



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 101198504 B

(45) 授权公告日 2012. 05. 09

(21) 申请号 200680021546. 9

(22) 申请日 2006. 06. 14

(30) 优先权数据

173760/2005 2005. 06. 14 JP

(85) PCT申请进入国家阶段日

2007. 12. 14

(86) PCT申请的申请数据

PCT/JP2006/312369 2006. 06. 14

(87) PCT申请的公布数据

W02006/135095 JA 2006. 12. 21

(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.

B60K 6/445(2007. 01)

B60K 6/365(2007. 01)

B60K 6/547(2007. 01)

B60W 10/02(2006. 01)

B60W 10/06(2006. 01)

B60W 10/08(2006. 01)

B60W 10/115(2012. 01)

B60W 20/00(2006. 01)

B60W 30/184(2012. 01)

(56) 对比文件

JP 2000-346187 A, 2000. 12. 12, 全文.

US 2002/0091028 A1, 2002. 07. 11, 全文.

JP 2000-002327 A, 2000. 01. 07, 全文.

JP 2000-341804 A, 2000. 12. 08, 全文.

JP 2003-220856 A, 2003. 08. 05, 全文.

CN 1519141 A, 2004. 08. 11, 全文.

JP 2004-050910 A, 2004. 02. 19, 全文.

审查员 范继晨

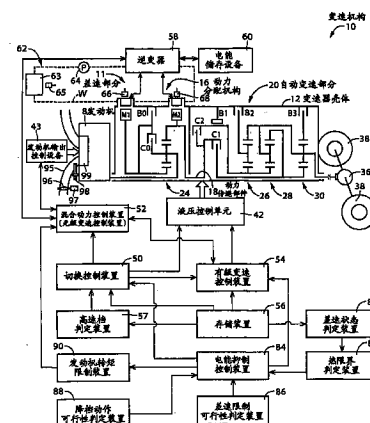
权利要求书 2 页 说明书 37 页 附图 13 页

(54) 发明名称

用于车辆用驱动系统的控制设备

(57) 摘要

本发明涉及一种用于车辆用驱动系统的控制设备,所述车辆用驱动系统使用电气路径电气地传递发动机动力的一部分,其中可通过减小与电气路径相联的设备上的负担或抑制其温度上升而减小冷却系统的尺寸。当在差速部分(11)处通过电气路径传递的电受到热限制时,通过电能抑制控制装置(84)使差速部分(11)进入非差速状态,或者使切换离合器(C0)或切换制动器(B0)进入半接合状态,由此抑制必须被第一电动机(M1)接收的相对发动机转矩 T_e 的反作用转矩。由于第一电动机(M1)的发电量减小并且电能也减小,所以与电气路径相联的设备的温度升高受到抑制,并且可减小用于冷却它们的冷却系统的尺寸。而且,可减小与电气路径相联的设备上的负担。



1. 一种用于车辆用驱动系统 (10 ;70) 的控制设备,所述车辆用驱动系统包括可作为电控无级变速器工作并且具有差速机构 (16) 和第二电动机 (M2) 的无级变速部分 (11),所述差速机构能够将发动机 (8) 的输出分配至第一电动机 (M1) 和动力传递部件 (18),所述第二电动机配置在所述动力传递部件和车辆的驱动轮 (38) 之间的动力传递路径中,并且所述车辆用驱动系统还包括构成所述动力传递路径的一部分的变速部分 (20 ;72),所述控制设备的特征在于包括:

电能抑制控制装置 (84),当通过作为所述电控无级变速器工作的所述无级变速部分 (11) 传递的电能量增大到预定的热限界时,所述电能抑制控制装置命令所述变速部分 (20 ;72) 降档。

2. 根据权利要求 1 所述的控制设备,还包括差速限制装置 (C0,B0),所述差速限制装置设置在所述差速机构 (16) 中,并且能够限制所述差速机构的差速作用,用于限制所述无级变速部分 (11) 作为所述电控无级变速器的工作,

其中,当通过所述无级变速部分 (11) 传递的电能量增大到所述预定的热限界时,所述电能抑制控制装置 (84) 将所述差速机构 (16) 置于非差速状态或部分动力传递状态。

3. 根据权利要求 2 所述的控制设备,其中当所述差速机构 (16) 无法被置于所述非差速状态时,所述电能抑制控制装置 (84) 命令所述变速部分执行降档动作。

4. 根据权利要求 3 所述的控制设备,其中当所述差速机构 (16) 无法被置于所述非差速状态时,并且当所述变速部分 (20 ;72) 的所述降档动作无法进行时,所述电能抑制控制装置 (84) 减小所述发动机的输出转矩。

5. 一种用于车辆用驱动系统 (10 ;70) 的控制设备,所述车辆用驱动系统包括可作为电控无级变速器工作并且具有差速机构 (16) 和第二电动机 (M2) 的差速部分 (11),所述差速机构能够将发动机 (8) 的输出分配至第一电动机 (M1) 和动力传递部件 (18),所述第二电动机能够向驱动轮 (38) 传递动力并且能够从所述驱动轮接收动力,并且所述车辆用驱动系统还包括设置在所述发动机 (8) 与所述驱动轮 (38) 之间的动力传递路径中的变速部分 (20 ;72),所述控制设备的特征在于包括:

电能抑制控制装置 (84),当通过作为所述电控无级变速器工作的所述差速部分 (11) 传递的电能量增大到预定的热限界时,所述电能抑制控制装置命令所述变速部分 (20 ;72) 降档。

6. 根据权利要求 5 所述的控制设备,还包括差速限制装置 (C0,B0),所述差速限制装置设置在所述差速机构 (16) 中,并且能够限制所述差速机构的差速作用,用于限制所述差速部分 (11) 作为所述电控无级变速器的工作,

其中,当通过所述差速部分 (11) 传递的电能量增大到预定的热限界时,所述电能抑制控制装置 (84) 将所述差速机构 (16) 置于非差速状态或部分动力传递状态。

7. 根据权利要求 6 所述的控制设备,其中当所述差速机构 (16) 无法被置于所述非差速状态时,所述电能抑制控制装置 (84) 命令所述变速部分执行降档动作。

8. 根据权利要求 7 所述的控制设备,其中当所述差速机构 (16) 无法被置于所述非差速状态时,并且当所述变速部分 (20 ;72) 的所述降档动作无法进行时,所述电能抑制控制装置 (84) 减小所述发动机 (8) 的输出转矩。

9. 根据权利要求 1 至 8 中任一项所述的控制设备,还包括热限界判定装置 (82),当所

述第一和第二电动机 (M1, M2) 的线圈温度 ($TEMP_{M1}$, $TEMP_{M2}$) 之中至少一者高于预定的上限 ($TEMP1$) 时, 所述热限界判定装置 (82) 判定所述传递的电能量已增大到所述预定的热限界。

10. 根据权利要求 9 所述的控制设备, 其中所述热限界判定装置 (82) 基于在当前时刻之后预定时间长度的时刻所述线圈温度之中所述至少一者的估计值 ($TEMP_{Mt}$) 来判定在当前时刻之后预定时间长度的时刻所述传递的电能量是否已增大到所述预定的热限界。

11. 根据权利要求 1 至 8 中任一项所述的控制设备, 还包括热限界判定装置 (82), 当用于冷却所述第一和第二电动机 (M1, M2) 之中至少一者的冷却流体的温度 ($TEMP_{Hv}$) 高于预定的上限 ($TEMP2$) 时, 所述热限界判定装置 (82) 判定所述传递的电能量已增大到所述预定的热限界。

12. 根据权利要求 11 所述的控制设备, 其中所述热限界判定装置 (82) 基于在当前时刻之后预定时间长度的时刻所述冷却流体的温度的估计值 ($TEMP_{Hvt}$) 来判定在当前时刻之后预定时间长度的时刻所述传递的电能量是否已增大到所述预定的热限界。

13. 根据权利要求 3、4、7 和 8 中任一项所述的控制设备, 其中所述差速限制装置包括能够限制所述差速机构的差速作用的摩擦接合装置 (C0, B0), 并且当所述摩擦接合装置被置于接合状态时所述差速机构被置于所述非差速状态或所述部分动力传递状态,

所述控制设备还包括差速限制可行性判定装置 (86), 所述差速限制可行性判定装置基于所述摩擦接合装置的工作状态来判定所述差速机构能否被置于所述非差速状态。

14. 根据权利要求 1 或 5 所述的控制设备, 还包括降档动作可行性判定装置 (88), 所述降档动作可行性判定装置基于所述发动机 (8) 的工作状态和所述变速部分的工作状态之中至少一者来判定所述变速部分 (20 ; 72) 的所述降档动作能否进行。

15. 根据权利要求 4 所述的控制设备, 还包括用于减小所述发动机的输出转矩的发动机转矩限制装置 (90), 并且其中当判定所述变速部分 (20 ; 72) 的所述降档动作无法进行时, 所述电能抑制控制装置命令所述发动机转矩限制装置减小所述发动机 (8) 的输出转矩。

16. 根据权利要求 9 所述的控制设备, 还包括用于判定所述传递的电能量是否已增大到所述预定的热限界的热限界判定装置 (82), 并且其中当所述车辆静止时, 所述热限界判定装置增大所述预定的上限。

17. 根据权利要求 1 至 8 中任一项所述的控制设备, 还包括热限界判定装置 (82), 当能够控制所述第一电动机 (M1) 或所述第二电动机 (M2) 的电流的逆变器的温度高于预定值时, 所述热限界判定装置判定所述传递的电能量已增大到所述预定的热限界。

18. 根据权利要求 1 至 8 中任一项所述的控制设备, 还包括热限界判定装置 (82), 当用于所述无级变速部分 (11) 或所述差速部分 (11) 的冷却油的温度高于预定值时, 所述热限界判定装置判定所述传递的电能量已增大到所述预定的热限界。

19. 根据权利要求 2 至 4 和 6 至 8 中任一项所述的控制设备, 其中所述差速限制装置包括能够选择性地使所述差速机构 (16) 置于所述非差速状态或所述部分动力传递状态的多个摩擦接合装置 (C0, B0)。

用于车辆用驱动系统的控制设备

技术领域

[0001] 本发明涉及包括能够执行差速作用的差速机构和电动机的车辆用驱动系统,更具体地,涉及用于减小电动机需求尺寸的技术。

背景技术

[0002] 已知一种车辆用驱动系统,其包括能够将发动机的输出分配至第一电动机及输出轴的差速机构以及配置在该差速机构的输出轴和车辆驱动轮之间的动力传递路径中的第二电动机。专利文献 1 公开了这种混合动力车辆用驱动系统形式的车辆用驱动系统的示例。在此混合动力驱动系统中,差速机构由行星齿轮组构成,该行星齿轮组具有差速作用,以将车辆驱动力的主要部分从发动机机械地传递至驱动轮,并将发动机的车辆驱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,从而行星齿轮组用作速比可连续地变化的变速器,例如用作电控无级变速器。车辆用驱动系统在控制设备的控制下驱动车辆,且发动机被保持在最优工作状态,从而提高车辆的燃料经济性。

[0003] 专利文献 1 :JP-2003-301731A

[0004] 通常,无级变速器被认为是提高车辆燃料经济性的装置,而诸如有级自动变速器之类的齿轮式传动装置被认为是具有高传动效率的装置。但是,尚未知晓具有这两种装置的优点的动力传递机构。例如,上述专利文献 1 中公开的混合动力车辆用驱动系统具有电能通过其从第一电动机传递到第二电动机的电气路径,即,用于将车辆驱动力的一部分作为电能传递的动力传递路径,从而第一电动机的所需尺寸随着发动机所需输出的增大而增大,结果导致通过从第一电动机接收的电能工作的第二电动机的所需尺寸因此增大,因而驱动系统的所需总体尺寸不利地增大。而且,由于发动机输出的一部分被转换为随后用于驱动驱动轮的电能,因此在车辆诸如高速行驶之类的一些行驶状况下,混合动力车辆用驱动系统具有燃料经济性恶化的危险。在上述动力传递机构是诸如速比电控可变的变速器的无级变速器,例如所谓“电控 CVT”的情况下,也存在类似的问题。

[0005] 在如上述公报中公开的混合动力车辆用驱动系统中,第一电动机需要接收对应于发动机转矩的反作用转矩,从而使动力分配机构可用作电控 CVT。因此,在车辆的高负荷低速行驶期间,例如,在牵引挂车时的车辆行驶期间,通过第一电动机产生的电能量增大,从而使需要通过电气路径传递的电能量增大,导致第二电动机的输出增大。由于电能量的增大和与电气路径相联的部件的负荷的增大,车辆的这种高负荷低速行驶持续很长时间会引起第一和第二电动机的温度相当大的升高,所述电气路径用于将通过第一电动机产生的电能输送到第二电动机,该第二电动机将电能转换成机械能。温度上升和负荷的增大引起与包括第一和第二电动机的电气路径相联的部件的功能和耐久性的恶化。

[0006] 因此,例如,为了避免在用于第一和第二电动机的冷却系统中的冷却水的温度上升,需要增大车辆驱动系统的冷却能力。还需要增大与电气路径相联的部件承受由于产生的电能量的增大引起的负载的能力。满足这些需求会造成冷却系统的部件和与电气路径相联的部件的尺寸和重量的增加,不利地导致车辆驱动系统的制造成本的增加。

[0007] 本发明是考虑到上述背景技术而做出的。因此本发明的目的是提供一种用于包括差速机构和第二电动机的车辆用驱动系统的控制设备,所述差速机构能够将发动机的输出分配至第一电动机和动力传递部件,所述第二电动机设置在动力传递部件和车辆驱动轮之间的动力传递路径中,以电气地传递车辆驱动力的一部分,以便使通过第一电动机产生的电能通过电气路径传递到第二电动机并通过第二电动机转换成机械能,所述控制设备使得可以减小与电气路径相联的部件的负荷或抑制这些部件的温度上升,由此允许车辆驱动系统的冷却系统的尺寸减小。

发明内容

[0008] 根据权利要求 1 中限定的本发明,提供一种用于车辆用驱动系统的控制设备,(a) 所述车辆用驱动系统包括可作为电控无级变速器工作并且具有差速机构和第二电动机的无级变速部分,所述差速机构能够将发动机的输出分配至第一电动机和动力传递部件,所述第二电动机配置在所述动力传递部件和车辆的驱动轮之间的动力传递路径中,所述控制设备的特征在于包括:(b) 差速限制装置,所述差速限制装置设置在所述差速机构中,并且能够限制所述差速机构的差速作用,用于限制所述无级变速部分作为所述电控无级变速器的工作;和(c) 电能抑制控制装置,当通过作为所述电控无级变速器工作的所述无级变速部分传递的电能传递量增大到预定的热限界时,所述电能抑制控制装置将所述差速机构置于非差速状态或将所述差速限制装置置于部分动力传递状态,以由此抑制通过所述无级变速部分传递的电能量。

[0009] 根据如上所述构造的控制设备,车辆用驱动系统的无级变速部分可通过差速限制装置在差速状态与诸如锁止状态之类的非差速状态之间切换,在差速状态下,差速机构具有不受限制的差速作用,该差速状态即无级变速部分可作为电控无级变速器工作的无级变速状态,在非差速状态下,差速机构不具有差速作用,该非差速状态即无级变速部分不可作为电控无级变速器工作的非无级变速状态。因此,该车辆用驱动系统既具有由速比可电气地变化的变速器提供的燃料经济性提高的优点,又具有由构造成用于动力的机械传递的齿轮式传动装置提供的高动力传递效率的优点。

[0010] 例如,在车辆的低速或中速行驶或者低输出或中等输出行驶期间发动机的通常输出状态下,当无级变速部分置于无级变速状态下时,车辆的燃料经济性得到提高。在车辆的高速行驶期间,当无级变速部分置于非无级变速状态下时,发动机的输出主要通过机械动力传递路径传递到驱动轮,从而由于减少了将在无级变速部分作为速比可电气地变化的变速器工作时发生的机械能到电能的转换损失,燃料经济性得到提高。在车辆的高输出行驶状态期间,当无级变速部分置于非无级变速状态下时,仅当车速或输出较低或中等时,无级变速部分才作为速比可电气地变化的变速器工作,从而可减小通过电动机产生的电能的需求量,即,必须从电动机传递的电能的最大量,使得可以使电动机的所需尺寸和包括电动机的车辆用驱动系统的所需尺寸最小化。

[0011] 在包括其作为电控无级变速器的工作可受到限制的无级变速部分的车辆用驱动系统中,当在无级变速部分作为电控无级变速器工作时通过无级变速部分传递的电能传递量增大到预定的热限界时,在电能抑制控制装置的控制下,差速机构被置于非差速状态或差速限制装置被置于部分动力传递状态,以限制通过无级变速部分传递的电能量。因此,差

速限制装置可接收对应于发动机输出转矩（以下称为“发动机转矩”）的反作用转矩，从而可抑制必须被第一电动机接收以使无级变速部分能作为电控无级变速器工作的反作用转矩。结果，第一电动机的发电量减小，并且通过电气路径传递的电能量因此减小，使得可以抑制与包括第一和第二电动机的电气路径相联的部件的温度上升，从而可减小用于冷却那些部件的冷却系统的所需尺寸。而且，可减小与包括第一和第二电动机的电气路径相联的部件的负荷，从而可提高与包括第一和第二电动机的电气路径相联的部件的耐久性。

[0012] 根据在权利要求 2 中限定的本发明，所述动力传递路径部分地由变速部分构成，并且所述电能抑制控制装置构造成当所述差速机构无法被置于所述非差速状态时或当所述差速限制装置无法被置于所述部分动力传递状态时，命令所述变速部分执行降档动作。在这种情况下，即使当无级变速部分的输出转矩在降档动作之前和之后保持不变时，变速部分的输出转矩也在降档动作之后增大与变速部分的速比的增大相对应的量。换言之，假设变速部分的输出转矩在降档动作之前和之后保持不变，则无级变速部分的输出转矩在降档动作之后减小与变速部分的速比的增大相对应的量。因此，发动机转矩可在降档动作之后减小，并且对应于发动机转矩且必须被第一电动机接收的反作用转矩可减小。因此，第一电动机的发电量减小，并且通过电气路径传递的电能传递量因此减小，从而抑制与包括第一和第二电动机的电气路径相联的部件的温度上升，由此可减小用于冷却那些部件的冷却系统的所需尺寸。而且，可减小与包括第一和第二电动机的电气路径相联的部件的负荷，从而可提高与包括第一和第二电动机的电气路径相联的部件的耐久性。

[0013] 根据在权利要求 3 中限定的本发明，所述电能抑制控制装置构造成当所述差速机构无法被置于所述非差速状态时或当所述差速限制装置无法被置于所述部分动力传递状态时，并且当所述变速部分的所述降档动作无法进行时，减小所述发动机的输出转矩。在这种情况下，对应于发动机转矩并且必须被第一电动机接收的反作用转矩可减小。因此，第一电动机的发电量减小，并且通过电气路径传递的电能传递量因此减小，从而抑制与包括第一和第二电动机的电气路径相联的部件的温度上升，由此可减小用于冷却那些部件的冷却系统的所需尺寸。而且，可减小与包括第一和第二电动机的电气路径相联的部件的负荷，从而可提高与包括第一和第二电动机的电气路径相联的部件的耐久性。

[0014] 根据权利要求 4 中限定的本发明，提供一种用于车辆用驱动系统的控制设备，(a) 所述车辆用驱动系统包括可作为电控无级变速器工作并且具有差速机构和第二电动机的无级变速部分，所述差速机构能够将发动机的输出分配至第一电动机和动力传递部件，所述第二电动机配置在所述动力传递部件和车辆的驱动轮之间的动力传递路径中，并且所述车辆用驱动系统还包括构成所述动力传递路径的一部分的变速部分，所述控制设备的特征在于包括：(b) 电能抑制控制装置，当通过作为所述电控无级变速器工作的所述无级变速部分传递的电能传递量增大到预定的热限界时，所述电能抑制控制装置命令所述变速部分降档，以由此限制通过所述无级变速部分传递的电能量。

[0015] 根据如上所述构造的控制设备，当通过作为电控无级变速器工作的无级变速部分传递的电能传递量增大到预定的热限界时，电能抑制控制装置命令变速部分执行降档动作，以限制通过无级变速部分传递的电能量。在这种情况下，即使当无级变速部分的输出转矩在降档动作之前和之后保持不变时，变速部分的输出转矩也在降档动作之后增大与变速部分的速比的增大相对应的量。换言之，假设变速部分的输出转矩在降档动作之前和之后

保持不变,则无级变速部分的输出转矩在降档动作之后减小与变速部分的速比的增大相对应的量。因此,发动机转矩可在降档动作之后减小,并且对应于发动机转矩且必须被第一电动机接收的反作用转矩可减小。因此,第一电动机的发电量减小,并且通过电气路径传递的电能传递量因此减小,从而抑制与包括第一和第二电动机的电气路径相联的部件的温度上升,由此可减小用于冷却那些部件的冷却系统的所需尺寸。而且,可减小与包括第一和第二电动机的电气路径相联的部件的负荷,从而可提高与包括第一和第二电动机的电气路径相联的部件的耐久性。

[0016] 根据在权利要求 5 中限定的本发明,提供一种用于车辆用驱动系统的控制设备,(a) 所述车辆用驱动系统包括可作为电控无级变速器工作并且具有差速机构和第二电动机的差速部分,所述差速机构能够将发动机的输出分配至第一电动机和动力传递部件,所述第二电动机配置在所述动力传递部件和车辆的驱动轮之间的动力传递路径中,所述控制设备的特征在于包括:(b) 差速限制装置,所述差速限制装置设置在所述差速机构中,并且能够限制所述差速机构的差速作用,用于限制所述差速部分作为所述电控无级变速器的工作;和(c) 电能抑制控制装置,当通过作为所述电控无级变速器工作的所述差速部分传递的电能传递量增大到预定的热限界时,所述电能抑制控制装置将所述差速机构置于非差速状态或将所述差速限制装置置于部分动力传递状态,以由此限制通过所述差速部分传递的电能量。

[0017] 在如上所述构造的车辆用驱动系统中,车辆用驱动系统的差速部分可通过差速限制装置在差速状态与诸如锁止状态之类的非差速状态之间切换,在差速状态下,差速机构具有不受限制的差速作用,该差速状态即差速部分可作为电控无级变速器工作的无级变速状态,在非差速状态下,差速机构不具有差速作用,该非差速状态即差速部分不可作为电控无级变速器工作的非无级变速状态。因此,该车辆用驱动系统既具有由速比可电气地变化的变速器提供的燃料经济性提高的优点,又具有由构造成用于动力的机械传递的齿轮式传动装置提供的高动力传递效率的优点。

[0018] 例如,在车辆的低速或中速行驶或者低输出或中等输出行驶期间发动机的通常输出状态下,当差速部分置于无级变速状态下时,车辆的燃料经济性得到提高。在车辆的高速行驶期间,当差速部分置于非无级变速状态下时,发动机的输出主要通过机械动力传递路径传递到驱动轮,从而由于减少了将在差速部分作为速比可电气地变化的变速器工作时发生的机械能到电能的转换损失,燃料经济性得到提高。在车辆的高输出行驶状态期间,当差速部分置于非无级变速状态下时,仅当车速或输出较低或中等时,差速部分才作为速比可电气地变化的变速器工作,从而可减小通过电动机产生的电能的需求量,即,必须从电动机传递的电能的最大量,使得可以使电动机的所需尺寸和包括电动机的车辆用驱动系统的所需尺寸最小化。

[0019] 在包括其作为电控无级变速器的工作可受到限制的差速部分的车辆用驱动系统中,当在差速部分作为电控无级变速器工作时通过差速部分的电能传递量增大到预定的热限界时,在电能抑制控制装置的控制下,差速机构被置于非差速状态或差速限制装置被置于部分动力传递状态,以限制通过差速部分传递的电能量。因此,差速限制装置可接收对应于发动机转矩的反作用转矩,从而可抑制必须被第一电动机接收以使差速部分能作为电控无级变速器工作的反作用转矩。结果,第一电动机的发电量减小,并且通过电气路径传递的

电能量因此减小,使得可以抑制与包括第一和第二电动机的电气路径相联的部件的温度上升,从而可减小用于冷却那些部件的冷却系统的所需尺寸。而且,可减小与包括第一和第二电动机的电气路径相联的部件的负荷,从而可提高与包括第一和第二电动机的电气路径相联的部件的耐久性。

[0020] 根据在权利要求 6 中限定的本发明,所述动力传递路径部分地由变速部分构成,并且所述电能抑制控制装置构造成当所述差速机构无法被置于所述非差速状态时或当所述差速限制装置无法被置于所述部分动力传递状态时,命令所述变速部分执行降档动作。在这种情况下,即使当差速部分的输出转矩在降档动作之前和之后保持不变时,变速部分的输出转矩也在降档动作之后增大与变速部分的速比的增大相对应的量。换言之,假设变速部分的输出转矩在降档动作之前和之后保持不变,则差速部分的输出转矩在降档动作之后减小与变速部分的速比的增大相对应的量。因此,发动机转矩可在降档动作之后减小,并且对应于发动机转矩且必须被第一电动机接收的反作用转矩可减小。因此,第一电动机的发电量减小,并且通过电气路径传递的电能传递量因此减小,从而抑制与包括第一和第二电动机的电气路径相联的部件的温度上升,由此可减小用于冷却那些部件的冷却系统的所需尺寸。而且,可减小与包括第一和第二电动机的电气路径相联的部件的负荷,从而可提高与包括第一和第二电动机的电气路径相联的部件的耐久性。

[0021] 根据在权利要求 7 中限定的本发明,所述电能抑制控制装置构造成当所述差速机构无法被置于所述非差速状态时或当所述差速限制装置无法被置于所述部分动力传递状态时,并且当所述变速部分的降档动作无法进行时,减小所述发动机的输出转矩。在这种情况下,对应于发动机转矩并且必须被第一电动机接收的反作用转矩可减小。因此,第一电动机的发电量减小,并且通过电气路径的电能传递量因此减小,从而抑制与包括第一和第二电动机的电气路径相联的部件的温度上升,由此可减小用于冷却那些部件的冷却系统的所需尺寸。而且,可减小与包括第一和第二电动机的电气路径相联的部件的负荷,从而可提高与包括第一和第二电动机的电气路径相联的部件的耐久性。

[0022] 根据权利要求 8 中限定的本发明,提供一种用于车辆用驱动系统的控制设备,(a) 所述车辆用驱动系统包括可作为电控无级变速器工作并且具有差速机构和第二电动机的差速部分,所述差速机构能够将发动机的输出分配至第一电动机和动力传递部件,所述第二电动机配置在所述动力传递部件和车辆的驱动轮之间的动力传递路径中,并且所述车辆用驱动系统还包括构成所述动力传递路径的一部分的变速部分,所述控制设备的特征在于包括:(b) 电能抑制控制装置,当通过作为所述电控无级变速器工作的所述差速部分传递的电能传递量增大到预定的热限界时,所述电能抑制控制装置命令所述变速部分降档,以由此限制通过所述差速部分传递的电能量。

[0023] 根据如上所述构造的控制设备,当通过作为电控无级变速器工作的差速部分传递的电能传递量增大到预定的热限界时,电能抑制控制装置命令变速部分执行降档动作,以限制通过差速部分传递的电能量。在这种情况下,即使当差速部分的输出转矩在降档动作之前和之后保持不变时,变速部分的输出转矩也在降档动作之后增大与变速部分的速比的增大相对应的量。换言之,假设变速部分的输出转矩在降档动作之前和之后保持不变,则差速部分的输出转矩在降档动作之后减小与变速部分的速比的增大相对应的量。因此,发动机转矩可在降档动作之后减小,并且对应于发动机转矩且必须被第一电动机接收的反作用

转矩可减小。因此,第一电动机的发电量减小,并且通过电气路径传递的电能传递量因此减小,从而抑制与包括第一和第二电动机的电气路径相联的部件的温度上升,由此可减小用于冷却那些部件的冷却系统的所需尺寸。而且,可减小与包括第一和第二电动机的电气路径相联的部件的负荷,从而可提高与包括第一和第二电动机的电气路径相联的部件的耐久性。

[0024] 根据权利要求 9 中限定的本发明,当所述第一和第二电动机的线圈温度之中至少一者高于预定的上限时,判定所述电能传递量已增大到所述预定的热限界。在这种情况下,可以容易地判定通过无级变速部分或差速部分传递的电能传递量是否已增大到热限界,也就是说,由无级变速部分或差速部分产生的电能量是否已超过允许的最大值。

[0025] 根据权利要求 10 中限定的本发明,关于所述电能传递量是否已增大到所述预定的热限界的判定是基于在当前时刻之后预定时间长度的时刻所述线圈温度之中所述至少一者的估计值而做出的。

[0026] 根据权利要求 11 中限定的本发明,其中当用于冷却所述第一和第二电动机之中至少一者的冷却流体的温度高于预定的上限时,判定所述电能传递量已增大到所述预定的热限界。在这种情况下,可以容易地判定通过无级变速部分或差速部分传递的电能传递量是否已增大到热限界,也就是说,由无级变速部分或差速部分产生的电能量是否已超过允许的最大值。

[0027] 根据权利要求 12 中限定的本发明,关于所述电能传递量是否已增大到所述预定的热限界的判定是基于在当前时刻之后预定时间长度的时刻所述冷却流体的温度的估计值而做出的。

[0028] 优选地,用于车辆用驱动系统的控制设备还包括差速限制装置,所述差速限制装置设置在所述差速机构中,并且能够限制所述差速机构的差速作用,用于限制所述无级变速部分作为所述电控无级变速器的工作。在这种情况下,车辆用驱动系统的无级变速部分可通过差速限制装置在差速状态与诸如锁止状态之类的非差速状态之间切换,在差速状态下,差速机构具有不受限制的差速作用,该差速状态即无级变速部分可作为电控无级变速器工作的无级变速状态,在非差速状态下,差速机构不具有差速作用,该非差速状态即无级变速部分不可作为电控无级变速器工作的非无级变速状态。因此,该车辆用驱动系统既具有由速比可电气地变化的变速器提供的燃料经济性提高的优点,又具有由构造成用于动力的机械传递的齿轮式传动装置提供的高动力传递效率的优点。

[0029] 例如,在车辆的低速或中速行驶或者低输出或中等输出行驶期间发动机的通常输出状态下,当无级变速部分置于无级变速状态下时,车辆的燃料经济性得到提高。在车辆的高速行驶期间,当无级变速部分置于非无级变速状态下时,发动机的输出主要通过机械动力传递路径传递到驱动轮,从而由于减少了将在无级变速部分作为速比可电气地变化的变速器工作时发生的机械能到电能的转换损失,燃料经济性得到提高。在车辆的高输出行驶状态期间,当无级变速部分置于非无级变速状态下时,仅当车速或输出较低或中等时,无级变速部分才作为速比可电气地变化的变速器工作,从而可减小通过电动机产生的电能的需求量,即,必须从电动机传递的电能的最大量,使得可以使电动机的所需尺寸和包括电动机的车辆用驱动系统的所需尺寸最小化。

[0030] 优选地,用于车辆用驱动系统的控制设备还包括差速限制装置,所述差速限制装

置设置在所述差速机构中,并且能够限制所述差速机构的差速作用,用于限制所述差速部分作为所述电控无级变速器的工作。在这种情况下,车辆用驱动系统的差速部分可通过差速限制装置在差速状态与诸如锁止状态之类的非差速状态之间切换,在差速状态下,差速机构具有不受限制的差速作用,该差速状态即差速部分可作为电控无级变速器工作的无级变速状态,在非差速状态下,差速机构不具有差速作用,该非差速状态即差速部分不可作为电控无级变速器工作的非无级变速状态。因此,该车辆用驱动系统既具有由速比可电气地变化的变速器提供的燃料经济性提高的优点,又具有由构造成用于动力的机械传递的齿轮式传动装置提供的高动力传递效率的优点。

[0031] 例如,在车辆的低速或中速行驶或者低输出或中等输出行驶期间发动机的通常输出状态下,当差速部分置于无级变速状态下时,车辆的燃料经济性得到提高。在车辆的高速行驶期间,当差速部分置于非无级变速状态下时,发动机的输出主要通过机械动力传递路径传递到驱动轮,从而由于减少了将在差速部分作为速比可电气地变化的变速器工作时发生的机械能到电能的转换损失,燃料经济性得到提高。在车辆的高输出行驶状态期间,当差速部分置于非无级变速状态下时,仅当车速或输出较低或中等时,差速部分才作为速比可电气地变化的变速器工作,从而可减小通过电动机产生的电能的需求量,即,必须从电动机传递的电能的最大量,使得可以使电动机的所需尺寸和包括电动机的车辆用驱动系统的所需尺寸最小化。

[0032] 优选地,差速限制装置能够通过将差速机构置于其中差速机构具有差速作用的差速状态下,而将无级变速部分置于其中无级变速部分可作为电控无级变速器工作的无级变速状态下;并且差速限制装置能够通过将差速机构置于其中差速机构不具有差速作用的非差速状态(例如,锁止状态)下,而将无级变速部分置于其中无级变速部分不可作为电控无级变速器工作的非无级变速状态下。在这种情况下,无级变速部分可在无级变速状态与非无级变速状态之间切换。

[0033] 优选地,差速限制装置能够通过将差速机构置于其中差速机构具有差速作用的差速状态下,而将差速部分置于其中差速部分可作为电控无级变速器工作的无级变速状态下;并且差速限制装置能够通过将差速机构置于其中差速机构不具有差速作用的非差速状态(例如,锁止状态)下,而将差速部分置于其中差速部分不可作为电控无级变速器工作的非无级变速状态下。在这种情况下,差速部分可在无级变速状态与非无级变速状态之间切换。

[0034] 优选地,所述差速机构具有连接至发动机的第一元件、连接至第一电动机的第二元件和连接至动力传递部件的第三元件,并且所述差速限制装置为了将差速机构置于差速状态下而允许第一至第三元件可相对于彼此旋转(例如允许至少第二和第三元件以各自不同的速度旋转),以及为了将差速机构置于非差速状态或锁止状态下而禁止至少第二和第三元件以各自不同的速度旋转(例如允许第一至第三元件作为一个单元旋转,或者禁止第二元件的旋转)。在这种情况下,差速机构可在差速状态和非差速状态之间切换。

[0035] 优选地,所述差速限制装置包括离合器和/或制动器,所述离合器将所述第一、第二和第三元件之中的至少两个元件彼此连接,以使所述第一至第三元件作为一个单元旋转,所述制动器将所述第二元件连接到静止部件,以禁止所述第二元件的旋转。在这种情况下,差速机构可容易地在差速状态和非差速状态之间切换。

[0036] 优选地,所述离合器和制动器被松开以将所述差速机构置于其中第一至第三元件可相对于彼此旋转的所述差速状态下,以使所述差速机构能够作为电控差速装置工作,并且所述离合器被接合以使所述差速机构能够作为具有 1 的速比的变速器工作,而所述制动器被接合以使所述差速机构能够作为具有小于 1 的速比的增速变速器工作。在这种情况下,可在差速状态和非差速状态之间切换的差速机构可作为具有至少一个固定速比的变速器工作。

[0037] 优选地,所述差速机构由行星齿轮组构成,该行星齿轮组包括用作所述第一元件的行星架、用作所述第二元件的太阳齿轮和用作所述第三元件的齿圈。在这种情况下,差速机构所需的轴向尺寸减小,并且由单个行星齿轮组构成的差速机构构造简单。

[0038] 优选地,所述行星齿轮组是单小齿轮式行星齿轮组。在这种情况下,差速机构所需的轴向尺寸减小,并且由单个行星齿轮组构成的差速机构构造简单。

[0039] 优选地,在动力传递部件与驱动轮之间的动力传递路径中设有变速部分。在这种情况下,车辆用驱动系统具有由无级变速部分的速比和变速部分的速比限定的总速比,并且由于变速部分的速比的变化,在较宽的速比范围上获得车辆驱动力,从而无级变速部分作为电控无级变速器工作的工作效率进一步提高。在第二电动机连接至动力传递部件,并且变速部分是具有高于 1 的速比的减速变速器的情况下,可以使第二电动机的输出转矩小于变速部分的输出轴的转矩,从而第二电动机的所需尺寸可以减小。应注意,置于无级变速状态下的无级变速部分和变速部分协同操作以构成无级变速器,而置于非无级变速状态下的无级变速部分和变速部分协同操作以构成有级变速器。

[0040] 优选地,在动力传递部件与驱动轮之间的动力传递路径中设有变速部分。在这种情况下,车辆用驱动系统具有由差速部分的速比和变速部分的速比限定的总速比,并且由于变速部分的速比的变化,在较宽的速比范围上获得车辆驱动力,从而差速部分作为电控无级变速器工作的工作效率进一步提高。在第二电动机连接至动力传递部件,并且变速部分是具有高于 1 的速比的减速变速器的情况下,可以使第二电动机的输出转矩小于变速部分的输出轴的转矩,从而第二电动机的所需尺寸可以减小。应注意,置于无级变速状态下的差速部分和变速部分协同操作以构成无级变速器,而置于非无级变速状态下的差速部分和变速部分协同操作以构成有级变速器。

[0041] 优选地,所述变速部分是有级自动变速器。在这种情况下,变速部分的变速动作引起总速比有级或非无级变化,也就是说,总速比的较大变化。因此,车辆用驱动系统不但可用作适合于车辆驱动转矩的平滑改变的无级变速器,并且还可用作适合于速比的有级变化和车辆驱动转矩的迅速改变的有级变速器。

附图说明

[0042] 图 1 是示出根据本发明的一个实施例的混合动力车辆驱动系统布置的示意图;

[0043] 图 2 是一表,表示与实现各个变速动作的液压操作摩擦接合装置的作动状态的不同组合相关的、处于无级变速状态和有级变速状态中所选择的一个状态下的图 1 的混合动力车辆驱动系统的变速动作;

[0044] 图 3 是共线图,表示在驱动系统的不同档位下,在有级变速状态下工作的图 1 的混合动力车辆用驱动系统的相对转速;

- [0045] 图 4 是表示图 1 的驱动系统的电子控制设备的输入和输出信号的视图；
- [0046] 图 5 是示出图 4 的电子控制设备的主要控制功能的功能框图；
- [0047] 图 6 是这样的视图，其在由以车辆的行驶速度和输出转矩形式的控制参数限定的同一个二维坐标系统中，示出所存储变速边界线图的示例、所存储切换边界线图的示例和所存储驱动力源切换边界线图的示例，以使得这些图彼此相关，其中变速边界线图用于确定自动变速部分的变速动作，切换边界线图用于切换变速机构的变速状态，驱动力源切换边界线图限定了用于在发动机驱动模式和电机驱动模式之间切换的发动机驱动区域和电机驱动区域之间的边界线；
- [0048] 图 7 是示出限定了无级变速区域和有级变速区域之间的边界线的所存储关系的视图，此关系被用于产生由图 6 中虚线所示限定无级变速区域和有级变速区域的边界线图；
- [0049] 图 8 是表示作为有级变速器升档动作的结果而引起的发动机转速变化示例的视图；
- [0050] 图 9 是示出手动地操作的变速操作装置的示例的视图，该变速操作装置能够选择多个变速位置中的一个；
- [0051] 图 10 是示出与加速踏板操作量相关的发动机转矩的输出特性的示例的视图；
- [0052] 图 11 是示出图 4 的电子控制设备的控制操作的流程图，即当通过被置于无级变速状态下的差速部分传递的电能传递量增大到热限界时，限制该电能的传递的控制操作；
- [0053] 图 12 是示出电动机的温度变化的示例的视图；
- [0054] 图 13 是示出冷却剂的温度变化的示例的视图；
- [0055] 图 14 是与图 1 对应的示意图，示出根据本发明的另一实施例的混合动力车辆驱动系统的布置；
- [0056] 图 15 是与图 2 对应的表，表示与实现各个变速动作的液压操作摩擦接合装置的动作状态的不同组合相关的、处于无级变速状态和有级变速状态中所选择一个状态下的图 14 的混合动力车辆驱动系统的变速动作；
- [0057] 图 16 是与图 3 对应的共线图，表示在不同档位下，在有级变速状态下图 14 的混合动力车辆驱动系统的旋转元件的相对转速；
- [0058] 图 17 是示出由用户操作以选择变速状态的交互转换开关形式的可手动操作变速状态选择设备的示例的视图。
- [0059] 附图标记说明
- [0060] 10, 70 : 变速机构 (驱动系统)
- [0061] 11 : 差速部分 (无级变速部分)
- [0062] 16 : 动力分配机构 (差速机构)
- [0063] 18 : 动力传递部件
- [0064] 20 : 自动变速部分 (变速部分)
- [0065] 38 : 驱动轮
- [0066] 40 : 电子控制设备 (控制设备)
- [0067] 84 : 电能抑制控制装置
- [0068] M1 : 第一电动机

[0069] M2 :第二电动机

[0070] C0 :切换离合器 (差速限制装置)

[0071] B0 :切换制动器 (差速限制装置)

具体实施方式

[0072] 将参照附图详细说明本发明的实施例。

[0073] 实施例 1

[0074] 参照图 1 的示意图,图 1 示出构成用于混合动力车辆的驱动系统一部分的变速机构 10,此驱动系统由根据本发明一个实施例的控制设备控制。在图 1 中,变速机构 10 包括:采用输入轴 14 形式的输入旋转部件;采用直接地或经由未示出的脉动吸收阻尼器(减振设备)间接地连接至输入轴 14 的差速部分 11 的形式的无级变速部分;采用自动变速部分 20 形式的变速部分,其配置在差速部分 11 和车辆的驱动轮 38 之间的动力传递路径中,并经由动力传递部件 18(动力传递轴)串联连接至差速部分 11 和驱动轮 38;以及采用输出轴 22 形式的输出旋转部件,其连接至自动变速部分 20。输入轴 14、差速部分 11、自动变速部分 20 和输出轴 22 同轴地配置在变速器壳体 12 中的共用轴线上,并彼此串联连接,变速器壳体 12(以下称为壳体 12)用作安装至车身的静止部件。此变速机构 10 适合用于横置 FR 车辆(发动机前置后轮驱动车辆),并且布置在内燃机 8 形式的驱动力源和一对驱动轮 38 之间,以通过差速齿轮设备 36(主减速齿轮)和一对驱动车轴将车辆驱动力从发动机 8 传递至该对驱动轮 38,如图 5 所示。发动机 8 可以是汽油发动机或柴油发动机,并用作直接地或经由脉动吸收阻尼器间接地连接至输入轴 14 的车辆驱动力源。

[0075] 在上述变速机构 10 中,发动机 8 和差速部分 11 彼此直接连接。此直接连接意味着发动机 8 和差速部分 11 彼此连接,而没有诸如变矩器或流体联接器之类的流体操作的传动装置置于其间,但发动机 8 和差速部分 11 可以如上所述通过脉动吸收阻尼器彼此连接。注意,图 1 的示意图中省略了相对于其轴线对称构造的变速机构 10 的下半部。对于下文说明的本发明的其它实施例也是如此。

[0076] 差速部分 11 设有:第一电动机 M1;用作差速机构的动力分配机构 16,其可操作以将由输入轴 14 接收的发动机 8 的输出机械分配到第一电动机 M1 和动力传递部件 18;以及可随输出轴 22 一起旋转的第二电动机 M2。第二电动机 M2 可以配置在动力传递部件 18 和驱动轮 38 之间的动力传递路径的任何部位。在本实施例中使用的第一电动机 M1 和第二电动机 M2 每个都是具有电动机功能和发电机功能的所谓电动/发电机。但是,第一电动机 M1 应当至少用作可操作以产生电能和反作用力的发电机,而第二电动机 M2 应当至少用作可操作以产生车辆驱动力的驱动力源。

[0077] 作为主要部件,动力分配机构 16 包括具有例如约 0.418 的传动比 ρ_1 的单小齿轮式第一行星齿轮组 24、切换离合器 C0 和切换制动器 B0。第一行星齿轮组 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。

[0078] 在动力分配机构 16 中,第一行星架 CA1 连接至输入轴 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 连接至动力传递部件 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 和制动器 B0 都松开或进入其松开状态时, 动力分配机构 16 被置于差速状态, 在该差速状态下, 第一行星齿轮组 24 的由第一太阳齿轮 S1、第一行星架 CA1 和第一齿圈 R1 组成的三个元件相对于彼此可旋转, 以执行差速作用, 从而发动机 8 的输出被分配到第一电动机 M1 和动力传递部件 18, 由此发动机 8 的一部分输出被用来驱动第一电动机 M1 以产生电能, 此电能被储存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) 用作电控差速装置, 并且被置于无级变速状态 (电控建立的 CVT 状态), 在此无级变速状态下动力传递部件 18 的转速可连续变化而无论发动机 8 的转速如何, 即差速部分 11 被置于这样的差速状态, 其中动力分配机构 16 的速比 γ_0 (输入轴 14 的转速 / 动力传递部件 18 的转速) 可以从最小值 γ_{0min} 到最大值 γ_{0max} 连续变化, 也就是说, 差速部分 11 被置于这样的无级变速状态, 其中动力分配机构 16 用作速比 γ_0 可以从最小值 γ_{0min} 到最大值 γ_{0max} 连续变化的电控无级变速器。

[0079] 当在动力分配机构 16 被置于无级变速状态下时使切换离合器 C0 或制动器 B0 接合或进入其接合状态时, 动力分配机构 16 进入动力分配机构 16 不执行差速作用的非差速状态。更详细而言, 当切换离合器 C0 被接合时, 第一太阳齿轮 S1 和第一行星架 CA1 连接在一起, 从而动力分配机构 16 被置于锁止状态, 其中第一行星齿轮组 24 的由第一太阳齿轮 S1、第一行星架 CA1 和第一齿圈 R1 组成的三个旋转元件可作为一个单元旋转, 即动力分配机构 16 被置于其中差速作用不可用的非差速状态, 从而差速部分 11 也被置于非差速状态。在该非差速状态下, 发动机 8 的转速和动力传递部件 18 的转速彼此相等, 从而差速部分 11 (动力分配机构 16) 被置于固定速比变速状态或者有级变速状态, 其中机构 16 用作具有等于 1 的固定速比 γ_0 的变速器。

[0080] 当切换制动器 B0 代替切换离合器 C0 被接合时, 第一太阳齿轮 S1 被固定到壳体 12, 从而动力分配机构 16 被置于其中第一太阳齿轮 S1 不可旋转的锁止状态, 即被置于差速作用不可用的非差速状态, 从而差速部分 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, 所以差速部分 11 被置于固定速比变速状态或者有级变速状态, 其中差速部分 11 (动力分配机构 16) 用作具有小于 1 (例如约 0.7) 的固定速比 γ_0 的增速变速器。

[0081] 因而, 切换离合器 C0 和制动器 B0 形式的摩擦接合装置用作差速状态切换设备, 其可操作以使差速部分 11 (动力分配机构 16) 在差速状态或非锁止状态 (非连接状态) 与非差速状态或锁止状态 (连接状态) 之间选择性地切换, 也就是说, 在其中差速部分 11 (动力分配机构 16) 可作为电控差速装置工作的差速状态 (例如其中差速部分不可作为速比可连续变化的电控无级变速器工作的无级变速状态) 与其中差速部分不可被电地控制以进行无级变速动作的非差速状态 (例如, 其中差速部分 11 不可作为电控无级变速器工作且其中变速部分 11 的速比保持固定的锁止状态) 之间选择性地切换, 所述非差速状态也即其中差速部分 11 可作为具有一个速比的单个档位或具有各自速比的多个档位的变速器工作的固定速比变速状态, 也即其中差速部分 11 作为具有一个速比的单个档位或具有各自速比的多个档位的变速器工作的固定速比变速状态。

[0082] 从另一个角度考虑, 切换离合器 C0 和切换制动器 B0 用作差速限制装置, 其可操作

以限制动力分配机构 16 的差速作用,用于通过将动力分配机构 16 置于其非差速状态以将差速部分 11 置于其有级变速状态,来限制差速部分 11 的电控差速作用,即,差速部分 11 作为电控无级变速器的功能。切换离合器 C0 和切换制动器 B0 也可操作以将动力分配机构 16 置于其差速状态,用于将差速部分 11 置于其无级变速状态,其中动力分配机构 16 的差速作用和差速部分 11 的电控差速作用不受限制,即,差速部分作为电控无级变速器的功能不受限制。

[0083] 自动变速部分 20 包括单小齿轮式第二行星齿轮组 26、单小齿轮式第三行星齿轮组 28 和单小齿轮式第四行星齿轮组 30,并用作有级自动变速器。第二行星齿轮组 26 具有: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,第二行星齿轮组 26 具有约 0.562 的传动比 ρ_2 。第三行星齿轮组 28 具有: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,第三行星齿轮组 28 具有约 0.425 的传动比 ρ_3 。第四行星齿轮组 30 具有: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,第四行星齿轮组 30 具有约 0.421 的传动比 ρ_4 。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。

[0084] 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 选择性地连接至动力传递部件 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 选择性地连接至动力传递部件 18。因而,自动变速部分 20 和差速部分 11(动力传递部件 18)经被设置以使自动变速部分 20 变速的第一离合器 C1 或者第二离合器 C2 而选择性地彼此连接。从另一个角度考虑,第一离合器 C1 和第二离合器 C2 用作接合装置,其能够将差速部分 11 和自动变速部分 20 之间,即差速部分 11 和车辆驱动轮 38 之间的动力传递路径选择性地置于动力传递状态和动力切断状态之一,在动力传递状态下车辆驱动力可以经动力传递路径传递,在动力切断状态下车辆驱动力不能经动力传递路径传递。更具体而言,在第一离合器 C1 和第二离合器 C2 中的至少一个置于接合状态时上述动力传递路径被置于动力传递状态,而在第一离合器 C1 和第二离合器 C2 置于松开状态时上述动力传递路径被置于动力切断状态。

[0085] 上述切换离合器 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(以下共同地称为离合器 C 和制动器 B,除非另外指定)是传统车辆用自动变速器中使用的液压操作摩擦接合装置。这些摩擦接合装置中的每一个都由包括多个通过液压致动器彼此压紧的摩擦盘的湿式多片离合器构成,或者由包括转鼓

和缠绕在转鼓的外周表面上并且在一端由液力致动器张紧的一条带或两条带的带式制动器构成。离合器 C0-C2 和制动器 B0-B3 中的每一个被选择性地接合,用于连接各离合器或制动器置于其间的两个部件。

[0086] 在如上所述构造的变速机构 10 中,动力分配机构 16 设置有切换离合器 C0 和切换制动器 B0,这两者之一接合以将差速部分 11 置于其中差速部分 11 可作为无级变速器工作的无级变速状态,或置于其中差速部分 11 可作为具有固定的一个或多个速比的有级变速器工作的非无级变速状态(固定速比变速状态)。因此,在本变速机构 10 中,通过切换离合器 C0 和切换制动器 B0 之一的接合动作而被置于固定速比变速状态下的差速部分 11 与自动变速部分 20 协同工作以构成有级变速装置,而在切换离合器 C0 和切换制动器 B0 两者都保持松开状态的情况下被置于无级变速状态的差速部分 11 与自动变速部分 20 协同工作以构成电控无级变速装置。换言之,变速机构 10 通过接合切换离合器 C0 和切换制动器 B0 之一而被置于其有级变速状态,并通过松开切换离合器 C0 和切换制动器 B0 两者而被置于其无级变速状态。类似地,差速部分 11 被选择性地置于其有级变速状态和无级变速状态之一。

[0087] 具体而言,当变速机构 10 在其差速部分 11 被置于非无级变速状态下的情况下用作有级变速器时,通过接合切换离合器 C0 和切换制动器 B0 中的一个,并通过选择性地接合第一离合器 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,即通过选择性地松开和接合用于使自动变速部分 20 变速的接合装置,例如,通过松开一个液压操作的摩擦接合装置(以下称为“松开侧接合装置”)并接合另一个液压操作的摩擦接合装置(以下称为“接合侧接合装置”),变速机构 10 被选择性地置于第一档位(第一速)至第五档位(第五速)、倒车档位(向后驱动位置)和空档位置之一,从而变速机构 10 的速比自动地变化。变速机构 10 的总速比 γ_T ($=$ 输入轴速度 N_{14} / 输出轴速度 N_{OUT}) 根据所选档位基本成几何级数变化。变速机构 10 的总速比 γ_T 是由差速部分 11 的速比 γ_0 和自动变速部分 20 的速比 γ 确定的变速机构 10 总体上的总速比。

[0088] 在变速机构 10 用作有级变速器的情况下,如图 2 所示,例如,通过切换离合器 C0、第一离合器 C1 和第三制动器 B3 的接合动作建立具有例如约 3.357 的最高速比 γ_1 的第一档位,并通过切换离合器 C0、第一离合器 C1 和第二制动器 B2 的接合动作来建立具有小于速比 γ_1 的、例如约 2.180 的速比 γ_2 的第二档位。此外,通过切换离合器 C0、第一离合器 C1 和第一制动器 B1 的接合动作来建立具有小于速比 γ_2 的、例如约 1.424 的速比 γ_3 的第三档位,并通过切换离合器 C0、第一离合器 C1 和第二离合器 C2 的接合动作来建立具有小于速比 γ_3 的、例如约 1.000 的速比 γ_4 的第四档位。通过第一离合器 C1、第二离合器 C2 和切换制动器 B0 的接合动作来建立具有小于速比 γ_4 的、例如约 0.705 的速比 γ_5 的第五档位。此外,通过第二离合器 C2 和第三制动器 B3 的接合动作建立具有介于速比 γ_1 和 γ_2 之间的、例如约 3.209 的速比 γ_R 的倒车档位。应注意,倒车档位通常在差速部分 11 被置于无级变速状态下时建立。通过仅接合切换离合器 C0 来建立空档位置 N。

[0089] 当在差速部分 11 被置于无级变速状态的情况下变速机构 10 用作无级变速器时,切换离合器 C0 和切换制动器 B0 两者都被松开,以使差速部分 11 能用作无级变速器,同时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,从而使输入到自动变速部分 20 的旋转运动的速度(以下称为“自动变速部分 20 的输入速度 N_{IN} ”),即传递部件速度 N_{18}

对于自动变速部分 20 的至少一个档位 M 被连续地改变,由此使变速机构 10 的总速比 γ_T 在对于每个档位 M 的预定范围上连续变化。

[0090] 例如,在变速机构 10 用作无级变速器的情况下,图 2 所示的切换离合器 C0 和切换制动器 B0 都被松开,从而使被置于第一、第二、第三和第四档位(和通过与用于建立第四档位的相同接合装置的接合动作建立的第五档位)中所选择的一个档位的自动变速器 20 的输入速度 N_{IN} 连续变化,从而使驱动系统的速比在自动变速部分 20 被置于所选择档位时可在预定范围上连续变化。因此,变速机构 10 的总速比 γ_T 可连续变化。

[0091] 图 3 的共线图用直线表示在变速机构 10 的各档位下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 以及用作变速部分(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,其中行星齿轮组 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,即水平线 X1,表示 0 的转速;而三条水平线中靠上的一条,即水平线 X2,表示 1.0 的转速,即连接至输入轴 14 的发动机 8 的运行速度 N_E 。水平线 XG 表示动力传递部件 18 的转速。

[0092] 与差速部分 11 的动力分配机构 16 对应的三条竖直线 Y1、Y2 和 Y3 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由第一行星齿轮组 24 的传动比 ρ_1 确定。即,竖直线 Y1 和 Y2 之间的距离对应于“1”,而竖直线 Y2 和 Y3 之间的距离对应于传动比 ρ_1 。此外,对应于变速部分 20 的五条竖直线 Y4、Y5、Y6、Y7 和 Y8 分别表示采用一体地彼此固定的第二和第三太阳齿轮 S2、S3 形式的第四旋转元件(第四元件)RE4、第二行星架 CA2 形式的第五旋转元件(第五元件)RE5、第四齿圈 R4 形式的第六旋转元件(第六元件)RE6、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 形式的第七旋转元件(第七元件)RE7、以及采用一体地彼此固定的第三齿圈 R3 和第四太阳齿轮 S4 形式的第八旋转元件(第八元件)RE8 的相对转速。这些竖直线中相邻竖直线之间的距离由第二、第三和第四行星齿轮组 26、28、30 的传动比 ρ_2 、 ρ_3 和 ρ_4 确定。在共线图的竖直线之间的关系中,每个行星齿轮组的太阳齿轮和行星架之间的距离对应于“1”,而每个行星齿轮组的行星架和齿圈之间的距离对应于传动比 ρ 。在差速部分 11 中,竖直线 Y1 和 Y2 之间的距离对应于“1”,而竖直线 Y2 和 Y3 之间的距离对应于传动比 ρ 。在自动变速部分 20 中,第二、第三和第四行星齿轮组 26、28、30 中每一个的太阳齿轮和行星架之间的距离对应于“1”,而行星齿轮组 26、28、30 中每一个的行星架和齿圈之间的距离对应于传动比 ρ 。

[0093] 参照图 3 的共线图进行说明,变速机构 10 的动力分配机构 16(差速部分 11)被设置成使得:第一行星齿轮组 24 的第一旋转元件 RE1(第一行星架 CA1)被一体地固定到输入轴 14(发动机 8)并且经切换离合器 C0 选择性地连接至第二旋转元件 RE2(第一太阳齿轮 S1),并且此第二旋转元件 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,而第三旋转元件 RE3(第一齿圈 R1)被固定到动力传递部件 18 和第二电动机 M2,从而输入轴 14 的旋转运动经动力传递部件 18 传递(输入)到自动变速部分 20。第一太阳齿轮 S1 和第一齿圈 R1 的转速之间的关系由经过线 Y2 和 X2 之间的交点的倾斜直线 L0 表示。

[0094] 例如,当通过切换离合器 C0 和制动器 B0 的松开动作而使变速机构 10 进入无级变速状态或差速状态时(例如,其中至少第二旋转元件 RE2 和第三旋转元件 RE3 能以各自不同的速度旋转),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 的速度而升高或降低,从而如果由车速 V 确定并由直线 L0 和竖直线 Y3 之间的交点表示的第一齿圈 R1 的转速基本保持恒定,则由直线 L0 和竖直线 Y2 表示的第一行星架 CA1 的转速,即发动机转速 N_E 升高或降低。

[0095] 当切换离合器 C0 被接合时,第一太阳齿轮 S1 和第一行星架 CA1 彼此连接,并且动力分配机构 16 被置于其中上述三个旋转元件 RE1、RE2、RE3 作为一个单元旋转即至少第二旋转元件 RE2 和第三旋转元件 RE3 不能以各自不同的速度旋转的非差速状态,从而直线 L0 与水平线 X2 对准,由此动力传递部件 18 以等于发动机转速 N_E 的速度旋转。另一方面,当切换制动器 B0 被接合时,第一太阳齿轮 S1 固定到壳体 12,且第二旋转元件 RE2 的转动停止,从而动力分配机构 16 被置于其中至少第二旋转元件 RE2 和第三旋转元件 RE3 不能以各自不同的速度旋转的非差速状态,从而直线 L0 在图 3 所示的状态下倾斜,由此差速部分 11 用作增速机构,因此,由直线 L0 和 Y3 之间的交点表示的第一齿圈 R1 的转速,即动力传递部件 18 的转速 N_{18} ,高于发动机转速 N_E 并且被传递到自动变速部分 20。

[0096] 在自动变速部分 20 中,第四旋转元件 RE4 经第二离合器 C2 选择性地连接至动力传递部件 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 选择性地连接至动力传递部件 18。

[0097] 当第一离合器 C1 和第三制动器 B3 被接合时,自动变速部分 20 被置于第一档位。第一档位下输出轴 22 的转速由表示固定到输出轴 22 的第七旋转元件 RE7 转速的竖直线 Y7 和倾斜直线 L1 之间的交点表示,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,如图 3 所示。类似地,通过第一离合器 C1 和第二制动器 B2 的接合动作建立的第二档位下的输出轴 22 的转速,由通过这些接合动作所确定的倾斜直线 L2 和表示固定到输出轴 22 的第七旋转元件 RE7 转速的竖直线 Y7 之间的交点表示。通过第一离合器 C1 和第一制动器 B1 的接合动作建立的第三档位下的输出轴 22 的转速,由通过这些接合动作所确定的倾斜直线 L3 和表示固定到输出轴 22 的第七旋转元件 RE7 转速的竖直线 Y7 之间的交点表示。通过第一离合器 C1 和第二离合器 C2 的接合动作建立的第四档位下的输出轴 22 的转速,由通过这些接合动作所确定的水平线 L4 和表示固定到输出轴 22 的第七旋转元件 RE7 转速的竖直线 Y7 之间的交点表示。在切换离合器 C0 被置于接合状态的第一档位至第四档位下,第八旋转元件 RE8 以与发动机转速 N_E 相同的速度旋转,接收来自差速部分 11 即来自动力分配机构 16 的驱动力。当切换制动器 B0 代替切换离合器 C0 被接合时,第八旋转元件 RE8 以高于发动机转速 N_E 的速度旋转,接收来自动力分配机构 16 的驱动力。通过第一离合器 C1、第二离合器 C2 和切换制动器 B0 的接合动作建立的第五档位下的输出轴 22 的转速,由通过这些接合动作所确定的水平线 L5 和表示固定到输出轴 22 的第七旋转元件 RE7 转速的竖直线 Y7 之间的交点表示。

[0098] 图 4 图示了由设置以控制变速机构 10 的电子控制设备 40 所接收的信号,以及电

子控制设备 40 所产生的信号。此电子控制设备 40 包括具有 CPU、ROM、RAM 和输入 / 输出接口的所谓微计算机,并且被设置成在利用 RAM 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,以实施发动机 8 以及电动机 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。

[0099] 电子控制设备 40 被设置成从图 4 所示的各种传感器和开关接收各种信号,例如:表示发动机 8 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 的运行速度 N_E 的信号;表示代表变速机构 10 的向前驱动位置的所选择组的值的信号;表示 M 模式(电机驱动模式)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 的工作油的温度的信号;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;表示加速踏板的操作量(开度角) Acc 的信号;表示凸轮角度的信号;表示对雪地驱动模式的选择的信号;表示车辆的纵向加速度值 G 的信号;表示对自动巡航驱动模式的选择的信号;表示车辆重量的信号;表示车辆的驱动轮速度的信号;表示有级变速开关的操作状态的信号,该有级变速开关被设置来将差速部分 11(动力分配机构 16)置于其中变速机构 10 用作有级变速器的有级变速状态(锁止状态);表示无级变速开关的操作状态的信号,该无级变速开关被设置来将差速部分 11 置于其中变速机构 10 用作无级变速器的无级变速状态(差速状态);表示第一电动机 M1 的转速 N_{M1} (此后称作“第一电动机速度 N_{M1} ”)的信号;表示第二电动机 M2 的转速 N_{M2} (此后称作“第二电动机速度 N_{M2} ”)的信号;表示存储在电能储存设备 60 中的电能量(充电状态) SOC 的信号;表示第一电动机 M1 的线圈温度 $TEMP_{M1}$ (以下称为“第一电动机温度 $TEMP_{M1}$ ”)的信号;表示第二电动机 M2 的线圈温度 $TEMP_{M2}$ (以下称为“第二电动机温度 $TEMP_{M2}$ ”)的信号;以及表示混合动力冷却设备 62(示于图 5)内的冷却水温度 $TEMP_{HV}$ 的信号,所述冷却水作用于第一电动机 M1 和第二电动机 M2 的冷却流体。

[0100] 电子控制设备 40 还被设置成产生各种信号,例如:施加到发动机输出控制设备 43(图 5 中示出)以控制发动机 8 的输出的控制信号,例如驱动节气门致动器 97 以控制配置在发动机 8 进气管 95 中的电子节气门 96 的开度 θ_{TH} 的驱动信号、控制由燃料喷射设备 98 喷射到发动机 8 的进气管 95 或气缸中的燃料喷射量的信号、施加到点火设备 99 以控制发动机 8 的点火正时的信号、和调节发动机 8 的增压器压力的信号;操作电动空调的信号;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或变速位置的变速范围指示器的信号;操作表示传动比的传动比指示器的信号;操作表示对雪地驱动模式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;操作用于表示对 M 模式的选择的 M 模式指示器的信号;操作液压控制单元 42(图 5 中示出)中结合的电磁操作阀的信号,该液压控制单元 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单元 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计算机的信号。

[0101] 图 5 是用于说明电子控制设备 40 的主要控制功能的功能框图。图 5 所示的有级变速控制装置 54 被设置来判定变速机构 10 的变速动作是否应当发生,例如,判定自动变速部分 20 应该换到哪个档位。基于车速 V 和自动变速部分 20 的输出转矩 T_{OUT} 形式的车辆状况,并根据存储在存储装置 56 中且表示由图 6 中实线所表示的升档边界线和由图 6 中的单点划线表示的降档边界线的变速边界线图(变速控制图或关系),来做出此判定。有级变速

控制装置 54 控制自动变速部分 20 使其被换到所确定的档位。即,有级变速控制装置 54 产生施加到液压控制单元 42 的命令(液压变速命令),以选择性地接合和松开两个液压操作摩擦接合装置,用于根据图 2 的表建立自动变速部分 20 的所确定的档位;即,产生用于通过松开侧接合装置的松开动作和接合侧接合装置的接合动作实现自动变速部分 20 的离合器对离合器变速动作的命令。根据该命令,液压控制单元 42 激励结合于其中的电磁操作阀,以驱动液压操作的摩擦接合装置的液压致动器,用于由此使松开侧接合装置松开并使接合侧接合装置接合,从而使自动变速器 20 变速。

[0102] 混合动力控制装置 52 用作无级变速控制装置,并被设置为在变速机构 10 被置于无级变速状态时,即在差速部分 11 被置于差速状态时,控制发动机 8 在高效率的运行范围内运行,并且控制第一和第二电动机 M1、M2 以最优化由发动机 8 和第二电动机 M2 产生的驱动力的比例,并最优化在第一电动机 M1 作为发电机运行期间由其产生的反作用力,由此控制作为电控无级变速器工作的差速部分 11 的速比 γ_0 。例如,混合动力控制装置 52 基于加速踏板的操作量 Acc(其用作操作者的需求车辆输出)和车辆行驶速度 V 计算在当前车辆行驶速度 V 下的目标(需求)车辆输出,并且基于计算出的目标车辆输出和由第一电动机 M1 产生的电能需求量来计算目标总车辆输出。混合动力控制装置 52 在考虑动力传递损失、作用在车辆的各种设备上的负荷、由第二电动机 M2 产生的辅助转矩等的同时,计算发动机 8 的目标输出以获得计算出的目标总车辆输出。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 ,以获得计算出的目标发动机输出,和由第一电动机 M1 产生的电能的产生量。

[0103] 混合动力控制装置 52 被设置成在考虑自动变速部分 20 的当前所选择档位的同时实施混合动力控制,以提高车辆的驱动性和发动机 8 的燃料经济性。在混合动力控制中,差速部分 11 被控制成用作电控无级变速器,以使得为发动机 8 高效运行的发动机转速 N_E 和由车速 V 及自动变速部分 20 的所选择档位确定的动力传递部件的转速 N_{18} 具有最优化协作。也就是说,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,使得发动机 8 根据存储在存储装置 56 中的最高燃料经济性曲线(未示出的燃料经济性图或关系)而运行。变速机构 10 的总速比 γ_T 的目标值允许发动机转矩 T_E 和转速 N_E 被控制成,使得发动机 8 提供为获得目标车辆输出(目标总车辆输出或需求车辆驱动力)所需的输出。最高燃料经济性曲线通过实验而获得,以满足发动机 8 的期望运行效率和最高燃料经济性两者,并限定在由发动机转速 N_E 的轴线和发动机转矩 T_E 的轴线限定的二维坐标系统中。混合动力控制装置 52 控制差速部分 11 的速比 γ_0 ,同时考虑自动变速部分 20 的选择的档位,以获得总速比 γ_T 的目标值,从而总速比 γ_T 可以被控制在预定范围内,例如 13 和 0.5 之间。

[0104] 在混合动力控制中,混合动力控制装置 52 控制逆变器 58,使得由第一电动机 M1 产生的电能经逆变器 58 供应到电能储存设备 60 和第二电动机 M2。也就是说,由发动机 8 产生的驱动力的主要部分被机械地传递到动力传递部件 18,而驱动力的其余部分被第一电动机 M1 消耗以将此部分转换成电能,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 用所供应的电能运行,以产生待传递到动力传递部件 18 的机械能。这样,驱动系统设置有电气路径,由发动机 8 的驱动力的一部分转换所生成的电能经此电气路径被转换成机械能。

[0105] 混合动力控制装置 52 还设置成,无论车辆是静止还是行驶,通过由于差速部分 11 的电控 CVT 功能来控制第一电动机速度 N_{M1} 和 / 或第二电动机速度 N_{M2} ,使得发动机转速 N_E

保持基本恒定或保持在期望值。换言之,混合动力控制装置 52 能够根据期望控制第一电动机速度 N_{M1} 和 / 或第二电动机速度 N_{M2} , 同时使发动机转速 N_E 保持基本恒定或保持在期望值。

[0106] 为了在车辆行驶期间提高发动机转速 N_E , 例如, 混合动力控制装置 52 提高第一电动机 M1 的运行速度 N_{M1} , 同时使由车速 V (驱动轮 38 的速度) 确定的第二电动机 M2 的运行速度 N_{M2} 保持基本恒定, 如图 3 的共线图清楚可见。为了在自动变速部分 20 的变速操作期间使发动机转速 N_E 保持基本恒定, 混合动力控制装置 52 以与由自动变速部分 20 的变速操作引起的第二电动机速度 N_{M2} 的改变方向相反的方向改变第一电动机速度 N_{M1} , 同时保持发动机转速 N_E 基本恒定。

[0107] 混合动力控制装置 52 包括发动机输出控制装置, 其用于通过单独地或组合地控制节气门致动器 97 以打开和关闭电子节气门 96 以及控制由燃料喷射设备 98 喷射到发动机 8 中的燃料喷射量和正时、和 / 或由点火设备 99 进行的点火器的点火正时, 来控制发动机 8 以提供需求输出。例如, 混合动力控制装置 52 基本设置成, 基于加速踏板操作量 Acc 并根据操作量 Acc 和电子节气门 96 的开度角 θ_{TH} 之间的预定存储的关系 (未示出) 控制节气门致动器 97, 使得开度角 θ_{TH} 随着操作量 Acc 的增大而增大。发动机输出控制设备 43 根据从混合动力控制装置 52 接收的命令, 控制节气门致动器 97 以打开和关闭电子节气门 96, 控制燃料喷射设备 98 以控制燃料喷射, 并控制点火设备 99 以控制点火器的点火正时, 由此控制发动机 8 的转矩。

[0108] 不论发动机 8 处于非运行状态还是怠速状态, 混合动力控制装置 52 都能够通过利用差速部分 11 的电控 CVT 功能来建立电机驱动模式以由电动机驱动车辆。图 6 中的实线 A 表示限定出发动机驱动区域和电机驱动区域的边界线的示例, 其用于在发动机 8 和电动机 (例如, 第二电动机 M2) 之间切换用作启动并驱动车辆的车辆驱动力源 (以下称为“驱动力源”)。换言之, 车辆驱动模式可以在所谓“发动机驱动模式”和所谓“电机驱动模式”之间切换, 发动机驱动模式对应于其中以发动机 8 用作驱动力源来启动并驱动车辆的发动机驱动区域, 电机驱动模式对应于其中以第二电动机 M2 用作驱动力源来驱动车辆的电机驱动区域。表示用于在发动机驱动模式和电机驱动模式之间切换的图 6 的边界线 (实线 A) 的预先存储的关系是二维坐标系统中的驱动力源切换图 (驱动力源图) 的示例, 该二维坐标系统由车速 V 形式的控制参数和输出转矩 T_{OUT} 形式的驱动力相关值限定。此驱动力源切换图与由图 6 中的实线和单点划线表示的变速边界线图 (变速图) 一起存储在存储装置 56 中。

[0109] 混合动力控制装置 52 判定车辆状况是处于电机驱动区域还是发动机驱动区域中, 并建立电机驱动模式或发动机驱动模式。基于由车速 V 和需求输出转矩 T_{OUT} 表示的车辆状况, 并根据图 6 的驱动力源切换图, 来进行此判定。从图 6 可以理解, 当输出转矩 T_{OUT} 处于较低的范围 (其中发动机效率较低) 时, 即当发动机转矩 T_E 处于较低的范围时, 或当车速 V 处于较低的范围时, 即当车辆负载较低时, 通常由混合动力控制装置 52 建立电机驱动模式。因此, 通常车辆在电机驱动模式下启动, 而不是在发动机驱动模式下启动。当作为由加速踏板 45 的操作引起的需求输出转矩 T_{OUT} 或发动机转矩 T_E 增大的结果, 车辆启动时的车辆状况在由图 6 的驱动力源切换图限定的电机驱动区域之外时, 车辆可以在发动机驱动模式下启动。

[0110] 为了减少发动机 8 在其非运行状态下的拖滞 (dragging) 并提高电机驱动模式下

的燃料经济性,混合动力控制装置 52 被设置成,由于差速部分 11 的电控 CVT 功能(差速作用),即,通过控制差速部分 11 执行其电控 CVT 功能(差速作用),来根据需要将发动机转速 N_E 保持为零或基本为零,使得第一电动机速度被控制为自由旋转而具有负速度 N_{M1} 。

[0111] 混合动力控制装置 52 还能够通过将来自第一电动机 M1 或电能储存设备 60 的电能施加到第二电动机 M2 来执行所谓“转矩辅助”操作以辅助发动机 8,从而第二电动机 M2 运行以将驱动转矩传递到驱动轮 38。因而,在发动机驱动模式下,第二电动机 M2 可以附加于发动机 8 而被使用。可进行转矩辅助操作以增大在电机驱动模式下的第二电动机 M2 的输出转矩。

[0112] 混合动力控制装置 52 被设置成,不论车辆静止还是以较低速行驶,由差速部分 11 的电控 CVT 功能将发动机 8 保持在运行状态下。当在车辆静止时需要第一电动机 M1 运行以对电能储存设备 60 充电时,为了在电能储存设备 60 中所存储的电量 SOC 减少的情况下对电能储存设备 60 充电,即使在当车辆静止时由车速 V 确定的第二电动机 M2 的运行速度为零(基本为零)的情况下,发动机 8(其运行以使第一电动机 M1 以较高速运行)的转速 N_E 也可以保持为足够高,以由于动力分配机构 16 的差速作用而允许发动机 8 自身的运行。

[0113] 混合动力控制装置 52 还被设置成,通过切断从电能储存设备 60 经逆变器 58 施加到第一电动机 M1 的电流,来将第一电动机 M1 置于无负载状态。当第一电动机 M1 被置于无负载状态时,允许第一电动机 M1 自由旋转,且差速部分被置于类似于动力切断状态的状态,在动力切断状态中动力不能经差速部分 11 内的动力传递路径传递,且不能从差速部分 11 产生输出。即,混合动力控制装置 52 用作电动机控制装置,用于将第一电动机 M1 置于无负载状态,由此将差速部分 11 置于其中动力传递路径被电地切断的中立状态。

[0114] 高速档判定装置 57 被设置成,基于车辆状况并且根据存储在存储装置 56 中并在图 6 中作为示例表示的变速边界线图来判定变速机构 10 应当换到的档位是否是高速档位,例如第五档位。通过判定由有级变速控制装置 54 选择的档位是否为第五档位来做出此判定,用于判定切换离合器 C0 和制动器 B0 中哪一个应当被接合以将变速机构 10 置于有级变速状态。

[0115] 切换控制装置 50 被设置成,通过基于车辆状况接合和松开接合装置(切换离合器 C0 和制动器 B0),来选择性地将变速机构 10 在无级变速状态和有级变速状态之间,即在差速状态和锁止状态之间切换。例如,切换控制装置 50 被设置成,基于由车速 V 和需求输出转矩 T_{OUT} 表示的车辆状况并根据存储在存储装置 56 中并在图 6 中作为示例由双点划线表示的切换边界线图(切换控制图或关系),即,车辆状况是处于用于将变速机构 10 置于无级变速状态的无级变速区域还是处于用于将变速机构 10 置于有级变速状态的有级变速区域,来判定变速机构 10 的变速状态是否应该改变。切换控制装置 50 根据车辆状况是处于无级变速区域还是处于有级变速区域,将变速机构 10 置于无级变速状态或有级变速状态。这样,通过选择性地接合和松开切换离合器 C0 或切换制动器 B0 以将差速部分 11 置于非无级变速状态,切换控制装置 50 用作差速状态限制装置,用于限制差速部分 11 作为电控差速装置的工作,即,用于限制差速部分 11 作为电控无级变速器的工作。

[0116] 具体而言,当切换控制装置 50 判定车辆状况处于有级变速区域时,切换控制装置 50 禁止混合动力控制装置 52 实施混合动力控制或者无级变速控制,并允许有级变速控制装置 54 实施预定的有级变速控制,在该有级变速控制中变速部分 20 根据存储在存储装置

56 中并由图 6 中作为示例表示的变速边界线图自动地变速。图 2 表示被存储在存储装置 56 中并选择性地用于自动变速部分 20 的自动变速的液压操作摩擦接合装置 C0、C1、C2、B0、B1、B2 和 B3 的接合动作的组合。在有级变速状态下,作为由差速部分 11 和自动变速部分 20 构成的整体的变速机构 10 用作所谓的有级自动变速器,其根据图 2 的表来自动地变速。

[0117] 当高速档判定装置 57 判定变速机构 10 应当换到第五档位时,切换控制装置 50 命令液压控制单元 42 松开切换离合器 C0 并接合切换制动器 B0,使得差速部分 11 能够用作具有例如 0.7 的固定速比 γ_0 的辅助变速器,从而变速机构 10 整体上被置于具有低于 1.0 速比的所谓“超速档位”。当高速档判定装置 57 没有判定变速机构 10 应当换档到第五档位时,切换控制装置 50 命令液压控制单元 42 接合切换离合器 C0 并松开切换制动器 B0,使得差速部分 11 能够用作具有例如 1.0 的固定速比 γ_0 的辅助变速器,从而变速机构 10 整体上被置于速比不低于 1.0 的减速档位。这样,当变速机构 10 被切换控制装置 50 切换到有级变速状态时,作为辅助变速器工作的差速部分 11 在切换控制装置 50 的控制下被置于两个档位中所选择的一个,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,从而变速机构 10 整体上用作所谓的有级自动变速器。

[0118] 当切换控制装置 50 判定车辆状况处于用于将变速机构 10 置于无级变速状态的无级变速区域中时,切换控制装置 50 命令液压控制单元 42 松开切换离合器 C0 和切换制动器 B0 两者,以将差速部分 11 置于无级变速状态。同时,切换控制装置 50 允许混合动力控制装置 52 实施混合动力控制,并且命令有级变速控制装置 54 选择并保持档位中预定的一个,或者允许自动变速部分 20 根据存储在存储装置 56 中并在图 6 中作为示例表示的变速边界线图进行自动变速。在后一情况下,有级变速控制装置 54 通过适当地选择图 2 的表中所示的摩擦接合装置的作动状态的组合(除了包括切换离合器 C0 和制动器 B0 的接合的组合)来实施自动变速控制。这样,在切换控制装置 50 的控制下被切换到无级变速状态的差速部分 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,从而变速机构 10 提供足够的车辆驱动力,使得被置于第一至第四档位之一的自动变速部分 20 的输入速度 N_{IN} ,即动力传递部件 18 的转速 N_{18} 被连续地改变,从而当变速部分 20 被置于这些档位之一时变速机构 10 的速比在预定范围上可连续变化。因此,自动变速部分 20 的速比在相邻档位上可连续变化,由此变速机构 10 的总速比 γ_T 可连续变化。

[0119] 将详细说明图 6 的图。如图 6 作为示例示出并存储在存储装置 56 中的变速边界线图(变速控制图或关系)用于判定自动变速部分 20 是否应当变速,并且被限定在由包括车速 V 和需求输出转矩 T_{OUT} 形式的驱动力相关值的控制参数限定的二维坐标系统中。在图 6 中,实线表示升档边界线,而单点划线表示降档边界线。

[0120] 图 6 中的虚线表示被切换控制装置 50 用于判定车辆状况是处于有级变速区域还是无级变速区域的车速上限 $V1$ 和输出转矩上限 $T1$ 。换言之,虚线表示高速行驶边界线和高输出行驶边界线,高速行驶边界线表示超出其就判定混合动力车辆处于高速行驶状态的车速上限 $V1$,高输出行驶边界线表示超出其就判定混合动力车辆处于高输出行驶状态的自动变速部分 20 输出转矩 T_{OUT} 的输出转矩上限 $T1$ 。输出转矩 T_{OUT} 是与混合动力车辆的驱动力相关的驱动力相关值的示例。图 6 还示出了相对于虚线偏移了合适量的控制滞后的双点划线,其用于判定有级变速状态是否改变到无级变速状态或相反情况。这样,图 6 的虚线和双点划线构成所存储的切换边界线图(切换控制图或关系),其被切换控制装置 50 用于根据

车速 V 和输出转矩 T_{OUT} 形式的控制参数是否高于预定上限值 $V1$ 、 $T1$ 来判定车辆状况是处于有级变速区域还是无级变速区域。此切换边界线图可以与变速边界线图一起存储在存储装置 56 中。切换边界线图可以使用车速上限 $V1$ 和输出转矩上限 $T1$ 中的至少一个,或车速 V 和输出转矩 T_{OUT} 中的至少一个,作为至少一个参数。

[0121] 上述变速边界线图、切换边界线图和驱动力源切换图可以被用于将实际车速 V 与限值 $V1$ 比较和将实际输出转矩 T_{OUT} 与限值 $T1$ 比较的所存储的判定式所替换。在此情况下,切换控制装置 50 通过在实际车速 V 已经超过上限 $V1$ 时接合切换制动器 $B0$,或通过在自动变速部分 20 的输出转矩 T_{OUT} 已经超过上限 $T1$ 时接合切换离合器 $C0$,将变速机构 10 切换到有级变速状态。

[0122] 切换控制装置 50 可以被设置成,在检测到可操作以使差速部分 11 作为电控无级变速器工作的诸如电动机之类的电气部件的任何功能故障或劣化时,即使当车辆状况处于无级变速区域时也将变速机构 10 置于有级变速状态。这些电气部件包括诸如第一电动机 $M1$ 、第二电动机 $M2$ 、逆变器 58、电能储存设备 60 和将这些部件互连的电线之类的部件,并与由第一电动机 $M1$ 产生的电能经由其被转换为机械能的电路相关。部件的功能劣化可能由它们的故障或温度降低引起。例如,切换控制装置 50 设置成判定用于使差速部分 11 能作为电控无级变速器工作的诸如电动机之类的任何电气部件是否具有任何故障或功能劣化,并在判定出任何故障或功能劣化时将变速机构 10 置于有级变速状态下。

[0123] 上述驱动力相关值是车辆的驱动力相对应的参数,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 或者车辆的加速度值 G 、以及驱动轮 38 的驱动力矩或驱动力。该参数可以是:基于加速踏板操作量 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 计算的实际值;或者是基于加速踏板操作量 Acc 或节气门开度 θ_{TH} 计算的需求(目标)发动机转矩 T_E 、自动变速部分 20 的需求(目标)输出转矩 T_{OUT} 和需求车辆驱动力的估计值中的任何一个。上述车辆驱动力矩可以不仅基于输出转矩 T_{OUT} 等而且基于差速齿轮设备 36 的速比和驱动轮 38 的半径计算,或者可以由转矩传感器等直接检测。

[0124] 例如,车速上限 $V1$ 被确定为使得当车辆处于高速行驶状态时变速机构 10 被置于有级变速状态。也就是说,在车轮高速行驶期间,差速机构 10 被有效地用作行星齿轮式的有级变速器,该有级变速器具有高的动力传递效率,而不具有电气路径。

[0125] 另一方面,输出转矩上限 $T1$ 根据第一电动机 $M1$ 的运行特性确定,第一电动机 $M1$ 是小尺寸的并且其最大电能输出较小,从而当在车辆的高输出行驶状态下发动机输出较高时,第一电动机 $M1$ 的反作用转矩不会那么大。或者,输出转矩上限 $T1$ 被确定成使得变速机构 10 在高速行驶状态下被置于有级变速状态,即,用作速比可有级变化的有级变速器,而不是无级变速器。此确定是基于车辆操作者这样的愿望,即,在车辆的高输出行驶状态下,使发动机速度因变速器的变速动作而变化,该愿望高于车辆操作者提高燃料经济性的愿望。

[0126] 参考图 7,示出了切换边界线图(切换控制图或关系),其被存储在存储装置 56 中,并且限定出用作被切换控制装置 50 用于判定车辆状况是否处于有级变速区域或无级变速区域的边界线的发动机输出线。这些发动机输出线由发动机转速 N_E 和发动机转矩 T_E 形式的控制参数来限定。切换控制装置 50 可以使用图 7 的切换边界线图代替图 6 的切换

边界线图,基于发动机转速 N_E 和发动机转矩 T_E 来判定车辆状况是处于有级变速区域还是处于无级变速区域。图 6 的切换边界线可以基于图 7 的切换边界线图。换言之,图 6 的虚线可以在由车速 V 和输出转矩 T_{OUT} 形式的控制参数限定的二维坐标系统中,基于图 7 的关系(图)来限定。

[0127] 由图 6 的切换边界线图限定的有级变速区域被限定为输出转矩 T_{OUT} 不低于预定上限 $T1$ 的高转矩驱动区域,或者车速 V 不低于预定上限 $V1$ 的高速驱动区域。因此,当发动机 8 的转矩较高时或当车速 V 较高时实施有级变速控制,而当发动机 8 的转矩较低时或当车速 V 较低时,即当发动机 8 处于通常输出状态时,实施无级变速控制。

[0128] 类似地,由图 7 的切换边界线图限定的有级变速区域被限定为发动机转矩 T_E 不低于预定上限 T_{E1} 的高转矩驱动区域、或发动机转速 N_E 不低于预定上限 N_{E1} 的高速驱动区域,或者可选地被限定为基于发动机转矩 T_E 和转速 N_E 计算的发动机 8 的输出不低于预定限值的高输出驱动区域。因此,当发动机 8 的转矩 T_E 、转速 N_E 或输出较高时实施有级变速控制,而当发动机的转矩 T_E 、转速 N_E 或输出较低时,即发动机 8 处于通常输出状态时,实施无级变速控制。图 7 的切换边界线图切换图的边界线可以被认为是高速阈值线或高发动机输出阈值线,其限定了车速 V 或发动机输出的上限。

[0129] 在以上所述的本实施例中,在车辆的低速或中速行驶状态下或在车辆的低输出或中输出行驶状态下,变速机构 10 被置于无级变速状态,确保了车辆的高度燃料经济性。在车速 V 高于上限 $V1$ 时的车辆高速行驶状态下,变速机构 10 被置于其中发动机 8 的输出主要经机械动力传递路径传递到驱动轮 38 的有级变速状态,从而由于减少了当差速部分 11 用作电控无级变速器时会发生的机械能到电能的转换损失而提高了燃料经济性。

[0130] 在输出转矩 T_{OUT} 高于上限 $T1$ 时的车辆高输出行驶状态下,变速机构 10 也被置于有级变速状态。因此,仅当车速 V 较低或中等,或者发动机输出较低或中等时,变速机构 10 才被置于无级变速状态,从而可以减小由第一电动机 M1 产生的需求电能量,即可以减小必须从第一电动机 M1 传递的最大电能量,由此可以减小第一电动机 M1 的需求电反作用力,使得可以最小化第一电动机 M1 和第二电动机 M2 的需求尺寸以及包括这些电机的驱动系统的需求尺寸。

[0131] 即,上限 $TE1$ 被确定为使得当发动机输出 T_E 不高于上限 $TE1$ 时第一电动机 M1 可以产生对应于发动机转矩 T_E 的反作用转矩,且当车辆处于其中发动机转矩 T_E 高于上限 $TE1$ 的高输出行驶状态下时差速部分 11 被置于有级变速状态。在差速部分 11 的有级变速状态下,第一电动机 M1 不需要如差速部分 11 的无级变速状态下那样产生对应于发动机转矩 T_E 的反作用转矩,使得可以降低第一电动机 M1 耐久性的劣化,同时防止其需求尺寸的增大。换言之,可以使得本实施例中第一电动机 M1 的需求最大输出小于与发动机输出 T_E 的最大值对应的其反作用转矩容量。也就是说,第一电动机 M1 的需求最大输出可以被确定为使得其反作用转矩容量小于与超过上限 $TE1$ 的发动机转矩 T_E 对应的值,从而可以减小第一电动机 M1 的需求尺寸。

[0132] 第一电动机 M1 的最大输出是此电动机的标称额定值,其通过在该电动机所运行的环境下的实验来确定。发动机转矩 T_E 的上述上限通过实验被确定为使得该上限是等于或低于发动机转矩 T_E 最大值的值,并且第一电动机 M1 可以承受低于该值的反作用转矩,从而可以降低第一电动机 M1 的耐久性的劣化。

[0133] 根据其它概念,在车辆驾驶员对提高车辆的驱动性比对提高燃料经济性具有更强期望的车辆高输出行驶状态下,变速机构 10 被置于有级变速状态(固定速比变速状态),而不是无级变速状态。在这种情况下,如图 8 所示,发动机转速 N_E 随着自动变速部分 20 的升档动作而改变,确保了当自动变速部分 20 升档时发动机转速 N_E 舒适的节奏性变化。

[0134] 图 9 示出变速操作装置 46 形式的可手动操作的变速操作装置的示例。变速操作装置 46 包括上述变速杆 48,该变速杆例如配置成在横向临近操作者的座椅,并且被手动地操作以选择多个位置中的一个,所述多个位置由驻车位置 P、反向驱动位置 R、空档位置 N、自动向前驱动变速位置 D 和手动向前驱动变速位置 M 组成,其中驻车位置 P 用于将驱动系统 10(即,自动变速部分 20)置于空档状态下,在该空档状态下,动力传递路径通过使切换离合器 C0 和制动器 B0 两者都被置于释放状态下而断开,同时自动变速部分 20 的输出轴 22 处于锁止状态,所述反向驱动位置 R 用于沿向后的方向驱动车辆,所述空档位置 N 用于将驱动系统 10 置于空档状态。

[0135] 当操作变速杆 48 以选择变速位置中的一个时,包括在液压控制单元 42 中并且可操作地连接到变速杆 48 的手动阀被操作,以建立液压控制单元 42 的对应状态。在自动向前驱动位置 D 或手动向前驱动位置 M 中,通过电气地控制包括在液压控制单元 42 中的适当的电磁操作阀,建立图 2 的表中所示的第一到第五档位(1st 到 5th)中的一个。

[0136] 上述驻车位置 P 和空档位置 N 是当不驱动车辆时选择的非驱动位置,而上述反向驱动位置 R 以及自动和手动向前驱动档位 D、M 是当驱动车辆时选择的驱动位置。在非驱动位置 P、N 中,如图 2 的表中所示,自动变速部分 20 中的动力传递路径处于通过松开第一和第二离合器 C1 和 C2 建立的动力中断状态。在驱动位置 R、D、M 中,也如图 2 的表中所示,自动变速部分 20 中的动力传递路径处于通过接合离合器 C1 和 C2 中的至少一个建立的动力传递状态。

[0137] 具体而言,从驻车位置 P 或空档位置 N 到反向驱动位置 R 的变速杆 48 的手动操作导致第二离合器 C2 接合,用于将自动变速部分 20 中的动力传递路径从动力中断状态切换到动力传递状态。从空档位置 N 到自动向前驱动位置 D 的变速杆 48 的手动操作导致至少第一离合器 C1 接合,用于将自动变速部分 20 中的动力传递路径从动力中断状态切换到动力传递状态。自动向前驱动位置 D 提供最高速度位置,并且可在手动向前驱动位置 M 中选择的位置“4”到“L”是其中发动机制动施加到车辆的发动机制动位置。

[0138] 手动向前驱动位置 M 在车辆的纵向方向上位于与自动向前驱动位置 D 相同的位置,并且在车辆的横向方向上与自动向前驱动位置 D 间隔开或相邻。变速杆 48 被操作到手动向前驱动位置 M,用于手动地选择上述位置“D”到“L”中的一个。具体而言,变速杆 48 可从手动向前驱动位置 M 移动到在车辆的纵向方向上相互间隔的升档位置“+”和降档位置“-”。每次变速杆 48 被移动到升档位置“+”或降档位置“-”时,当前选定的位置变化一个位置。“D”到“L”的五个位置具有各自不同的其中变速机构 10 的总速比 γ_T 可自动地变化的范围的下限,即,对应于变速机构 10 的最高输出速度的总速比 γ_T 的各自不同的最低值。即,“D”到“L”的五个位置选择各自不同数量的可自动地选择的自动变速部分 20 的速度位置(档位),从而通过选定的数量的档位确定最低总速比 γ_T 。变速杆 48 通过诸如弹簧的偏压装置被偏压,从而使变速杆 48 从升档位置“+”和降档位置“-”自动地返回到手动向前驱动位置 M。变速操作装置 46 设有档位传感器 49,该档位传感器能够检测当前选定的变速

杆 48 的位置,从而使指示当前选定的变速杆 48 的操作位置和变速杆 48 的变速操作数量的信号施加到电子控制设备 40。

[0139] 当变速杆 48 被操作到自动向前驱动位置 D 时,切换控制装置 50 根据图 6 所示的存储的切换边界线图实现变速机构 10 的自动切换控制,并且混合动力控制装置 52 实现动力分配机构 16 的无级变速控制,同时有级变速控制装置 54 实现自动变速器 20 的自动变速控制。例如,当变速机构 10 被置于有级变速状态下时,变速机构 10 的变速动作被自动地控制以选择图 2 所示的第一到第五档位中的适当的一个。当驱动系统被置于无级变速状态下时,动力分配机构 16 的速比连续地变化,同时自动变速器 20 的变速动作被自动地控制以选择第一到第四档位中的适当的一个,从而将变速机构 10 的总速比 γ_T 控制成可在预定范围内连续地变化。自动向前驱动位置 D 是选择成建立自动变速模式(自动模式)的位置,在该自动变速模式中,变速机构 10 自动地变速。

[0140] 另一方面,当变速杆 48 被操作到手动向前驱动位置 M 时,变速机构 10 的变速动作由切换控制装置 50、混合动力控制装置 52 和有级变速控制装置 54 自动地控制,使得总速比 γ_T 可在预定范围内变化,该预定范围的下限由具有最低速比的档位确定,该档位由变速位置中手动选择的一个确定。例如,当变速机构 10 被置于有级变速状态下时,变速机构 10 的变速动作在总速比 γ_T 的上述预定范围内被自动地控制。当变速机构 10 被置于有级变速状态下时,动力分配机构 16 的速比连续地变化,同时自动变速器 20 的变速动作被自动地控制,以选择档位(其数量通过变速位置中手动选择的一个确定)中适当的一个,从而将变速机构 10 的总速比 γ_T 控制成可在预定范围内连续地变化。手动向前驱动位置 M 是选择以建立手动变速模式(手动模式)的位置,在手动变速模式中,变速机构 10 的可选择档位是手动选择的。

[0141] 如上所述,根据本实施例的变速机构 10(差速部分 11 或动力分配机构 16)可在无级变速状态(差速状态)与非无级变速状态(锁止状态)之间切换。在切换控制装置 50 的控制下,根据切换控制装置 50 对差速部分 11 应被置于其中的变速状态的判定,差速部分 11 被选择性地置于无级变速状态和非无级变速状态中的一个状态下。

[0142] 当差速部分 11 被置于锁止状态下时,例如第一电动机 M1 不需要接收对应于发动机转矩 T_E 的反作用转矩。当差速部分 11 被置于差速状态下并且用作电控差速装置,例如用作电控无级变速器时,第一电动机 M1 需要接收对应于发动机转矩 T_E 的反作用转矩。

[0143] 因此,当车辆在发动机 8 在高负荷下工作的情况下行驶时,待通过电气路径从第一电动机 M1 传递到第二电动机 M2 的电能量随着第一电动机 M1 的发电量的增大而增大,从而使第二电动机 M2 的输出相应地增大。尤其在拖拽挂车时长时间高负荷低速的车辆行驶中,第一电动机 M1 的发电量增大,并且待通过电气路径传递的电能量增大,导致逆变器 58 和与包括第一和第二电动机 M1、M2 的电气路径相联的其它部件的温度升高,以及与电气路径相联的那些部件的负荷增大,并引起所述部件的功能和耐久性的恶化的危险。

[0144] 为了避免为了在车辆长时间高负荷低速行驶期间用于冷却与电气路径相联的部件(如图 5 所示)而设置的混合动力冷却设备 62 中的冷却水温度 $TEMP_{HW}$ 升高,需要增大混合动力冷却设备 62 的冷却能力。还需要增大与电气路径相联的部件的能力,从而使所述部件可承受由于电能量的增大而引起的高负荷。然而,满足这些要求会造成混合动力冷却设备 62 和与电气路径相联的部件的尺寸和重量的增加,不利地导致车用驱动系统的制造成

本的增加。

[0145] 上述混合动力冷却设备 62 包括混合动力散热器 63 和混合动力水泵 64。从而使从混合动力水泵 64 输送的冷却水流过由虚线 W 指示的冷却通路 W, 该冷却通路经过与包括第一电动机 M1 和第二电动机 M2 的电气路径相联的诸如逆变器 58 之类的部件的外部, 同时冷却水通过混合动力散热器 63 而被冷却。混合动力散热器 63 设有用于检测冷却水温度 $TEMP_{HV}$ 的水温传感器 65。

[0146] 为了检测与包括第一和第二电动机 M1、M2 的电气路径相联的逆变器 58 和其它部件的温度, 分别在第一和第二电动机 M1、M2 的定子线圈附近设有用于检测第一电动机温度 $TEMP_{M1}$ 的第一电动机温度传感器 66 和用于检测第二电动机温度 $TEMP_{M2}$ 的第二电动机温度传感器 68。

[0147] 鉴于上述内容, 本实施例布置成在差速部分 11 在其作为电控无级变速器的无级变速状态下工作期间, 当通过电气路径传递的电能量已增大到预定的热限界时, 将差速部分 11 (动力分配机构 16) 置于非差速状态 (锁止状态) 下, 用于防止电能的传递。即, 切换离合器 C0 或切换制动器 B0 中的任意一个被接合, 从而使接合的切换离合器 C0 或制动器 B0 而不是第一电动机 M1 接收对应于发动机转矩 T_E 的反作用转矩, 由此使第一电动机 M1 的发电量为零。此布置使得全部发动机转矩 T_E 都通过差速部分 11 被机械地传递, 并避免了电能通过电气路径的传递, 使得可以限制与电气路径相联的部件的温度升高, 并减小那些部件的负荷。

[0148] 应考虑到可以通过减小通过电气路径传递的电能量, 而不是通过用机械能代替通过电气路径传递的全部电能, 来限制与电气路径相联的部件的温度升高并减小那些部件的负荷。

[0149] 也就是说, 当差速部分 11 置于无级变速状态并作为电控无级变速器工作时, 在通过电气路径传递的电能量已增大到预定的热限界的情况下, 可通过将切换离合器 C0 或切换制动器 B0 置于其部分动力传递状态或部分接合状态 (部分打滑状态), 而不是完全接合切换离合器 C0 或切换制动器 B0 以将差速部分 11 置于其非无级变速状态下, 来抑制通过电气路径传递的电能量。即, 通过将切换离合器 C0 或切换制动器 B0 置于其部分接合状态从而不仅第一电动机 M1 而且切换离合器 C0 或切换制动器 B0 也接收对应于发动机转矩 T_E 的反作用转矩, 来抑制第一电动机 M1 的发电量。这样, 否则应由第一电动机 M1 接收的发动机转矩 T_E 的一部分可通过差速部分 11 机械地传递, 从而使通过电气路径传递的电能量受到抑制, 使得可以抑制与电气路径相联的部件的温度升高, 并减小那些部件的负荷。将切换离合器 C0 或切换制动器 B0 置于其部分接合状态是限制动力分配机构 16 的差速作用从而限制差速部分 11 作为电控差速装置工作的方法的一个形式。

[0150] 还应注意, 使通过第一电动机 M1 产生的电能量为零以使通过电气路径传递的电能量为零, 是抑制通过第一电动机 M1 产生的电能量以抑制通过电气路径传递的电能量的方法的一个形式。在这方面, 除非在本实施例的说明中另外地指定, 使通过第一电动机 M1 产生的电能量为零包括在抑制通过第一电动机 M1 产生的电能量以抑制通过电气路径传递的电能量的方法中。

[0151] 当差速部分 11 置于无级变速状态并作为电控无级变速器工作时通过电气路径的电能传递量已增大到预定的热限界的情况被考虑成包括以下情况, 即: 与电气路径相联的

逆变器 58 和包括第一和第二电动机 M1、M2 的其它部件的温度已升高到预定的上限或更高,例如,第一电动机温度 $TEMP_{M1}$ 和第二电动机温度 $TEMP_{M2}$ 中的至少一个已升高到预定上限 $TEMP1$ 或更高。通过电气路径的电能传递量已升高到热限界的情况被考虑成还包括冷却水温度 $TEMP_{HV}$ 已升高到预定上限 $TEMP2$ 的情况。预定上限 $TEMP1$ 和 $TEMP2$ 是通过试验获得的阈值,用以判定通过差速部分的电能传递量是否已增大到与电气路径相联的部件的热限界,换言之,用以判定差速部分中产生的电能量是否已超过与电气路径相联的部件的最大允许值。

[0152] 参照图 5 详细地说明,差速状态判定装置 80 设置成判定差速部分 11 是否被置于无级变速状态下并作为电控无级变速器工作。通过差速状态判定装置 80 的此判定是基于由车速 V 和输出转矩 T_{OUT} 代表的车辆状况,并根据在图 6 中作为示例所示且被切换控制装置 50 所使用的切换控制脉谱图而做出的。切换控制脉谱图限定其中差速机构 10 应置于有级变速状态的有级变速区域和其中差速机构 10 应置于无级变速状态的无级变速区域。当车辆状况位于无级变速区域中时,差速状态判定装置 80 判定差速部分 11 置于无级变速状态并作为电控无级变速器工作。

[0153] 热限界判定装置 82 设置成判定通过电气路径传递的电能传递量是否已增大到热限界。例如,此判定是通过判定是否第一电动机温度 $TEMP_{M1}$ 和第二电动机温度 $TEMP_{M2}$ 中的至少一个高于预定上限 $TEMP1$,或者混合动力冷却设备 62 的冷却水温度 $TEMP_{HV}$ 高于预定上限 $TEMP2$ 而做出的。

[0154] 电能抑制控制装置 84 设置成,当差速状态判定装置 80 判定差速部分 11 置于无级变速状态并且作为电控无级变速器工作时,并且当热限界判定装置 82 判定电能传递量已增大到热限界时,命令切换控制装置 50 通过将差速部分 11 (动力分配机构 16) 置于非差速状态 (锁止状态) 或者将切换离合器 C0 或切换制动器 B0 置于其部分接合状态而限制差速部分 11 的差速作用,用于抑制通过差速部分 11 传递的电能量。

[0155] 根据从电能抑制控制装置 84 接收的命令,切换控制装置 50 命令液压控制单元 42 将切换离合器 C0 或切换制动器 B0 置于其部分接合状态或完全接合状态。

[0156] 在某些情况下,无法通过切换控制装置 50 将切换离合器 C0 或切换制动器 B0 置于部分或完全接合状态。例如,切换离合器 C0 或切换制动器 B0 由于以下故障而无法部分地或完全地接合,即:切换离合器 C0 或制动器 B0 的摩擦部件的故障;液压控制单元 42 的合适电磁阀的故障;或导致切换离合器 C0 或制动器 B0 的操作响应延迟的摩擦部件或电磁阀的功能劣化。

[0157] 考虑到上述问题,当在差速部分置于无级变速状态并作为电控无级变速器工作时通过电气路径的电能传递量已增大到预定的热限界时,在切换离合器 C0 或切换制动器 B0 无法进入部分或完全接合状态的情况下,自动变速部分 20 被命令降档,用于抑制通过电气路径传递的电能量。也就是说,自动变速部分 20 的降档动作导致自动变速部分 20 的速比 γ 的增大,从而即使差速部分 11 的输出转矩在降档动作后减小,自动变速部分的输出转矩 T_{OUT} 也保持不变。因此,可通过执行自动变速部分 20 的降档动作和减小发动机转矩 T_E 来抑制第一电动机 M1 的发电量。这样,抑制了通过差速部分 11 中的电气路径传递的电能量,使得可以抑制与电气路径相联的部件的温度升高,并减小所述部件的负荷。然而,当在差速部分 11 置于无级变速状态并作为电控无级变速器工作时通过电气路径的电能传递量已增大

到热限界时,无论切换离合器 C0 或切换制动器 B0 是否无法部分地或完全地接合,都可以命令自动变速部分 20 降档。

[0158] 具体而言,差速限制可行性判定装置 86 设置成判定是否可以将差速部分 11 置于非差速状态用于限制差速部分 11 的差速作用,或者判定是否可以将切换离合器 C0 或切换制动器 B0 置于部分接合状态以限制差速部分 11 的差速作用。即,差速限制可行性判定装置 86 构造成判定切换离合器 C0 或切换制动器 B0 是否可通过切换控制装置 50 被部分地或完全地接合。例如,差速限制可行性判定装置 86 根据是否有如下故障而做出关于切换离合器 C0 或切换制动器 B0 是否可部分地或完全地接合的判定,所述故障包括:切换离合器 C0 或切换制动器 B0 的液压致动器的摩擦部件的故障;包含在液压控制单元 42 中用以控制液压致动器的电磁阀的故障;或由于液压致动器或电磁阀的功能劣化或低油温引起的离合器 C0 或制动器 B0 的操作响应延迟。

[0159] 在当差速状态判定装置 80 判定差速部分 11 置于无级变速状态并作为电控无级变速器工作时热限界判定装置 82 判定通过电气路径的电能量传递量已增大到预定的热限界的情况下,当差速限制可行性判定装置 86 判定切换离合器 C0 或切换制动器 B0 无法部分地或完全地接合时,电能抑制控制装置 84 命令有级变速控制装置 54 使自动变速部分 20 降档,用于抑制通过电气路径传递的电能量,并且当差速限制可行性判定装置 86 判定切换离合器 C0 或切换制动器 B0 可部分地或完全地接合时,电能抑制控制装置 84 命令切换控制装置 50 将差速部分 11 (动力分配机构 16) 置于非差速状态 (锁止状态) 或将切换离合器 C0 或切换制动器 B0 置于部分接合状态。然而,电能抑制控制装置 84 可构造成,只要在差速状态判定装置 80 判定差速部分 11 置于无级变速状态并作为电控无级变速器工作时热限界判定装置 82 判定通过电气路径的电能量传递量已增大到热限界,则无论切换离合器 C0 或切换制动器 B0 是否可部分地或完全地接合,都命令有级变速控制装置 54 使自动变速部分 20 降档,用于抑制通过电气路径传递的电能量。

[0160] 根据从电能抑制控制装置 84 接收的命令,有级变速控制装置 54 命令液压控制单元 42 接合和松开相应的两个液压操作的摩擦接合装置,用于使自动变速部分 20 降档,所述两个摩擦接合装置是根据图 2 的表选择的。

[0161] 应注意,在某些情况下自动变速部分 20 无法在有级变速控制装置 54 的控制下降档。例如,自动变速部分 20 无法降档的情况包括:降档动作使发动机速度 N_E 超过允许的最大值的情况 (其中发动机 8 受到过高速度工作的损害);降档动作使发动机对车辆制动并且因此车辆的减速度值超过一上限的情况;自动变速部分 20 的变速动作在 VSC 系统 (车辆稳定性控制系统) 的操作期间被禁止以控制发动机转矩 T_E 或各车轮的制动力从而提高车辆的转向或过弯稳定性的情况;以及有用于降档动作的接合装置的摩擦部件的故障、液压控制单元 42 中的电磁阀的故障或由于摩擦部件或电磁阀的功能劣化引起的自动变速部分 20 的操作响应延迟的情况。

[0162] 考虑到上述问题,本实施例布置成,当在其中差速部分 11 作为电控无级变速器工作的差速部分 11 的无级变速状态下通过电气路径传递的电能量已增大到热限界时,在切换离合器 C0 或切换制动器 B0 无法部分地或完全地接合的情况下,以及在自动变速部分 20 无法降档的情况下,减小发动机转矩用于抑制通过电气路径的电能量传递量。即,发动机转矩 T_E 被减小以抑制第一电动机 M1 的发电量,从而抑制通过差速部分 11 中的电气路径传递的

电能量,以抑制与电气路径相联的部件的温度升高,并减小那些部件的负荷。

[0163] 具体而言,降档动作可行性判定装置 88 设置成判定自动变速部分 20 是否可降档。例如,降档动作可行性判定装置 88 通过判定是否降档动作导致发动机 8 的过高速度工作或发动机对车辆的制动并且因此车辆减速度超过上限,或者通过判定是否降档动作在 VSC 系统工作期间被禁止,而做出关于自动变速部分 20 的降档动作是否可行的判定。降档动作可行性判定装置 88 还设置成通过判定是否有利于降档动作的接合装置的摩擦部件或液压致动器的故障、液压控制单元 42 中用以控制液压致动器的电磁阀的故障或由于液压致动器和电磁阀的功能劣化或低油温引起的自动变速部分 20 的操作响应延迟,而做出关于自动变速部分 20 的降档动作是否可行的判定。

[0164] 发动机转矩限制装置 90 设置成基于混合动力冷却设备 62 的冷却能力的平衡,命令混合动力控制装置 52 限制发动机转矩 T_E 使之不超过通过试验获得的预定上限 T_{TC} ,用于防止第一电动机温度 $TEMP_{M1}$ 、第二电动机温度 $TEMP_{M2}$ 和冷却水温度 $TEMP_{HV}$ 从当前水平升高。

[0165] 根据从发动机转矩限制装置 90 接收的命令,混合动力控制装置 52 命令发动机输出控制设备 43 减小电子节气门 96 的开度角或来自燃料喷射设备 98 的燃料供给量,或通过点火设备 99 推迟发动机 8 的点火正时,或实现节气门开度角和燃料供给量的减小与点火正时的推迟的组合,用于由此限制发动机转矩 T_E 使之不超过上限 T_{TC} 。

[0166] 图 10 示出发动机转矩 T_E 关于加速踏板操作量 Acc 的输出特性(由实线 A 和虚线 A 表示)的示例。如图 10 中的阴影区域所示,当加速踏板操作量 Acc 超过预定值 $Acc1$ 时,发动机转矩 T_E 超过预定上限 T_{TC} 。该阴影区域对应于高转矩区域(由虚线 A 表示),该区域是其中实际的发动机转矩 T_E 保持不大于预定上限 T_{TC} (由实线 B 表示)的受限区域 C,以防止第一电动机温度 $TEMP_{M1}$ 、第二电动机温度 $TEMP_{M2}$ 和冷却水温度 $TEMP_{HV}$ 从当前水平升高。

[0167] 当在差速状态判定装置 80 判定差速部分 11 置于无级变速状态并作为电控无级变速器工作时热限界判定装置 82 判定通过电气路径的电能传递量已增大到预定的热限界时,在差速限制可行性判定装置 86 判定切换离合器 C0 或切换制动器 B0 无法部分地或完全地接合的情况下,当降档动作可行性判定装置 88 判定自动变速部分 20 的降档动作不可行时,上述电能限制装置 84 命令发动机转矩限制装置 90 限制发动机转矩 T_E ,以限制通过电气路径传递的电能量,并且当降档动作可行性判定装置 88 判定自动变速部分 20 的降档动作可行时,上述电能限制装置 84 命令有级变速控制装置 54 使自动变速部分 20 降档。

[0168] 根据从电能抑制控制装置 84 接收的命令,发动机转矩限制装置 90 命令混合动力控制装置 52 限制发动机转矩 T_E 不超过预定上限 T_{TC} ,从而抑制发动机转矩 T_E 。

[0169] 图 11 是电子控制设备 40 的控制操作的流程图,即,当通过置于其无级变速状态(差速状态)的差速部分 11 的电能量传递量已增大到预定的热限界时,限制该电能传递量的控制操作。该控制操作以大约几毫秒至几十毫秒的极短的循环时间反复地执行。

[0170] 控制操作从对应于差速状态判定装置 80 的步骤 S1(以下省略“步骤”二字)开始,以判定差速部分 11 是否置于无级变速状态并作为电控无级变速器工作。

[0171] 如果在 S1 中获得否定的判定,则本控制流程终止。如果在 S1 中获得肯定的判定,则控制流程进行到对应于热限界判定装置 82 的 S2,以判定通过电气路径的电能量传递量是否已增大到预定的热限界。例如,此判定是通过判定是否第一电动机温度 $TEMP_{M1}$ 和第二电动机温度 $TEMP_{M2}$ 中的至少一个高于上限 $TEMP1$ 而做出的。

[0172] 如果在 S2 中获得否定的判定,则控制流程进行到对应于热限界判定装置 82 的 S3,以判定是否通过电气路径的电能传递量已增大到预定的热限界。例如,此判定是通过判定冷却水温度 $TEMP_{WV}$ 是否高于预定的上限 $TEMP2$ 而做出的。

[0173] 如果在 S2 或 S3 中获得肯定的判定,则控制流程进行到对应于差速限制可行性判定装置 86 的 S4,以判定是否可以将差速部分 11 置于非差速状态,或者是否可以将切换离合器 C0 或切换制动器 B0 置于部分接合状态。例如,关于是否可以部分地或完全地接合切换离合器 C0 或切换制动器 B0 的判定是通过判定是否有以下情况而做出的,所述情况即:切换离合器 C0 或制动器 B0 的摩擦部件或液压致动器的故障;包含在控制液压致动器的液压控制单元 42 中的电磁阀的故障;或由液压致动器或电磁阀的功能劣化或低油温引起的切换离合器 C0 或制动器 B0 的操作响应延迟。

[0174] 如果在 S4 中获得肯定的判定,则控制流程进行到对应于电能抑制控制装置 84 的 S5,以命令切换控制装置 50 将差速部分 11(动力分配机构 16)置于非差速状态(锁止状态)或者将切换离合器 C0 或切换制动器 B0 置于部分接合状态。根据从电能抑制控制装置 84 接收的命令,切换控制装置 50 命令液压控制单元 42 部分地或完全地接合切换离合器 C0 或制动器 B0。

[0175] 如果在 S4 中获得否定的判定,则控制流程进行到对应于降档动作可行性判定装置 88 的 S6,以判定是否可以使自动变速部分 20 降档。例如,通过判定降档动作是否会导致发动机 8 的过高速度工作或发动机对车辆的制动并且因此车辆减速度超过上限,或者通过判定降档动作是否在 VSC 系统工期间被禁止,而做出关于自动变速部分 20 的降档动作是否可行的判定。或者,关于自动变速部分 20 的降档动作是否可行的判定是通过判定是否有以下情况而做出的,所述情况即:用于降档动作的接合装置的摩擦部件或液压致动器的故障;包含在控制液压致动器的液压控制单元 42 中的电磁阀的故障;或由于液压致动器或电磁阀的功能劣化或低油温引起的自动变速部分 20 的操作响应延迟。

[0176] 如果在 S6 中获得肯定的判定,则控制流程进行到对应于电能抑制控制装置 84 的 S7,以命令有级变速控制装置 54 使自动变速部分 20 降档。根据从电能抑制控制装置 84 接收的命令,有级变速控制装置 54 命令液压控制单元 42 接合和松开合适的液压操作的摩擦接合装置,用于使自动变速部分 20 降档。

[0177] 如果在 S6 中获得否定的判定,则控制流程进行到对应于电能抑制控制装置 84 的 S8,以命令发动机转矩限制装置 90 抑制发动机转矩 T_E 。根据从电能抑制控制装置 84 接收的命令,发动机转矩限制装置 90 命令液压控制单元 42 抑制发动机转矩 T_E 使之不超过通过试验获得的预定上限 T_{TC} 。

[0178] 在本实施例中,通过切换离合器 C0 和切换制动器 B0 形式的差速限制装置,差速部分 11 可在无级变速状态与非无级变速状态之间切换,所述差速限制装置可操作以限制差速部分 11 作为电控无级变速器的工作。因此,该车辆用驱动系统即具有由速比电控可变的变速器所提供的燃料经济性提高的优点,又具有由为机械传递动力而构造的齿轮式传动装置所提供的高动力传递效率的优点。

[0179] 例如,在车辆的低速或中速行驶或者低输出或中输出行驶期间,在发动机的通常输出状态下,当差速部分 11 置于无级变速状态下时,车辆的燃料经济性得到提高。在车辆的高速行驶期间,当差速部分 11 置于非无级变速状态下时,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,从而由于减少了将在差速部分 11 作为速比可电地变化的变速器工作时发生的机械能到电能的转换损失,燃料经济性得到提高。在车辆的高输出行驶状态期间,在差速部分 11 置于非无级变速状态下的情况下,仅当车速或输出较低或中等时,差速部分 11 才作为速比可电地变化的变速器工作,从而可减小通过第一电动机 M1 产生的电能的需求量,即,必须从第一电动机 M1 传递的电能的最大量,使得第一电动机和通过从第一电动机 M1 接收的电能操作的第二电动机 M2 的需求尺寸可以最小,并且包括第一和第二电动机的变速机构 10 的需求尺寸可以最小。

[0180] 此外,当在差速部分 11 作为电控无级变速器(电控差速装置)工作时通过差速部分 11 的电能传递量已增大到热限界时,例如,当第一电动机温度 $TEMP_{M1}$ 和第二电动机温度 $TEMP_{M2}$ 中的至少一个高于预定上限 $TEMP1$ 时,或者当混合动力冷却设备 62 的冷却水温度 $TEMP_{HV}$ 高于预定上限 $TEMP2$ 时,在电能抑制控制装置 84 的控制下,差速部分 11(动力分配机构 16)被置于非差速状态(锁止状态),或者切换离合器 C0 或切换制动器 B0 被置于部分接合状态,以抑制通过差速部分 11 传递的电能量。因此,切换离合器 C0 或切换制动器 B0 可接收对应于发动机转矩 T_E 的反作用转矩,从而可抑制必须被第一电动机 M1 接收以使差速部分 11 能作为电控无级变速器工作的反作用转矩。结果,第一电动机 M1 的发电量减小,并且通过电气路径传递的电能量因此减小,使得可以抑制包括第一和第二电动机 M1、M2 的与电气路径相联的部件的温度升高,从而使用于冷却那些部件的冷却系统的所需尺寸可减小。此外,包括第一和第二电动机 M1、M2 的与电气路径相联的部件的负荷可减小,从而可提高包括第一和第二电动机 M1、M2 的与电气路径相联的部件的耐久性。

[0181] 本实施例还布置成,通过判定是否第一电动机温度 $TEMP_{M1}$ 和第二电动机温度 $TEMP_{M2}$ 中的至少一个高于预定上限 $TEMP1$,可由热限界判定装置 82 容易地做出关于是否通过差速部分中的电气路径传递的电能传递量已增大到热限界的判定。

[0182] 也可通过判定是否混合动力冷却设备 62 的冷却水温度 $TEMP_{HV}$ 高于预定上限 $TEMP2$,由热限界判定装置 82 容易地做出关于是否通过差速部分中的电气路径传递的电能传递量已增大到热限界的判定。

[0183] 本实施例还布置成,在通过差速部分 11 的电能传递量大于热限界时,当差速部分 11(动力分配机构 16)无法被置于非差速状态(锁止状态)时,或者当切换离合器 C0 或切换制动器 B0 无法被置于部分接合状态时,电能抑制控制装置 84 命令自动变速部分 20 执行降档动作。因此,假设自动变速部分 20 的输出转矩 T_{OUT} 在降档动作前后保持不变,则差速部分 11 的输出转矩在自动变速部分 20 的降档动作之后减小对应于变速部分 20 的速比的增大的量。因此,发动机转矩 T_E 可在降档动作之后减小,并且对应于发动机转矩 T_E 并且必须被第一电动机 M1 接收的反作用转矩可减小。因此,第一电动机 M1 的发电量减小,并且通过电气路径传递的电能传递量因此减小,从而抑制包括第一和第二电动机 M1、M2 的与电气路径相联的部件的温度升高,由此可减小用于冷却那些部件的冷却系统的所需尺寸。而且,包括第一和第二电动机 M1、M2 的与电气路径相联的部件的负荷可减小,从而可提高包括第一和第二电动机 M1、M2 的与电气路径相联的部件的耐久性。

[0184] 本实施例还布置成,当差速部分 11(动力分配机构 16)无法被置于非差速状态(锁止状态)时,或者当切换离合器 C0 或切换制动器 B0 无法被置于部分接合状态时,并且当自动变速部分 20 的降档动作无法被执行时,发动机转矩 T_E 在电能抑制控制装置 84 的控

制下减小。因此,对应于发动机转矩 T_E 并且必须被第一电动机 M1 接收的反作用转矩可减小。因此,第一电动机 M1 的发电量减小,并且通过电气路径的电能量传递量因此减小,从而抑制包括第一和第二电动机 M1、M2 的与电气路径相联的部件的温度升高,由此可减小用于冷却那些部件的冷却系统的所需尺寸。而且,包括第一和第二电动机 M1、M2 的与电气路径相联的部件的负荷可减小,从而可提高包括第一和第二电动机 M1、M2 的与电气路径相联的部件的耐久性。

[0185] 本发明还布置成,当通过作为电控无级变速器(电控差速装置)工作的差速部分 11 的电能量传递量已增大到预定的热限界时,电能抑制控制装置 84 命令自动变速部分 20 执行降档动作以抑制通过差速部分 11 传递的电能量。在这种情况下,假设自动变速部分 20 的输出转矩 T_{OUT} 在降档动作前后保持不变,则差速部分 11 的输出转矩 T_{OUT} 在自动变速部分 20 的降档动作之后减小对应于变速部分 20 的速比的增大的量。因此,发动机转矩 T_E 可在降档动作之后减小,并且对应于发动机转矩 T_E 并且必须被第一电动机 M1 接收的反作用转矩可减小。因此,第一电动机 M1 的发电量减小,并且通过电气路径传递的电能量传递量因此减小,从而抑制包括第一和第二电动机 M1、M2 的与电气路径相联的部件的温度升高,由此可减小用于冷却那些部件的冷却系统的所需尺寸。而且,包括第一和第二电动机 M1、M2 的与电气路径相联的部件的负荷可减小,从而可提高包括第一和第二电动机 M1、M2 的与电气路径相联的部件的耐久性。

[0186] 将说明本发明的其它实施例。在以下说明中,与在以上实施例中使用的相同附图标记用于指示将不再说明的对应部件。

[0187] 实施例 2

[0188] 在前面的实施例中,热限界判定装置 82 设置成通过判定是否第一电动机温度 $TEMP_{M1}$ 和第二电动机温度 $TEMP_{M2}$ 中的至少一个高于预定上限 $TEMP1$,而做出关于通过电气路径传递的电能量是否已增大到热限界的判定。然而,在本实施例中,热限界判定装置 82 设置成通过估计第一电动机温度 $TEMP_{M1}$ 和第二电动机温度 $TEMP_{M2}$ (下文中统称为“电动机温度 $TEMP_M$ ”)中的至少一个的值并且判定是否该估计值高于预定上限 $TEMP1$,而做出上述判定。

[0189] 图 12 示出电动机温度 $TEMP_M$ 的变化的示例。如图 12 所示,热限界判定装置 82 构造,基于在时间点 t_2 与时间点 t_1 之间的时间段期间电动机温度 $TEMP_M$ 的变化率 $\Delta TEMP_M$,计算从当前时刻 t_1 经过预定时间 t_M 之后的时刻的电动机温度 $TEMP_M$ 的估计值 $TEMP_{Mt}$,并且通过判定该计算的估计值 $TEMP_{Mt}$ 是否高于预定上限 $TEMP1$,做出关于通过电气路径的电能量传递量是否已增大到预定的热限界的判定。

[0190] 在前面的实施例中,热限界判定装置 82 还设置成通过判定混合动力冷却设备 62 的冷却水温度 $TEMP_{IV}$ 是否高于预定上限 $TEMP2$,而做出关于通过电气路径的电能量传递量是否已增大到热限界的判定。然而,在本实施例中,热限界判定装置 82 设置成通过估计冷却水温度 $TEMP_{IV}$ 的值并且判定该估计值是否高于预定上限 $TEMP2$,而做出上述判定。

[0191] 图 13 示出冷却水温度 $TEMP_{IV}$ 的变化的示例。如图 13 所示,热限界判定装置 82 构造,基于在时间点 t_4 与时间点 t_3 之间的时间段期间冷却水温度 $TEMP_{IV}$ 的变化率 $\Delta TEMP_{IV}$,计算从当前时刻 t_3 经过预定时间 t_{IV} 之后的时刻的冷却水温度 $TEMP_{IV}$ 的估计值 $TEMP_{IVt}$,并且通过判定该计算的估计值 $TEMP_{IVt}$ 是否高于预定上限 $TEMP2$,做出关于是否通过电气路径的电能量传递量已增大到预定的热限界的判定。

[0192] 同样在此实施例中,热限界判定装置 82 可通过判定电动机温度 $TEMP_M$ 的估计值 $TEMP_{Mt}$ 是否高于预定上限 $TEMP1$,或者冷却水温度 $TEMP_{Wt}$ 的估计值 $TEMP_{Wt}$ 是否高于预定上限 $TEMP2$,容易地做出关于通过电气路径的电能量传递是否已增大到热限界的判定。

[0193] 实施例 3

[0194] 图 14 是用于说明根据本发明另一个实施例的变速机构 70 的布置的示意图,图 15 是表示变速机构 70 的各档位和用于分别建立这些档位的液压操作摩擦接合装置的接合状态的不同组合之间关系的表,而图 16 是用于说明变速机构 70 的变速操作的共线图。

[0195] 与先前实施例中一样,变速机构 70 包括差速部分 11,该差速部分 11 具有第一电动机 M1、动力分配机构 16 和第二电动机 M2。变速机构 70 还包括具有三个向前驱动位置的自动变速部分 72。自动变速部分 72 配置在差速部分 11 和输出轴 22 之间,并且经动力传递部件 18 串联连接至差速部分 11 和输出轴 22。动力分配机构 16 包括具有例如约 0.418 的传动比 $\rho 1$ 的单小齿轮式第一行星齿轮组 24、以及切换离合器 C0 和切换制动器 B0。自动变速部分 72 包括具有例如约 0.532 的传动比 $\rho 2$ 的单小齿轮式第二行星齿轮组 26、以及具有例如约 0.418 的传动比 $\rho 3$ 的单小齿轮式第三行星齿轮组 28。第二行星齿轮组 26 的第二太阳齿轮 S2 和第三行星齿轮组 28 的第三太阳齿轮 S3 作为一个单元一体地彼此固定,经第二离合器 C2 选择性地连接至动力传递部件 18,并且经第一制动器 B1 选择性地固定到壳体 12。第二行星齿轮组 26 的第二行星架 CA2 和第三行星齿轮组 28 的第三齿圈 R3 一体地彼此固定并且固定到输出轴 22。第二齿圈 R2 经第一离合器 C1 选择性地连接至动力传递部件 18,并且第三行星架 CA3 经第二制动器 B2 选择性地固定到壳体 12。

[0196] 在如上所述构造的变速机构 70 中,如图 15 的表所示,通过从上述切换离合器 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 中选择的摩擦接合装置的相应组合的接合动作,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。这些档位具有成几何级数变化的各自的速比 γ (输入轴速度 N_{IN} /输出轴速度 N_{OUT})。特别地,注意设置有切换离合器 C0 和制动器 B0 的动力分配机构 16 可以通过切换离合器 C0 或切换制动器 B0 的接合而被选择性地置于固定速比变速状态以及无级变速状态,在固定速比变速状态下机构 16 可作为具有一个或多个固定速比的变速器工作,在无级变速状态下机构 16 如上所述地可作为无级变速器工作。因此,在本变速机构 70 中,由变速部分 72 和通过接合切换离合器 C0 或切换制动器 B0 而被置于固定速比变速状态的差速部分 11 来构成有级变速器。此外,由变速部分 72 和当切换离合器 C0 和制动器 B0 中没有一个被接合时而置于无级变速状态的差速部分 11 来构成无级变速器。换言之,变速机构 70 通过接合切换离合器 C0 和切换制动器 B0 中的一个而被切换到有级变速状态,并且通过松开切换离合器 C0 和切换制动器 B0 两者而被切换到无级变速状态。

[0197] 在变速机构 70 用作有级变速器的情况下,如图 15 所示,例如,通过切换离合器 C0、第一离合器 C1 和第二制动器 B2 的接合动作建立具有例如约 2.804 的最高速比 $\gamma 1$ 的第一档位,并通过切换离合器 C0、第一离合器 C1 和第一制动器 B1 的接合动作建立具有例如约 1.531 的速比 $\gamma 2$ (其低于速比 $\gamma 1$) 的第二档位。此外,通过切换离合器 C0、第一离合器 C1 和第二离合器 C2 的接合动作建立具有例如约 1.000 的速比 $\gamma 3$ (其低于速比 $\gamma 2$) 的第三档位,并通过第一离合器 C1、第二离合器 C2 和切换制动器 B0 的接合动作建立具有例如约

0.705 的速比 γ_4 (其低于速比 γ_3) 的第四档位。此外,通过第二离合器 C2 和第二制动器 B2 的接合动作建立具有例如约 2.393 的速比 γ_R (其介于速比 γ_1 和 γ_2 之间) 的倒车档位。通过仅接合切换离合器 C0 建立空档位置 N。

[0198] 另一方面,当变速机构 70 用作无级变速器时,如图 15 所示,切换离合器 C0 和切换制动器 B0 两者都被松开,从而差速部分 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 72 用作有级变速器,由此被传递到置于第一至第三档位之一的自动变速部分 72 的旋转运动的速度,即动力传递部件 18 的转速被连续地改变,从而当自动变速部分 72 被置于上述档位之一时变速机构 70 的速比在预定范围上可连续变化。因此,自动变速部分 72 的总速比在相邻档位上可连续变化,从而变速机构 70 的总速比 γ_T 可连续变化。

[0199] 图 16 的共线图用直线表示在变速机构 70 的每个档位下的旋转元件的转速之间的关系,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 和用作有级变速部分或第二变速部分的自动变速部分 72 构成。如同先前实施例中的情况,图 16 的共线图表示当切换离合器 C0 和切换制动器 B0 两者都松开时动力分配机构 16 的各个元件的转速、以及当切换离合器 C0 或制动器 B0 被接合时这些元件的转速。

[0200] 在图 16 中,对应于自动变速部分 72 并布置在向右方向上的四条竖直线 Y4、Y5、Y6 和 Y7 分别表示采用一体地彼此固定的第二和第三太阳齿轮 S2、S3 形式的第四旋转元件 (第四元件) RE4、第三行星架 CA3 形式的第五旋转元件 (第五元件) RE5、采用一体地彼此固定的第二行星架 CA2 和第三齿圈 R3 形式的第六旋转元件 (第六元件) RE6、以及第二齿圈 R2 形式的第七旋转元件 (第七元件) RE7 的相对转速。在自动变速部分 72 中,第四旋转元件 RE4 经第二离合器 C2 选择性地连接至动力传递部件 18,并且经第一制动器 B1 选择性地固定到壳体 12,而第五旋转元件 RE5 经第二制动器 B2 选择性地固定到壳体 12。第六旋转元件 RE6 固定到自动变速部分 72 的输出轴 22,而第七旋转元件 RE7 经第一离合器 C1 选择性地连接至动力传递部件 18。

[0201] 当第一离合器 C1 和第二制动器 B2 被接合时,自动变速部分 72 被置于第一档位。如图 16 所示,第一档位下输出轴 22 的转速由表示固定到输出轴 22 的第六旋转元件 RE6 转速的竖直线 Y6 和倾斜直线 L1 之间的交点表示,倾斜直线 L1 经过表示第七旋转元件 RE7 (R2) 转速的竖直线 Y7 和水平线 X2 之间的交点以及表示第五旋转元件 RE5 (CA3) 转速的竖直线 Y5 和水平线 X1 之间的交点。类似地,通过第一离合器 C1 和第一制动器 B1 的接合动作建立的第二档位下输出轴 22 的转速,由通过这些接合动作所确定的倾斜直线 L2 和表示固定到输出轴 22 的第六旋转元件 RE6 (CA2、R3) 转速的竖直线 Y6 之间的交点表示。通过第一离合器 C1 和第二离合器 C2 的接合动作建立的第三档位下输出轴 22 的转速,由通过这些接合动作所确定的倾斜直线 L3 和表示固定到输出轴 22 的第六旋转元件 RE6 转速的竖直线 Y6 之间的交点表示。在切换离合器 C0 置于被接合状态的第一档位至第三档位下,第七旋转元件 RE7 以与发动机转速 N_E 相同的速度旋转,接收来自差速部分 11 的驱动力。当切换制动器 B0 代替切换离合器 C0 被接合时,第六旋转元件 RE6 以高于发动机转速 N_E 的速度旋转,接收来自差速部分 11 的驱动力。通过第一离合器 C1、第二离合器 C2 和切换制动器 B0 的接合动作建立的第四档位下输出轴 22 的转速,由通过这些接合动作所确定的水平线 L4 和表示固定到输出轴 22 的第六旋转元件 RE6 转速的竖直线 Y6 之间的交点表示。

[0202] 根据本实施例的变速机构 70 也由用作无级变速部分或第一变速部分的差速部分

11 和用作有级（自动）变速部分或第二变速部分的自动变速部分 72 构成，从而本变速机构 70 具有与第一实施例类似的优点。

[0203] 实施例 4

[0204] 图 17 示出了用作变速状态选择设备的交互转换开关 44（此后称作“开关 44”）的示例，其可手动操作以选择动力分配机构 16 的差速状态（非锁止状态）或非差速状态（锁止状态），即选择变速机构 10 的无级变速状态或有级变速状态。此开关 44 允许用户在车辆行驶期间选择所期望的变速状态。如图 17 所示，开关 44 具有用于在无级变速状态下的车辆行驶的标有“无级”的无级变速行驶按钮，和用于在有级变速状态下的车辆行驶的标有“有级”的有级变速行驶按钮。当无级变速行驶按钮被用户按下时，开关 44 被置于用于选择其中变速机构 10 可作为电控无级变速器工作的无级变速状态的无级变速位置。当有级变速行驶按钮被用户按下时，开关 44 被置于用于选择其中变速机构可作为有级变速器工作的有级变速状态的有级变速位置。

[0205] 在先前实施例中，变速机构 10 的变速状态基于车辆状况并根据如图 6 中作为示例所示的切换边界线图自动地切换。但是，可以代替或附加于自动切换操作，通过开关 44 的手动操作来切换变速机构 10、70 的变速状态。即，切换控制装置 50 可以被设置成根据开关 44 是被置于其无级变速位置还是有级变速位置来选择性地将变速机构 10 置于无级变速状态或有级变速状态。例如，用户手动地操作开关 44 以当用户喜欢将变速机构 10 作为无级变速器工作或希望提高发动机的燃料经济性时将变速机构 10 置于无级变速状态，另一方面，当用户喜欢作为有级变速器的变速动作的结果发动机转速的节奏性变化时，将变速机构 10 置于有级变速状态。

[0206] 开关 44 可以具有其中没有选择无级和有级变速状态中任一个的中立位置。在此情况下，当用户没有选择期望的变速状态或喜欢变速机构 10 被自动地置于无级和有级变速状态之一时，开关 44 可以被置于中立位置。

[0207] 在变速机构 10 的变速状态是通过开关 44 被手动地切换，而不是被自动地切换的情况下，在图 11 的流程图中的步骤 S1 中通过判定开关 44 是否被手动地操作以选择动力分配机构 16 的差速状态，即变速机构 10 的无级变速状态，来做出关于动力分配机构 16 或差速部分 11 是否被置于无级变速状态的判定。

[0208] 虽然已经参照附图详细说明了本发明的优选实施例，但是，应理解本发明可以以另外方式实施。

[0209] 在前面的实施例中，第一电动机温度 $TEMP_{M1}$ 和第二电动机温度 $TEMP_{M2}$ 是通过第一电动机温度传感器 66 和第二电动机温度传感器 68 检测的。然而，温度 $TEMP_{M1}$ 和 $TEMP_{M2}$ 不需要直接通过传感器检测。例如，可基于第一电动机 M1 在其产生电能的操作期间的电流的积分值和第二电动机 M2 在其产生车辆驱动力的操作期间的电流的积分值来估计第一电动机温度 $TEMP_{M1}$ 和第二电动机温度 $TEMP_{M2}$ 。

[0210] 当车辆静止时，电动机温度 $TEMP_M$ 和冷却水温度 $TEMP_{HV}$ 不可能从当前水平升高。因此，当车辆静止时，不必抑制通过电气路径传递的电能量。在这方面，当车辆静止时，可使得用于做出关于通过电气路径的电能传递量是否已增大到热限界的判定的上限 $TEMP1$ 和 $TEMP2$ 较高，用于避免当车辆静止时对通过电气路径的电能传递量的不必要抑制。

[0211] 在前面的实施例中，第一电动机温度 $TEMP_{M1}$ 和第二电动机温度 $TEMP_{M2}$ 被用作包括

第一和第二电动机 M1、M2 的与电气路径相联的逆变器 58 和其它部件的温度。然而,可使用逆变器 58 和其它部件的温度作为与电气路径相联的部件的温度。在这种情况下,热限界判定装置 82 通过判定例如逆变器 58 的温度是否高于预定的上限,做出关于通过电气路径的电能传递量是否已增大到热限界的判定。

[0212] 在前面的实施例中,热限界判定装置 82 通过判定冷却水温度 $TEMP_{HV}$ 是否高于上限,做出关于通过电气路径的电能传递量是否已增大到热限界的判定。在混合动力冷却设备 62 使用冷却油作为用于冷却与电气路径相联的部件的冷却流体的情况下,冷却水温度 $TEMP_{HV}$ 由冷却油温度 $TEMP_{HVO}$ 代替。在自动变速部分 20 的工作油被用于冷却第一和第二电动机 M1、M2 的情况下,热限界判定装置 82 可通过使用自动变速部分 20 的工作油的温度 T_{OIL} 做出关于通过电气路径的电能传递量是否已增大到热限界的判定。

[0213] 在前面的实施例中,差速状态判定装置 80(图 11 的步骤 S1) 构造通过判定车辆状况是否位于由图 6 的切换控制脉谱图限定的无级变速区域中,而做出关于动力分配机构 16 是否被置于差速状态的判定。然而,可通过判定变速机构 10 是否在切换控制装置 50 的控制下被置于有级变速状态或无级变速状态,而做出关于动力分配机构 16 是否被置于差速状态的判定。

[0214] 在图示的实施例中,动力分配机构 16 被选择性地置于差速状态和非差速状态中的一个状态,从而使变速机构 10、70 可在其中差速部分 11 用作电控无级变速器的无级变速状态与其中差速部分 11 用作有级变速器的有级变速状态之间切换。然而,本发明的原理也适用于不可切换到有级变速状态,即,其中差速机构 11 不设有切换离合器 C0 和切换制动器 B0 并且仅仅用作电控无级变速器(电控差速装置)的任何变速机构。在这种情况下,不需要设有切换控制装置 50 和高速档判定装置 62。当热限界判定装置 82 判定通过电气路径的电能传递量已增大到热限界时,电能抑制控制装置 84 命令有级变速控制装置 54 使自动变速部分 20 降档,用于抑制通过电气路径传递的电能量。

[0215] 在图示的实施例中,通过将差速部分 11(动力分配机构 16) 选择性地置于其中差速部分可作为电控无级变速器工作的差速状态和其中差速部分 11 不可作为有级变速器工作的非差速状态(锁止状态)之一,变速机构 10、70 可在其无级变速状态和有级变速状态之间切换。但是置于其差速状态的差速部分 11 可以作为其速比可有级而非无级变化的有级变速器工作。换言之,差速部分 11 的差速和非差速状态并不分别对应于变速机构 10、70 的无级和有级变速状态,因此差速部分 11 不需要在无级和有级变速状态之间可切换。本发明的原理可应用于在差速和非差速状态之间可切换的任何变速机构 10、70(差速部分 11 或动力分配机构 16)。

[0216] 在图示的实施例中,构成自动变速部分 20、72 的一部分的第一离合器 C1 和第二离合器 C2 被设置为能够将动力传递路径选择性地置于动力传递状态与动力中断状态中的一个状态的接合装置,并且这些第一和第二离合器 C1、C2 配置在自动变速部分 20、72 与差速部分 11 之间。然而,第一和第二离合器 C1、C2 可由至少一个接合装置代替,所述接合装置能够将动力传递路径选择性地置于动力传递状态与动力中断状态之一。例如,上述至少一个接合装置每个都可连接到输出轴 22 或连接到自动变速部分 20、72 内合适的旋转部件。此外,接合装置不需要构成自动变速部分 20、72 的一部分,并且可与自动变速部分 20、72 独立地设置。

[0217] 在图示的实施例中的动力分配机构 16 中,第一行星架 CA1 被固定到发动机 8,第一太阳齿轮 S1 被固定到第一电动机 M1,而第一齿圈 R1 被固定到动力传递部件 18。但是,此布置不是必需的。发动机 8、第一电动机 M1 和动力传递部件 18 可以被固定到从第一行星齿轮组 24 的三个元件 CA1、S1 和 R1 中选择的任何其他元件。

[0218] 虽然在举例说明的实施例中发动机 8 直接固定到输入轴 14,但是发动机 8 可以经诸如齿轮和带之类的任何合适部件可操作地连接至输入轴 14,而不需要被配置成与输入轴 14 共轴。

[0219] 在举例说明的实施例中,第一电动机 M1 和第二电动机 M2 被配置成与输入轴 14 共轴,并且分别固定到第一太阳齿轮 S1 和动力传递部件 18。但是,此布置不是必需的。例如,第一电动机 M1 和第二电动机 M2 可以经齿轮或者带分别可操作地连接至第一太阳齿轮 S1 和动力传递部件 18。

[0220] 虽然在举例说明的实施例中动力分配机构 16 设置有切换离合器 C0 和切换制动器 B0,但是动力分配机构 16 不需要设置切换离合器 C0 和切换制动器 B0 两者。虽然切换离合器 C0 被设置成选择性地将第一太阳齿轮 S1 和第一行星架 CA1 彼此连接,但切换离合器 C0 可以被设置成选择性地将第一太阳齿轮 S1 和第一齿圈 R1 彼此连接,或者选择性地连接第一行星架 CA1 和第一齿圈 R1。即,切换离合器 C0 可以被设置成连接第一行星齿轮组 24 的三个元件中的任何两个元件。

[0221] 虽然在举例说明的实施例中切换离合器 C0 被接合以在变速机构 10、70 中建立空档位置 N,但是切换离合器 C0 不一定要被接合来建立空档位置。

[0222] 在举例说明的实施例中用作切换离合器 C0、切换制动器 B0 等的液压操作摩擦接合装置可以被磁力式、电磁式或者机械式的接合装置,例如粉末离合器(磁粉离合器)、电磁离合器和啮合式牙嵌离合器所代替。

[0223] 虽然在举例说明的实施例中第二电动机 M2 连接至动力传递部件 18 或输出轴 22,但第二电动机 M2 可连接至自动变速部分 20、72 内的旋转部件。

[0224] 在举例说明的实施例中,有级变速部分 20、72 被配置在驱动轮 38 和作为无级变速部分 11 或动力分配机构 16 的输出部件的动力传递部件 18 之间的动力传递路径中。但是,有级变速部分 20、72 可以用任何其他类型的传动装置所代替,例如:无级变速器(CVT)形式的自动变速器;公知作为手动变速器的永久啮合平行双轴式变速器并通过选择缸和变速缸来自动变速的自动变速器;和被手动地变速的同步啮合式手动变速器。在由无级变速器(CVT)代替有级变速部分的情况下,当动力分配机构 16 被置于固定速比变速状态下时,变速机构整体上被置于有级变速状态。在有级变速状态下,驱动力主要是经机械动力传递路径而不是经电气路径被传递。上述无级变速器可以被控制成改变其速比,以选择多个固定值(所述多个固定值与有级变速器的各档位相对应,并且存储在存储器中)之中的一个,从而使变速机构的速比可有级地变化。而且,本发明的原理可以应用到不设有自动变速部分 20、72 的变速机构。在由无级变速器(CVT)或永久啮合式变速器代替自动变速部分 20、72 的情况下,或在不设有自动变速部分 20、72 的情况下,在动力传递部件 18 与驱动轮 38 之间的动力传递路径中可设有接合装置,从而使动力传递路径可通过接合装置的接合和松开动作在动力传递状态与动力中断状态之间切换。

[0225] 虽然在先前实施例中自动变速部分 20、72 经动力传递部件 18 串联连接至差速部

分 11,但是自动变速部分 20、72 可以被安装在平行于输入轴 14 的副轴上并配置成与该副轴共轴。在此情况下,差速部分 11 和自动变速部分 20、72 经合适的传动装置或者两个动力传递部件的组(例如一对副轴齿轮、以及链轮与链条的组合)而可操作地彼此连接。

[0226] 在先前实施例中作为差速机构设置的动力分配机构 16 可以被这样的差速齿轮装置代替,此差速齿轮装置包括由发动机 8 旋转的小齿轮以及与该小齿轮啮合并分别可操作地连接至第一电动机 M1 和动力传递部件 18 的一对斜齿轮。

[0227] 虽然在举例说明的实施例中动力分配机构 16 由一个行星齿轮组 24 构成,但是它可以由两个或更多行星齿轮组构成,使得动力分配机构 16 可作为在非差速状态(固定速比变速状态)下具有三个或更多档位的变速器来工作。

[0228] 在举例说明的实施例中,可手动操作的变速操作装置 46 设有变速杆 48,可手动操作该变速杆以选择多个操作位置中的一个。然而,可由按钮开关、可手动地操作以选择多个操作位置中的一个的滑动式或任何其它类型的开关,或者由响应于车辆操作者的语音而操作或由脚操作而并非由手操作以选择多个操作位置中的一个的设备,来代替变速杆 48。虽然变速杆 48 具有用于选择可用于自动变速部分 20、72 的自动变速的向前驱动档位数量的手动向前驱动位置 M,但置于手动向前驱动位置 M 中的变速杆 48 可用于通过从位置 M 到升档位位置“+”或降档位位置“-”操作变速杆 48 在从第一档位到第四档位的范围内手动地使自动变速部分 20、72 升档或降档。

[0229] 虽然开关 44 在以上实施例中是交互转换式开关,但该交互转换式开关 44 可由单个按钮开关、被选择性地按到操作位置的两个按钮开关、杠杆式开关、滑动式开关或可操作以选择无级变速状态(差速状态)和有级变速状态(非差速状态)中的希望的一个的任何其它类型的开关或切换设备来代替。交互转换式开关 44 可具有或不具有中立位置。当交互转换式开关 44 不具有中立位置时,可设置额外的开关,以启用或禁用交互转换式开关 44。该额外开关的功能对应于交互转换式开关 44 的中立位置。可由这样的切换设备代替交互转换式开关 44,即,该切换设备可通过由车辆操作者产生的语音或车辆操作者的脚操作,而不是通过手操作,以选择无级变速状态(差速状态)和有级变速状态(非差速状态)中的一个。

[0230] 应当理解,仅出于举例说明的目的描述了本发明的实施例,并且本发明可以用本领域技术人员可以想到的各种改变和修改来实施。

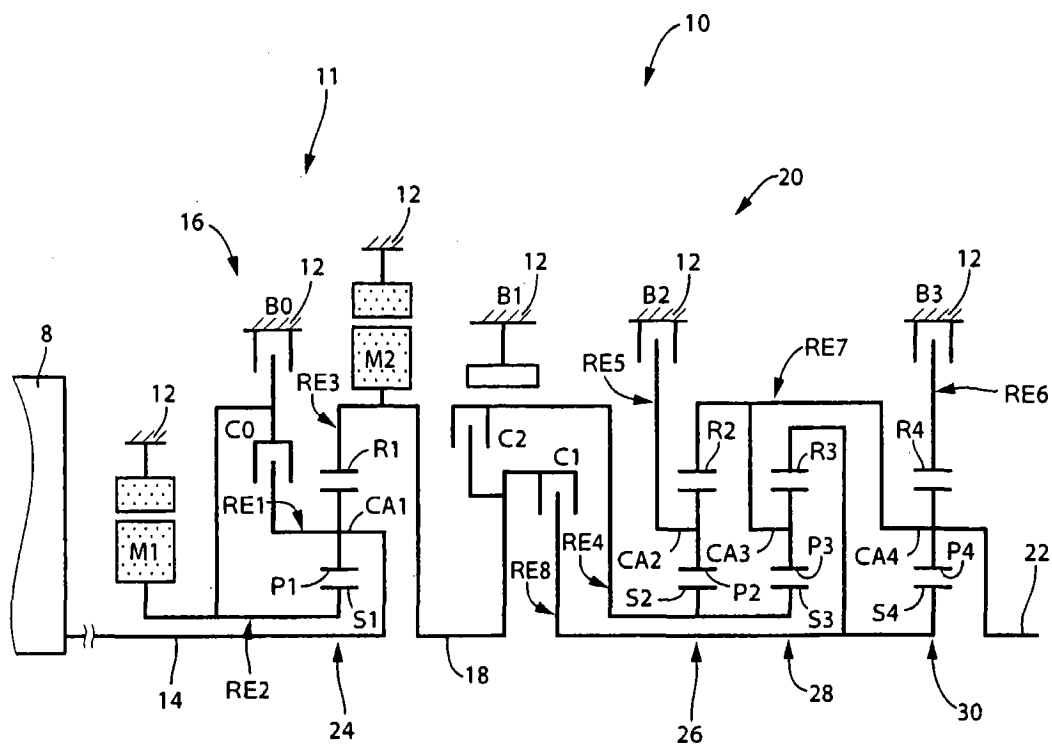


图 1

	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	广度
R			○				○	3.209	4.76
N	○								

○接合 ⊙有级变速时接合，无级变速时分离

图 2

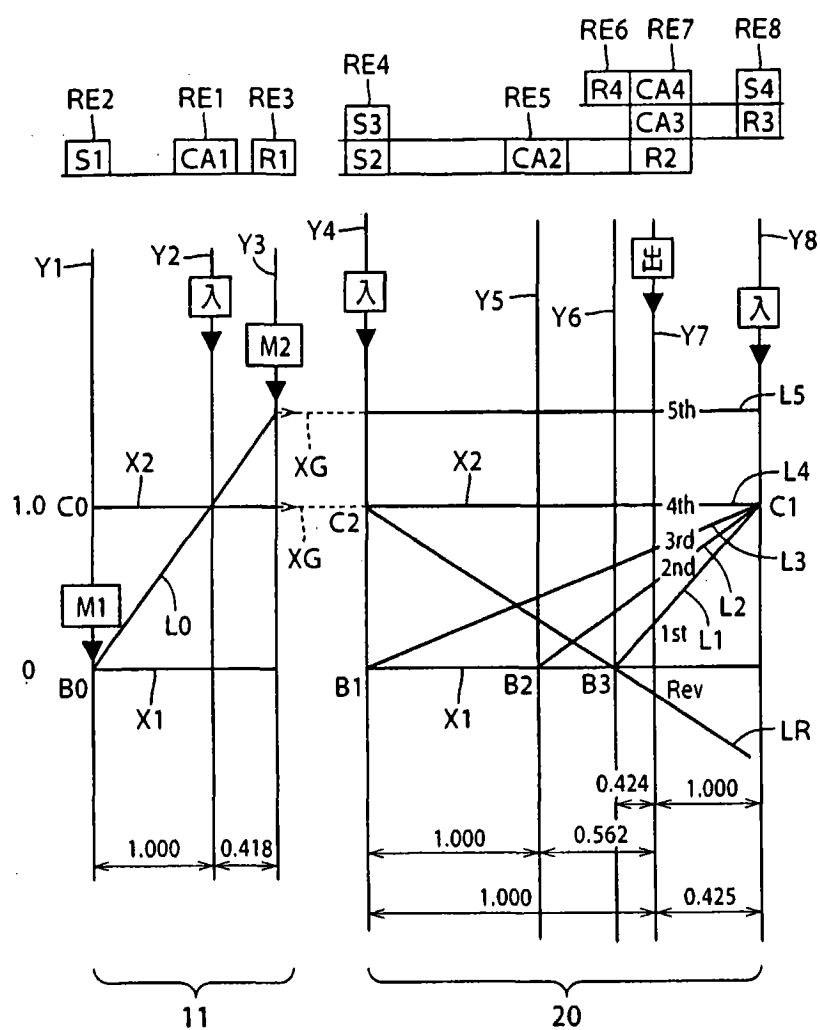


图 3

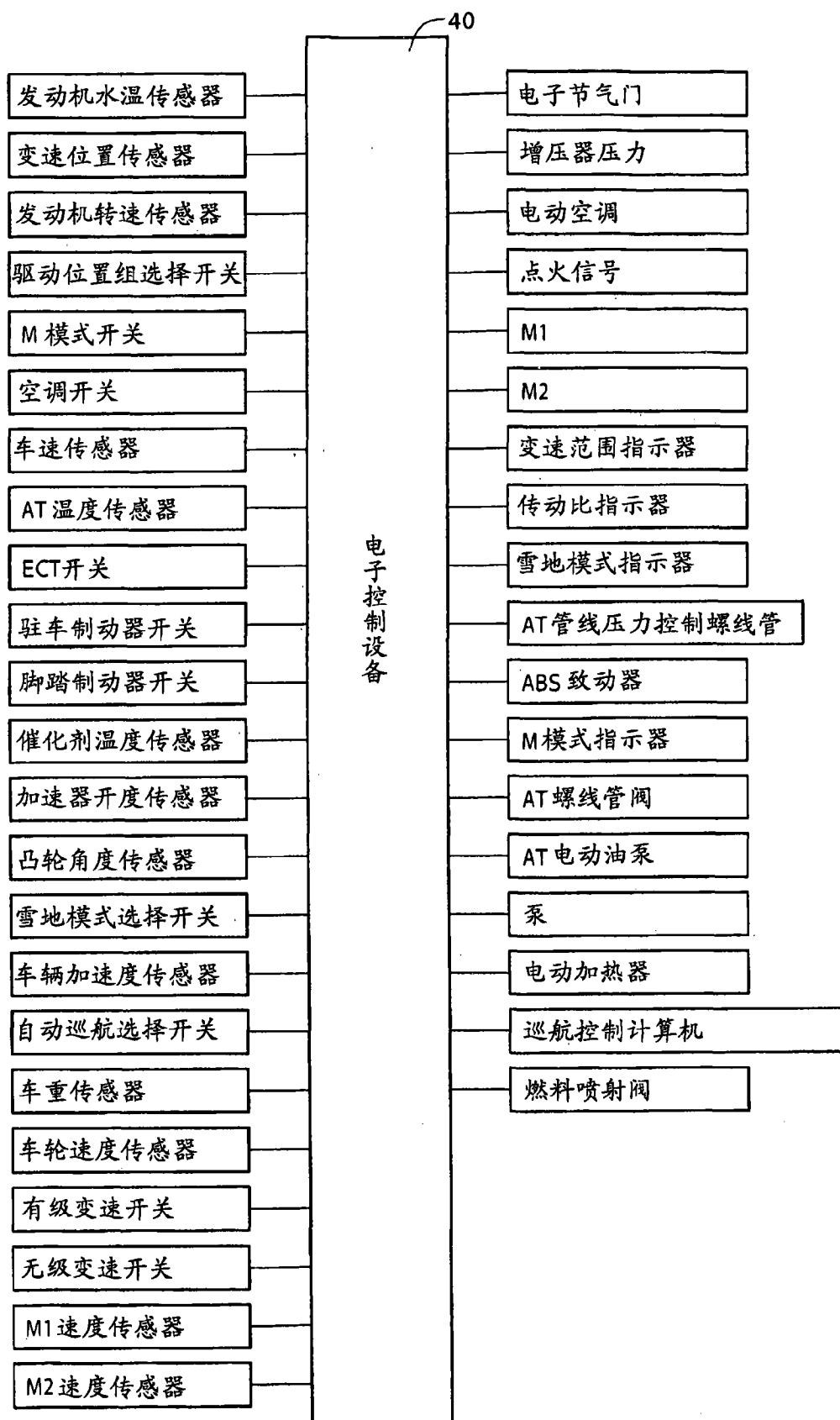


图 4

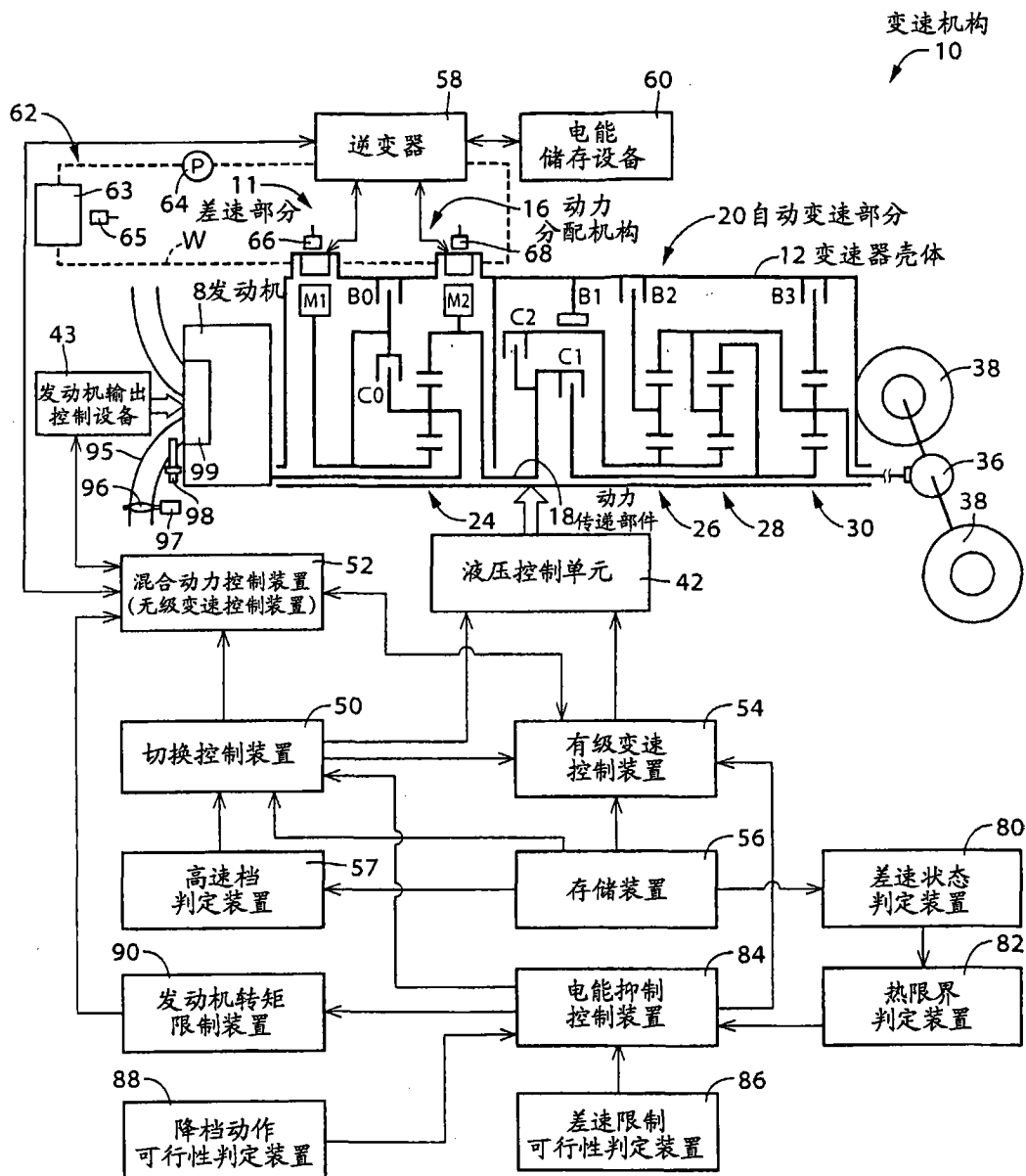


图 5

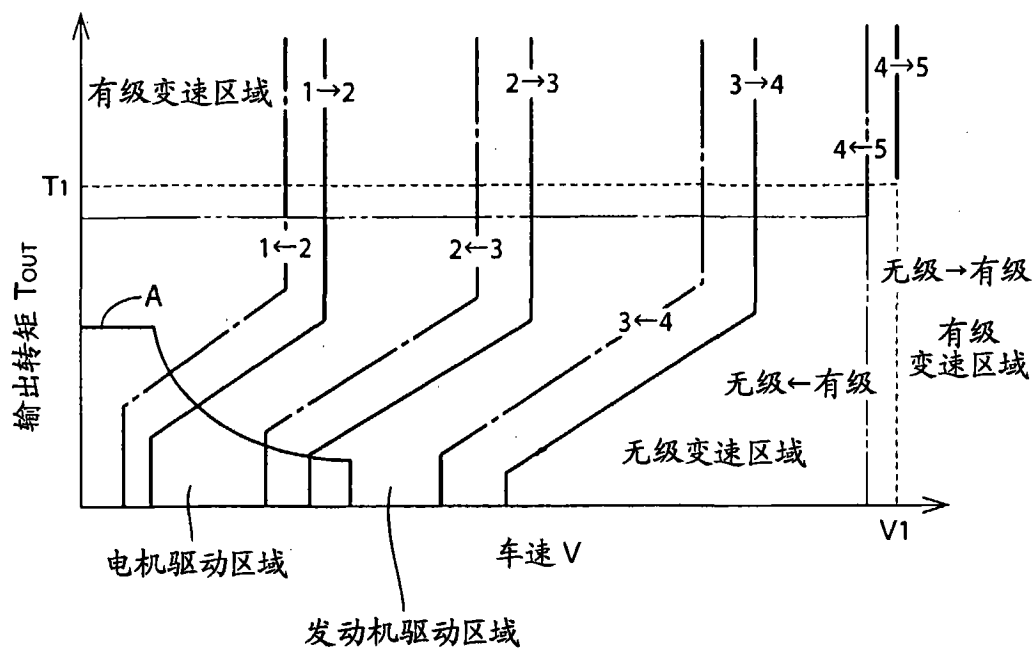


图 6

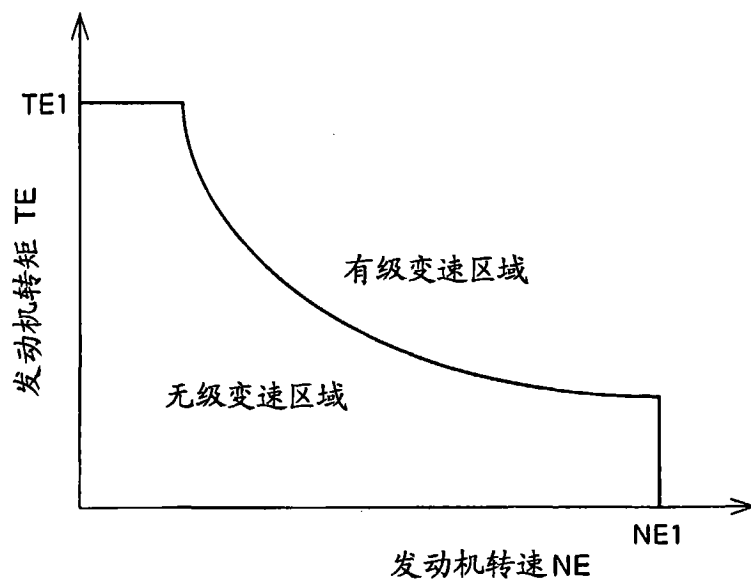


图 7

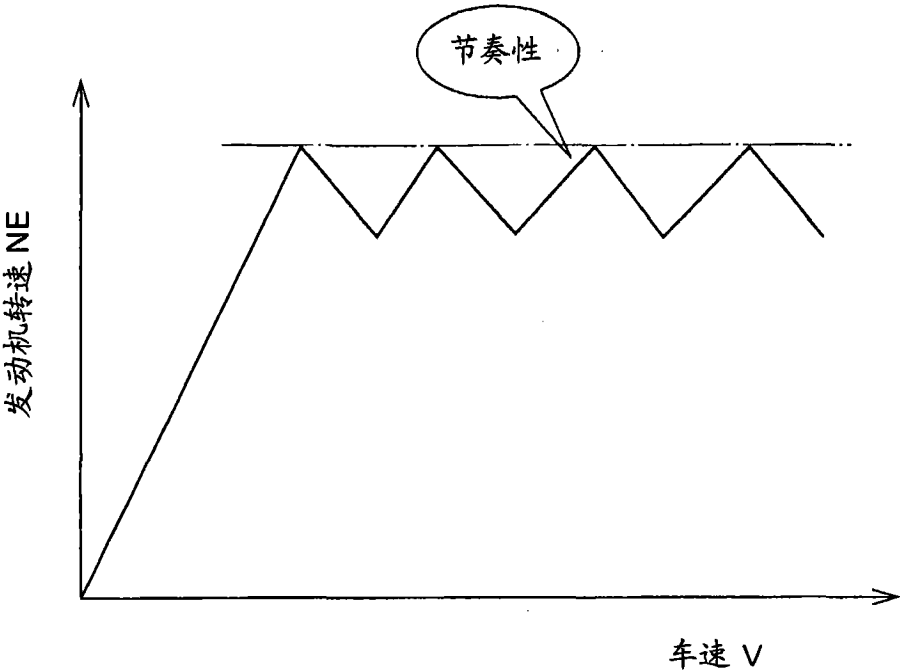


图 8

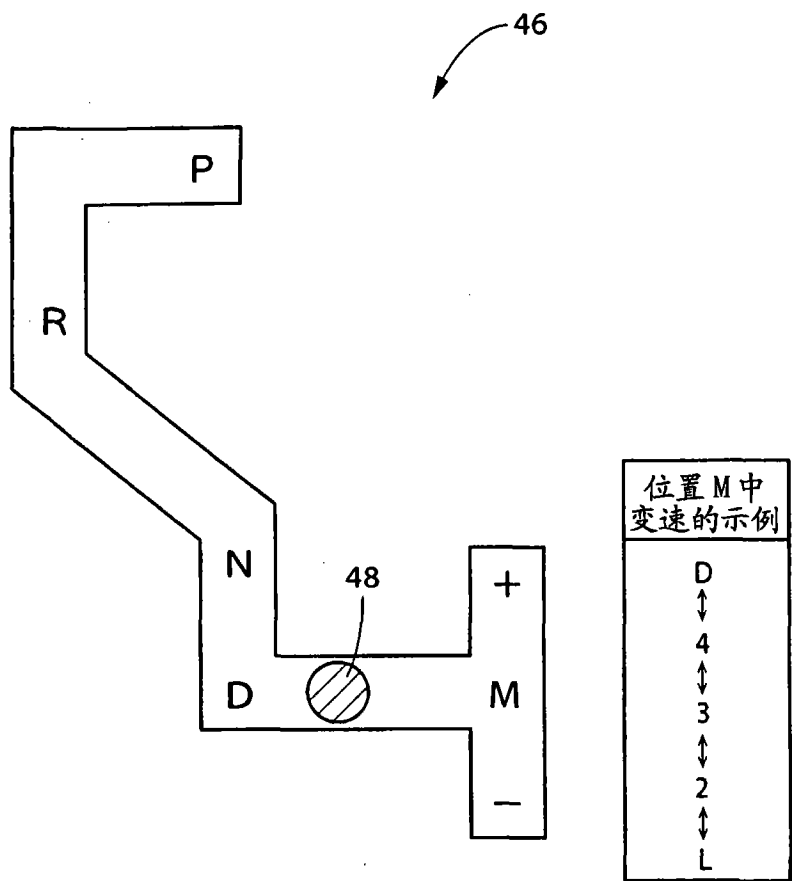


图 9

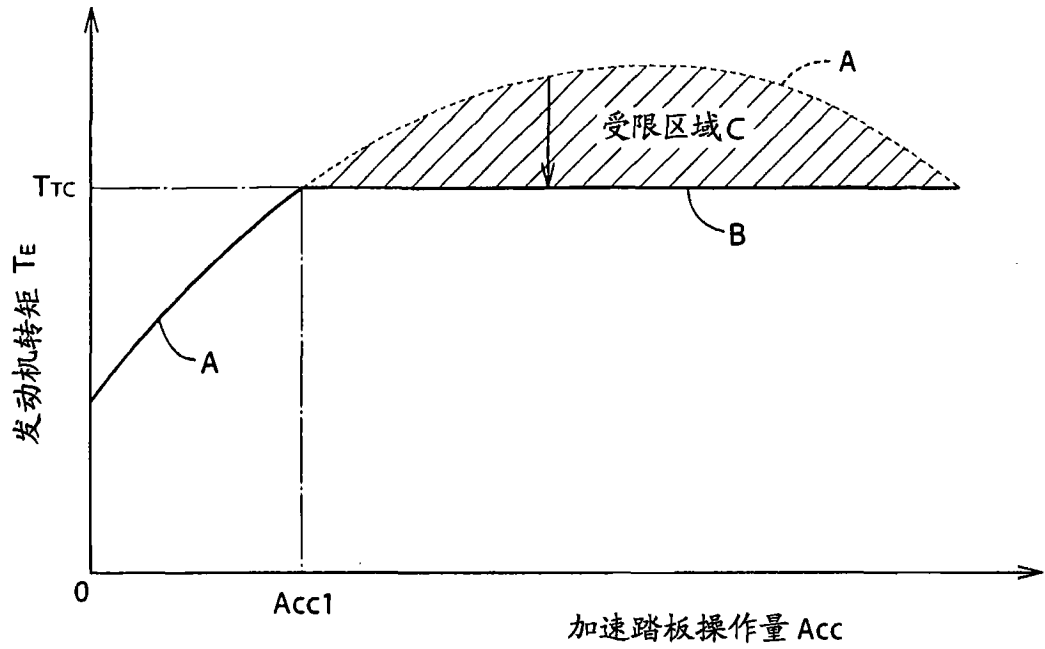


图 10

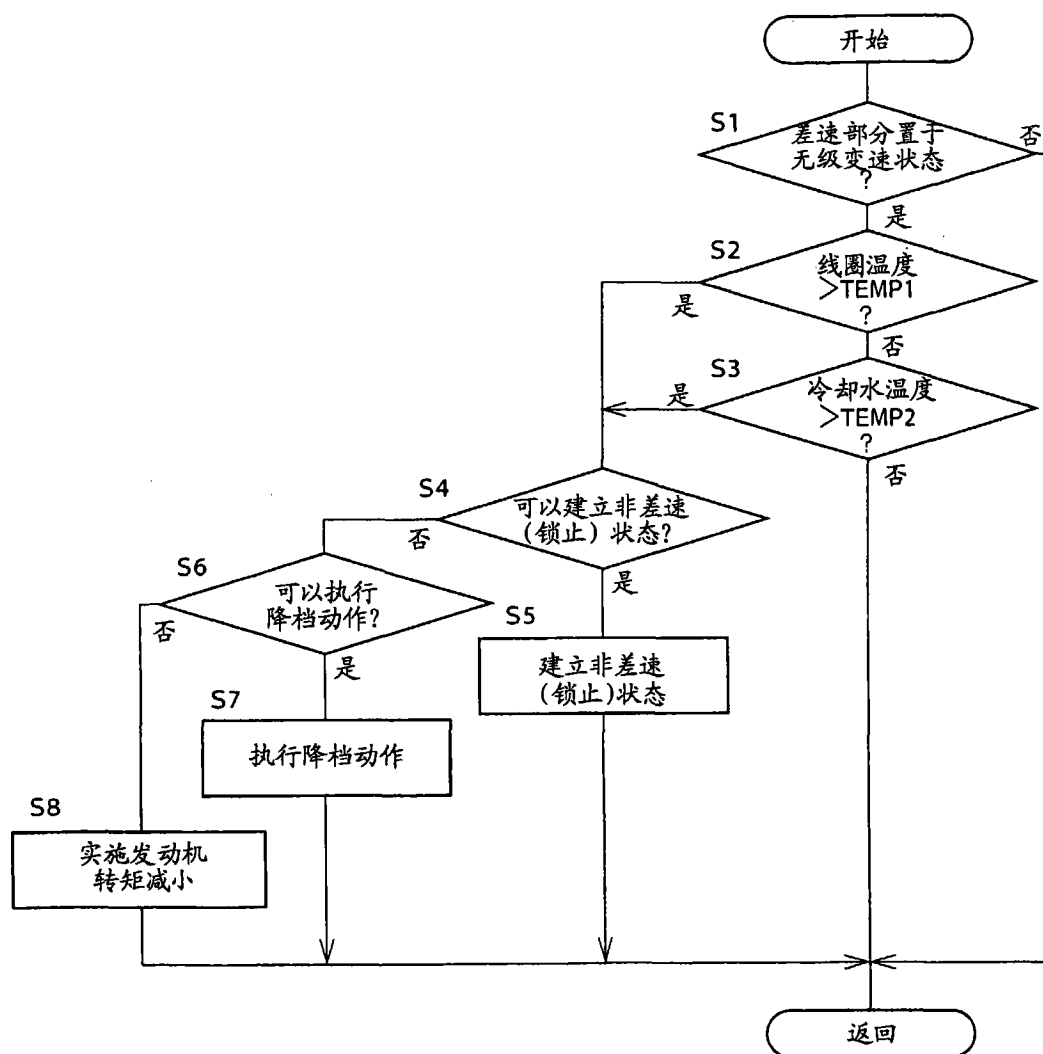


图 11

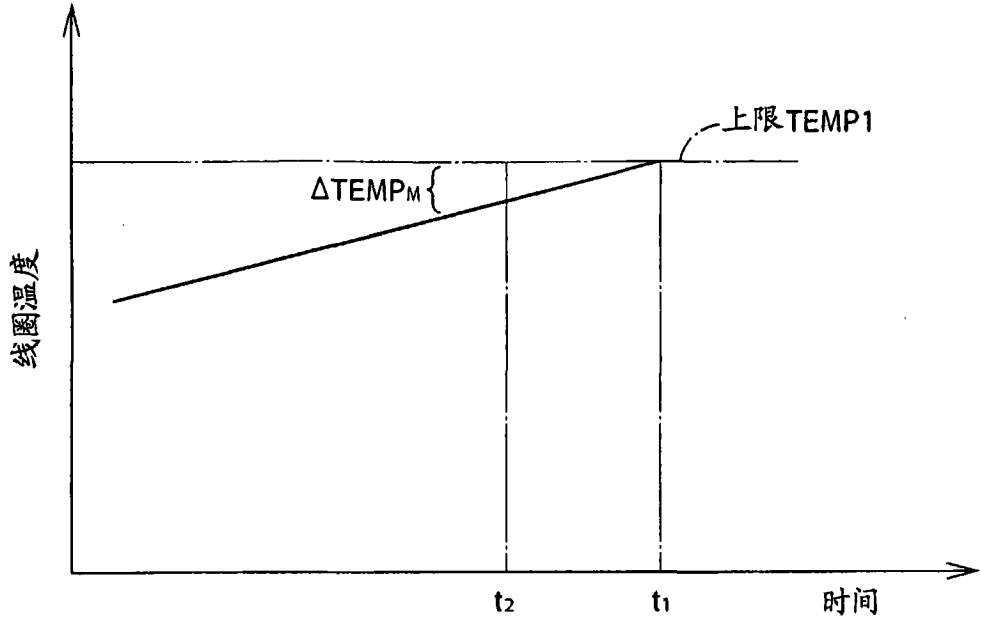


图 12

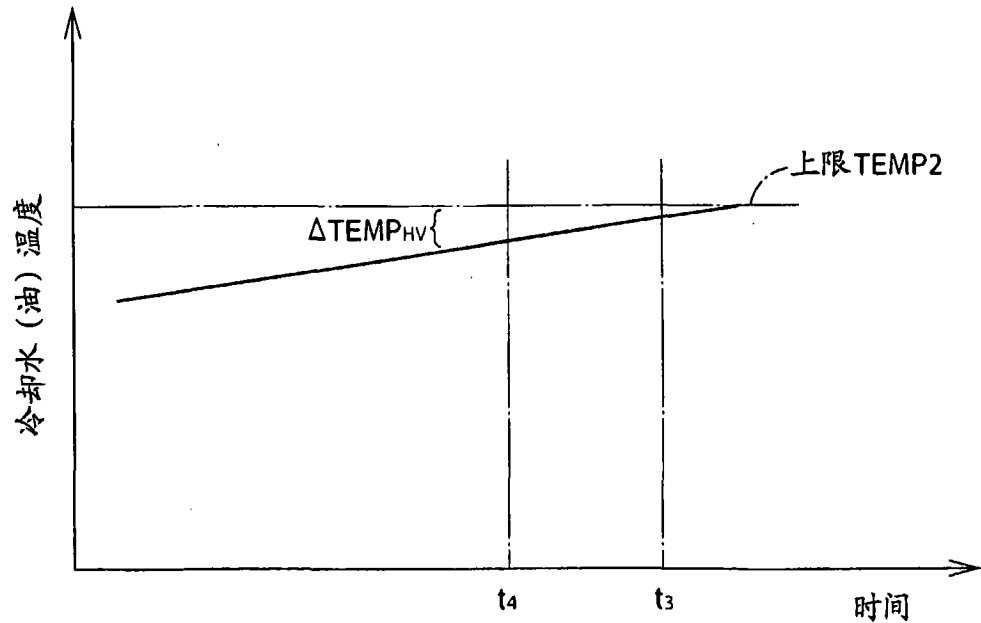


图 13

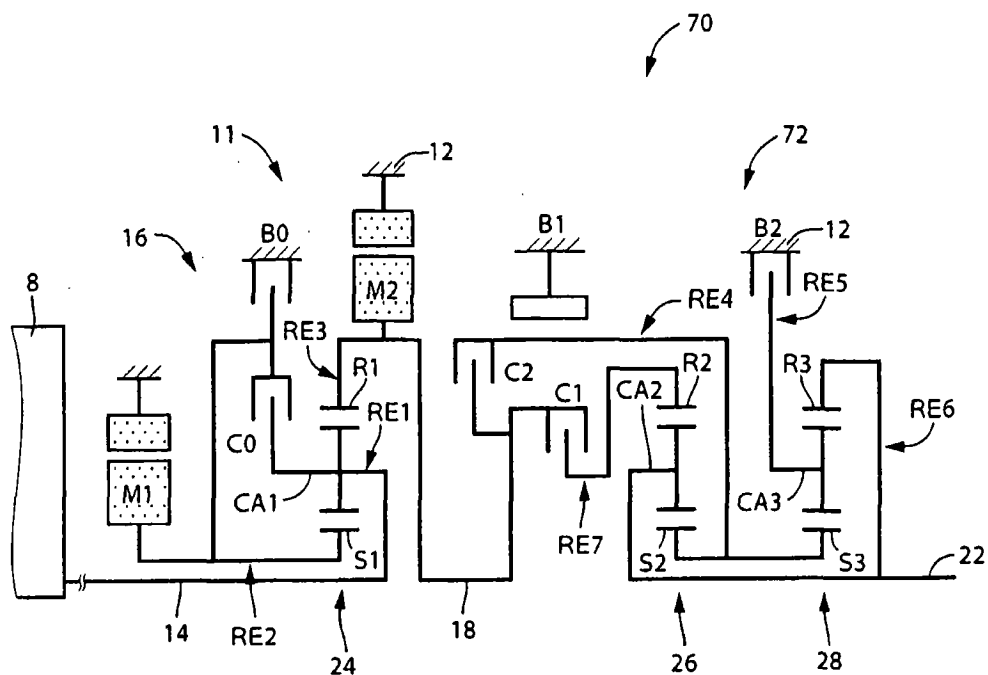


图 14

	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	广度 3.977
R			○			○	2.393	
N	○							

○接合 ⊙有级变速时接合，无级变速时分离

图 15

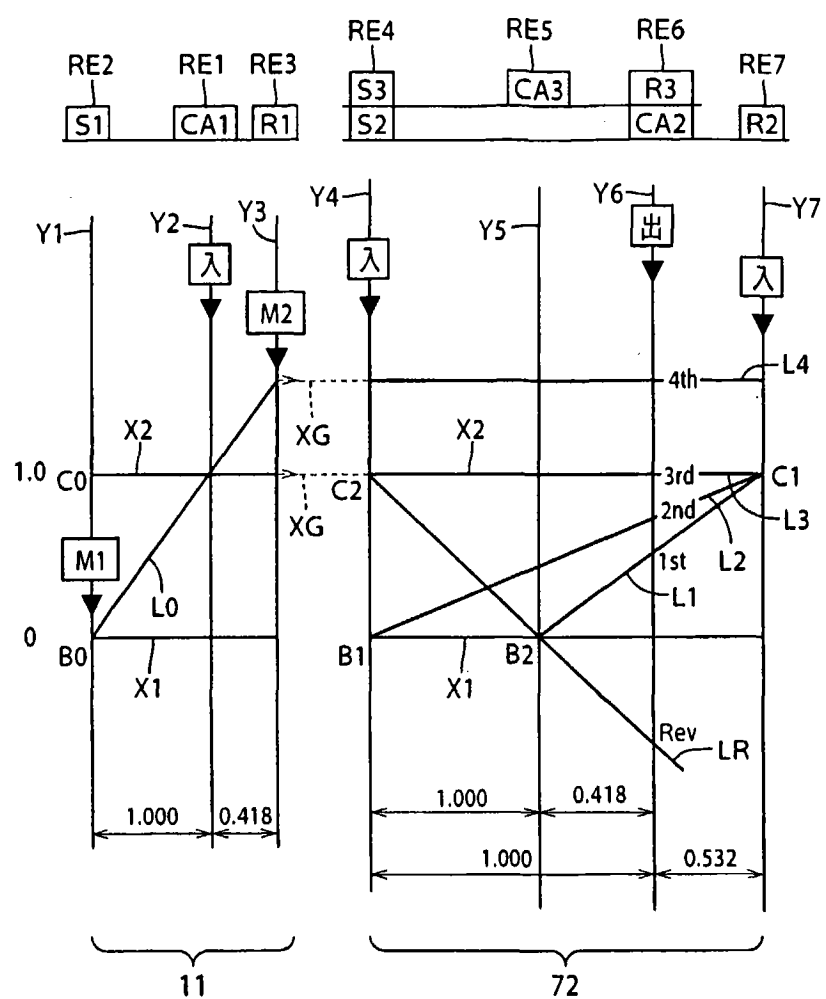


图 16

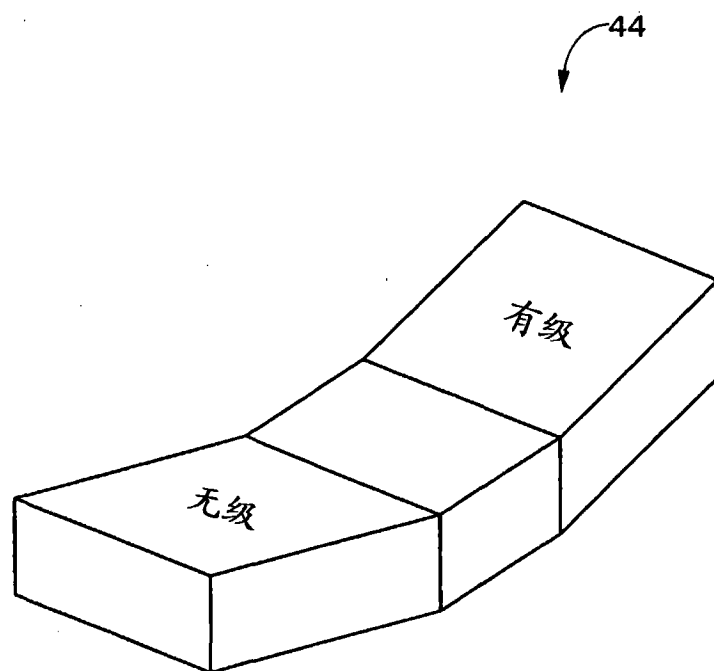


图 17