范围的速比。例如,在其中变速机构 10 被切换到有级变速状态的有级变速操作下,在可以通过变速范围来改变的总速比 γT 的范围内进行变速机构 10 的自动变速控制。

[0212] 在其中变速机构 10 被切换到无级变速状态的无级变速行驶下,在总速比 γT 的可变范围内,变速机构 10 经历自动变速控制,该总速比 γT 可以在变速范围内变化,并可以通过动力分配机构 16 的无级变化的速比宽度并通过在可以根据变速范围而改变的自动变速

器 20 的范围内的自动变速控制下的档位来获得。位置“M”也对应于选择手动变速行驶模式（手动模式）的变速位置，该手动模式是其中变速机构 10 经受手动变速控制的控制模式。

[0213] 如上所述，根据本实施例的变速机构 10（差速部分 11，动力分配机构 16）能够被选择性地无级变速状态（差速状态）与非无级变速状态例如有级变速状态（锁定状态）之间进行切换。切换控制装置 50 根据车辆状况来判定差速部分 11 待切换到的变速状态。差速部分 11 被选择性地切换到无级变速状态或者有级变速状态。例如，当差速部分 11 被切换到锁定状态下时，第一电动机 M1 不需要承受克服超过预定值 TE1 的发动机转矩 T_E 所用的反作用力。由此，能够减小第一电动机 M1 的尺寸。

[0214] 但是，如果差速部分 11 不能切换到非无级变速状态，则尺寸减小的第一电动机 M1 不能承受克服超过预定值 TE1 的大发动机转矩 T_E 所用的反作用力。在这种情况下，用于承受超过其额定容量的反作用力的第一电动机 M1 可能产生较多热量，从而第一电动机 M1 的耐久性可能降低。由于此，在差速部分 11 不能切换到非无级变速状态的情况下，如果第一电动机 M1 的额定容量增大以支持克服超过预定值 TE1 的发动机转矩 T_E 所用的反作用力，则整个驱动装置的尺寸增大。

[0215] 就是说，在前述情况下，为了支持超过预定值 TE1 的发动机转矩 T_E 而使第一电动机的尺寸增大，这与本发明意图减小第一电动机尺寸的目的（主旨）相背。可替换地，第一电动机 M1 将不得超过其额定情况工作以承受反作用力，导致第一电动机 M1 的耐久性降低。

[0216] 以下的情况提供了差速部分 11 不能切换到非无级变速状态的示例。这些示例包括：进行接合以将差速部分 11 切换到非无级变速状态的切换离合器 C0 或切换制动器 B0 的摩擦材料的故障（失效）、液压控制回路 42 中的电磁阀的故障、由于这样的功能劣化引起的工作响应延迟等。除此之外，即使切换离合器 C0 或者切换制动器 B0 正常并且能够进行接合，诸如发动机失速或者可能的爆燃（knock）之类的其他因素都可能会使差速部分 11 不能切换到非无级变速状态。

[0217] 在差速部分 11 的无级变速状态下，可以基于电控无级变速操作来控制发动机转速 N_E 而不受车速 V 的限制。例如，即使在车辆停止状态或者低车速状态下，混合动力控制装置 52 通过差速部分 11 的电控 CVT 功能将发动机 8 保持在工作状态。由此，例如，即使在具有可相对于彼此旋转的输入侧和输出侧的机构（装置）未设置在动力传递路径上时，在差速部分 11 的无级变速状态下，混合动力控制装置 52 能够保持发动机工作状态并提供优异的车辆发动机起步。具有可相对旋转的输入侧和输出侧的前述机构的示例是诸如离合器和变矩器之类的液压动力传递装置。

[0218] 相反，在差速部分 11 的非无级变速状态下，动力传递路径机械地连接在发动机 8 和驱动轮 38 之间，使得发动机转速 N_E 受到车速 V 的限制。由此，在车辆停止状态或者极低车速状态，混合动力控制装置 52 不能保持发动机工作状态，并且不能提供车辆发动机起步。例如，在车辆发动机起步时，如果车辆进入其中要求输出转矩 T_{OUT} 落入不小于判定输出转矩 $T1$ 的高转矩范围内，换言之，如果加速踏板被压下的幅度足够大使得要求发动机转矩 T_E 落入不小于预定值 TE1 的高转矩范围，则切换控制装置 50 将差速部分 11 切换到有级变速状态。由此，在与车辆停止状态或者极低车速状态相对应的车辆起步时，混合动力控制装置 52 不能保持发动机工作状态，并且不能提供车辆发动机起步。

[0219] 从另一个角度来看,在加速踏板被压下较大程度的车辆发动机起步的情况下,需要将差速部分 11 保持在无级变速状态而不考虑第一电动机 M1 的耐久性降低,或者需要增大第一电动机 M1 的尺寸用于车辆起步,以产生克服不小于预定值 $TE1$ 的发动机转矩 T_E 需要的反作用转矩。

[0220] 考虑到上述情况,在本实施例中,在车辆发动机起步 / 发动机行驶期间,如果差速部分 11 不能切换到非无级变速状态,则切换离合器 C0 或者切换制动器 B0 进入半传递容量状态,也就是半接合(打滑)状态。这是为了防止第一电动机 M1 的尺寸增大,并抑制第一电动机 M1 的耐久性的任何降低。其原因在于保持(允许)差速部分 11 作为电控无级变速器的工作,使得第一电动机 M1 承受克服发动机转矩 T_E 的反作用转矩的一部分,并且此外,切换离合器 C0 或者切换制动器 B0 承受剩余的反作用转矩。就是说,在车辆发动机起步 / 发动机行驶期间,如果差速部分 11 不能切换到非无级变速状态以使差速部分 11 用作电控无级变速器,则切换离合器 C0 或切换制动器 B0 进入半接合状态。由此,克服发动机转矩 T_E 的反作用转矩可以由第一电动机 M1 以及切换离合器 C0 或切换制动器 B0 来承受。

[0221] 结果,由于不是必须承受克服超过预定值 $TE1$ 的发动机转矩 T_E 所用的反作用力,防止了第一电动机 M1 的尺寸增大,并抑制了其耐久性的降低。除了此效果,例如,不小于第一电动机 M1 的转矩容量所能承受的发动机转矩 T_E 的发动机转矩 T_E 可以输入到差速部分 11 中。因此,可以实现增大从差速部分 11 的输出的效果,而无需增大第一电动机 M1 的转矩容量,也就是无需增大第一电动机 M1 的尺寸。以下,将描述在车辆发动机起步 / 发动机行驶期间当差速部分 11 不能切换到非无级变速状态时的控制工作。

[0222] 再次参考图 5,基于来自表示变速杆 48 的变速位置 P_{SH} 的变速位置传感器 49 的信号,变速位置判定装置 80 判定变速杆 48 当前所处的位置或者变速杆 48 将要移动到的位置。例如,基于表示变速杆 48 的变速位置 P_{SH} 的信号,变速位置判定装置 80 判定变速位置 P_{SH} 是否处于“D”或“R”驱动位置。

[0223] 当变速杆 48 的变速位置 P_{SH} 处于作为非驱动位置的“P”或“N”位置时,差速部分 11 和自动变速部分 20 之间的动力传递路径断开或者处于中断状态。换言之,第一和第二离合器 C1 和 C2 都释放。在这种情况下,因为第一电动机 M1 不必产生克服发动机转矩 T_E 的反作用转矩,所以不需要使切换离合器 C0 或切换制动器 B0 进入半接合(打滑)状态,也就是所谓的打滑控制工作。

[0224] 除此之外,在变速杆 48 的变速位置 P_{SH} 处于“N”位置时,通过用混合动力控制装置 52 使差速部分 11 进入空档状态,第一电动机 M1 进入无负载状态。就是说,因为第一电动机 M1 不产生克服发动机转矩 T_E 的反作用转矩,所以不需要进行控制以使切换离合器 C0 或切换制动器 B0 进入半接合(打滑)状态。由于此,判定变速杆 48 的变速位置 P_{SH} 是否处于“D”或“R”驱动位置。

[0225] 如果变速位置判定装置 80 判定变速位置 P_{SH} 处于“D”或“R”位置,则驱动力源判定装置 82 判定发动机 8 和第二电动机 M2 中的哪个主要被混合动力控制装置 52 用作驱动力源,也就是用于使车辆工作的驱动力源。例如,驱动力源判定装置 82 判定发动机 8 是否被混合动力控制装置 52 主要用作用于使车辆工作的驱动力源。例如,如图 6 的驱动力源切换图所示,基于由车速 V 和输出转矩 T_{OUT} 表示的实际车辆状态,通过判定实际车辆状态是否处于车辆发动机行驶范围来进行该判定。

[0226] 反作用力范围内判定装置 84 判定输入到差速部分 11 的实际转矩是否落入第一电动机 M1 所能承受的克服发动机转矩 T_E 的反作用转矩的范围内。就是说,例如当驱动力源判定装置 82 判定为发动机 8 被用于使车辆工作的驱动力源时,判定实际的发动机转矩 T_E 是否落入第一电动机 M1 的电气容量(也就是转矩容量)内。

[0227] 如果反作用力范围内判定装置 84 判定为发动机转矩 T_E 未落入第一电动机 M1 所能承受的反作用转矩(也就是可承受的反作用转矩)的范围内,则锁定可否判定装置 86 判定差速部分 11 是否通过切换控制装置 50 从无级变速状态(差速状态)切换到非无级变速状态(锁定状态)。例如,基于液压控制回路 42 能否根据切换控制装置 50 的指令使切换离合器 C0 或切换制动器 B0 进入接合来进行该判定。具体而言,锁定可否判定装置 86 基于如下的状况来判定能否进行切换离合器 C0 或切换制动器 B0 的接合:形成切换离合器 C0 或切换制动器 B0 以及液压致动器的摩擦材料的失效、包含在控制液压致动器的液压控制回路 42 中的电磁阀的失效、由这些液压致动器和电磁阀的功能劣化或者低油温引起的响应延迟等。

[0228] 类似地,锁定可否判定装置 86 判定差速部分 11 能否通过切换控制装置 50 从无级变速状态(差速状态)切换到非无级变速状态(锁定状态)。例如,基于车辆是处于停止状态或极低车速状态还是既不处于停止状态也不处于极低车速状态来进行该判定。具体而言,当判定实际车速 V 不大于预定车速 V_2 时,即使没有发生前述的故障或者功能劣化从而允许切换离合器 C0 或切换制动器 B0 的接合,锁定可否判定装置 86 也判定差速部分 11 不能从无级变速状态(差速状态)切换到非无级变速状态(锁定状态),也就是不能进行差速部分 11 的切换。

[0229] 该预定车速 V_2 是与允许发动机 8 自主旋转的转速(也就是怠速转速 N_{IDL})相对应的车速 V ,并被预先计算和存储。就是说,预定车速 V_2 是用于判定在差速部分 11 进入非无级变速状态时受到车速 V 限制的发动机转速 N_E 的车速。

[0230] 除了前述的功能,当锁定可否判定装置 86 为判定差速部分 11 不能从无级变速状态(差速状态)切换到非无级变速状态(锁定状态)时,切换控制装置 50 限制差速部分 11 作为电控差速装置的工作。就是说,切换离合器 C0 或切换制动器 B0 不进入完全接合状态以使差速部分 11 进入非无级变速状态,而是进入半接合状态。

[0231] 具体而言,在车辆发动机起步/发动机行驶期间当差速部分 11 不能切换到非无级变速状态(锁定状态)时,切换控制装置 50 向液压控制回路 42 输出指令用于改变切换离合器 C0 或切换制动器 B0 的半传递容量状态(半接合状态)。其原因在于差速部分 11 作为电控无级变速器的工作被保持(允许),使得第一电动机 M1 承受克服发动机转矩 T_E 的反作用转矩的一部分,并且切换离合器 C0 或切换制动器 B0 承受克服发动机转矩 T_E 的反作用转矩的剩余部分。

[0232] 在车辆发动机起步或发动机行驶期间,当差速部分 11 不能切换到非无级变速状态(锁定状态)时,切换控制装置 50 的工作如下所述。切换控制装置 50 保持(允许)差速部分 11 作为电控无级变速器的工作,使得用由第一电动机 M1 产生的反作用转矩和由切换离合器 C0 或切换制动器 B0 的半接合产生的反作用转矩之和来产生克服发动机转矩 T_E 的反作用转矩。为了实现此,在切换离合器 C0 或切换制动器 B0 半接合的状态,向液压控制回路 42 提供指令以将转矩容量改变为切换离合器 C0 或切换制动器 B0 的半接合状态。

[0233] 由此,在接收不小于第一电动机 M1 所能单独产生的反作用转矩的发动机转矩 T_E (例如不小于预定值 $TE1$ 的发动机转矩 T_E) 的情况下,当差速部分 11 不能切换到非无级变速状态(锁定状态)时,切换控制装置 50 限制差速部分 11 作为电控差速装置的工作。由于此,如果在切换离合器 C0 或切换制动器 B0 中发生失效、功能劣化等,或者在车辆发动机起步时,切换离合器 C0 或切换制动器 B0 进入半接合状态。

[0234] 在切换离合器 C0 或切换制动器 B0 的半接合状态,在差速部分 11 中,通过半接合的切换离合器 C0 或切换制动器 B0 机械地传递到传递部件 18 的输出 B 被增加到通过电气路径从第一电动机 M1 电传递到第二电动机 M2 的输出 A,并且它们之和被输出。就是说,切换控制装置 50 使切换离合器 C0 或切换制动器 B0 进入半接合状态,使得满足目标输出所需的发动机输出可以通过电传递的输出 A 和机械传递的输出 B 来输出。切换离合器 C0 或切换制动器 B0 的半接合状态被改变,就是说,半接合状态下的转矩容量被改变,使得电传递的输出 A 和机械传递的输出 B 之间的比率被改变。

[0235] 图 10 的视图示出其中图 6 和图 7 所示的无级控制区域(差速区域)和有级控制区域(锁定区域)被重写在以车速和发动机转矩作为参数的二维坐标系上的一个示例。图 10 中的斜线区域示出车速 V 不大于预定车速 $V2$ 且要求发动机转矩 T_E 超过预定值 $TE1$ 的高转矩区域,其对应于差速部分 11 不能切换到非无级变速状态(锁定状态)的区域 A。这是因为差速部分 11 被保持在无级变速状态并且防止了发动机失速。

[0236] 在该区域 A 中,即使不低于预定值 $TE1$ 的发动机转矩 T_E 被输入到差速部分 11,为了进行合适的发动机起步,差速部分 11 最初不能切换到非无级变速状态(锁定状态)。由此,在切换离合器 C0 或切换制动器 B0 通过切换控制装置 50 进入半接合状态的情况下,通过第一电动机 M1 获得的反作用转矩和通过半接合的切换离合器 C0 或切换制动器 B0 获得的反作用转矩一起使用(并用)。由此,产生了克服发动机转矩 T_E 所用的反作用转矩(并用区域 A)。

[0237] 图 10 的网格区域示出了车速 V 超过预定车速 $V2$ 且要求发动机转矩 T_E 超过预定值 $TE1$ 的高转矩区域,其对应于差速部分 11 不能切换到非无级变速状态(锁定状态)的区域 B。这是因为切换离合器 C0 或切换制动器 B0 中发生了故障、功能劣化等。

[0238] 就是说,在该区域 B 中,差速部分 11 在所输入的发动机转矩 T_E 不小于预定值 $TE1$ 的情况下本来要被切换到非无级变速状态(锁定状态)。但是,由于切换离合器 C0 或切换制动器 B0 中发生故障、功能劣化等,差速部分 11 不能切换到非无级变速状态(锁定状态)。鉴于此,切换控制装置 50 使切换离合器 C0 或切换制动器 B0 进入半接合状态,使得通过第一电动机 M1 获得的反作用转矩和通过半接合状态的切换离合器 C0 或切换制动器 B0 获得的反作用转矩一起使用。由此,产生了克服发动机转矩 T_E 的反作用转矩(锁定区域 B)。

[0239] 通过使用由第一电动机 M1 产生的反作用转矩和由半接合状态的切换离合器 C0 或切换制动器 B0 产生的反作用转矩,切换控制装置 50 产生克服发动机转矩 T_E 的反作用转矩。但是,如果由第一电动机 M1 承受的反作用力到达转矩极限,或者如果由半接合状态的切换离合器 C0 或切换制动器 B0 产生的反作用力由于液压油温等达到打滑极限,则不能产生超过这些极限的反作用转矩。第一电动机 M1 的转矩极限例如是基于其额定转矩预先限定的受限反作用转矩。切换离合器 C0 或切换制动器 B0 的打滑极限是在考虑油温等的情况下切换离合器 C0 或切换制动器 B0 能够保持在半接合状态(打滑状态)下的受限反作用转矩,

并且被预先通过试验来获得。

[0240] 除了上述功能,反作用力范围内判定装置 84 判定当切换控制装置 50 使切换离合器 C0 或切换制动器 B0 进入半接合状态时,输入到差速部分 11 的实际转矩是否落入总反作用转矩 T_{TC} 所能承受的范围内。在这种情况下,实际转矩例如是实际的发动机转矩 T_E 。总反作用转矩 T_{TC} 是第一电动机 M1 的受限反作用转矩和由半接合状态的切换离合器 C0 或切换制动器 B0 产生的受限反作用转矩的总反作用转矩。

[0241] 如果反作用力范围内判定装置 84 判定实际发动机转矩 T_E 未落入总反作用转矩 T_{TC} 所能承受的反作用转矩的范围内,则输入转矩限制装置 88 限制输入到差速部分 11 的输入转矩 T_{INS} 。基于在切换离合器 C0 或切换制动器 B0 半接合时由第一电动机 M1 产生的反作用转矩以及由半接合的切换离合器 C0 或切换制动器 B0 产生的反作用转矩来进行这种限制。

[0242] 例如,输入转矩限制装置 88 用作发动机转矩限制装置,其限制输入到差速部分 11 中作为输入转矩 T_{INS} 的发动机转矩 T_E 。就是说,发动机转矩 T_E 被限制为不超过在切换离合器 C0 或切换制动器 B0 半接合时由第一电动机 M1 产生的反作用转矩和由半接合状态的切换离合器 C0 或切换制动器 B0 产生的反作用转矩两者的总反作用转矩 T_{TC} 。然后,输入转矩限制装置 88 向混合动力控制装置 52 输出指令,以将发动机转矩 T_E 限制为不超过总反作用转矩 T_{TC} 。就是说,输入转矩限制装置 88 向混合动力控制装置 52 输出指令,用于抑制发动机转矩 T_E 的增加使之不小于总反作用转矩 T_{TC} 所能支持的极限。

[0243] 除了上述功能之外,不受加速踏板下压操作的约束,混合动力控制装置 52 根据由输入转矩限制装置 88 产生的指令向发动机输出控制装置 43 输出以下指令。该指令限制电子节气门 96 的开度,减少燃料喷射装置 98 的燃料供应量,或者延迟由点火装置 99 进行的发动机 8 的点火正时。该指令被单独输出或者与其他指令一起输出,并且将发动机转矩 T_E 限制为不超过总反作用转矩 T_{TC} 。

[0244] 图 11 的视图示出发动机转矩 T_E 相对于加速踏板操作量(加速器开度) θ_{acc} (度)的输出特性的示例。图 11 中所示的斜线区域是当加速踏板被下压到不小于预先指定的加速器开度 θ_{acc1} 的程度时,要求发动机转矩 T_E 超过总反作用转矩 T_{TC} 的高转矩区域。在这种情况下,克服发动机转矩 T_E 所用的反作用转矩由第一电动机 M1 以及切换离合器 C0 或切换制动器 B0 产生,并且发动机转矩 T_E 被限制为不超过总反作用转矩 T_{TC} (受限区域 C)。

[0245] 当混合动力控制装置 52 将发动机转矩 T_E 限制为不超过总反作用转矩 T_{TC} 时,发动机转矩 T_E 的增加被抑制为不小于总反作用转矩 T_{TC} 所能支持的转矩极限,使得输出转矩 T_{OUT} 不会增加。除了上述功能,即使在发动机转矩 T_E 受限时,如果蓄电装置 60 的充电容量 SOC 充足的话,混合动力控制装置 52 可以驱动第二电动机 M2 以进行转矩辅助。

[0246] 图 12 的流程图示出电子控制装置 40 的控制工作的主要部分。图 12 图示了切换离合器 C0 或切换制动器 B0 的打滑控制工作,其是在差速部分不能从无级变速状态(差速状态)切换到非无级变速状态(锁定状态)时执行的。例如,以大于几毫秒到几十毫秒的极短周期来重复执行该过程。

[0247] 图 13 的时序图示出图 12 的流程图中所示的控制工作,并示出当在差速部分 11 的无级变速状态下从零车速 V 压下加速踏板时,在车辆发动机起步时的控制工作。

[0248] 首先,在与变速位置判定装置 80 相对应的步骤 S1 中,判定变速杆 48 的变速位置是否位于“D”或“R”位置的驱动位置。基于来自变速位置传感器 49 的表示变速杆 48 的变

速位置 P_{SH} 的信号来进行该判定。

[0249] 如果步骤 S1 的判定结果为肯定,则在与驱动力源判定装置 82 相对应的步骤 S2 中,判定发动机 8 是否被混合动力控制装置 52 主要用作用于使车辆工作的驱动力源。例如,如图 6 的驱动力源切换图所示,这是基于由车速 V 和输出转矩 T_{OUT} 表示的实际车辆状态,通过车辆状态是否处于车辆发动机运行范围内的判定来进行的。

[0250] 如果步骤 S2 的判定结果为肯定,则在与反作用力范围内判定装置 84 相对应的步骤 S3 中,判定输入到差速部分 11 的实际发动机转矩 T_E 是否落入预定范围。该预定范围是克服发动机转矩 T_E 的反作用转矩能够由第一电动机 M1 的转矩容量承受的范围。

[0251] 在图 13 中的时刻 $t1$,判定在差速部分 11 的无级变速状态下的车辆发动机起步时,发动机转矩 T_E 增加到克服发动机转矩 T_E 的反作用转矩不能由第一电动机 M1 单独承受的程度。就是说,发动机转矩 T_E 超过第一电动机 M1 的受限反作用转矩(转矩极限)。

[0252] 如果步骤 S3 的判定结果为否定,则在与锁定可否判定装置 86 相对应的步骤 S4 中,判定差速部分 11 能否通过切换控制装置 50 从无级变速状态(差速状态)切换到非无级变速状态(锁定状态)。例如,基于切换离合器 C0 或切换制动器 B0 以及液压致动器的摩擦材料的失效、包含在控制液压致动器的液压控制回路 42 中的电磁阀的失效、由于液压致动器和电磁阀的功能劣化或低油温产生的响应延迟等来判定接合能够进行。可替换地,基于发动机 8 的工作是否无法保持、实际车速 V 是否不大于会导致发动机失速的预定车速 $V2$ 来进行判定。

[0253] 除此之外,在图 13 中的时刻 $t1$,也判定由于实际车速 V 不大于预定车速 $V2$,切换离合器 C0(或切换制动器 B0)的完全接合不能将差速部分 11 切换到非无级变速状态。

[0254] 如果步骤 S4 的判定结果为否定,则在与切换控制装置 50 相对应的步骤 S5 中,差速部分 11 作为电控无级变速器的工作被保持(允许),并且用于使切换离合器 C0 或切换制动器 B0 进入半接合状态的指令被输入到液压控制回路 42。这是为了用由第一电动机 M1 产生的反作用转矩和由半接合的切换离合器 C0 或切换制动器 B0 产生的反作用转矩之和来产生克服发动机转矩 T_E 的反作用转矩。基本上,在旋转和转矩方面,使切换离合器 C0 进入半接合状态比使切换制动器 B0 进入半接合状态更有利。

[0255] 在图 13 中从时刻 $t1$ 到时刻 $t2$ 的时间段中,图示了切换离合器 C0 的打滑控制开始并执行,使得由切换离合器 C0 的半接合转矩来承受反作用转矩,并且因此发动机转矩 T_E 增加到超过第一电动机 M1 的受限反作用转矩。

[0256] 接下来,在与反作用力范围内判定装置 84 相对应的步骤 S6 中,判定输入到差速部分 11 的实际发动机转矩 T_E 是否落入第一电动机 M1 和切换离合器 C0 或切换制动器 B0 的总反作用转矩 T_{TC} 所能承受的反作用转矩的范围内。

[0257] 图 13 中的时刻 $t2$ 图示了判定发动机转矩 T_E 增大超过由第一电动机 M1 设定的反作用转矩极限和由半接合的切换离合器 C0 设定的反作用转矩极限的总反作用转矩 T_{TC} 。在切换离合器 C0 的打滑控制中,当切换离合器 C0 的半接合状态(打滑状态)到达在考虑油温等的情况下保持半接合状态的极限时,由半接合状态设定的极限升高。

[0258] 如果步骤 S6 中的判定结果为否定,则在与输入转矩限制装置 88 相对应的步骤 S7 中,混合动力控制装置 52 输出指令来限制发动机转矩 T_E 不超过由第一电动机 M1 设定的反作用转矩和由半接合的切换离合器 C0 或切换制动器 B0 设定的反作用转矩的总反作用转矩

T_{TC} 。根据该指令,混合动力控制装置 52 向发动机输出控制装置 43 输出指令,不受加速踏板下压操作的约束,该指令限制电子节气门 96 的开度、减小燃料喷射装置 98 的燃料供应量或者延迟由点火装置 99 进行的发动机 8 的点火正时。该指令被单独输出或者与其他指令一起输出,并且限制发动机转矩 T_E 不超过总反作用转矩 T_{TC} 。

[0259] 在图 13 中从时刻 t_2 到时刻 t_3 的时间段中,图示了开始并执行发动机转矩 T_E 限制以抑制发动机转矩 T_E 的增加不超过总反作用转矩 T_{TC} 。在从时刻 t_2 到时刻 t_3 的时间段中,抑制了不小于总反作用转矩 T_{TC} 所能支持极限的发动机转矩 T_E 的增加,使得输出转矩 T_{OUT} 不会增加。由此,例如,混合动力控制装置 52 驱动第二电动机 M2 并执行转矩辅助,以基于加速踏板下压操作根据要求输出(目标输出)来增加输出转矩 T_{OUT} 。该转矩辅助是在蓄电装置 60 的充电容量 SOC 充足时进行的。

[0260] 除此之外,如从时刻 t_3 到时刻 t_4 的时间段所示,例如,当差速部分 11 通过完全接合的切换离合器 C0 进入非无级变速状态时,通过使车速 V 增大超过预定车速 V_2 ,离合器 C0 从半接合状态进入完全接合状态,以使差速部分 11 进入非无级变速状态(锁定状态)。在此期间,在逐渐释放发动机转矩 T_E 限制的同时,通过第二电动机 M2 的转矩辅助也逐渐停止。离合器 C0 的完全接合使得不需要执行使用第一电动机 M1 来产生反作用转矩的反作用力控制。

[0261] 如果步骤 S6 的判定结果为肯定,则由于不需要限制发动机转矩 T_E ,在与输入转矩限制装置 88 相对应的步骤 S8 中,限制指令不输出到混合动力控制装置 52。除此之外,例如,当车速 V 超过预定车速 V_2 时,因为离合器 C0 或切换制动器 B0 充分地完全接合,所以不需要限制发动机转矩 T_E 。

[0262] 如果步骤 S4 的判定结果为肯定,则在与切换控制装置 50 相对应的步骤 S9 中,离合器 C0 或切换制动器 B0 完全接合,使得差速部分 11 从无级变速状态(差速状态)切换到非无级变速状态(锁定状态)。

[0263] 如果步骤 S3 的判定结果为否定,则在与混合动力控制装置 52 相对应的步骤 S10 中,在差速部分 11 保持在无级变速状态(差速状态)的同时,执行第一电动机 M1 的反作用力控制。

[0264] 如果步骤 S1 的判定结果为否定,或者如果步骤 S2 的判定结果为否定,则在与混合动力控制装置 52 相对应的步骤 S11 中,不执行第一电动机 M1 的反作用力控制。就是说,在与动力中断状态相对应的“P”或“N”位置的非驱动位置,发动机 8 和输出轴 22 不彼此连接。换言之,离合器 C1 和 C2 被释放以不将发动机输出传递到输出轴 22(驱动轮 38)。由于此,第一电动机 M1 不需要承受克服发动机转矩的反作用转矩。此外,为了对应于“P”位置或“N”位置,用于建立其中差速部分 11 中的动力传递路径被电气断开或中断的空档状态,第一电动机 M1 不承受克服发动机转矩的反作用转矩。

[0265] 如上所述,根据本实施例,作为差速作用限制装置(其限制差速部分 11 作为电控差速装置的工作)的切换离合器 C0 或切换制动器 B0 例如能够使差速部分 11 在无级变速状态和非无级变速状态之间进行切换。由此,实现了驱动装置,其具有通过电气地改变速比的变速器所实现的燃料效率提高的优点,并具有通过机械地传递动力的齿轮式传递装置所实现的高传递效率。例如,在诸如低/中速行驶和低/中输出行驶之类的通常发动机功率范围中,当差速部分 11 进入无级变速状态时,确保了车辆的燃料消耗性能。

[0266] 除此之外,在高速行驶期间当差速部分 11 进入非无级变速状态时,发动机 8 的输出仅经由机械动力传递路径传递到驱动轮 38。在这种情况下,因为抑制了当差速部分 11 作为电气地改变速比的变速器工作时产生的动力和电能之间的转换损失,所以提高了燃料效率。例如,在高输出行驶下当差速部分 11 进入非无级变速状态时,其中差速部分 11 作为电气地改变速比的变速器工作的范围对应于车辆低 / 中速行驶和低 / 中输出行驶。结果,可以减小应当由第一电动机 M1 产生的电能的最大值,也就是由第一电动机 M1 传递的电能的第二电动机 M2 的尺寸,并且减小了包含其的变速机构 10 的尺寸。

[0267] 在车辆发动机起步 / 发动机行驶期间,当限制差速部分 11 作为电控差速装置的工作时,用作差速作用限制器件的切换控制装置 50 改变切换离合器 C0 或切换制动器 B0 的半接合状态。具体而言,切换离合器 C0 或切换制动器 B0 通过切换控制装置 50 进入半接合状态,并且通过由第一电动机 M1 产生的转矩和切换离合器 C0 或切换制动器 B0 的半接合转矩来产生克服输入到差速部分 11 的发动机转矩 T_E 所用的反作用转矩。换言之,切换控制装置 50 改变进入半接合状态的切换离合器 C0 或切换制动器 B0 的转矩容量。

[0268] 由此,差速部分 11 中从第一电动机 M1 电气传递到第二电动机 M2 的输出和差速部分 11 中机械地传递到传递部件 18 的输出之间的比率可以改变。因此,在差速部分 11 作为电控无级变速器(差速装置)的工作被允许时,通过切换离合器 C0 或切换制动器 B0 来产生克服发动机转矩 T_E 所用的反作用转矩。

[0269] 就是说,为了允许差速部分 11 用作电控无级变速器,克服发动机转矩 T_E 所用的反作用转矩可以由第一电动机 M1 以及切换离合器 C0 或切换制动器 B0 两者来承受。由此,例如,超过第一电动机 M1 的转矩容量所能承受的预定值 T_{E1} 的发动机转矩 T_E 可以输入到差速部分 11。因此,来自差速部分 11 的输出可以增大,而无需增大第一电动机 M1 的最大转矩容量,也就是第一电动机 M1 的尺寸。

[0270] 除此之外,与其中切换离合器 C0 或切换制动器 B0 被释放的情况相反,第一电动机 M1 不需要承受克服输入到差速部分 11 的整个发动机转矩所用的反作用转矩。由此,对于输入到差速部分 11 相同大小的发动机转矩 T_E ,可以减小应当由第一电动机 M1 承受的发动机转矩 T_E 的比率,使得可以减小第一电动机 M1 的尺寸,或者提高其耐久性。此外,由于从第一电动机 M1 传递到第二电动机 M2 的电能减小,也可以提高第二电动机 M2 的耐久性。此外,可以通过切换离合器 C0 或切换制动器 B0 来容易地限制差速部分 11 作为电控无级变速器的工作。

[0271] 根据本实施例,当不小于可以由第一电动机 M1 单独产生的反作用转矩的发动机输出转矩 T_E 输入到差速部分 11 中时,切换控制装置 50 限制差速部分 11 作为电控无级变速器的工作。由此,差速部分 11 可以作为电控无级变速器工作,使得克服发动机转矩 T_E 所用的反作用力优选尽可能由第一电动机 M1 产生。由此,当第一电动机 M1 产生反作用力时的再生能量可以尽可能增大。从另一个角度来看,能量损失被最小化到不可避免的水平。

[0272] 根据本实施例,在车辆发动机起步时,切换控制装置 50 限制差速部分 11 作为电控无级变速器的工作。由此,即使在需要大发动机转矩 T_E 的车辆起步时,差速部分 11 也可作为电控无级变速器工作。除此之外,克服发动机转矩 T_E 所用的反作用力优选尽可能由第一电动机 M1 来产生,使得当第一电动机 M1 产生反作用力时的再生能量可以尽可能增大。从

另一个角度来看,能量损失被最小化到不可避免的水平。

[0273] 根据本实施例,输入转矩限制装置 88 抑制超过总反作用转矩 T_{TC} 的发动机转矩 T_E 进入差速部分 11,该总反作用转矩包括第一电动机 M1 的最大转矩容量以及切换离合器 C0 或切换制动器 B0 的半接合转矩。基于在切换离合器 C0 或切换制动器 B0 处于半接合状态时由第一电动机 M1 产生的反作用转矩以及由切换离合器 C0 或切换制动器 B0 产生的反作用转矩来进行该抑制。结果,能够提高第一电动机 M1 的耐久性。

[0274] < 实施例 2 >

[0275] 图 14 是说明根据本发明另一个实施例的变速机构 70 的结构的骨架图。图 15 的作动表示出变速机构 70 的变速段和用于其的液压式摩擦接合装置的作动组合之间的关系。图 16 的共线图说明了变速机构 70 的变速操作。

[0276] 如同上述实施例,变速机构 70 包括差速部分 11 和自动变速部分 72,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,自动变速部分 72 经由传递部件 18 与差速部分 11 和输出轴 22 串连接并具有三个前向档位。动力分配机构 16 包括单小齿轮式的第一行星齿轮单元 24(具有例如大约 0.418 的给定传动比 ρ_1)、切换离合器 C0 和切换制动器 B0。

[0277] 自动变速部分 72 包括单小齿轮式的第二行星齿轮单元 26(具有例如大约 0.532 的给定传动比 ρ_2) 和单小齿轮式的第三行星齿轮单元 28(具有例如大约 0.418 的给定传动比 ρ_3)。第二行星齿轮单元 26 的太阳齿轮 S2 和第三行星齿轮单元 28 的太阳齿轮 S3 彼此一体连接。这些太阳齿轮 S2 和 S3 经由第二离合器 C2 选择性地接合到传递部件 18,并经由第一制动器 B1 选择性地接合到壳体 12。第二行星齿轮单元 26 的第二行星架 CA2 和第三行星齿轮单元 28 的第三齿圈 R3(这两者彼此一体连接)连接到输出轴 22。第二齿圈 R2 经由第一离合器 C1 选择性地连接到传递部件 18,第三行星架 CA3 经由第二制动器 B2 选择性地接合到壳体 12。

[0278] 根据如此构造的变速机构 70,切换离合器 C0、第一离合器 C1、第二离合器 C2、切换制动器 B0、第一制动器 B1 和第二制动器 B2 例如通过图 15 所示的作动表如图所示选择性地接合。选择性地建立第一档位(第一速位置)至第四档位(第四速位置)、倒车档位(向后驱动位置)和空档位置之一。此时,各个档位具有基本上等比变化的速比 γ (=输入轴转速 N_{IN} /输出轴转速 N_{OUT})。

[0279] 特别地,根据本实施例,动力分配机构 16 包括切换离合器 C0 和切换制动器 B0。在切换离合器 C0 或切换制动器 B0 接合的状态下,差速部分 11 可以被构造成采取可作为无级变速器工作的无级变速状态,除此之外,还可以采取可作为具有固定速比的变速器工作的固定变速状态。由此,在切换离合器 C0 或切换制动器 B0 进入接合的情况下,变速机构 70 可以采取用于有级变速状态的结构,其可以利用被置于固定变速状态的差速部分 11 和自动变速部分 72 而作为有级变速器工作。

[0280] 在切换离合器 C0 和切换制动器 B0 都进入释放状态的情况下,变速机构 70 可以采取无级变速状态,其可以利用被置于无级变速状态的差速部分 11 和自动变速部分 72 而作为电控无级变速器工作。换言之,通过接合切换离合器 C0 或者切换制动器 B0,变速机构 70 被切换到有级变速状态,通过释放切换离合器 C0 和切换制动器 B0 两者,变速机构 70 被切换到无级变速状态。

[0281] 例如如图 15 所示,为了使变速机构 70 用作有级变速器,切换离合器 C0、第一离合器 C1 和第二制动器 B2 被接合,这建立了例如具有大约 2.804 的最高速比 γ_1 的第一档位。在切换离合器 C0、第一离合器 C1 和第一制动器 B1 被接合的情况下,建立具有比第一档位的速比低的速比 γ_2 的第二档位,速比 γ_2 例如大约为 1.531。在切换离合器 C0、第一离合器 C1 和第二离合器 C2 被接合的情况下,建立具有比第二档位的速比低的速比 γ_3 的第三档位,速比 γ_3 例如大约为 1.000。

[0282] 在第一离合器 C1、第二离合器 C2 和切换制动器 B0 被接合的情况下,建立具有比第三档位的速比低的速比 γ_4 的第四档位,速比 γ_4 例如大约为 0.705。此外,在第二离合器 C2 和第二制动器 B2 被接合的情况下,建立具有介于第一档位的速比和第二档位的速比之间的速比 γ_R 的倒车档位,速比 γ_R 例如大约为 2.393。此外,对于待建立的空档“N”状态,例如仅接合切换离合器 C0。

[0283] 相反,为了使变速机构 70 用作无级变速器,切换离合器 C0 和切换制动器 B0 两者都被释放,如图 15 中的作动表所示。这允许差速部分 11 用作无级变速器,并且与差速部分 11 串连连接的自动变速部分 72 用作有级变速器。当这发生时,对于分别被置于第一档位、第二档位和第三档位下的各档位,输入到自动变速部分 72 的转速,也就是传递部件 18 的转速,连续改变。这允许各个档位具有位于连续可变范围内的速比。由此,自动变速部分 72 的速比可在相邻的档位上连续变化,使得变速机构 70 的整体速比 γ_T 可以作为整体以连续方式变化。

[0284] 图 16 的共线图示出在分别用于变速机构 70 中想要的档位的不同接合状态下,旋转元件的转速之间的相对关系。变速机构 70 由用作无级变速部分或第一变速部分的差速部分 11 以及用作变速部分(有级变速部分)或第二变速部分的自动变速部分 72 构成。对于切换离合器 C0 和切换制动器 B0 都被释放(即脱开),以及对于切换离合器 C0 或者切换制动器 B0 被接合(即耦合),动力分配机构 16 的旋转元件以与如上所述相同的速度旋转。

[0285] 在图 16 中,自动变速部分 72 的四条竖直线 Y4、Y5、Y6 和 Y7 从左向右按顺序分别与第四至第七旋转元件 RE4 至 RE7 相对应。第四旋转元件(第四元件)RE4 表示彼此一体连接的第三和第四太阳齿轮 S2、S3。第五旋转元件(第五元件)RE5 对应于第三行星架 CA3。第六旋转元件(第六元件)RE6 表示彼此一体连接的第三行星架 CA2 和第三齿圈 R3。第七旋转元件(第七元件)RE7 对应于第二齿圈 R2。此外,在自动变速部分 72 中,第四旋转元件 RE4 经由第二离合器 C2 选择性地连接至传递部件 18,并经由第一制动器 B1 选择性地连接至壳体 12。第五旋转元件 RE5 经由第二制动器 B2 选择性地连接至壳体 12。第六旋转元件 RE6 连接至自动变速部分 72 的输出轴 22。第七旋转元件 RE7 经由第一离合器 C1 选择性地连接至传递部件 18。

[0286] 自动变速部分 72 以如图 16 所示的方式工作。就是说,在第一离合器 C1 和第二制动器 B2 被接合时,倾斜直线 L1 和竖直线 Y6 之间的交点表示在第一档位下输出轴 22 的转速。倾斜直线 L1 穿过竖直线 Y7 与水平线 X2 之间的交点并穿过竖直线 Y5 与水平线 X1 之间的交点,竖直线 Y7 表示第七旋转元件(第七元件)RE7(R2)的转速,竖直线 Y5 表示第五旋转元件 RE5(CA3)的转速。竖直线 Y6 表示连接至输出轴 22 的第六旋转元件(第六元件)RE6(CA2, R3)的转速。

[0287] 类似地,在第一离合器 C1 和第一制动器 B1 被接合的情况下确定的倾斜直线 L2 和

竖直线 Y6 之间的交点表示在第二档位下输出轴 22 的转速,竖直线 Y6 表示连接至输出轴 22 的第六旋转元件 RE6 的转速。在第一离合器 C1 和第二离合器 C2 被接合的情况下确定的水平直线 L3 和竖直线 Y6 之间的交点表示在第三档位下输出轴 22 的转速,竖直线 Y6 表示连接至输出轴 22 的第六旋转元件 RE6 的转速。

[0288] 对于第一档位到第三档位,作为切换离合器 C0 被接合的结果,差速部分 11 以与发动机速度 N_E 相同的转速将驱动力输入到第七旋转元件 RE7。但是,在切换制动器 B0 代替切换离合器 C0 被接合时,差速部分 11 以比发动机速度 N_E 大的转速将驱动力输入到第七旋转元件 RE7。由此,水平直线 L4 和竖直线 Y6 之间的交点表示在第四档位下输出轴 22 的转速,水平直线 L4 是在第一离合器 C1、第二离合器 C2 和切换制动器 B0 接合的情况下确定的,竖直线 Y6 表示连接至输出轴 22 的第六旋转元件 RE6 的转速。

[0289] 即使根据本实施例,变速机构 70 包括用作无级变速器或第一变速部分的差速部分 11 和用作变速部分(有级变速器)或第二变速部分的自动变速部分 72。这允许变速机构 70 与前述实施例具有相同的有利效果。

[0290] < 实施例 3>

[0291] 图 17 示出作为变速状态手动选择装置的交互式开关 44(以下称作“开关 44”)的示例,其被安装在车辆上并由车辆驾驶员手动操作。开关 44 允许手动操作,以使动力分配机构 16 选择性地置于差速状态和非差速状态(锁定状态),也就是无级变速状态和有级变速状态。开关 44 允许车辆以车辆驾驶员需要的变速状态来行驶。开关 44 具有:无级变速行驶指令按钮,其上显示有“无级”,表示无级变速行驶模式;和有级变速行驶指令按钮,其上显示有“有级”,表示有级变速行驶模式。在车辆驾驶员将这些按钮中的一个压下时,变速机构 10 被选择性地置于可作为电控无级变速器工作的无级变速状态或者可作为有级变速器工作的有级变速状态。

[0292] 已经参照其中变速机构 10 基于车辆状况的变化例如通过参考图 6 所示的关系图进行变速状态的自动切换控制的情况对上述实施例进行了描述。相反,代替或者附加于自动切换控制工作,可以操纵开关 44 以执行用于控制变速机构 10 的变速状态的手动切换控制。就是说,根据被选择性地操作用于无级变速状态和有级变速状态的开关 44,切换控制装置 50 可以优先将变速机构 10 切换到无级变速状态和有级变速状态。

[0293] 例如,如果车辆驾驶员需要感受无级变速器的感觉并提高燃料经济性的行驶模式,则其手动选择将变速机构 10 置于无级变速状态。此外,如果有级变速器进行伴随发动机转速 N_E 节奏性变化的变速的行驶模式,则车辆驾驶员可以手动选择将变速机构 10 置于有级变速状态。

[0294] 此外,开关 44 可能设置既不选择无级变速行驶模式又不选择有级变速行驶模式的中立位置。在这种可能性下,当开关 44 保持在具有中立位置的状态时,如果车辆驾驶员没有选择需要的变速状态或者需要的变速状态在自动切换模式,则可以执行变速机构 10 的变速状态的自动切换控制。

[0295] < 实施例 4>

[0296] 图 18 的功能性框图示出根据本发明另一实施例前述电子控制装置 40 的控制功能的主要部分。

[0297] 在本实施例中,如果在车辆发动机起步/发动机行驶期间差速部分 11 不能切换到

非无级变速状态,则采用以下的构造,使得可以抑制耐久性的任何降低,而无需增大第一电动机 M1 的尺寸。就是说,差速部分 11 作为电控无级变速器的工作可以被保持(允许),并且第一电动机 M1 可以承受克服发动机转矩 T_E 所用的反作用转矩的一部分。除此之外,使得切换离合器 C0 或切换制动器 B0 可以承受克服发动机转矩 T_E 所用的反作用转矩的剩余部分,切换离合器 C0 或者切换制动器 B0 进入半传递容量状态,也就是半接合(打滑)状态。

[0298] 就是说,如果在车辆发动机起步/发动机行驶期间差速部分 11 不能切换到非无级变速状态,则差速部分 11 作为电控无级变速器工作。为了该目的,切换离合器 C0 或切换制动器 B0 进入半接合状态,并且克服发动机转矩 T_E 所用的反作用转矩由第一电动机 M1 以及切换离合器 C0 或切换制动器 B0 机械地承受。

[0299] 由此,第一电动机 M1 不必承受克服超过预定值 T_{E1} 的发动机转矩 T_E 所用的反作用转矩。因此,防止了第一电动机 M1 的尺寸增大,并且抑制了其耐久性的任何降低。除此效果之外,例如,不小于第一电动机 M1 的转矩容量所能承受的发动机转矩 T_E 的发动机转矩 T_E 可以输入到差速部分 11。结果,获得了增大从差速部分 11 的输出而无需增大第一电动机 M1 的转矩容量(换言之,无需增大第一电动机 M1 的尺寸)的效果。

[0300] 根据本实施例的混合动力控制装置 52 包括:目标要求驱动力相关值设定装置(要求驱动力设定装置)176,其计算目标要求驱动力相关值;和反作用力控制装置 178,其使传递部件 18 产生更多的输出。目标要求驱动力相关值设定装置 176 基于实际的加速器开度 θ_{ACC} 或节气门开度 θ_{TH} 、车速等从预先存储的关系来计算目标要求驱动力相关值,例如自动变速器 20 的要求(目标)输出转矩 T_{OUT} 或者车辆的目标要求驱动力。

[0301] 在动力分配机构 16 处于差速状态的车辆发动机行驶期间,通过控制第一电动机 M1 输出的输出控制和使切换离合器 C0 或切换制动器 B0 进入打滑状态的打滑控制,反作用力控制装置 178 执行克服发动机 8 的输出转矩的反作用力控制。其目的是为了获得由目标要求驱动力相关值设定装置 176 所设定的目标要求驱动力相关值。

[0302] 反作用力范围内判定装置 184 判定可以由第一电动机 M1 的电气容量(即转矩容量)承受的反作用转矩是否落在克服发动机转矩 T_E 所用的反作用转矩范围内。在差速部分 11 的工作状态下车辆起步时驱动力源判定装置 82 判定为发动机 8 被用作用于使车辆行驶的驱动力源的情况下,基于输入到差速部分 11 的实际转矩(例如实际的发动机转矩 T_E)不大于预先设定的判定值 T_{E1} 还是大于预先设定的判定值 T_{E1} 来进行该判定。尽管该判定值 T_{E1} 通常是基于第一电动机 M1 的额定转矩容量而确定的,但是其可以基于差速部分 11 的机械构造而确定。

[0303] 除了前述的功能,通过使用由第一电动机 M1 产生的反作用转矩和由切换离合器 C0 或切换制动器 B0 的半接合产生的反作用转矩,切换控制装置 50 产生克服发动机转矩 T_E 所用的反作用转矩。其原因在于:如果反作用力范围内判定装置 184 判定为提供至差速部分 11 的实际转矩(例如实际发动机转矩 T_E)超过预先设定的判定值 T_{E1} ,则第一电动机 M1 不能承受克服发动机转矩 T_E 所用的反作用转矩。由于此原因,液压控制回路 42 被提供有使切换离合器 C0 或切换制动器 B0 进入半接合状态(即打滑状态)的指令。就是说,切换控制装置 50 增大由切换离合器 C0 或切换制动器 B0 机械接收的或者由齿圈 R1 经由切换离合器 C0 或切换制动器 B0 机械接收的反作用力,从而减小由第一电动机 M1 接收的反作用转矩使其不超过最大转矩容量。

[0304] 换言之,切换控制装置 50 用作差速作用限制器件、份额比率控制装置或打滑控制装置,其在车辆起步时使切换离合器 C0 或切换制动器 B0 进入半接合状态。就是说,当在通过发动机的起步行驶期间差速部分 11 不能切换到非无级变速状态(锁定状态)时,通过使用由第一电动机 M1 产生的反作用转矩和由切换离合器 C0 或切换制动器 B0 的半接合产生的反作用转矩两者,切换控制装置 50 产生克服发动机转矩 T_E 所用的反作用转矩。由于此,切换离合器 C0 或切换制动器 B0 进入打滑接合状态。在这方面,差速部分 11 不能切换到非无级变速状态(锁定状态)的情况对应于输入到差速部分 11 的实际转矩(例如实际发动机转矩 T_E)超过预先设定的判定值 T_{E1} 的情况,如图 10 中的并用区域 A 所示。

[0305] 在打滑控制中,当差速部分 11 接收到不小于可由第一电动机 M1 单独产生的反作用转矩的发动机输出转矩 T_E 时,例如接收到不小于预定值 T_{E1} 的发动机转矩 T_E 时,如图 19 或 20 所示,打滑量以如下的方式减小。就是说,随着第一电动机 M1 的反作用力不足量或者发动机 8 的输出转矩 T_E 增大,打滑量减小,使得由切换离合器 C0 或切换制动器 B0 机械接收的反作用力增大。执行打滑量的减小,直到发动机输出转矩受到限制。

[0306] 如上所述,使切换离合器 C0 或切换制动器 B0 进入半接合状态使得由第一电动机 M1 的输出产生的反作用转矩的份额与由切换离合器 C0 或切换制动器 B0 的打滑控制所产生的反作用转矩的份额之间的份额比率连续变化。尽管可以在车辆起步时发生第一电动机 M1 的反作用力不足时执行该份额比率变化控制,但是其也可以在第一电动机 M1 发生反作用力不足之前的阶段执行,例如从加速操作开始时执行。在这种情况下,可以消除由于半接合开始时反作用转矩的不连续所引起的任何影响。

[0307] 如果切换离合器 C0 或切换制动器 B0 进入半接合状态,则在差速部分 11 中,输出 B 通过半接合的切换离合器 C0 或切换制动器 B0 机械传递到传递部件 18 然后加到从第一电动机 M1 经过电气路径电气传递到第二电动机 M2 的输出 A,并且被输出。切换控制装置 50 使切换离合器 C0 或切换制动器 B0 进入半接合状态,使得需要满足目标输出的发动机输出可以通过电传递的输出 PA 和机械传递的输出 PB 来提供。通过改变切换离合器 C0 或切换制动器 B0 的半接合状态,也就是通过改变半接合状态的转矩容量,可以改变电传递的输出 PA 和机械传递的输出 PB 之间的传递动力比率(比例)。

[0308] 图 10 的视图示出其中图 6 和 7 所示的无级控制区域(差速区域)和有级控制区域(锁定区域)被重写在以车速和发动机转矩作为参数的二维坐标系上的一个示例。图 10 中的斜线区域示出车速 V 不大于预定车速 $V2$ 且要求发动机转矩 T_E 超过预定值 $TE1$ 的高转矩区域,其对应于差速部分 11 不能切换到非无级变速状态(锁定状态)的区域 A。这是因为差速部分 11 被保持在无级变速状态并且防止了发动机失速。

[0309] 在该区域 A 中,即使不低于预定值 $TE1$ 的发动机转矩 T_E 被输入到差速部分 11,为了进行合适的发动机起步,差速部分 11 最初不能切换到非无级变速状态(锁定状态)。由此,在切换离合器 C0 或切换制动器 B0 通过切换控制装置 50 进入半接合状态的情况下,通过第一电动机 M1 获得的反作用转矩和通过半接合的切换离合器 C0 或切换制动器 B0 获得的反作用转矩一起使用(并用)。由此,产生了克服发动机转矩 T_E 所用的反作用转矩(并用区域 A)。

[0310] 图 10 的网格区域示出了车速 V 超过预定车速 $V2$ 且要求发动机转矩 T_E 超过预定值 $TE1$ 的高转矩区域,其对应于差速部分 11 不能切换到非无级变速状态(锁定状态)的区域

B。

[0311] 图 19 和 20 示出减小由第一电动机 M1 承受的反作用力的切换离合器 C0 或切换制动器 B0 的打滑量与第一电动机 M1 的反作用力不足量（实际施加的反作用力 - 由额定容量确定的反作用力）和发动机输出转矩 T_E 之间的关系。对应于施加到第一电动机 M1 上的反作用力的发动机 8 的输出转矩 T_E 与第一电动机 M1 的反作用力不足量相对应。第一电动机 M1 的转矩极限（其是预先基于其额定值限定的反作用转矩极限）例如在实际中是通过实现来预先获得的。

[0312] 通过使用由第一电动机 M1 产生的反作用转矩和由半接合的切换离合器 C0 或切换制动器 B0 产生的反作用转矩，切换控制装置 50 产生克服发动机转矩 T_E 所用的反作用转矩。但是，发动机 8 的大输出转矩 T_E 使得反作用转矩不足。当切换离合器 C0 或切换制动器 B0 在这种状态下进入接合状态时可能发生诸如发动机失速之类的问题。考虑到此，当发动机 8 的输出转矩受到限制时，通过来自第二电动机 M2 的输出来辅助要求驱动力的不足。

[0313] 除了前述的功能，当切换离合器 C0 或切换制动器 B0 通过切换控制装置 50 进入半接合状态时，反作用力范围内判定装置 184 执行以下的判定。就是说，判定输入到差速部分 11 的实际转矩（例如实际发动机转矩 T_E ）是否超过总反作用转矩 T_{TC} ，该总反作用转矩由第一电动机 M1 的反作用转矩极限和半接合的切换离合器 C0 或切换制动器 B0 的反作用转矩极限构成。这是因为总反作用转矩 T_{TC} 限定了克服发动机转矩 T_E 所用的反作用转矩可被承受的范围。

[0314] 如果反作用力范围内判定装置 184 判定实际反作用转矩 T_E 超过总反作用转矩 T_{TC} 所能承受的范围，则从其接收指令的反作用力控制装置 178 或切换控制装置（打滑控制装置）50 工作，以使切换离合器 C0 或切换制动器 B0 进入完全接合状态。基于由反作用力范围内判定装置 184 进行的以上判定，输入转矩限制装置 185 将发动机转矩 T_E （也就是输入到差速部分 11 的输入转矩 T_{INS} ）限制为避免这种过量。

[0315] 输入转矩限制装置 185 用作发动机转矩限制装置，其限制输入到差速部分 11 的作为输入转矩 T_{INS} 的发动机转矩 T_E 。就是说，发动机转矩 T_E 被控制为不超过由第一电动机 M1 提供的反作用转矩和由半接合的切换离合器 C0 或切换制动器 B0 提供的反作用转矩两者的总反作用转矩 T_{TC} 。输入转矩限制装置 185 向混合动力控制装置 52 输出将发动机转矩 T_E 限制为不超过总反作用转矩 T_{TC} 的指令。

[0316] 就是说，输入转矩限制装置 185 向混合动力控制装置 52 输出抑制发动机转矩 T_E 的增加使之不小于总反作用转矩 T_{TC} 所能支持的极限的指令。除了上述功能之外，不受加速踏板下压操作的约束，混合动力控制装置 52 根据输入转矩限制装置 185 的指令向发动机输出控制装置 43 提供指令，以限制电子节气门 96 的开度，减少燃料喷射装置 98 的燃料供应量，或者延迟由点火装置 99 进行的发动机 8 的点火正时。该指令被单独或者与其他指令一起输出，以将发动机转矩 T_E 限制为不超过总反作用转矩 T_{TC} 。

[0317] 图 21 示出发动机转矩 T_E 相对于加速踏板操作量（加速器开度） θ_{acc} 的输出特性的示例。图 21 中所示的斜线区域是当加速踏板被下压到不小于预先指定的加速器开度 θ_{ACC1} 的程度时，要求发动机转矩 T_E 超过总反作用转矩 T_{TC} 的高转矩区域。该高转矩区域对应于受限区域 C，其中发动机转矩 T_E 被限制为不超过由第一电动机 M1 以及切换离合器 C0 或切换制动器 B0 产生的克服发动机转矩 T_E 所用的的总反作用转矩 T_{TC} 。

[0318] 车辆起步判定装置 186 判定车辆处于起步状态还是行驶状态。该判定是基于实际的加速器开度 $\theta_{ACC}(\%)$ 不小于预先设定的起步判定开度 θ_1 并且实际车速 $V(\text{km/h})$ 不大于预先设定的起步判定车速值 V_1 来进行的。打滑可否判定装置 188 基于诸如有级运行范围之类的控制或者诸如低温和高温之类的温度因素等来判定能否将切换离合器 C0 或切换制动器 B0 半接合（打滑接合）。起步判定开度 θ_1 和起步判定车速值 V_1 是被预先通过试验获得的，以确定车辆起步或行驶。

[0319] 反作用力范围内判定装置 184 可以判定克服与实际所需的驱动转矩相对应的发动机转矩 T_E 所用的反作用转矩超过总反作用转矩 T_{TC} 所能承受的范围，该总反作用转矩 T_{TC} 包括由第一电动机 M1 的电气容量（即转矩容量）设置的反作用转矩极限和由切换离合器 C0 或切换制动器 B0 的半接合设置的反作用转矩极限。在这种情况下，辅助量计算装置 190 计算发动机转矩 T_E 的减小，其被输入转矩限制装置 185 限制为辅助量。该辅助量可以通过从发动机 8 的要求输出转矩减去由输入转矩限制装置 185 限制的发动机 8 的实际输出转矩来计算，发动机 8 的要求输出转矩例如对应于基于加速器开度 θ_{ACC} 在要求驱动力设定装置 176 中计算出的要求驱动力。

[0320] 为了增大由辅助量计算装置 190 计算的辅助转矩量，转矩辅助控制装置 192 通过第二电动机 M2 执行转矩辅助。对于转矩辅助，使用蓄电装置 60 的充电容量 SOC 或者第一电动机 M1 的发电量来驱动第二电动机 M2。

[0321] 图 22 的流程图示出电子控制装置 40 的控制工作的主要部分，或切换离合器 C0 或切换制动器 B0 的打滑控制工作。在其中在车辆起步时差速部分 11 不能从无级变速状态（差速状态）切换到非无级变速状态（锁定状态）的高负载和低车速状况下，例如以大约几毫秒到几十毫秒的极短周期来重复执行该过程。

[0322] 首先，在步骤 SB1 中，例如判定实际加速器开度 $\theta_{ACC}(\%)$ 大于还是小于预先设定的起步判定开度 θ_1 。如果步骤 SB1 的判定结果为否定，则本例程结束。如果判定结果为肯定，则在步骤 SB2 中判定实际车速 $V(\text{km/h})$ 大于还是不大于预先设定的起步判定车速值 V_1 。这些步骤 SB1 和 SB2 对应于车辆起步判定装置 186。

[0323] 如果步骤 SB2 的判定结果为否定，则车辆不处于起步状态，然后在对应于切换控制装置 50 的步骤 SB3 中，使切换离合器 C0 被控制为完全接合状态（锁定状态）。相反，如果步骤 SB2 的判定结果为肯定，则在对应于打滑可否判定装置 188 的步骤 SB4 中，基于控制条件或者油温来判定能否进行切换离合器 C0 的打滑控制。如果步骤 SB4 的判定结果为否定，则在对应于输入转矩限制装置 185 的步骤 SB5 中，将发动机 8 的输出转矩 T_E 限制为不大于反作用转矩 T_{E1} ，该反作用转矩 T_{E1} 是对应于发动机 8 的输出转矩 T_E 来产生的。

[0324] 相反，如果步骤 SB4 的判定结果为肯定，则在车辆发动机起步或行驶期间当在差速部分 11 不能切换到非无级变速状态（锁定状态）时，在与切换控制装置（打滑控制装置）50 相对应的步骤 SB6 中，执行切换离合器 C0 的打滑控制。差速部分 11 不能切换到锁定状态的情况对应于输入到差速部分 11 的实际转矩（例如实际的发动机转矩 T_E ）超过预先设定的判定值 T_{E1} 的情况，如图 10 中的并用区域 A 所示。执行切换离合器 C0 的打滑控制，以使用由第一电动机 M1 产生的反作用转矩以及由半接合的切换离合器 C0 或切换制动器 B0 产生的反作用转矩来产生克服发动机转矩 T_E 所用的反作用转矩。

[0325] 接下来，当发动机转矩 T_E 受到输入转矩限制装置 185 的限制时，在与转矩辅助控

制装置 192 相对应的步骤 SB7 中,执行通过第二电动机 M2 的转矩辅助,使得转矩增大与受限发动机转矩 T_E 的减小相对应的辅助转矩量。就是说,当克服与实际要求驱动转矩相对应的发动机转矩 T_E 所用的反作用转矩超过总反作用转矩 T_{TC} 所能承受的范围时,执行转矩辅助,该总反作用转矩 T_{TC} 包括由第一电动机 M1 的电气容量(即转矩容量)设定的反作用转矩极限和由半接合的切换离合器 C0 或切换制动器 B0 设定的反作用转矩极限。为了该目的,使用蓄电装置 60 的充电容量 SOC 或者第一电动机 M1 的发电量来驱动第二电动机 M2。

[0326] 在图 23 所示的从时刻 t_1 到时刻 t_2 的时间段中,在通过压下加速踏板而使车辆起步之后,发动机 8 的转速 N_E 、发动机 8 的输出转矩 T_E 以及第一电动机 M1 的转速升高。时刻 t_2 示出如下的状态:输出转矩 T_E 到达第一电动机 M1 的反作用力极限(即判定值 T_{E1}),差速部分 11 从非锁定状态切换到锁定状态(包括打滑状态)。之后,通过开始执行切换离合器 C0 的打滑控制,反作用转矩由切换离合器 C0 的半接合转矩来承受,使得发动机转矩 T_E 增大以超过第一电动机 M1 的反作用转矩极限。由于发动机转矩 T_E 超过总反作用转矩 T_{TC} ,从时刻 t_2 至时刻 t_4 通过第二电动机 M2 执行转矩辅助。

[0327] 如上所述,在本实施例中,当差速部分 11 置于差速状态时,通过控制第一电动机 M1 输出的输出控制并通过使切换离合器 C0 或切换制动器 B0(接合装置)进入打滑接合状态的打滑控制,反作用力控制装置 178 执行克服发动机 8 的输出转矩的反作用力控制。除此之外,如果通过反作用力控制装置 178 在传递部件 18 中产生的输出不足用于车辆所需的驱动力,则转矩辅助控制装置 192 控制第二电动机 M2 的输出以补偿该不足。由此,在车辆起步时充分地保持了车辆加速性能。

[0328] 在本实施例中,如果通过反作用力控制装置 178 的反作用控制得到的反作用力不足以满足发动机 8 的输出,则输入转矩限制装置(发动机输出抑制装置)185 抑制发动机 8 的输出。由此,防止了第一电动机 M1 和切换离合器 C0(接合装置)在超过其转矩容量的情况下被使用。因此,可以适当地保护第一电动机 M1 以及切换离合器 C0 或切换制动器 B0(接合装置),由此提高了它们的耐久性。

[0329] 在本实施例中,因为反作用力控制装置 178 在车辆起步时执行反作用力控制,实现了如下的优点:在车辆起步操作过程中充分地保持了加速操作性能。

[0330] 根据本实施例,控制装置包括(a)切换离合器 C0 或切换制动器 B0(接合装置), (b)要求驱动力设定装置 176, (c)反作用力控制装置 178 和 (d)混合动力控制装置(输出控制装置)52。具体而言,切换离合器 C0 或切换制动器 B0 配置在差速部分(差速机构)11 中以将其选择性地切换到差速状态或非差速状态。要求驱动力设定装置 176 根据加速器开度 θ_{ACC} 来设定车辆所要求的驱动力。

[0331] 在差速部分 11 的差速状态下,使用用于控制第一电动机 M1 输出的输出控制和用于使切换离合器 C0 或切换制动器 B0 进入接合状态的打滑控制,反作用力控制装置 178 执行克服发动机 8 输出的反作用力控制,由此在传递部件 18 中产生输出。混合动力控制装置 52 通过反作用力控制装置控制传递部件中产生的输出和第二电动机 M2 的输出,使得产生由要求驱动力设定装置 176 所设定的要求驱动力。

[0332] 由此,可以通过第一电动机 M1 的输出控制和切换离合器 C0 或切换制动器 B0 的打滑控制两者来承受克服发动机 8 的反作用力,以产生用于驱动轮 38 的输出。除此之外,第二电动机 M2 在驱动轮 38 中产生输出。这些类型输出的控制可以基于加速操作来产生驾驶

员所要求的驱动力,由此保持车辆加速性能。

[0333] 在本实施例中,因为在车辆起步时混合动力控制装置(输出控制装置)52 执行输出控制,所以在车辆起步和行驶期间,能够充分地保持加速操作性能。

[0334] 尽管在前述描述中,已经参考附图所示的实施例详细描述了本发明,但是本发明可以以其他的方式来应用。

[0335] 例如,在前述实施例中,输入转矩限制装置 88 和 188(图 12 中的步骤 S7 和图 22 中的步骤 SB4) 限制发动机转矩 T_E 使之不超过总反作用转矩 T_{TC} ,由此限制向差速部分 11 的输入转矩 T_{INS} 。但是,代替对发动机转矩 T_E 的限制或者除其之外,可以通过增大由发动机 8 的输出所驱动的驱动辅助装置需要的转矩等来限制向差速部分 11 的输入转矩 T_{INS} 。在这种情况下,也可以获得与前述实施例类似的效果。

[0336] 在前述实施例中,当差速部分 11 接收到不小于可由第一电动机 M1 单独产生的反作用转矩的发动机转矩 T_E (例如不小于预定值 TE1 的发动机转矩 T_E) 时,如果差速部分 11 不能切换到非无级变速状态(锁定状态),则切换控制装置 50 工作。就是说,切换离合器 C0 或切换制动器 B0 进入半接合状态,使得限制了差速部分 11 作为电控差速装置的工作。但是,当差速部分 11 未接收到不小于预定值 TE1 的发动机转矩 T_E 时,切换离合器 C0 或切换制动器 B0 也可以进入半接合状态,以限制差速部分 11 作为电控差速装置的工作。

[0337] 就是说,在差速部分 11 的无级控制范围内,切换控制装置 50 也可以使切换离合器 C0 或切换制动器 B0 进入半接合状态。这是为了使用由第一电动机 M1 产生的反作用转矩以及由半接合的切换离合器 C0 或切换制动器 B0 产生的反作用转矩来产生克服发动机转矩 T_E 的反作用转矩。例如,切换控制装置 50 可以使切换离合器 C0 或切换制动器 B0 进入半接合状态。这是为了仅使用由半接合的切换离合器 C0 或切换制动器 B0 来产生克服发动机转矩 T_E 的反作用转矩。

[0338] 例如,在图示的实施例中,变速机构 10、70 被构造成使得差速部分 11(动力分配机构 16) 能够在差速状态和非差速状态之间切换,用于作为电控无级变速器的无级变速状态和作为有级变速器的有级变速状态。但是,在无级变速状态和有级变速状态之间的切换被进行为将差速部分 11 置于差速状态和非差速状态下的一种模式。例如,即使在置于差速状态时,差速部分 11 也可以用作其速比不是以连续模式而是以有级模式变化的有级变速器。换言之,差速部分 11 的差速状态/非差速状态和变速机构 10、70(动力分配机构 16) 的无级变速状态/有级变速状态不必成一一对应关系,并且变速机构 10、70 不需要形成能够有在级变速状态和无级变速状态之间切换的结构。

[0339] 在上述实施例中,作为用于将动力传递路径选择性地置于动力传递状态和动力中断状态的接合装置,使用第一离合器 C1 和第二离合器 C2,其构成自动变速部分 20、72 的一部分并配置在自动变速部分 20、72 与差速部分 11 之间。但是,接合装置不必是第一离合器 C1 和第二离合器 C2,而是可以充分地使用能够使动力传递路径进入动力传递状态和动力中断状态的至少一个接合装置。这样的接合装置例如可以连接到输出轴 22,或者连接到自动变速部分 20、72 中的旋转部件。接合装置不必构成自动变速部分 20、72 的一部分,而是可以独立于其进行设置。

[0340] 在图示实施例的动力分配机构 16 中,第一行星架 CA1 固定到发动机 8,第一太阳齿轮 S1 固定到第一电动机 M1,第一齿圈 R1 固定到传递部件 18。但是,这样的连接布置不是

必须的,发动机 8、第一电动机 M1 和传递部件 18 固定到第一行星齿轮单元 24 的三个元件 CA1、S1 和 R1 中相应的一个上。

[0341] 尽管在图示的实施例中,发动机 8 直接连接至驱动装置输入轴 14,但是其可以经由齿轮、带等可操作地连接至输入轴 14。发动机 8 和输入轴 14 不必共轴配置。

[0342] 在图示的实施例中,第一电动机 M1 和第二电动机 M2 与驱动装置输入轴 14 共轴配置,第一电动机 M1 固定到第一太阳齿轮 S1,第二电动机 M2 固定到传递部件 18。但是,这样的布置不是必须的。例如,第一电动机 M1 可以通过齿轮、带等固定到第一太阳齿轮 S1,第二电动机 M2 可以固定到传递部件 18。此外,本发明可以应用于不具有第二电动机 M2 而是具有电控变矩器功能的差速部分 11 中。

[0343] 尽管动力分配机构 16 设置有切换离合器 C0 和切换制动器 B0 两者,但是不必须设置两者,而是也可以仅设置切换离合器 C0 和切换制动器 B0 中的一个。尽管切换离合器 C0 将太阳齿轮 S1 和行星架 CA1 选择性地彼此连接,但是其可以选择性地将太阳齿轮 S1 和齿圈 R1 彼此连接,或者选择性地将行星架 CA1 和齿圈 R1 彼此连接。本质上,切换离合器 C0 足以连接第一行星齿轮单元 24 的三个元件中的任意两个。

[0344] 图示实施例中的切换离合器 C0 被接合以在变速机构 10、70 中建立空档位置,但是可以不需要通过其接合来建立空档位置。

[0345] 诸如切换离合器 C0 和切换制动器 B0 之类的液压式摩擦接合装置可以是磁粉式、电磁式或者机械式接合装置,例如粉末(磁粉)离合器、电磁离合器和啮合式牙嵌离合器。在上述实施例中连接到传递部件 18 上的第二电动机 M2 可以连接到输出部件 22,或者可以连接到配置在自动变速部分 20 内的旋转部件。

[0346] 此外,在所示的实施例中,自动变速部分 20、72 配置在传递部件 18 和驱动轮 38 之间的动力传递路径上,传递部件 18 用作差速部分 11(也就是动力分配机构 16)的输出部件。但是,可以使用其它类型的动力传递装置,例如作为一种自动变速器的无级变速器(CVT)、第一式手动变速器或者第二式手动变速器。公知的常啮合式第一手动变速器包括两个平行的轴,并通过选择环和变速缸来自动切换档位。同步啮合式的第二手动变速器被构造使得其档位被手动切换。可以使用其他类型的动力传递装置(变速器)。通过将动力分配机构 16 置于固定变速状态,无级变速器(CVT)整体设置在有级变速状态下。这里使用的术语“有级变速状态”指其中动力传递主要用机械传递路径而不使用电气路径来实现的状态。

[0347] 作为替代,注意本发明可以应用于不包括自动变速部分 20、72 的驱动装置。当如所示实施例一样通过无级变速器(CVT)来构造自动变速部分 20、72 时,或者当没有设置自动变速部分 20、72 时,接合装置设置在传递部件 18 和驱动轮 38 之间的动力传递路径上用于单独使用。接合装置被控制为具有接合状态和非接合状态,使得动力传递路径被切换到动力传递状态或者动力中断状态。

[0348] 此外,在图示的实施例中,尽管自动变速部分 20、72 经由传递部件 18 串连连接到差速部分 11,但是可以设置与输入轴 14 平行的副轴,以允许自动变速部分 20、72 共轴配置在副轴的轴线上。在这种情况下,差速部分 11 和自动变速部分 20、72 经由一组传递部件以动力传递能力彼此连接,该传递部件例如由作为传递部件的副轴齿轮对、链轮和链构成。

[0349] 在图示的实施例中,动力分配机构 16 例如由通过发动机来驱动和旋转的小齿轮

以及具有一对锥齿轮的差速齿轮组构成,所述一对锥齿轮与小齿轮啮合,并可操作地连接至第一电动机 M1 和第二电动机 M2。

[0350] 在图示的实施例中由一对行星齿轮单元构成的动力分配机构 16 可以包括两对或更多对行星齿轮单元,从而在非差速状态(固定速比状态)下用作具有三个或更多变速段的变速器。行星齿轮单元不限于单小齿轮式,其也可以是双小齿轮式。

[0351] 图示的实施例中的切换装置 46 具有被操作用于选择多个变速位置之一的变速杆 48。但是,代替这样的变速杆 48,可以采用以下的开关或装置。就是说,可以采用以下形式的开关或装置:包含挤压式开关或滑动式开关的开关,其被选择到多个变速位置中的一个;不是响应于手的操作而是响应于驾驶员声音的操作被选择到多个变速位置之一的装置;以及响应于脚的操作而被选择到多个变速位置之一的装置。

[0352] 在图示的实施例中,通过将变速杆 48 操纵到“M”位置来建立变速范围,但是对于各个变速范围可以通过设置作为最大速度段的变速段来建立变速位置,也就是速度位置。在这种情况下,在自动变速部分 20、72 中,变速位置被切换以用于执行变速动作。例如,当在“M”位置处执行变速杆 48 向升档位置“+”和降档位置“-”的手动操作时,通过在自动变速部分 20 中操作变速杆 48 来设定第一档位至第四档位中的任何一个。

[0353] 图示实施例中的开关 44 是交互式的。但是,可以采用能够被选择性地切换到无级变速行驶(差速状态)和有级变速行驶(非差速状态)之一的开关。就是说,可以设置:挤压式开关;能够保持被选择性挤压的状态的两个挤压式开关;杠杆式开关;和滑动式开关。除了可以使用具有单个中立位置的开关 44,也可以独立于开关 44 设置具有用于使其选择的状态有效和无效的两个变速位置的开关。代替开关 44 或者除此之外,可以采用以下装置:不是响应于手动操作而是响应于驾驶员声音的操作被选择性地切换到无级变速行驶(差速状态)和有级变速行驶(非差速状态)之一的装置;以及通过脚的操作来切换的装置。

[0354] 不需多说,上述仅是实施例的示例,并且本发明可以基于本领域技术人员的知识以各种改变和改善模式来实施。

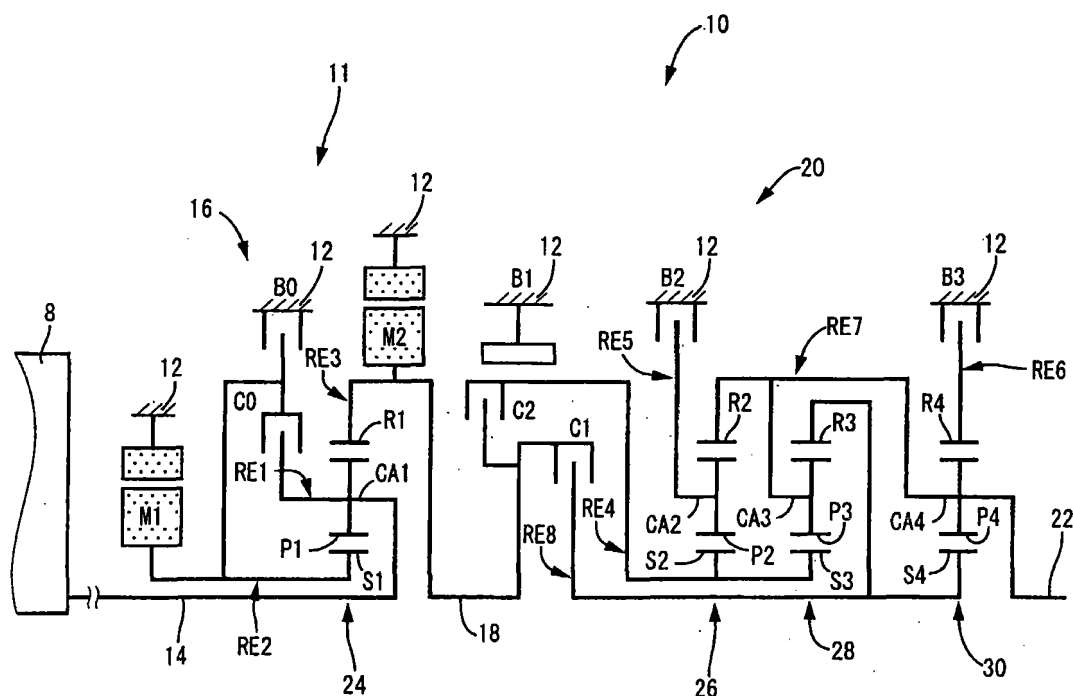


图 1

	C0	C1	C2	B0	B1	B2	B3	速比	步进比
1st	⊙	○					○	3.357	1.54
2nd	⊙	○				○		2.180	1.53
3rd	⊙	○			○			1.424	1.42
4th	⊙	○	○					1.000	1.42
5th		○	○	⊙				0.705	总幅
R			○				○	3.209	4.76
N	○								

○接合 ⊙ 有级变速时接合，无级变速时分离

图 2

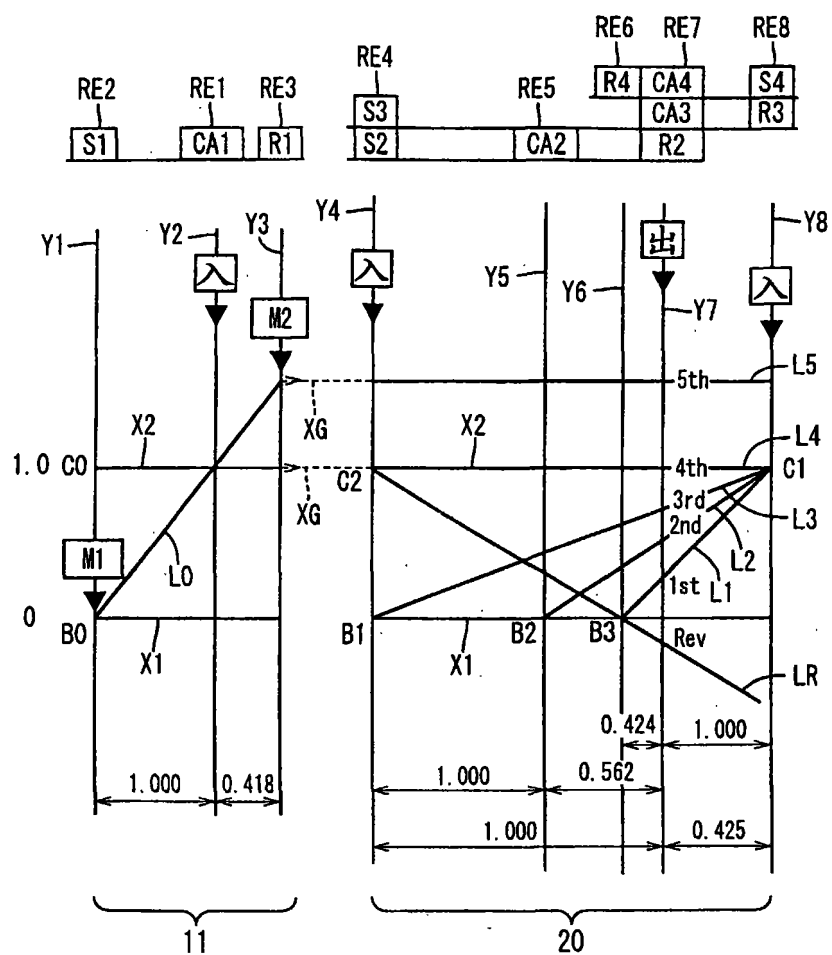


图 3



图 4

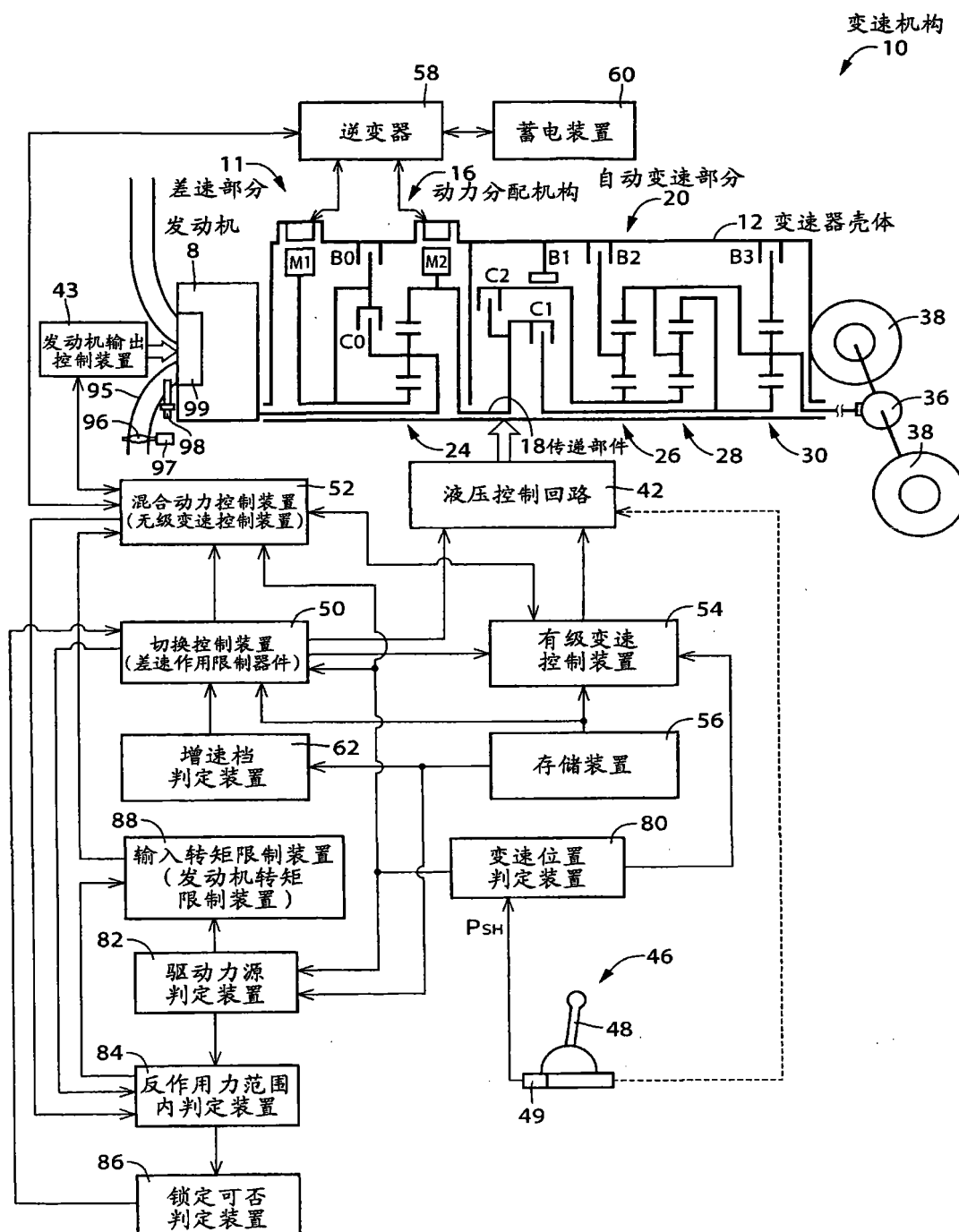


图 5

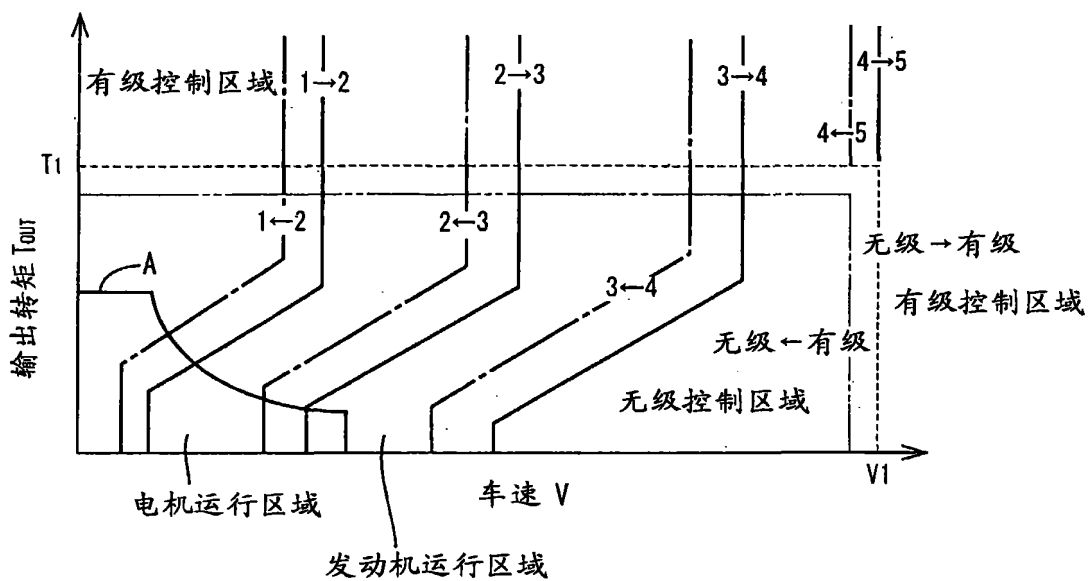


图 6

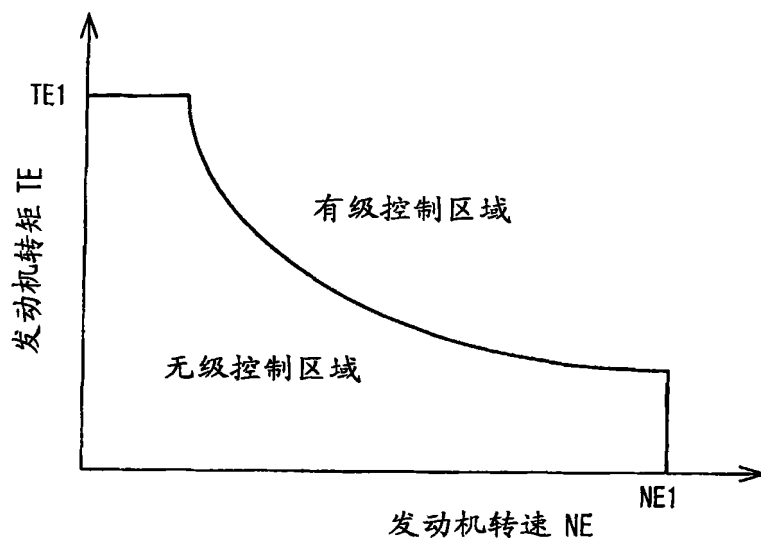


图 7

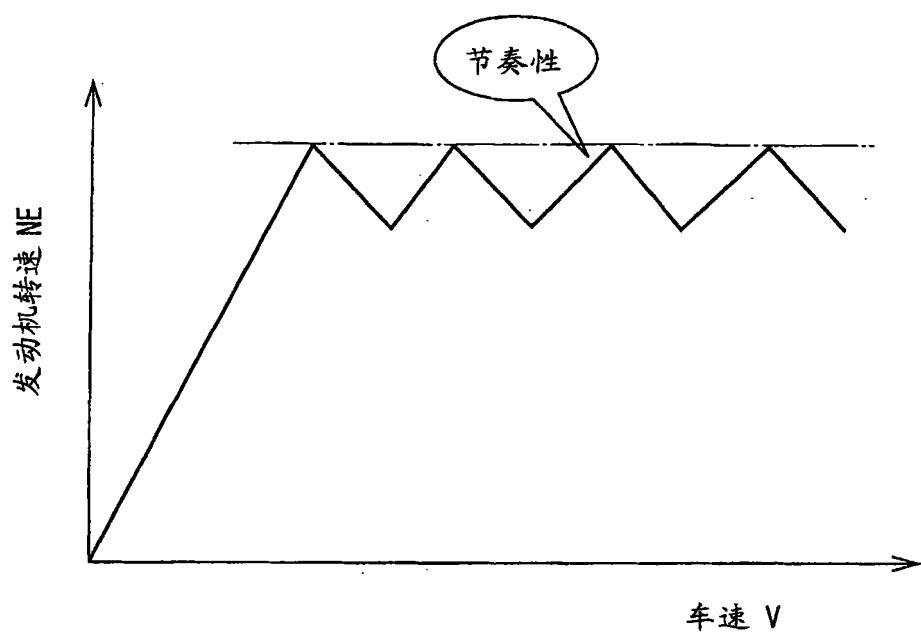


图 8

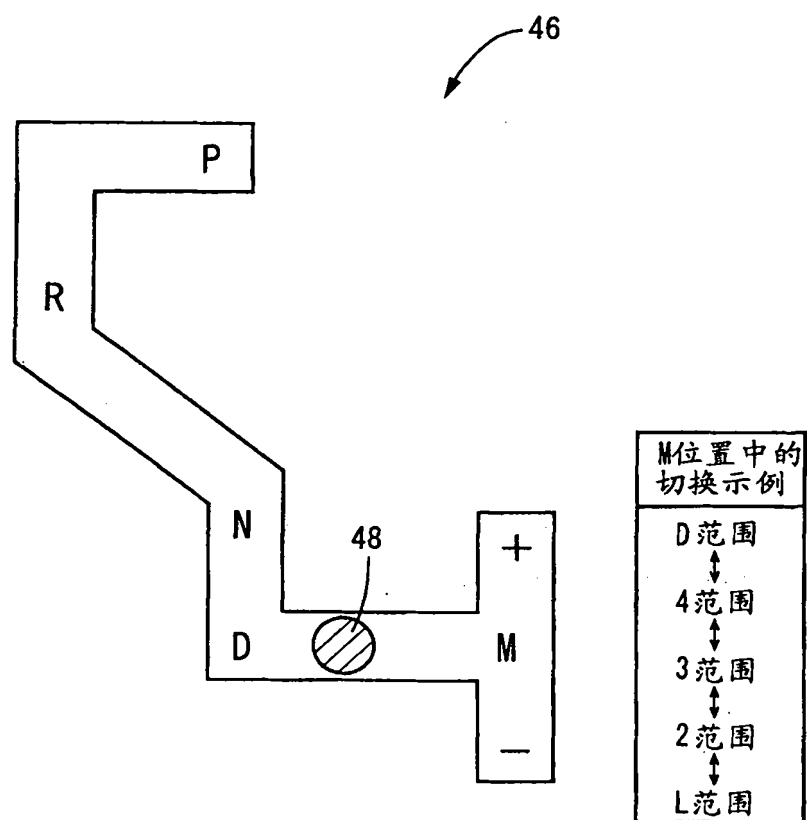


图 9

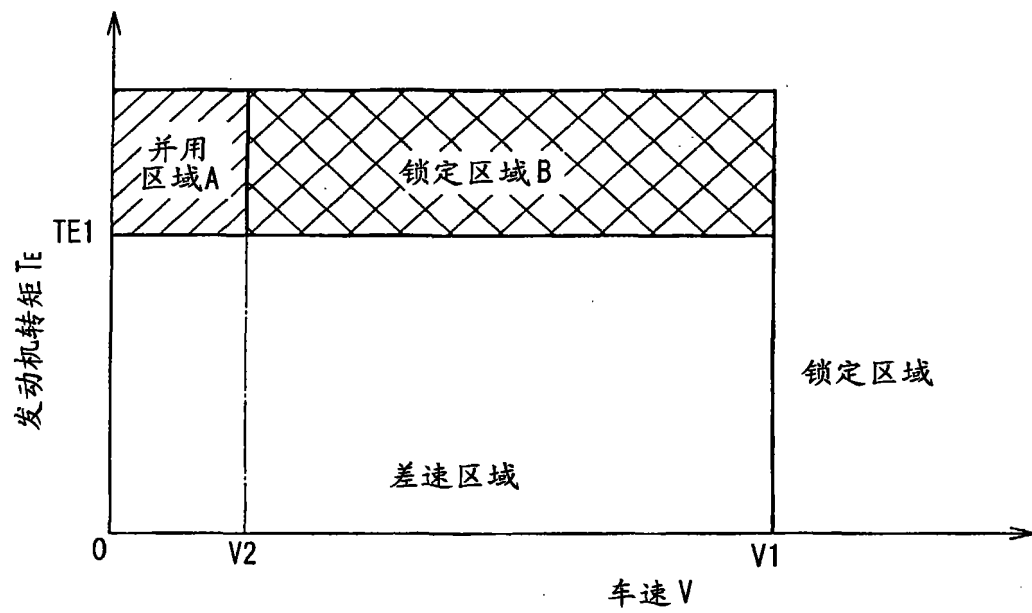


图 10

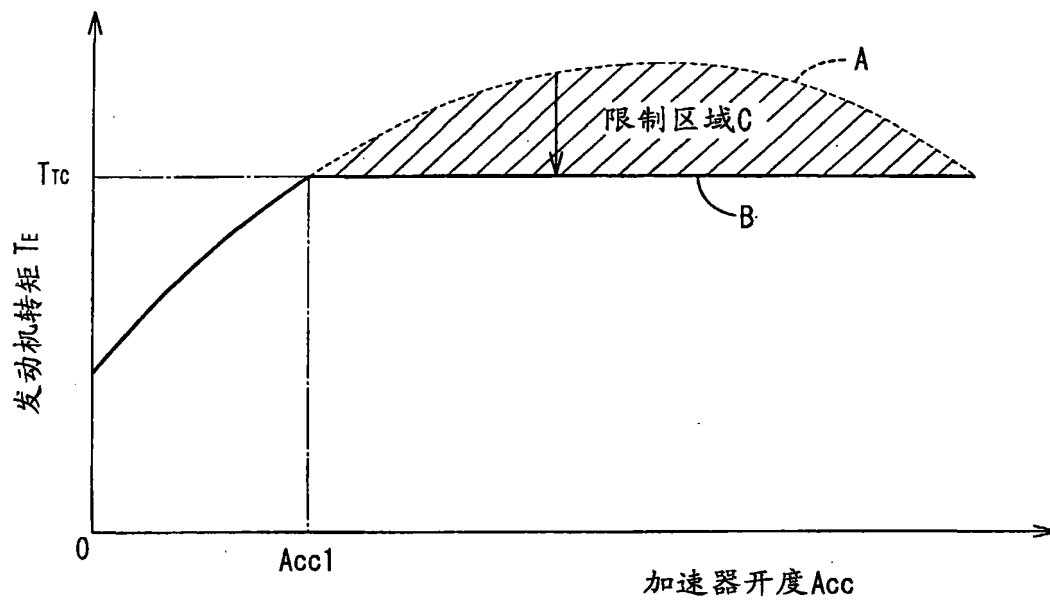


图 11

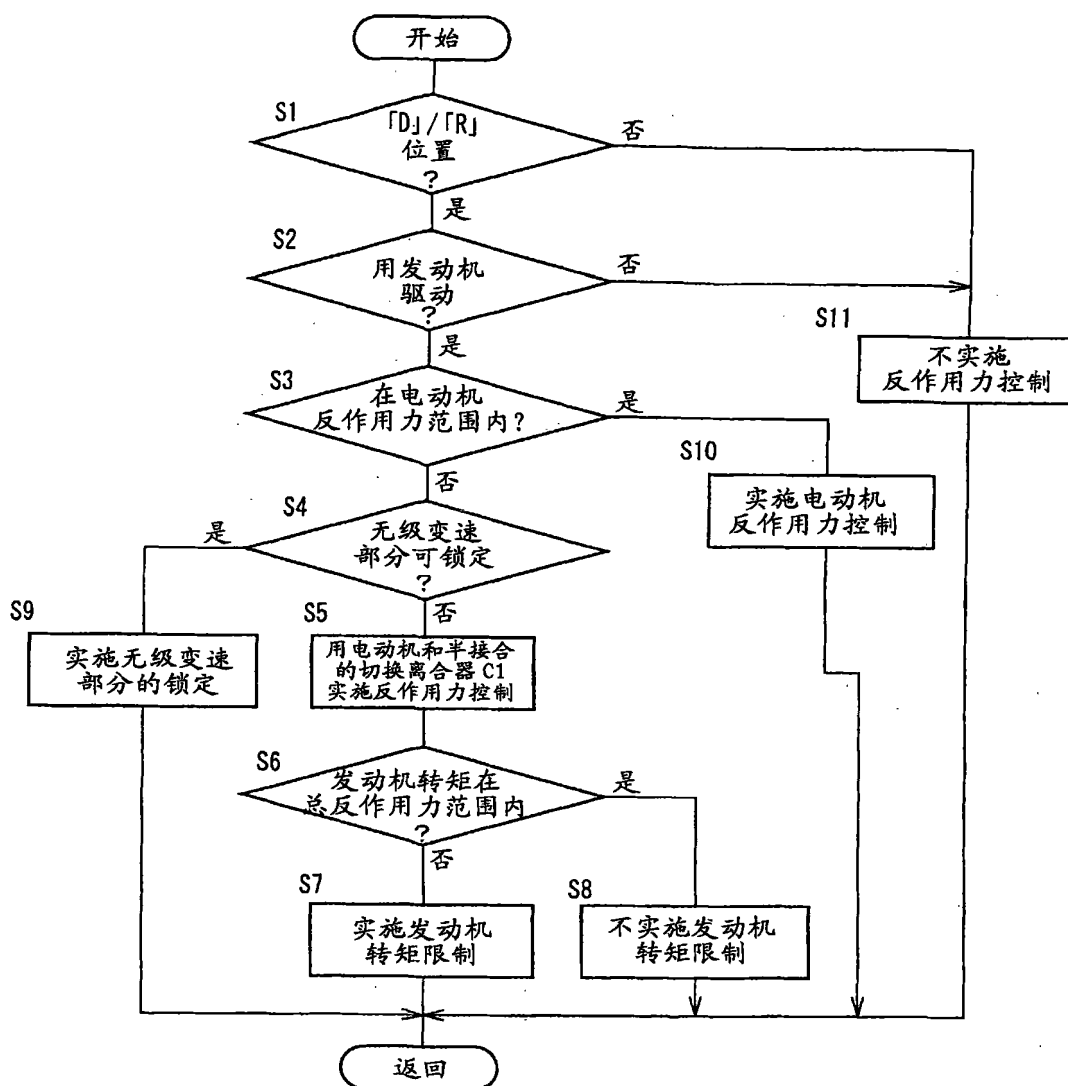


图 12

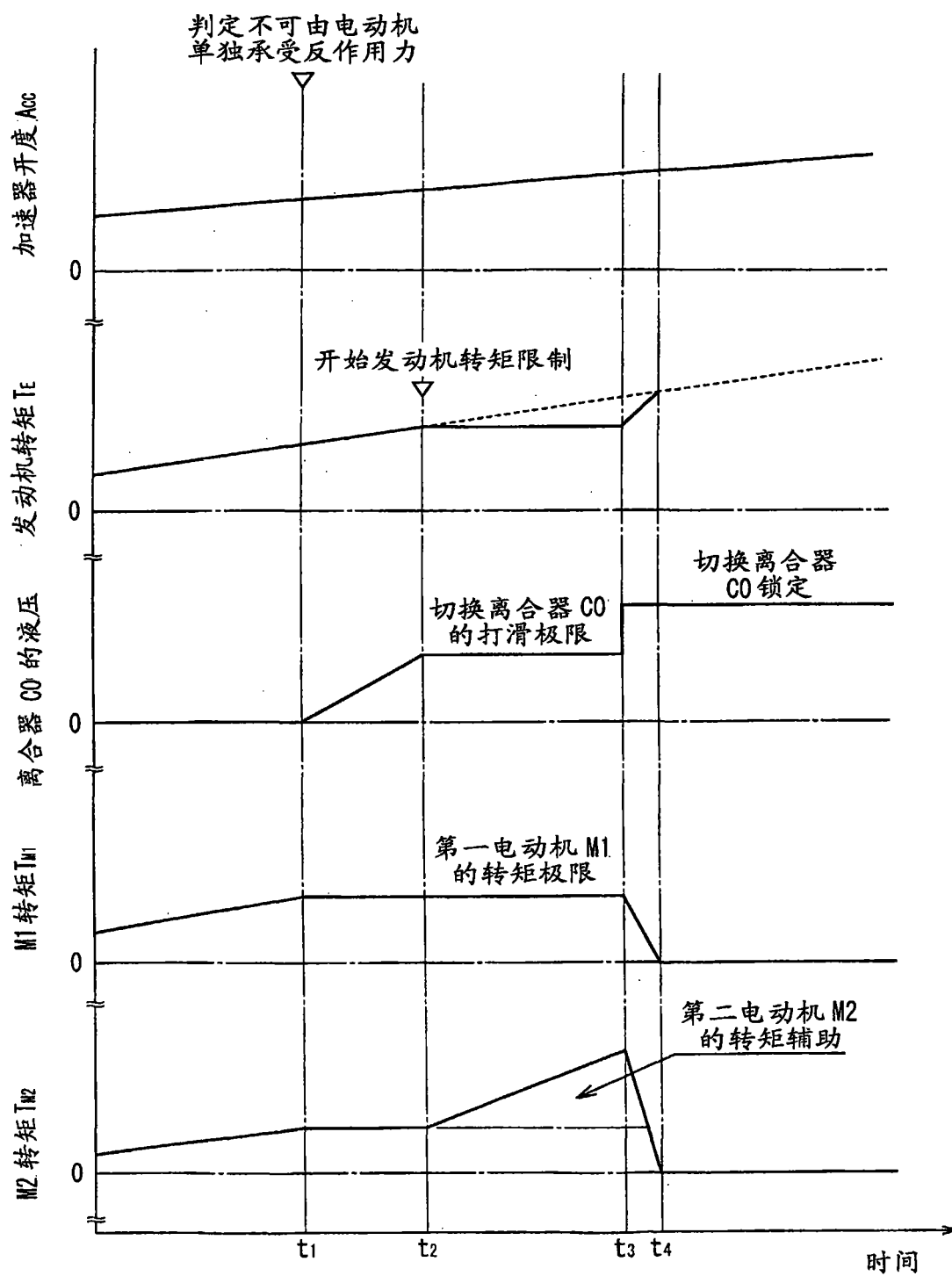


图 13

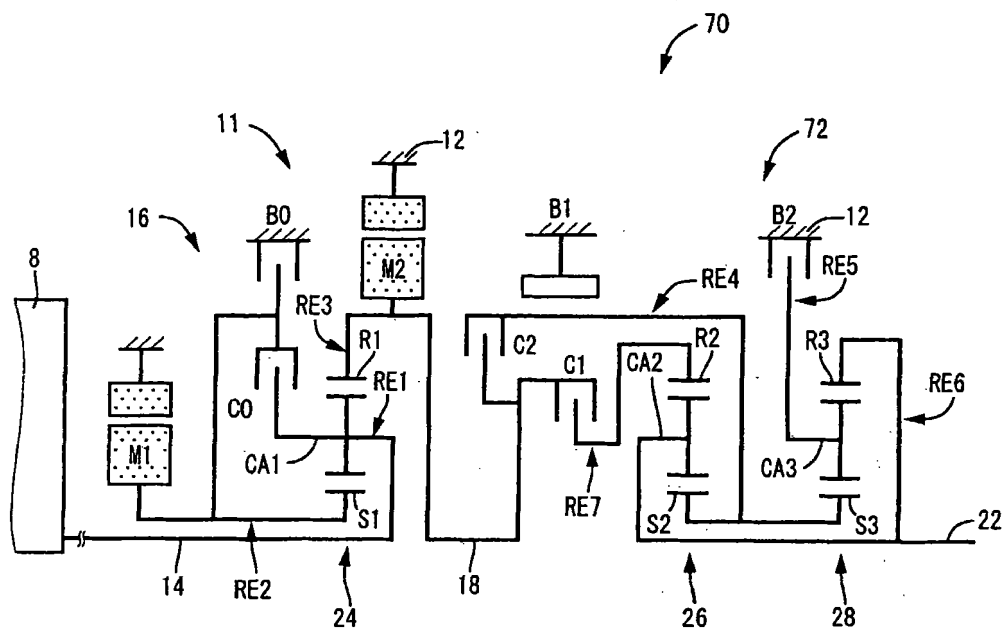


图 14

	C0	C1	C2	B0	B1	B2	速比	步进比
1st	⊙	○				○	2.804	1.54
2nd	⊙	○			○		1.531	1.53
3rd	⊙	○	○				1.000	1.42
4th		○	○	⊙			0.705	总幅
R			○			○	2.393	3.977
N	○							

○接合 ⊙有级变速时接合，无级变速时分离

图 15

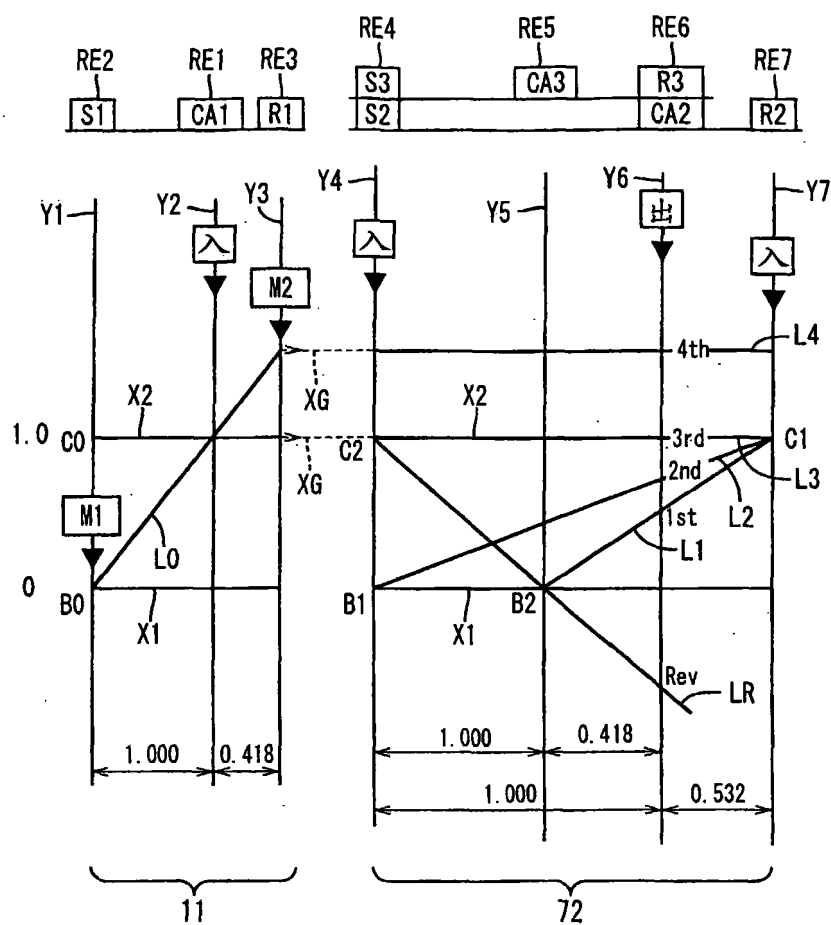


图 16

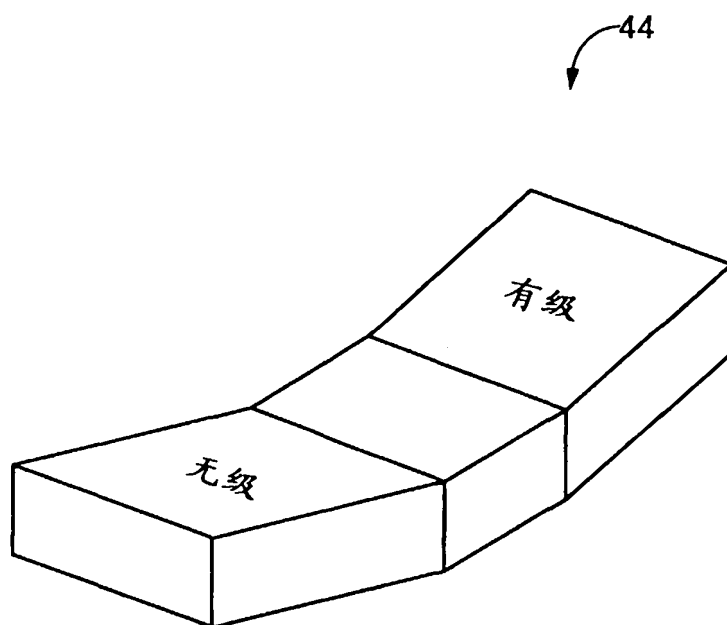


图 17

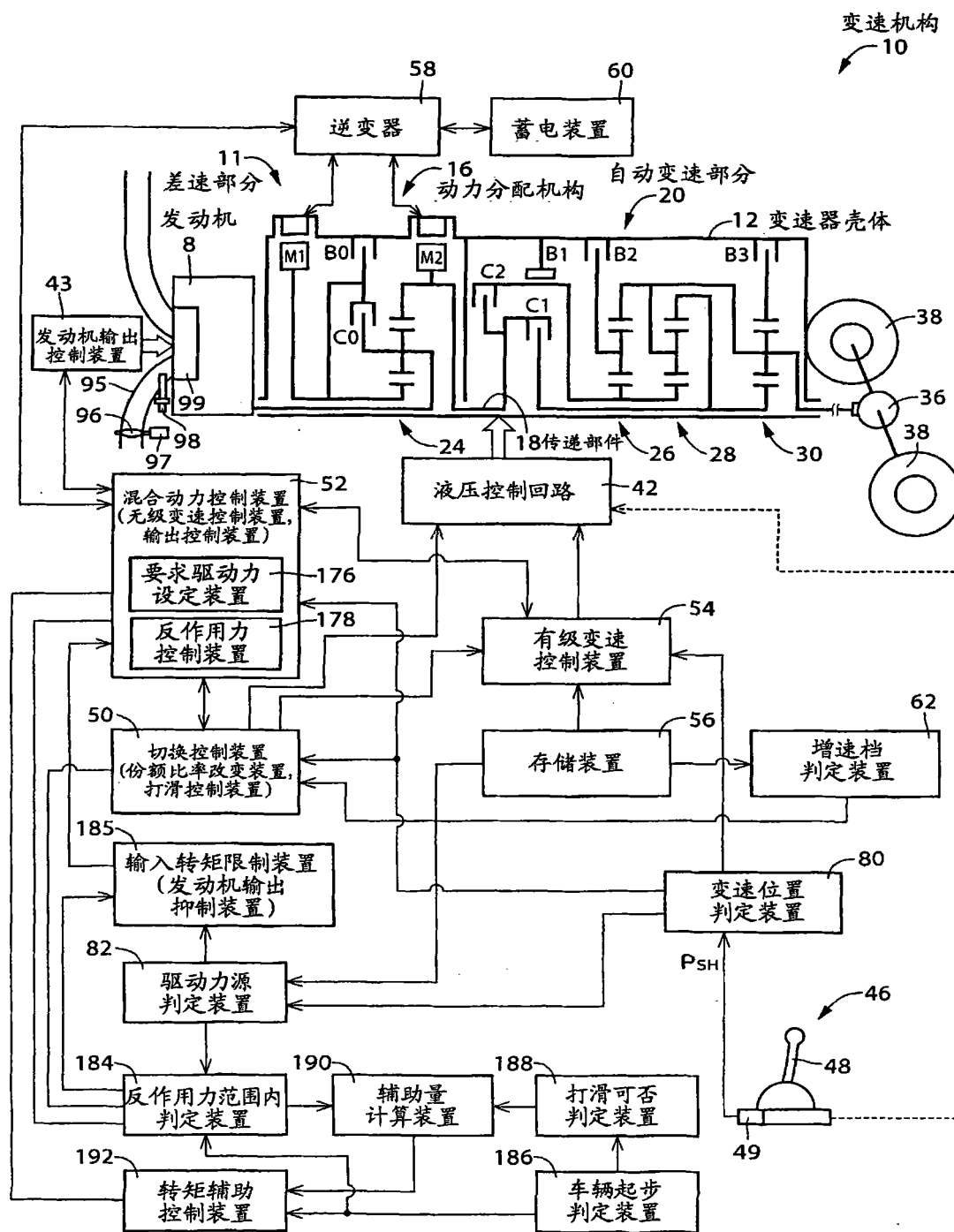


图 18

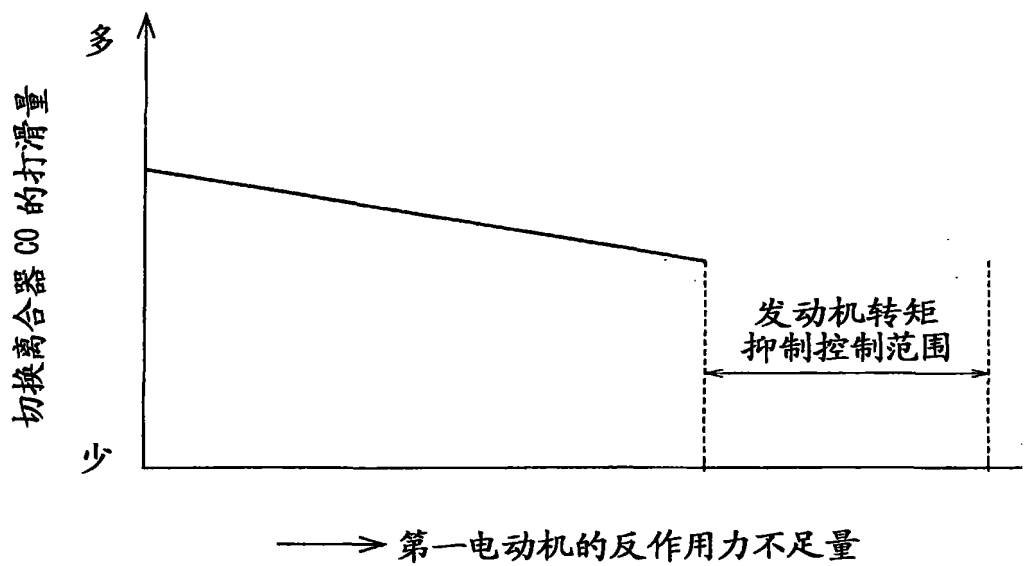


图 19

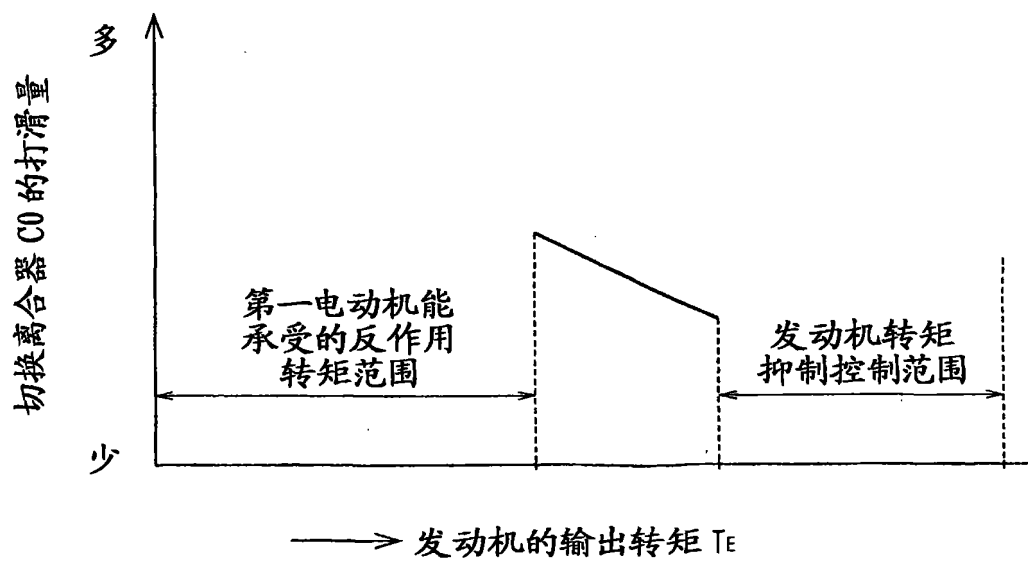


图 20

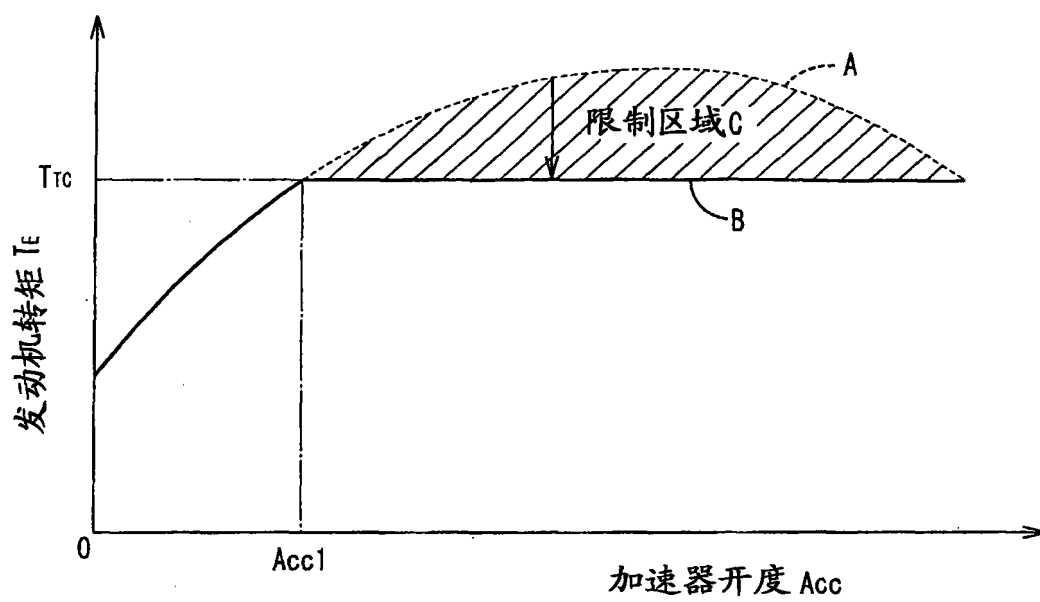


图 21

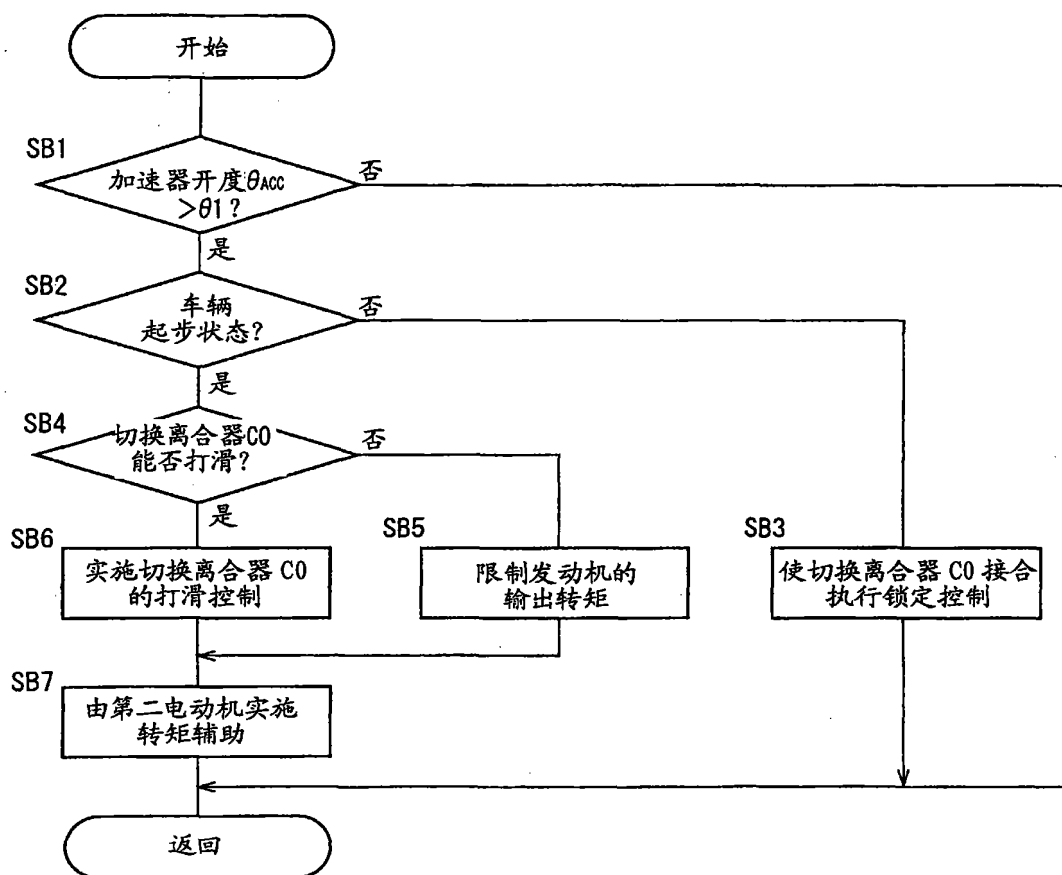


图 22

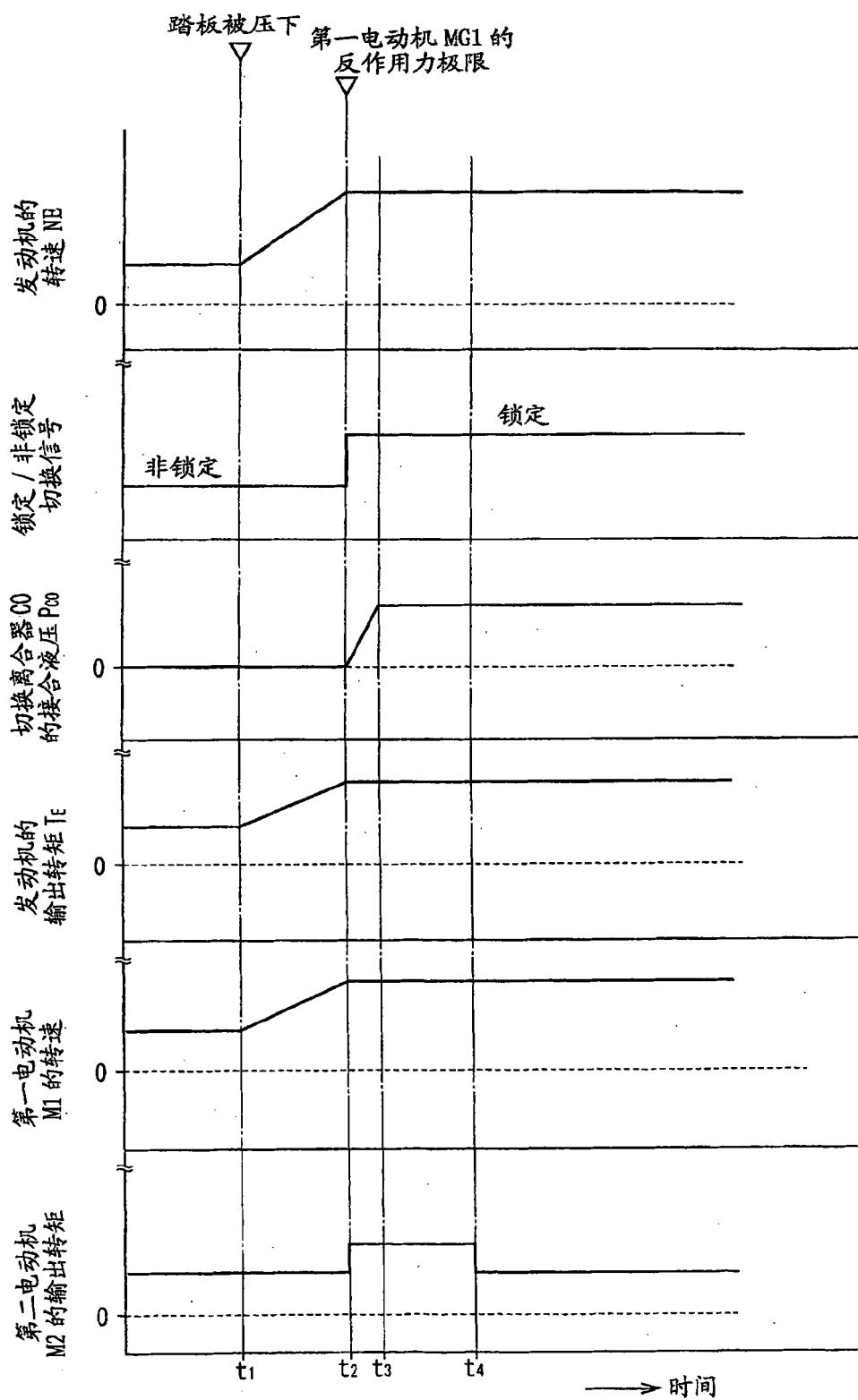


图 23