



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 101233005 B

(45) 授权公告日 2012. 07. 18

(21) 申请号 200680027536. 6

代理人 王轶 舒艳君

(22) 申请日 2006. 10. 26

(51) Int. Cl.

(30) 优先权数据

311608/2005 2005. 10. 26 JP

124239/2006 2006. 04. 27 JP

B60K 6/20 (2006. 01)

B60K 17/04 (2006. 01)

B60L 11/14 (2006. 01)

F16H 3/62 (2006. 01)

F16H 3/66 (2006. 01)

(85) PCT申请进入国家阶段日

2008. 01. 28

(86) PCT申请的申请数据

PCT/JP2006/321420 2006. 10. 26

(56) 对比文件

JP 2000-346187 A, 2000. 12. 12, 全文.

JP 63-243551 A, 1988. 10. 11, 说明书第

295-299 页、附图 4.

JP 2005-162002 A, 2005. 06. 23, 说明书第

【0024】-【0048】段、附图 1-2.

JP 61-244945 A, 1986. 10. 31, 说明书第

240-242 页、附图 1.

JP 51-49364 A, 1976. 04. 28, 说明书第

362-364 页、附图 1-2.

(87) PCT申请的公布数据

W02007/049720 JA 2007. 05. 03

(73) 专利权人 爱信艾达株式会社

地址 日本爱知县

专利权人 丰田自动车株式会社

审查员 高扬

(72) 发明人 高见重树 新智夫 矢田裕贵

岩中诚 柿并拓马 北条康夫

小嶋昌洋 茨木隆次 田端淳

岩濑雄二 松原亨 柴田宽之

(74) 专利代理机构 北京集佳知识产权代理有限

公司 11227

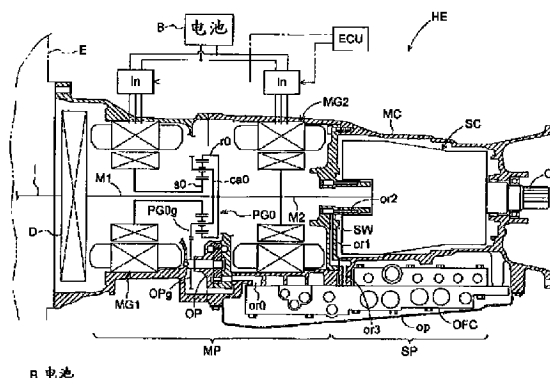
权利要求书 4 页 说明书 28 页 附图 14 页

(54) 发明名称

混合动力驱动装置

(57) 摘要

本发明提供一种采用双马达分离方式的混合动力驱动装置,其可以确保低速范围的加速性能,并且高速范围的燃油效率也很高。具备与发动机驱动连结的输入轴、与车轮驱动连结的输出轴,具备第一电动机及第二电动机,具备依转速的顺序构成第一、第二、第三旋转要素的动力分配用行星齿轮,其中第一电动机与第一旋转要素连接,输入轴与第二旋转要素连接,中间传动轴和第二电动机与第三旋转要素连接,并且具备变速器,其具有多个变速级,将从中间传动轴传递来的动力向输出轴输出,该变速器的多个变速级至少具备增速变速级和减速变速级,另外,在配设有第一电动机及第二电动机的电动机部与具备变速器的变速器部之间,设有中间传动轴所贯穿的隔壁。



1. 一种混合动力驱动装置,其具备与发动机驱动连结的输入轴、与车轮驱动连结的输出轴,

具备第一电动机及第二电动机,

具备依转速的顺序构成第一、第二、第三旋转要素的动力分配用行星齿轮,其中,上述第一电动机与上述动力分配用行星齿轮的上述第一旋转要素连接,上述输入轴与上述动力分配用行星齿轮的上述第二旋转要素连接,中间传动轴和上述第二电动机与上述动力分配用行星齿轮的上述第三旋转要素连接,并且

具备变速器,其具有多个变速级,将从上述中间传动轴传递来的动力向上述输出轴输出,

上述变速器的上述多个变速级至少具备:将上述中间传动轴的转速增加而向上述输出轴输出的增速变速级、以及将上述中间传动轴的转速减小而向上述输出轴输出的减速变速级,

在配设有上述第一电动机及第二电动机的电动机部与具备上述变速器的变速器部之间,设有上述中间传动轴所贯穿的隔壁,

上述变速器具有第一制动器、传递上述中间传动轴的旋转的第一离合器及第二离合器、以及依转速的顺序构成第一、第二、第三、第四旋转要素的变速用行星齿轮组,

上述变速用行星齿轮组的上述第一旋转要素根据上述第一制动器选择性地固定于机壳上,

上述变速用行星齿轮组的上述第二旋转要素根据上述第二离合器选择性地传递上述中间传动轴的旋转,上述变速用行星齿轮组的上述第三旋转要素可以将输出旋转向上述输出轴输出,

上述变速用行星齿轮组的上述第四旋转要素根据上述第一离合器选择性地传递上述中间传动轴的旋转,上述第一离合器与第二离合器配置于上述变速用行星齿轮组与上述第二电动机之间,

上述第一离合器的输出侧传递构件穿过上述第二离合器的输出侧传递构件的内径侧,与构成上述变速用行星齿轮组的上述第四旋转要素连结,

作为上述第一离合器的输出部件的第一离合毂配置在比作为上述第二离合器的输出部件的第二离合毂更靠内径侧,并且将上述第一离合器与上述第二离合器的至少一部分沿轴向重叠地配置,

将上述第一离合器与上述第一制动器的至少一部分沿轴向重叠地配置,

上述第一制动器是多片式,

上述第二离合器和上述第一制动器配置在轴向上不同的位置,

从上述输入轴起,按照上述第一电动机、上述动力分配用行星齿轮、上述第二电动机以及上述变速用行星齿轮组的顺序将它们配置在同轴上,

上述变速器还具有第二制动器,构成上述变速用行星齿轮组的第二旋转要素根据上述第二制动器选择性地固定于机壳上,

上述第二制动器是多片式,

上述第二制动器的至少一部分相对于上述第二离合器沿径向重叠地配置。

2. 根据权利要求1所述的混合动力驱动装置,其中,将上述第一离合器及上述第二离

合器配置于比上述电动机的径向外表面更靠向内侧。

3. 根据权利要求 2 所述的混合动力驱动装置,其中,上述第一离合器配置于比上述第二离合器更靠向内侧。

4. 根据权利要求 1 所述的混合动力驱动装置,其中,上述变速器还具有第三离合器,构成上述变速用行星齿轮组的第一旋转要素根据上述第三离合器选择性地传递中间传动轴的旋转。

5. 根据权利要求 4 所述的混合动力驱动装置,其中,上述第三离合器配置于比上述变速用行星齿轮组更靠向上述电动机侧,并且配置于比上述电动机的径向外表面更靠向内侧,

上述第三离合器与上述第一离合器、第二离合器的任意一方或双方在轴向上重叠地进行配置。

6. 根据权利要求 4 或 5 所述的混合动力驱动装置,其中,上述第一离合器的输出侧传递构件穿过上述第三离合器的输出侧传递构件的内径侧,而与构成上述变速用行星齿轮组的上述第四旋转要素连结。

7. 根据权利要求 1 所述的混合动力驱动装置,其中,

上述变速用行星齿轮组具备具有恒星齿轮、行星架及内齿圈的三要素的第一行星齿轮及第二行星齿轮而构成,

上述第一行星齿轮的恒星齿轮根据第一制动器选择性地固定于机壳上,

上述第一行星齿轮的行星架与上述第二行星齿轮的内齿圈连结,并且根据第二离合器选择性地传递中间传动轴的旋转,

上述第一行星齿轮的内齿圈与上述第二行星齿轮的行星架连结,并且与上述输出轴驱动连结,

上述第二行星齿轮的恒星齿轮根据第一离合器选择性地传递中间传动轴的旋转。

8. 根据权利要求 1 所述的混合动力驱动装置,其中,

上述变速用行星齿轮组具备具有恒星齿轮、行星架及内齿圈的三要素的第一行星齿轮及第二行星齿轮而构成,

上述第一行星齿轮的内齿圈根据第一制动器选择性地固定于机壳上,

上述第一行星齿轮的行星架与上述第二行星齿轮的内齿圈连结,并且根据第二离合器选择性地传递中间传动轴的旋转,

上述第一行星齿轮的恒星齿轮与上述第二行星齿轮的恒星齿轮连结,并且根据第一离合器选择性地传递中间传动轴的旋转,

上述第二行星齿轮的行星架与上述输出轴驱动连结。

9. 根据权利要求 1 所述的混合动力驱动装置,其中,

上述变速用行星齿轮组通过具备如下的拉维瑙式行星齿轮组而构成,即,具有支承长行星小齿轮及短行星小齿轮的公共行星架,且上述长行星小齿轮与上述短行星小齿轮、一侧的恒星齿轮及公共内齿圈啮合,上述短行星小齿轮与另一侧的恒星齿轮啮合,

上述一侧的恒星齿轮根据第一离合器选择性地传递中间传动轴的旋转,

上述另一侧的恒星齿轮根据第一制动器选择性地固定于机壳上,

上述公共行星架根据第二离合器选择性地传递中间传动轴的旋转,

上述公共内齿圈与上述输出轴驱动连结。

10. 根据权利要求 1 所述的混合动力驱动装置, 其中,

上述变速器具有将旋转要素选择性地固定于机壳上的第一制动器及第二制动器、传递上述中间传动轴的旋转的第一离合器及第二离合器、以及依转速的顺序构成第一、第二、第三、第四旋转要素的变速用行星齿轮组,

根据对上述第一制动器、第二制动器、第一离合器及第二离合器的接合 / 脱离状态的设定, 将上述中间传动轴的转速以四个不同的变速比向上述输出轴输出。

11. 根据权利要求 10 所述的混合动力驱动装置, 其中,

对于上述变速用行星齿轮组,

构成上述变速用行星齿轮组的上述第一旋转要素根据第一制动器选择性地固定于机壳上,

构成上述变速用行星齿轮组的上述第二旋转要素根据上述第二离合器选择性地传递上述中间传动轴的旋转, 并且根据上述第二制动器选择性地固定于机壳上,

构成上述变速用行星齿轮组的上述第三旋转要素可以将输出旋转向上述输出轴输出,

构成上述变速用行星齿轮组的上述第四旋转要素根据上述第一离合器选择性地传递上述中间传动轴的旋转。

12. 根据权利要求 10 或 11 所述的混合动力驱动装置, 其中,

上述变速用行星齿轮组具备具有恒星齿轮、行星架及内齿圈的三要素的第一行星齿轮及第二行星齿轮而构成,

上述第一行星齿轮的恒星齿轮根据上述第一制动器选择性地固定于机壳上,

上述第一行星齿轮的行星架与上述第二行星齿轮的内齿圈连结, 根据第二离合器选择性地传递中间传动轴的旋转, 并且根据上述第二制动器选择性地固定于机壳上,

上述第一行星齿轮的内齿圈与上述第二行星齿轮的行星架连结, 并且与上述输出轴驱动连结,

上述第二行星齿轮的恒星齿轮根据上述第一离合器选择性地传递中间传动轴的旋转。

13. 根据权利要求 10 或 11 所述的混合动力驱动装置, 其中,

上述变速用行星齿轮组具备具有恒星齿轮、行星架及内齿圈的三要素的第一行星齿轮及第二行星齿轮而构成,

上述第一行星齿轮的内齿圈根据上述第一制动器选择性地固定于机壳上,

上述第一行星齿轮的行星架与上述第二行星齿轮的内齿圈连结, 根据第二离合器选择性地传递中间传动轴的旋转, 并且根据上述第二制动器选择性地固定于机壳上,

上述第一行星齿轮的恒星齿轮与上述第二行星齿轮的恒星齿轮连结, 并且根据第一离合器选择性地传递中间传动轴的旋转,

上述第二行星齿轮的行星架与上述输出轴驱动连结。

14. 根据权利要求 10 或 11 所述的混合动力驱动装置, 其中,

上述变速用行星齿轮组通过具备如下的拉维瑙式行星齿轮组而构成, 即, 具有支承长行星小齿轮及短行星小齿轮的公共行星架, 且上述长行星小齿轮与上述短行星小齿轮、一侧的恒星齿轮及公共内齿圈啮合, 上述短行星小齿轮与另一侧的恒星齿轮啮合,

上述一侧的恒星齿轮根据上述第一离合器选择性地传递中间传动轴的旋转,

上述另一侧的恒星齿轮根据上述第一制动器选择性地固定于机壳上，

上述公共行星架根据上述第二离合器选择性地传递中间传动轴的旋转，并且根据上述第二制动器选择性地固定于机壳上，

上述公共内齿圈与上述输出轴驱动连结。

15. 根据权利要求 11 所述的混合动力驱动装置，其中，上述变速器还具有第三离合器，构成上述变速用行星齿轮组的第一旋转要素根据上述第三离合器选择性地传递中间传动轴的旋转。

16. 根据权利要求 1、10 或 11 中任意一项所述的混合动力驱动装置，其中，通过将上述第一离合器接合，而在向构成上述变速用行星齿轮组的第四旋转要素传递上述中间传动轴的旋转的传动状态下，形成前进级中变速比最大的齿轮级。

17. 根据权利要求 1、10 或 11 中任意一项所述的混合动力驱动装置，其中，上述变速用行星齿轮组通过具备如下的拉维瑙式行星齿轮组而构成，即，具有支承长行星小齿轮及短行星小齿轮的公共行星架，且上述长行星小齿轮与上述短行星小齿轮、一侧的恒星齿轮及公共内齿圈啮合，上述短行星小齿轮与另一侧的恒星齿轮啮合。

18. 根据权利要求 1 所述的混合动力驱动装置，其中，除了上述第二制动器以外，还具备防止上述第二旋转要素的反转的单向离合器，上述第二制动器及上述单向离合器择一地动作。

19. 根据权利要求 1 所述的混合动力驱动装置，其中，上述变速器具有：第一、第二制动器；传递上述中间传动轴的旋转的第一、第二、第三离合器；依转速的顺序构成第一、第二、第三、第四旋转要素，并包括第一行星齿轮和第二行星齿轮的变速用行星齿轮组，

上述第一行星齿轮及第二行星齿轮都具备恒星齿轮、行星架、内齿圈而构成，

将变速用行星齿轮组的第一旋转要素与上述第一行星齿轮的恒星齿轮结合，

将变速用行星齿轮组的第二旋转要素和第二行星齿轮的内齿圈与上述第一行星齿轮的行星架结合，

将变速用行星齿轮组的第三旋转要素和第二行星齿轮的行星架与上述第一行星齿轮的内齿圈结合，

将第四旋转要素与上述第二行星齿轮的恒星齿轮结合，

上述变速用行星齿轮组的第一旋转要素根据上述第三离合器选择性地与上述中间传动轴连结，并且根据上述第一制动器选择性地与非旋转构件连结，

上述变速用行星齿轮组的第二旋转要素根据上述第二离合器与上述中间传动轴选择性地连结，并且根据上述第二制动器选择性地与非旋转构件连结，

上述变速用行星齿轮组的第三旋转要素可以将输出旋转向上述输出轴输出，

上述第四旋转要素根据上述第一离合器选择性地与上述中间传动轴连结，

将上述中间传动轴的转速增大而输出的增速变速级，在第二离合器及第一制动器的接合状态下实现，

将上述中间传动轴的转速减小而输出的减速变速级，在第一离合器及第一制动器的接合状态下实现。

混合动力驱动装置

技术领域

[0001] 本发明涉及一种混合动力驱动装置,其具备与发动机驱动连结的输入轴、与车轮驱动连结的输出轴;具备第一电动机及第二电动机;具备依转速的顺序构成第一、第二、第三旋转要素的动力分配用行星齿轮,该行星齿轮将上述第一电动机与上述第一旋转要素连接,将上述输入轴与上述第二旋转要素连接,将中间传动轴和上述第二电动机与上述第三旋转要素连接;并且具备变速器,其具有多个变速级,将由上述中间传动轴传递来的动力向上述输出轴输出。

背景技术

[0002] 该种混合动力驱动装置如专利文献 1 中所公布的那样,是在从配设于发动机侧的输入轴侧开始朝向输出轴侧的驱动传动系统中,依次具备第一电动机、动力分配用行星齿轮、第二电动机、变速器而构成。

[0003] 如果是该构成的混合动力驱动装置,则可以在利用第一电动机的作用将发动机的转速维持在燃油效率最高的状态的同时,利用第二电动机在输出侧补偿处于过度或不足的扭矩。

[0004] 专利文献 1 中,提出在和第二电动机一体化旋转的第二旋转轴、与用来输出动力的驱动轴之间,夹设具备三级变速级的变速器,而可以无降低动力传递效率地进行变速的混合动力驱动装置。

[0005] 专利文献 2 提出设置作为差速状态切换装置的切换离合器 C0 及切换制动器 B0,该差速状态切换装置将动力分配机构选择性地切换为可以作为电气性无级变速器动作的动作状态(无级变速状态)、可以作为具有恒变速比的变速器动作的恒变速状态。其结果可以实现混合动力驱动装置的小式化或燃油效率的提高。

[0006] 该专利文献中,采用了可以实现前进时从 4 级到 8 级的变速级,并且可以实现后退时 1 级或 2 级的变速级的变速器。

[0007] 专利文献 1:日本国特开 2005-61498 号公报

[0008] 专利文献 2:日本国特开 2005-206136 号公报

[0009] 专利文献 1 中所公布的技术中,将使用差速齿轮机构进行了动力分配后的驱动作为变速器输入而接收,将变速后的输出向驱动轮传递,然而由于变速级被限定为 3 级,并且只可以在变速器的输出轴的转速与输入轴的转速达到相同的直接连结状态下实现最高速级,因此对于更高速范围中的燃油效率的提高(高速燃油效率)仍有改善的余地。

[0010] 专利文献 2 中所公布的技术中,相对于发动机的转速可以获得减速状态(低档状态)的输出,可以在需要牵引力的低速范围中提高相对加速性能。另外,通过将分配发动机动力的动力分配机构中一个齿轮要素锁定,而相对于发动机的转速增加向变速器输入的旋转轴的转速,将该增加了的转速向变速器输出轴同速地传递,就可以抑制能量变换损失,提高高速范围中的燃油效率。但是,该文献中所公布的技术中,由于在变速器侧,无法增加其输入转速,无法在该状态下将发动机的转速无级变速,因此无法通过最佳燃油效率线路

使发动机动作,燃油效率差。所以,在以下方面仍有改善的余地,即,将被称作双马达分离(2motorsplit)方式的动力分配机构充分地活用在可作为电气性无级变速器而动作的动作状态(无级变速状态),所谓双马达分离方式是将行星齿轮的一个旋转要素与发动机的输出轴连接,将该行星齿轮的另外两个旋转要素与连结在第一马达和驱动轮的传递轴连接,再将第二马达与该传递轴连接。

发明内容

[0011] 本发明是鉴于上述的问题而完成的,其目的在于,提供一种采用双马达分离方式的混合动力驱动装置,其可以确保低速范围的加速性能,并且高速范围的燃油效率也很高。

[0012] 用于实现上述目的的本发明的本申请第一特征构成是:具备与发动机驱动连结的输入轴、与车轮驱动连结的输出轴;具备第一电动机及第二电动机;具备依转速的顺序构成第一、第二、第三旋转要素的动力分配用行星齿轮,其中,上述第一电动机与上述第一旋转要素连接,上述输入轴与上述第二旋转要素连接,中间传动轴和上述第二电动机与上述第三旋转要素连接;并且具备变速器,其具有多个变速级,将从上述中间传动轴传递来的动力向上述输出轴输出,上述变速器的上述多个变速级至少具备:将上述中间传动轴的转速增加而向上述输出轴输出的增速变速级、将上述中间传动轴的转速减小而向上述输出轴输出的减速变速级;在配设有上述第一电动机及第二电动机的电动机部与具备上述变速器的变速器部之间,设有上述中间传动轴所贯穿的隔壁。

[0013] 所谓“连接”除了包括可以直接地进行驱动的传接的构造以外,还包括借助多个构件间接地进行的构造。

[0014] 所谓“电动机”包括起到马达或发电机的任意一方的作用的构件,以及根据需要起到作为马达的作用及作为发电机的作用双方的构件。

[0015] 该混合动力驱动装置被设为,在采用双马达分离方式的同时,变速器具备增速变速级和减速变速级。所以,利用减速变速级可以可靠地应对在低速范围中的加速,可以应对在高速范围中的燃油效率提高。另外,由于变速器可以应对较宽的速度范围,因此可以在采用紧凑的电动机的同时,在低速范围内实现较大的驱动力,在高速范围内实现燃油效率的提高,同时可以充分地利用双马达分离方式的优点。另外,通过利用动力分配用行星齿轮,增大发动机的驱动力,并且增大发动机的转速而向变速器输入,进一步增大由该变速器增大了的转速,就可以提高能量效率,实现良好的高速燃油效率。

[0016] 另外,在通过在电动机部与变速器部之间设置中间传动轴所贯穿的隔壁,而可以将由发动机、电动机或它们双方产生的驱动力向变速器传递的构成中,可以将因有可能存在于变速器部的杂物侵入到电动机部而对电动机的动作造成影响的情况抑制为最小限度。

[0017] 在构成具备上述的本申请第一特征构成的混合动力驱动装置时,作为第二特征构成,优选设为如下构成,即,上述变速器具有第一制动器、传递上述中间传动轴的旋转的第一离合器及第二离合器、依转速的顺序构成第一、第二、第三、第四旋转要素的变速用行星齿轮组,上述第一旋转要素根据上述第一制动器选择性地固定于机壳上,上述第二旋转要素根据上述第二离合器选择性地传递上述中间传动轴的旋转,上述第三旋转要素可以将输出旋转向上述输出轴输出,上述第四旋转要素根据上述第一离合器选择性地传递上述中间传动轴的旋转,上述第一离合器与第二离合器配置于上述变速用行星齿轮组与上述第二电

动机之间,上述第一离合器的输出侧传递构件穿过上述第二离合器的输出侧传递构件的内径侧,与构成上述变速用行星齿轮组的上述第四旋转要素连结。

[0018] 所谓“传递”包括将旋转原样不变地直接传递的状态及将旋转增速或减速而间接地传递的状态。

[0019] 所谓“固定于机壳上”包括利用制动器而基于机壳被直接固定的状态及借助固定于机壳上的构件,间接地利用制动器基于机壳被固定的状态。

[0020] 该构成的混合动力驱动装置中,通过使第二离合器和第一制动器动作,向第二旋转要素传递中间传动轴的旋转,停止第一旋转要素的旋转,就可以实现先前所说明的增速变速级,可以将被动力分配而输入变速器中来的转速以增速状态从第三旋转要素向输出轴输出。另一方面,通过使第一离合器和第一制动器动作,向第四旋转要素传递中间传动轴的旋转,停止第一旋转要素的旋转,就可以实现先前所说明的减速级,可以将被动力分配而输入变速器中来的转速以减速状态从第三旋转要素向输出轴输出。

[0021] 另外,在实现增速状态的驱动状态中,虽然第四旋转要素被进行强烈的高速旋转,然而由于第一离合器的输出侧传递构件穿过第二离合器的输出侧传递构件的内径侧与第四旋转要素连结,因此可以抑制其高速旋转带来的影响。其结果是,例如可以抑制因离心力使第一离合器变形,离合器的输入输出构件彼此接触而使行驶性能降低的情况。

[0022] 另外,通过将第一离合器、第二离合器收纳于变速用行星齿轮组与第二电动机之间,就可以夹隔该部位地将第二电动机及行星齿轮组之类的重量部配设于两侧而获得紧凑且取得了平衡的混合动力驱动装置。

[0023] 在具备上述的本申请第二特征构成的混合动力驱动装置中,最好上述变速器还具有第二制动器,构成上述变速用行星齿轮组的第二旋转要素根据上述第二制动器选择性地固定于机壳上。

[0024] 通过采用该构成,就可以实现第一离合器与第二制动器在实质上作用的更有效的变速级。

[0025] 在此前所说明的混合动力驱动装置中,最好将上述第一离合器及上述第二离合器配置于比上述电动机的径向外表面更靠内侧,并且将上述第一离合器与上述第二离合器的至少一部分沿轴向重叠地配置。

[0026] 混合动力驱动装置中可以采用的电动机是具有规定的宽度的较大的构件,这样通过将第一及第二离合器保持成上述位置关系,就可以将混合动力驱动装置的径向的大小最大限度地收缩到电动机的外径以内,另外,通过将第一离合器与第二离合器在轴向上重叠,可以缩短混合动力驱动装置的轴向长度。

[0027] 该构成中,当设为将第一离合器配置于比第二离合器更靠向内径侧的构成时,则可以形成在缩短轴向长度的同时在径向上也很紧凑的构成。

[0028] 在以上所说明的具备第二制动器的构成中,最好上述变速器还具有第三离合器,构成上述变速用行星齿轮组的第一旋转要素根据上述第三离合器选择性地传递中间传动轴的旋转。

[0029] 在该构成的情况下,通过利用第三离合器向第一旋转要素传递中间传动轴的旋转,并且利用第二制动器停止第二旋转要素的旋转,就可以向第三旋转要素(输出轴)输出与中间传动轴相反方向的驱动力及旋转,可以利用机械的变速实现后退。其结果是,可以在

后退级中获得驱动力,并且可以长时间地稳定地进行后退。另外,还可以避免伴随着后退在马达侧产生很大的发热的情况。

[0030] 在采用此种具备了第三离合器的构成的情况下,最好上述第三离合器配置于比上述变速用行星齿轮组更靠向上述电动机侧,并且配置于比上述电动机的径向外表面更靠向内侧,上述第三离合器被与上述第一离合器、第二离合器的任意一方或双方在轴向上重叠地进行配置。

[0031] 通过采用该构成,就可以合适地限制混合动力驱动装置的径向的宽度及轴向的长度,可以获得紧凑的混合动力驱动装置。

[0032] 另外,上述具备第三离合器的构成中,最好上述第一离合器的输出侧传递构件穿过上述第三离合器的输出侧传递构件的内径侧,与构成上述变速用行星齿轮组的上述第四旋转要素连结。

[0033] 在与第三离合器的输出侧传递构件的关系方面,通过将第一离合器的输出侧传递构件配设于内径侧,则可以避免有时会达到高速的该构件受到高速旋转的影响而产生问题的情况。

[0034] 在构成具备上述的本申请第一特征构成的混合动力驱动装置时,作为第三特征构成,优选设为如下构成,即,上述变速器具有第一制动器、传递中间传动轴的旋转的第一离合器及第二离合器、以及依转速的顺序构成第一、第二、第三、第四旋转要素的变速用行星齿轮组,上述第一旋转要素根据上述第一制动器选择性地固定于机壳上,上述第二旋转要素根据上述第二离合器选择性地传递上述中间传动轴的旋转,上述第三旋转要素可以将输出旋转向上述输出轴输出,上述第四旋转要素根据上述第一离合器选择性地传递上述中间传动轴的旋转,在上述第一离合器与第二离合器之间配置上述变速用行星齿轮组,上述第一离合器的输出侧传递构件至少相对于上述第二离合器的输出侧传递构件在轴向上配置于不同的位置。

[0035] 该构成的混合动力驱动装置中,也可以通过使第二离合器与第一制动器动作,向第二旋转要素传递中间传动轴的旋转,并停止第一旋转要素的旋转,来实现先前所说明的增速变速级,将被动力分配而输入变速器中来的转速以增速状态从第三旋转要素向输出轴输出。另一方面,可以通过使第一离合器和第一制动器动作,向第四旋转要素传递中间传动轴的旋转,并停止第一旋转要素的旋转,来实现先前所说明的减速级,可以将被动力分配而输入变速器中来的转速以减速状态从第三旋转要素向输出轴输出。

[0036] 另外,在实现增速状态的驱动状态中,虽然第四旋转要素被进行强烈的高速旋转,然而可以避免第一离合器的输出侧传递构件与第二离合器的输出侧传递构件重合的情况,进而可以减小第一离合器的输出侧传递构件的直径。所以,例如可以抑制第一离合器因离心力变形,该离合器的输入输出构件彼此接触而使行驶性能降低的情况。

[0037] 另外,当将第一离合器、第二离合器夹隔着变速用行星齿轮组而被配设时,则提高在离合器的配设位置上的选择性,可以通过将较大一侧的离合器配设于变速用行星齿轮的任意一方等操作,来获得紧凑并且取得了平衡的混合动力驱动装置。

[0038] 在上述的本申请第三特征构成的混合动力驱动装置中,最好上述变速器还具有第二制动器,构成上述变速用行星齿轮组的第二旋转要素根据上述第二制动器选择性地固定于机壳上。

[0039] 通过采用该构成,就可以实现第一离合器与第二制动器在实质上作用的更有效的变速级。

[0040] 另外,最好将上述第一离合器及上述第二离合器配置于比上述电动机的径向外表面更靠向内侧。

[0041] 混合动力驱动装置中可以采用的电动机虽然是具有规定的宽度的较大的构件,但是通过将第一及第二离合器保持为上述位置关系,就可以将混合动力驱动装置的径向的大小最大限度地收缩在电动机的外径以内。

[0042] 另外,该构成中,当设为将第一离合器配置于比第二离合器更靠向内径侧的构成时,则可以形成在径向上也很紧凑的构成。

[0043] 在以上所说明的具备第三特征构成并具备第二制动器的构成中,最好上述变速器还具有第三离合器,构成上述变速用行星齿轮组的第一旋转要素根据上述第三离合器选择性地传递中间传动轴的旋转。

[0044] 在该构成的情况下,通过利用第三离合器向第一旋转要素传递中间传动轴的旋转,并且利用第二制动器停止第二旋转要素的旋转,就可以向第三旋转要素(输出轴)输出与中间传动轴相反方向的驱动力及旋转,可以利用机械的变速实现后退。所以,可以在后退级中获得驱动力,并且可以长时间地稳定地进行后退。另外,还可以避免伴随着后退在马达侧产生很大的发热的情况。

[0045] 在采用此种具备了第三离合器的构成的情况下,最好上述第三离合器配置于比上述变速用行星齿轮组更靠向上述电动机侧,并且配置于比上述电动机的径向外表面更靠向内侧。

[0046] 通过采用该构成,就可以合适地限制混合动力驱动装置的径向的宽度及轴向的长度,可以获得紧凑的混合动力驱动装置。

[0047] 另外,上述具备第三离合器的构成中,最好上述第一离合器的输出侧传递构件穿过上述第三离合器的输出侧传递构件的内径侧,而与构成上述变速用行星齿轮组的上述第四旋转要素连结。

[0048] 在与第三离合器的输出侧传递构件的关系方面,通过将第一离合器的输出侧传递构件配设于内径侧,则可以避免有时会达到高速的该构件受到高速旋转的影响而产生问题的情况。

[0049] 作为此前所说明的变速用行星齿轮组,在将变速用行星齿轮组实质上设为2个行星齿轮的组合而构成的情况下,可以采用如下所示的构成。

[0050] 第一构成

[0051] 将变速用行星齿轮组作为具备了具有恒星齿轮、行星架及内齿圈的三要素的第一行星齿轮及第二行星齿轮的组合来构成,上述第一行星齿轮的恒星齿轮根据第一制动器选择性地固定于机壳上,上述第一行星齿轮的行星架与上述第二行星齿轮的内齿圈连结,并且根据第二离合器选择性地传递中间传动轴的旋转,上述第一行星齿轮的内齿圈与上述第二行星齿轮的行星架连结,并且与上述输出轴驱动连结,上述第二行星齿轮的恒星齿轮根据第一离合器选择性地传递中间传动轴的旋转。

[0052] 通过如此设置,则可以利用三要素的简单的行星齿轮的组合,实现具备了增速变速级及减速变速级的混合动力驱动装置。该构成无论是在采用本申请的第一特征构成、第

二特征构成还是第三特征构成的哪个构成的情况下,都可以适用。

[0053] 第二构成

[0054] 将变速用行星齿轮组作为具备了具有恒星齿轮、行星架及内齿圈的三要素的第一行星齿轮及第二行星齿轮的组合来构成,上述第一行星齿轮的内齿圈根据第一制动器选择性地固定于机壳上,上述第一行星齿轮的行星架与上述第二行星齿轮的内齿圈连结,并且根据第二离合器选择性地传递中间传动轴的旋转,上述第一行星齿轮的恒星齿轮与上述第二行星齿轮的恒星齿轮连结,并且根据第一离合器选择性地传递中间传动轴的旋转,上述第二行星齿轮的行星架与上述输出轴驱动连结。

[0055] 通过如此设置,则可以利用三要素的简单的行星齿轮的组合,实现具备了增速变速级及减速变速级的混合动力驱动装置。该构成无论是在采用本申请的第一特征构成、第二特征构成还是第三特征构成的哪个构成的情况下,都可以适用。

[0056] 第三构成

[0057] 上述变速用行星齿轮组通过具备如下的拉维瑙(Ravigneaux)式行星齿轮组而构成,即,具有支承长行星小齿轮及短行星小齿轮的公共行星架,且上述长行星小齿轮与上述短行星小齿轮、一侧的恒星齿轮及公共内齿圈啮合,上述短行星小齿轮与另一侧的恒星齿轮啮合,上述一侧的恒星齿轮根据第一离合器选择性地传递中间传动轴的旋转,上述另一侧的恒星齿轮根据第一制动器选择性地固定于机壳上,上述公共行星架根据第二离合器选择性地传递中间传动轴的旋转,上述公共内齿圈与上述输出轴驱动连结。

[0058] 通过如此设置,就可以使用单一的拉维瑙式行星齿轮组,实现具备了增速变速级及减速变速级的混合动力驱动装置。该构成可以适用于本申请的第一特征构成、第三特征构成中。

[0059] 在构成具备上述的本申请第一特征构成的混合动力驱动装置时,作为第四特征构成设为如下构成,即,上述变速器具有将旋转要素选择性地固定于机壳上的第一制动器及第二制动器、传递上述中间传动轴的旋转的第一离合器及第二离合器、以及依转速的顺序构成第一、第二、第三、第四旋转要素的变速用行星齿轮组,根据对上述第一制动器、第二制动器、第一离合器及第二离合器的接合/脱离状态的设定,将上述中间传动轴的转速以四个不同的变速比向上述输出轴输出。

[0060] 通过如此设置,就可以实现具备了如下的变速器的构成,即,在利用四个摩擦接合要素的动作的控制,实现包括增速变速级及减速变速级的四个变速比,有效地利用双马达分离方式的优点的同时,进行机械的变速,可以将电动机小型化。另外,可以将构成变速器的行星齿轮组用两个行星齿轮来构成,可以获得因具备变速器而实现的电动机的小型化,可以将加入了为了实现小型化所需的变速器自身的尺寸的混合动力驱动装置整体紧凑化。另外,可以良好地应对比较宽的速度范围,并且可以使行驶燃油效率良好。

[0061] 为了实现具备上述的第四特征构成的混合动力驱动装置,对于上述变速用行星齿轮组,最好构成上述变速用行星齿轮组的上述第一旋转要素根据第一制动器选择性地固定于机壳上,构成上述变速用行星齿轮组的上述第二旋转要素根据上述第二离合器选择性地传递上述中间传动轴的旋转,并且由根据第二制动器选择性地固定于机壳上,构成上述变速用行星齿轮组的上述第三旋转要素可以将输出旋转向上述输出轴输出,构成上述变速用行星齿轮组的上述第四旋转要素根据上述第一离合器选择性地传递上述中间传动轴的旋

转。

[0062] 如到目前所示,通过使第二离合器和第一制动器动作,向第二旋转要素传递中间传动轴的旋转,停止第一旋转要素的旋转,就可以实现先前所说明的增速变速级,可以将被动力分配而输入到变速器的转速以增速状态从第三旋转要素向输出轴输出。另一方面,通过使第一离合器和第一制动器动作,向第四旋转要素传递中间传动轴的旋转,停止第一旋转要素的旋转,就可以实现先前所说明的减速级,可以将被动力分配而输入到变速器的转速以减速状态从第三旋转要素向输出轴输出。另外,可以实现第一离合器与第二制动器动作的更有效的变速级。

[0063] 作为具备了第四特征构成的变速用行星齿轮组,在将变速用行星齿轮组实质上设为 2 个行星齿轮的组合而构成时,可以采用如下所示的构成。

[0064] 第一构成

[0065] 通过具备具有恒星齿轮、行星架及内齿圈的三要素的第一行星齿轮及第二行星齿轮来构成上述变速用行星齿轮组,上述第一行星齿轮的恒星齿轮根据上述第一制动器选择性地固定于机壳上,上述第一行星齿轮的行星架与上述第二行星齿轮的内齿圈连结,根据第二离合器选择性地传递中间传动轴的旋转,并且根据上述第二制动器选择性地固定于机壳上,上述第一行星齿轮的内齿圈与上述第二行星齿轮的行星架连结,并且与上述输出轴驱动连结,上述第二行星齿轮的恒星齿轮根据上述第一离合器选择性地传递中间传动轴的旋转。

[0066] 通过如此设置,就可以利用三要素的简单的行星齿轮的组合,实现具备了增速变速级及减速变速级的、可进行四级变速的混合动力驱动装置。

[0067] 第二构成

[0068] 通过具备具有恒星齿轮、行星架及内齿圈的三要素的第一行星齿轮及第二行星齿轮来构成上述变速用行星齿轮组,上述第一行星齿轮的内齿圈根据上述第一制动器选择性地固定于机壳上,上述第一行星齿轮的行星架与上述第二行星齿轮的内齿圈连结,根据第二离合器选择性地传递中间传动轴的旋转,并且根据上述第二制动器选择性地固定于机壳上,上述第一行星齿轮的恒星齿轮与上述第二行星齿轮的恒星齿轮连结,并且根据第一离合器选择性地传递中间传动轴的旋转,上述第二行星齿轮的行星架与上述输出轴驱动连结。

[0069] 通过如此设置,就可以利用三要素的简单的行星齿轮的组合,实现具备了增速变速级及减速变速级的、可进行四级变速的混合动力驱动装置。

[0070] 第三构成

[0071] 通过具备如下的拉维瑙式行星齿轮组而构成上述变速用行星齿轮组,即,具有支承长行星小齿轮及短行星小齿轮的公共行星架,且上述长行星小齿轮与上述短行星小齿轮、一侧的恒星齿轮及公共内齿圈啮合,上述短行星小齿轮与另一侧的恒星齿轮啮合,上述一侧的恒星齿轮根据上述第一离合器选择性地传递中间传动轴的旋转,上述另一侧的恒星齿轮根据上述第一制动器选择性地固定于机壳上,上述公共行星架根据上述第二离合器选择性地传递中间传动轴的旋转,并且根据上述第二制动器选择性地固定于机壳上,上述公共内齿圈与上述输出轴驱动连结。

[0072] 通过如此设置,就可以使用单一的拉维瑙式行星齿轮组,实现具备了增速变速级

及减速变速级的、可进行四级变速的混合动力驱动装置。

[0073] 在此前所说明的具备本申请第四特征的混合动力驱动装置中,最好采用如下构成,即,上述变速器还具有第三离合器,构成上述变速用行星齿轮组的第一旋转要素根据上述第三离合器选择性地传递中间传动轴的旋转。

[0074] 通过如此设置,就可以通过利用第三离合器向第一旋转要素传递中间传动轴的旋转,并且利用第二制动器停止第二旋转要素的旋转,来向第三旋转要素(输出轴)输出与中间传动轴相反方向的驱动力及旋转,可以利用机械的变速实现后退。可以在后退级中获得驱动力,并且可以长时间地稳定地进行后退。另外,还可以避免伴随着后退在马达侧产生很大的发热的情况。

[0075] 对于此前所说明的第一离合器,最好通过将该第一离合器接合,而在向构成上述变速用行星齿轮组的第四旋转要素传递上述中间传动轴的旋转的传动状态下,形成前进级中变速比最大的齿轮级。

[0076] 该构成是规定第一离合器所参与的变速级的构成,然而参与需要最大的驱动力的变速比(减速比)最大的齿轮级的离合器(第一离合器)很容易变得比较大型化。

[0077] 但是,在具备了第二、第三特征构成的混合动力驱动装置中,通过将其输出侧传递构件配设于内径侧,就可以实现平衡良好的配置。

[0078] 另外,在具备了第四特征构成的混合动力驱动装置中,可以充分地实现具备了如下的变速器的构成,即,根据对四个摩擦接合要素的动作的控制,可以实现包括增速变速级及减速变速级的四个变速比,在有效地利用双马达分离方式的优点的同时,进行机械的变速。

[0079] 另外,在具备了本申请第二、第三特征构成、第四特征构成的混合动力驱动装置中,当通过具备如下的拉维瑙式行星齿轮组而构成其变速用行星齿轮组时,则可以实现能够利用紧凑的行星齿轮组来实现本申请目的的混合动力驱动装置。该拉维瑙式行星齿轮组,具有支承长行星小齿轮及短行星小齿轮的公共行星架,其中上述长行星小齿轮与上述短行星小齿轮、一侧的恒星齿轮及公共内齿圈啮合,上述短行星小齿轮与另一侧的恒星齿轮啮合,。

[0080] 在此前所说明的构成中,在具备第二制动器的情况下,最好采用如下的构成,即,除了第二制动器以外,还具备防止上述第二旋转要素的反转的单向离合器,上述第二制动器及上述单向离合器择一地动作。可以通过第一离合器与单向离合器动作而实现防止变速用行星齿轮组的第二旋转要素的反转的一个变速级,并且可以通过第三离合器与第二制动器动作而实现其他的变速级。其结果是,可以作为整体减轻加在第二制动器上的载荷,长时间地实现稳定的动作。

[0081] 作为本申请的目的,在采用双马达分离方式的混合动力驱动装置中,出于提供可以确保低速范围的加速性能并且高速范围中的燃油效率也很高的混合动力驱动装置的目的,提供如下的混合动力驱动装置,其具备与发动机驱动连结的输入轴、与车轮驱动连结的输出轴;具备第一电动机及第二电动机;具备依转速的顺序构成第一、第二、第三旋转要素的动力分配用行星齿轮,其中上述第一电动机与上述第一旋转要素连接,上述输入轴与上述第二旋转要素连接,中间传动轴和上述第二电动机与上述第三旋转要素连接;并且具备变速器,其具有多个变速级,将从上述中间传动轴传递来的动力向上述输出轴输出,最好将

变速器如此前所说明的那样设为以下的构成。

[0082] 即,变速器具有:第一、第二制动器;传递上述中间传动轴的旋转的第一、第二、第三离合器;依转速的顺序构成第一、第二、第三、第四旋转要素,并包括第一行星齿轮和第二行星齿轮的变速用行星齿轮组,上述第一行星齿轮及第二行星齿轮都具备恒星齿轮、行星架、内齿圈,变速用行星齿轮组的第一旋转要素与上述第一行星齿轮的恒星齿轮结合,变速用行星齿轮组的第二旋转要素和第二行星齿轮的内齿圈与上述第一行星齿轮的行星架结合,变速用行星齿轮组的第三旋转要素和第二行星齿轮的行星架与上述第一行星齿轮的内齿圈结合,第四旋转要素与上述第二行星齿轮的恒星齿轮结合,上述变速用行星齿轮组的第一旋转要素根据上述第三离合器选择性地与上述中间传动轴连结,并且根据上述第一制动器选择性地与非旋转构件连结,上述变速用行星齿轮组的第二旋转要素根据上述第二离合器与上述中间传动轴选择性地连结,并且根据上述第二制动器选择性地与非旋转构件连结,上述变速用行星齿轮组的第三旋转要素可以将输出旋转向上述输出轴输出,上述第四旋转要素根据上述第一离合器选择性地与上述中间传动轴连结。

[0083] 另外,最好将上述中间传动轴的转速增大而输出的增速变速级在第二离合器及第一制动器的接合状态下实现,将上述中间传动轴的转速减小而输出的减速变速级在第一离合器及第一制动器的接合状态下实现。

[0084] 在“传递”中,包括将旋转原样不动地直接传递的状态;及将旋转增速及减速而间接地传递的状态。

[0085] 所谓“结合”包括各齿轮设于旋转要素上的情况;及齿轮间设于相同的旋转要素上的情况,若为“与中间传动轴连结”,则可以传递中间传动轴的旋转。

[0086] 在“与非旋转构件连结”中,包括利用制动器而基于机壳等非旋转构件直接被固定的状态;及借助固定于非旋转构件上的构件利用制动器而基于非旋转构件间接被固定的状态。

[0087] 另外,所谓“第二离合器及第一制动器的接合状态”是指它们以外的离合器及制动器处于脱离状态,“第一离合器及第一制动器的接合状态”也相同,是指它们以外的离合器及制动器处于脱离状态。

[0088] 通过采用该构成,就可以通过使第二离合器与第一制动器动作,向变速用行星齿轮组的第二旋转要素传递中间传动轴的旋转,停止变速用行星齿轮组的第一旋转要素的旋转,来实现增速变速级,将被动力分配而输入到变速器的转速以增速状态从变速用行星齿轮组的第三旋转要素向输出轴输出。

[0089] 另一方面,通过使第一离合器和第一制动器动作,向第四旋转要素传递中间传动轴的旋转,停止变速用行星齿轮组的第一旋转要素的旋转,就可以实现先前所说明的减速级,将被动力分配而输入到变速器的转速以减速状态从变速用行星齿轮组的第三旋转要素向输出轴输出。

[0090] 另外,可以实现第一离合器与第二制动器在实质上动作的更有效的变速级。

[0091] 通过利用第三离合器向变速用行星齿轮组的第一旋转要素传递中间传动轴的旋转,并且利用第二制动器停止变速用行星齿轮组的第二旋转要素的旋转,就可以向变速用行星齿轮组的第三旋转要素(输出轴)输出与中间传动轴相反方向的驱动力及旋转,可以利用机械的变速实现后退。其结果是,可以在后退级中获得驱动力,并且可以长时间地稳定

地进行后退。另外,还可以避免伴随着后退在马达侧产生很大的发热的情况。

[0092] 根据上述的构成,就上述变速器的上述多个变速级而言,至少具备将上述中间传动轴的转速增大而向上述输出轴输出的增速变速级、以及将上述中间传动轴的转速减小而向上述输出轴输出的减速变速级。

[0093] 另外,在该构成中,也就是通过在配设有上述第一电动机及第二电动机的电动机部与具备上述变速器的变速器部之间,设置上述中间传动轴所贯穿的隔壁,就可以形成将由发动机、电动机或它们双方产生的驱动力向变速器传动的构成中,可以将因有时存在于变速器部的杂物侵入电动机部而对电动机的动作造成影响的情况抑制为最小限度。

[0094] 另外,最好采用如下的构成,即,除了第二制动器以外,还具备防止上述变速用行星齿轮组的第二旋转要素的反转的单向离合器,上述第二制动器及上述单向离合器择一地动作。

[0095] 可以通过第一离合器与单向离合器动作而实现防止变速用行星齿轮组的第二旋转要素的反转的一个变速级,并且可以通过第三离合器与第二制动器动作而实现其他的变速级。其结果是,可以作为整体减轻加在第二制动器上的载荷,长时间地实现稳定的动作。

附图说明

[0096] 图 1 是表示混合动力驱动装置的整体概略构造的图。

[0097] 图 2 是表示第一实施方式的变速器附近的构造的详细情况的图。

[0098] 图 3 是第一实施方式的骨架图。

[0099] 图 4 是第一实施方式的动作表。

[0100] 图 5 是第一实施方式的速度线图。

[0101] 图 6 是第一实施方式的驱动状态的说明图。

[0102] 图 7 是第一实施方式的驱动力线图。

[0103] 图 8 是表示第二实施方式的变速器附近的构造的详细情况的图。

[0104] 图 9 是第二实施方式的骨架图。

[0105] 图 10 是第三实施方式的骨架图。

[0106] 图 11 是第三实施方式的速度线图。

[0107] 图 12 是第四实施方式的骨架图。

[0108] 图 13 是第五实施方式的骨架图。

[0109] 图 14 是第五实施方式的动作表。

[0110] 图 15 是第五实施方式的速度线图。

[0111] 图 16 是第六实施方式的骨架图。

[0112] 图 17 是第六实施方式的动作表。

[0113] 图 18 是第六实施方式的速度线图。

[0114] 图 19 是第一实施方式的其他实施方式(第七实施方式)的骨架图。

[0115] 附图说明如下:

[0116] HE... 混合动力驱动装置;MC... 变速器体;E... 发动机;I... 输入轴;D... 减震器;MG1... 第一电动机;PG0... 动力分配用行星齿轮;MG2... 第二电动机;In... 变换器;B... 电池;MP... 电动机部;ECU... 电子控制装置;M1... 第一中间轴;M2... 第二中间轴

(中间传动轴);SC... 变速器;O... 输出轴;C1... 第一离合器(摩擦接合要素);C2... 第二离合器(摩擦接合要素);C3... 第三离合器(摩擦接合要素);B1... 第一制动器(摩擦接合要素);B2... 第二制动器(摩擦接合要素);F1... 单向离合器(摩擦接合要素);PG1... 第一行星齿轮;PG2... 第二行星齿轮;PGS... 行星齿轮组;PGR... 拉维瑙式行星齿轮组;s... 恒星齿轮;ca... 行星架;r... 内齿圈;t... 传递构件;rm... 旋转要素。

具体实施方式

[0117] 对于本发明的实施方式,以下基于附图进行说明。

[0118] 混合动力驱动装置 HE 具备从发动机 E 接收驱动力的输入轴 I、用于向驱动轮(未图示)输出驱动力的输出轴 O 而构成,在图 1 所示的混合动力驱动装置 HE 中,构成为将输入轴 I 和输出轴 O 沿着这些轴的轴向设置。当然,本申请发明并不限于将这些轴沿着轴向设置的构成,也可以是输入轴和输出轴形成并列配置,可以是任意的。

[0119] 如图 1 所示,配设有电动机 MG1、MG2 及动力分配用行星齿轮 PG0 的电动机部 MP 设置于输入轴 I 侧,并且配设有变速器 SC 的变速器部 SP 设置于输出轴 O 侧。在电动机部 MP 与变速器部 SP 的交界部位,设有隔壁 SW。该隔壁 SW 被设为与变速器体 MC 呈分体,通过固定螺栓从电动机部 MP 安装于变速器体 MC 上。

[0120] 混合动力驱动装置 HE 构成为随着从输入轴 I 朝向输出轴 O 延伸,具备第一电动机 MG1、动力分配用行星齿轮 PG0、第二电动机 MG2,并且还在输出轴 O 侧具备变速器 SC。

[0121] 这些机器被收纳于径向宽度大致上从输入轴 I 侧朝向输出轴 O 侧变小的变速器体 MC 中来构成。

[0122] 在输入轴 I 与输出轴 O 之间,与这些轴同轴地配设有第一中间轴 M1 及第二中间轴 M2。输入轴 I 与第一中间轴 M1 借助减震器 D 连接,发动机输出的变动由减震器 D 吸收,再向第一中间轴 M1 传递。第一中间轴 M1 与第二中间轴 M2,以可借助动力分配用行星齿轮 PG0 来传递驱动地连接。输出轴 O 被与这些中间轴 M1、M2 同轴地配设。

[0123] 本申请中,变速器 SC 起到将向第二中间轴 M2 传递来的驱动转速变速或者以相同转速向输出轴 O 传递的作用。所以,该变速器 SC 的输入要素为第二中间轴 M2,输出要素为输出轴 O。将该变速器 SC 的输入要素称作“中间传动轴”。变速器 SC 作为变速级,具备将输入要素的转速减小而输出的减速输出级、以及将之增大而输出的增速变速级双方。

[0124] 本申请中,虽然对多个实施方式进行说明,然而在变速器 SC 的驱动传动上游侧(即为发动机 E 侧,图 1 等中为隔壁 SW 的左侧)的构造是共同的。所以,以下的说明中,首先进行对变速器 SC 的上游侧的构造的说明,之后对包括变速器 SC 的变速器后面的构造进行说明。

[0125] 变速器的驱动传动上游侧的构造

[0126] 从第一中间轴 M1 到第二中间轴 M2 的驱动传动是通过从发动机 E 侧朝向变速器 SC 侧所设置的第一电动机 MG1、动力分配用行星齿轮 PG0、第二电动机 MG2 而进行的。

[0127] 这两个电动机 MG1、MG2 可以起到接收电能的供给而产生动力的作为马达的作用、接收动力的供给而产生电能的作为发电机的作用,其动作由来自电子控制装置 ECU 的控制指令支配。各个电动机 MG1、MG2 借助变换器 In 与电池 B 电连接,可以接收电能的供给而作为马达动作,此外还可以将因作为发电机电动作而产生的电能储存于电池 B 中,或者向

其他的电动机输送而将其驱动。

[0128] 另外,该电子控制装置 ECU 以对后述的摩擦接合要素的接合 / 脱离的动作状态都能够控制的方式构成,例如依照预先储存的变速映像,基于车速和对车辆要求的驱动力(例如油门踏板的踏入量)来控制摩擦接合要素,以使用变速器 SC 实现合适的变速级。

[0129] 如果对电子控制装置 ECU 对两电动机 MG1、MG2 的基本的控制形态进行简单说明,则对于第一电动机 MG1 而言,控制电动机 MG1 的转速,以便发动机 E 处于燃油效率最高的动作状态(以发动机的效率可达最高的转速运转的状态)下,维持发动机旋转。对于第二电动机 MG2 而言,以满足对车辆所要求的要求扭矩的方式控制输出扭矩。

[0130] 在动力分配用行星齿轮 PG0 中,图示的例子所采用的是具备恒星齿轮 s0、可旋转地支行星小齿轮的行星架 ca0 及内齿圈 r0 的单行星齿轮。该动力分配用行星齿轮 PG0 将第一中间轴 M1 与其行星架 s0 一体化旋转地连接,将第一电动机 MG1 的转子与其恒星齿轮 s0 一体化旋转地连接,另外,将其内齿圈 r0 与第二中间轴 M2 一体化旋转地连接。该第二中间轴 M2 被构成为与第二电动机 MG2 的转子一体化地旋转。

[0131] 给出在采用了该连接构造时的动力分配用行星齿轮 PG0 的速度线图的是图 5 左侧的图。图 5 右侧的图是与后述的第一实施方式中所具备的变速用行星齿轮组 PGS1 的动作对应的图。

[0132] 速度线图中,纵轴对应于各旋转要素的转速。与纵轴对应地记载的“0”表示转速为零,上侧为正,下侧为负。“1”“2”“-1”等表示与作为记载的对象行星齿轮或行星齿轮组的输入转速的比。配设于横向的各纵线对应于所表述的行星齿轮或行星齿轮组中的旋转要素。与各旋转要素对应的纵线间的分开距离关系与设置于旋转要素上的齿轮间的齿轮比对应。在速度线图中,跨及多条纵线地延伸的倾斜粗线或横粗线表示行星齿轮(或行星齿轮组)的一个动作状态。

[0133] 回到图 5 左侧所示的速度线图而进行说明,同图中位于左端的纵线(记作“S0”)对应于作为恒星齿轮 s0 的第一旋转要素(rm1),该旋转要素与第一电动机 MG1 的转子一体化地旋转。

[0134] 位于中央的纵线(记作“Ca0”)对应于作为行星架 ca0 的第二旋转要素(rm2),该旋转要素接收来自发动机 E 的驱动旋转,与第一中间轴 M1 一体化地旋转。图中纵轴的“1”的旁处所记载的“Er”表示它是发动机转速。

[0135] 位于右侧的纵线(记作“R0”)对应于作为内齿圈 r0 的第三旋转要素(rm3),该旋转要素与第二中间轴及与之连接的第二电动机 MG2 的转子一体化地旋转。

[0136] 在该动力分配用行星齿轮 PG0 的情况下,第二旋转要素 rm2 为输入要素,第三旋转要素 rm3 为输出要素。此外,第二中间轴 M2 是此前所说明的“中间传动轴”。

[0137] 图示的动作状态中,倾斜粗线向右侧升高,与作为第二旋转要素 rm2 的行星架 ca0 的转速(对应于发动机转速 Er)相比,恒星齿轮 s0(第一旋转要素 rm1)侧处于低速(图示的例子中设为 0),内齿圈 r0(第三旋转要素 rm3)侧处于高速。即,显示出超速驱动状态。

[0138] 该动作状态下,第一电动机 MG1 会受到相对发动机驱动的反作用力,来自发动机 E 的驱动力被分配,向第一电动机 MG1 及第二中间轴 M2 传递。此时,第一电动机 MG1 作为发电电动机工作。另一方面,第二中间轴 M2 上,在超速驱动状态(第二中间轴 M2 比发动机 E 的转速更快地旋转的状态)下传动有剩余的动力。此外,在第二中间轴 M2 上,发动机驱动的

剩余量和由第二电动机 MG2 追加或削减的驱动力被向变速器 SC 传递。

[0139] 在变速器体 MC 的外壁的下侧安装有集油盘 op。此外,在由该集油盘 op 和变速器体 MC 的外壁包围的油室内配置有油压控制装置 OFC。油压控制装置 OFC 也被称作阀体,具备多个电磁控制阀。此外,油压控制装置 OFC 通过使各电磁控制阀动作,而进行将连结混合动力驱动装置 HE 的各部与油泵 OP 的油路连通或断开的控制。这样,油压控制装置 OFC 通过将来自油泵 OP 的压油向第一电动机 MG1、第二电动机 MG2 及变速器 SC 等各部供给而进行冷却或润滑,并且对来自油泵 OP 的压油进行供给或断开的控制,从而对使由变速器 SC 的制动器 B1、B2 或离合器 C1、C2、C3 构成的摩擦接合机构发生接合或解除接合的动作进行控制。这里,油泵 OP 配置于比第二电动机 MG2 更靠发动机 E 侧的变速器体 MC 内的下方侧。图中所示的油泵 OP 由以发动机 E 的驱动力驱动的机械式的转子式机油泵构成。此外,油泵 OP 的从动齿轮 OPg 被设置为与驱动齿轮 PG0g 啮合,该驱动齿轮 PG0g 和动力分配用行星齿轮 PG0 的行星架 ca0 一体化旋转。另外,油泵 OP 与油压控制装置 OFC 通过设置于变速器体 MC 中的油路 or0 连通。此外,虽然未图示,但是为了在发动机 E 停止时,可以向油压控制装置 OFC 供给压油,也可以设为具备电动油泵的构成。

[0140] 在隔壁 SW 的内部,形成有与油压控制装置 OFC 连通的径向油路 or1 及轴向油路 or2。这里,径向油路 or1 经由设置于变速器体 MC 的阶梯部中的油路 or3 与油压控制装置 OFC 连通。此外,以可以向设置于第二中间轴 M2 中的油路 or4 供给来自油压控制装置 OFC 的油的方式构成。从该第二中间轴 M2 的油路 or4 向变速器 SC 或第二电动机 MG2 等各部中供给油。而且,分别设有多条隔壁 SW 的径向油路 or1 及轴向油路 or2,从而构成为可以向混合动力驱动装置 HE 的各部分别供给油。

[0141] 包括变速器的变速器在内的后面的驱动传递

[0142] 本申请中,作为变速器 SC 的构成介绍七个实施方式。

[0143] 如果对各实施方式的关系进行说明,则第一~第四及第七实施方式是实现前进 4 速后退 1 速的方式,第五实施方式实现前进 6 速后退 1 速,第六实施方式实现前进 8 速后退 2 速。

[0144] 第一实施方式

[0145] 表示了该实施方式的变速器后面的具体的构成的是图 2,骨架图为图 3。

[0146] 从这些图中可以判明,变速器 SC 构成为具备由一对单行星齿轮 PG1、PG2 构成的行星齿轮组 PGS1,并且与构成该行星齿轮组 PGS1 的旋转要素对应地具备多个摩擦接合要素 C1、C2、C3、B1、B2、F1。

[0147] 作为摩擦接合要素,具备第一离合器 C1、第二离合器 C2 及第三离合器 C3、第一制动器 B1 及第二制动器 B2,并且具备单向离合器 F1。表示这些摩擦接合要素的动作表的是图 4。

[0148] 驱动传动

[0149] 基于作为骨架图的图 3、作为摩擦接合要素的动作表的图 4、作为速度线图的图 5 右侧的图、表示各变速级的驱动传动状态的图 6 及作为驱动力线图的图 7,说明如下。

[0150] 将构成行星齿轮组 PGS1 的一对行星齿轮按照从作为变速器 SC 的输入构件的第二中间轴 M2 朝向输出轴 O,依次称作第一行星齿轮 PG1、第二行星齿轮 PG2,则从骨架图中可以判明,这些行星齿轮 PG1、PG2 是分别具备了恒星齿轮 s1、s2、行星架 ca1、ca2 及内齿圈 r1、

r2 的三要素的单行星齿轮。

[0151] 如果对与摩擦接合要素的关系进行说明,则采用了如下的构成,即,第一行星齿轮 PG1 的恒星齿轮 s1 根据第一制动器 B1 选择性地固定于变速器体 MC 上,第一行星齿轮 PG1 的行星架 ca1 与第二行星齿轮 PG2 的内齿圈 r2 连结,根据第二离合器 C2 选择性地传递第二中间轴 M2 的旋转,并且根据第二制动器 B2 选择性地固定于变速器体 MC 上。对于该行星架 ca1 的旋转,由单向离合器 F1 来阻止其反转。

[0152] 另外,采用如下的构成,即,第一行星齿轮 PG1 的内齿圈 r1 与第二行星齿轮 PG2 的行星架 ca2 连结,并且与输出轴 O 驱动连结,第二行星齿轮 PG2 的恒星齿轮 s2 根据第一离合器 C1 选择性地传递第二中间轴 M2 的旋转。

[0153] 另外,形成如下构成,即,第一行星齿轮 PG1 的恒星齿轮 s1 根据第三离合器 C3 选择性地传递第二中间轴 M2 的旋转。

[0154] 该变速器 SC 的速度线图成为图 5 中右图所示的图。所以,由该速度线图可知,根据旋转要素不同存在着这样的部件,其相对于有时随着变速而以超速驱动状态输入到变速器 SC 中的发动机转速,以 -1 倍~2 倍左右的速度进行旋转。

[0155] 记载于速度线图的上侧的内容表示构成各行星齿轮的各旋转要素与纵线间的对应。“R1、Ca1、S1”分别表示第一行星齿轮 PG1 的内齿圈 r1、行星架 ca1、恒星齿轮 s1,“R2、Ca2、S2”分别表示第二行星齿轮 PG2 的内齿圈 r2、行星架 ca2、恒星齿轮 s2。

[0156] 如果对同图中纵线与旋转要素的对应进行说明,则从右侧到左侧,依次确定如下各个要素的位置,即:设有第一行星齿轮 PG1 的恒星齿轮 s1 的旋转要素(第一旋转要素 rm1)、与第一行星齿轮 PG1 的行星架 ca1 一体化旋转地构成且设有第二行星齿轮 PG2 的内齿圈 r2 的旋转要素(第二旋转要素 rm2)、设有第一行星齿轮 PG1 的内齿圈 r1 且与第二行星齿轮 PG2 的行星架 ca2 一体化旋转的旋转要素(第三旋转要素 rm3)、设有第二行星齿轮 PG2 的恒星齿轮 s2 的旋转要素(第四旋转要素 rm4)。所以,该实施方式中,行星齿轮组 PGS1 相当于变速用行星齿轮组。

[0157] 第三旋转要素 rm3 由于与输出轴 O 一体化,因此利用变速器 SC 变速后的转速可以根据标注为输出的、从右侧开始第三条纵线上所记载的“O”的位置来判定该状态下的转速。后面所说明的速度线图也依照该记载样式。

[0158] 对于速度线图中所记载的“O”标注为“1ST”、“2ND”、“3RD”、“4TH”、“REV”,表示与各个变速状态的对应。这里,“1ST”表示前进 1 速级,“2ND”表示前进 2 速级,“3RD”表示前进 3 速级,另外“4TH”表示前进 4 速级。另外,“REV”表示后退级。对于后面所说明的速度线图,也依照该记载样式。另外,图 15 或图 18 中,“5~8TH”分别表示前进 5~8 速级。而且,“REV1”“REV2”表示后退 1 级及后退 2 级。

[0159] 行星齿轮组 PGS1 的各旋转要素的顺序设置对于前进的情况采用依照从低速侧朝向高速侧的顺序设置,对于后退的情况则变为从高速侧朝向低速侧。任何的情况下,旋转要素的顺序都不会改变。

[0160] 该实施方式的变速器 SC 的各旋转要素与各摩擦接合要素的关系如图 3 中所判明的那样,形成以下的构造。

[0161] 第一旋转要素 rm1 根据第一制动器 B1 选择性地固定于变速器体 MC 上。另外,向该第一旋转要素 rm1 利用第三离合器 C3 选择性地传递第二中间轴 M2 的旋转。

[0162] 第二旋转要素 rm2 根据第二离合器 C2 选择性地传递第二中间轴 M2 的旋转,并且根据第二制动器 B2 选择性地固定于变速器体 MC 上。第三旋转要素 rm3 可以将输出旋转向输出轴 O 输出。第四旋转要素 rm4 根据第一离合器 C1 选择性地传递第二中间轴 M2 的旋转。

[0163] 图 4 是表示各变速级的各摩擦接合要素 C1、C2、C3、B1、B2、F1 的状态的动作表。动作表中,“○”表示该摩擦接合要素处于接合状态,“无标记”表示摩擦接合要素处于非接合状态。另外“(○)”表示通过单向离合器 F1 动作而在记载的摩擦接合要素 B2 中实现实质上与接合状态相同的状态。

[0164] 如同表所示,本申请的变速器 SC 中,通过在各变速级中将某两个摩擦接合要素维持接合状态,将剩余的摩擦接合要素设为非接合,来实现各变速级。

[0165] 变速

[0166] 对采用了以上的构成的该实施方式的变速状态进行说明。

[0167] 图 6 是在与图 3 对应的骨架图上以粗线表示驱动传动的图。从图上上侧开始,表示前进 1 速级、前进 2 速级、前进 3 速级、前进 4 速级及后退级的驱动传动状态。

[0168] 1 前进 1 速 (1ST)

[0169] 该变速级中,如图 4 的动作表中所示,仅第一离合器 C1 及单向离合器 F1 被设为接合状态。如最上段所示,通过将第一离合器 C1 接合,向第三中间轴 M3 传动第二中间轴 M2 的旋转。第二行星齿轮 PG2 中,通过利用单向离合器 F1 阻止内齿圈 r2 的反转,将来自恒星齿轮 s2 的输入旋转减速,作为行星架 ca2 的旋转输出。

[0170] 2 前进 2 速 (2ND)

[0171] 该变速级中,如图 4 的动作表中所示,仅第一离合器 C1 及第一制动器 B1 被设为接合状态。如从上方起第二段中所示,通过将第一离合器 C1 接合,向第三中间轴 M3 传动第二中间轴 M2 的旋转。另一方面,对于由第一行星齿轮 PG1、第二行星齿轮 PG2 构成的行星齿轮组 PGS1,通过停止第一行星齿轮 PG1 的恒星齿轮 s1 的旋转,将来自恒星齿轮 s2 的输入旋转减速,作为行星架 ca2 的旋转输出。该状态下的减速比小于前进 1 速。

[0172] 3 前进 3 速 (3RD)

[0173] 该变速级中,如图 4 的动作表中所示,仅第一离合器 C1 及第二离合器 C2 被设为接合状态。如从上方起第三段中所示,通过将第一离合器 C1 接合,向第三中间轴 M3 传动第二中间轴 M2 的旋转。另一方面,利用第二离合器 C2 的接合,就第二行星齿轮 PG2 而言,由于其恒星齿轮 s2 与内齿圈 r2 的转速达到相同,因此该行星齿轮 PG2 被固定。其结果是,第二中间轴 M2 的旋转被原样不动地向输出轴 O 传递,成为所谓的直接连结状态。

[0174] 4 前进 4 速 (4TH)

[0175] 该变速级中,如图 4 的动作表中所示,仅第二离合器 C2 及第一制动器 B1 被设为接合状态。如从下方起第二段中所示,通过将第二离合器 C2 接合,向第一行星齿轮 PG1 的行星架 ca1 传递第二中间轴 M2 的旋转。第一行星齿轮 PG1 中,通过利用第一制动器 B1 停止恒星齿轮 s1 的旋转,将来自行星架 ca1 的输入旋转增速,作为内齿圈 r1 的旋转输出。

[0176] 该状态下,将第二中间轴 M2 的旋转增速而向第二行星齿轮 PG2 的行星架 ca2 传递,而作为第一离合器 C1 的输出侧传递构件并且设有第二行星齿轮 PG2 的恒星齿轮 s2 的第三中间轴 M3 (图 5 的速度线图中,成为第四旋转要素 rm4,与图上左侧开始第四条纵线对应) 就会以非常高的速度旋转。但是,该实施方式中,由于第三中间轴 M3 设于变速器 SC 的

轴心位置,因此可以避免因受到离心力等的影响,离合器的输入输出构件彼此接触而使行驶性能降低的情况。

[0177] 5 后退 (REV)

[0178] 该变速级中,如图 4 的动作表中所示,仅第三离合器 C3 及第二制动器 B2 被设为接合状态。如最下段中所示,通过将第三离合器 C3 接合,向第一行星齿轮 PG1 的恒星齿轮 s1 传动第二中间轴 M2 的旋转。第一行星齿轮 PG1 中,通过利用第二制动器 B2 停止行星架 ca1 的旋转,将来自恒星齿轮 s1 的输入旋转反转,作为内齿圈 r1 的旋转输出。

[0179] 图 7 是对于如上所述地可进行 4 级变速的本申请的混合动力驱动装置,表示其变速状态的图。

[0180] 横轴表示车速,纵轴表示驱动力。此外,以从下侧向右上方向延伸的 3 条单点划线表示伴随着车速的增加的变速交界。同图上箭头的左侧所记载的变速级表示变速前的变速级,箭头的右侧记载的变速级表示变速后的变速级。上述电子控制装置 ECU 中,基于如该图中所示的映像在变速器 SC 中决定应当变速的变速级,恰当地控制摩擦接合要素。其结果是,可以减小电动机侧的负荷,可以使用紧凑的机器。

[0181] 以上是该实施方式的伴随着变速的驱动传动状态的说明,以下在参照图 2 的同时,对行星齿轮组 PGS1 与摩擦接合要素的配置关系及向变速器体 MC 中的收纳关系进行说明。

[0182] 从同图中可以判明,本申请的混合动力驱动装置 HE 中,作为离合器 C1、C2、C3 及制动器 B1、B2,采用了多片式的构件。

[0183] 离合器 C1、C2、C3 通过利用以油压沿轴向移动的活塞的滑动,将设置于离合毂 ch 侧的多个摩擦片向设置于离合器鼓侧的多个被摩擦片推压,从而在接合状态下实现离合器输入构件(例如离合器鼓)与离合器输出构件(与上述离合器鼓对应的离合毂)之间的驱动传动,而在脱离状态下不会引起驱动传动。

[0184] 制动器 B1、B2 通过利用以油压沿轴向移动的活塞,将设置于制动器壳 bh 侧的多个摩擦片向设置于变速器体 MC 侧的多个被摩擦片推压,来停止与制动器壳 bh 连结的旋转构件的旋转。

[0185] 单向离合器 F1 在本例的情况下,采用在轴承外圈 ol 与轴承内圈 il 之间具备防倒转卡块的楔块式单向离合器,其中,轴承外圈 ol 被固定于将第一制动器 B1 的活塞 p 可以滑动地收纳的制动轮缸 bc 的内周侧面上;轴承内圈 il 被连结在与第一行星齿轮 PG1 的行星架 ca1 一体化的制动器壳 bh 上。

[0186] 如果对各摩擦接合要素的配置进行说明,则在第二电动机 MG2 与行星齿轮组 PGS1 之间的轴向的大致中央部位,在内径侧(比第二离合器 C2、第三离合器 C3、第一制动器 B1 及第二制动器 B2 更靠内径侧)配设有第一离合器 C1。

[0187] 相对于该第一离合器 C1,在其外径侧,从第二电动机 MG2 侧开始,依次配设有第二离合器 C2、第三离合器 C3、第一制动器 B1、第二制动器 B2。此外,单向离合器 F1 在第一离合器 C1 与行星齿轮组 PGS1 之间,被配设于第一制动器 B1 的制动轮缸 bc 的内径侧。

[0188] 从图 2 中还可以判明,变速器体 MC 构成为随着从输入轴 I 侧到输出轴 O 侧,其径向宽度逐渐变小。

[0189] 所以,通过将第二电动机 MG2 的径向外侧位置与先前所说明的第二离合器 C2、第

三离合器 C3、第一制动器 B1、第二制动器 B2 的径向外侧位置间的关系设定为：后者侧与前者侧相比处于内侧，就实现了越靠近输出轴 O 侧则宽度越小的混合动力驱动装置。

[0190] 另外，通过相对于第一离合器 C1，将第二离合器 C2、第三离合器 C3、第一制动器 B1、第二制动器 B2 沿径向配设于外侧，并且将第二离合器 C2、第三离合器 C3 及第一制动器 B1 相对于第一离合器 C1 沿轴向重叠（在位置上存在重合的区域），则在轴向上也可以实现紧凑的构成。

[0191] 第一离合器 C1 的输出侧传递构件（本例的情况是与离合毂 ch 连结的第三中间轴 M3（该轴构成本申请的第一传递构件 t1），在其输出轴侧端设有第二行星齿轮 PG2 的恒星齿轮 s2，构成行星齿轮组 PGS1 的第四旋转要素 rm4）；与第二离合器 C2 的输出侧传递构件（本例的情况是与离合毂 ch 连结的第二传递构件 t2，其输出轴侧端与第一行星齿轮 PG1 的行星架 ca1 连接，构成行星齿轮组 PGS1 的第二旋转要素 rm2）；与第三离合器 C3 的输出侧传递构件（本例的情况是与离合毂 ch 连结的第三传递构件 t3，在其输出轴侧端设有第一行星齿轮 PG1 的恒星齿轮 s1，构成行星齿轮组 PGS1 的第一旋转要素 rm1）的关系如图 2 中所判明的那样，是使轴心相同的构件，在轴心部位配设有第三中间轴 M3（第一传递构件 t1），在其径向外侧，依次配设有第二传递构件 t2、第三传递构件 t3。

[0192] 在先前所说明的图 5 右侧所示的速度线图中，处于前进 4 速的这些构件的速度关系是，越是处于径向内侧的构件越高速旋转，通过采用该配置构成，在像本申请那样的产生超速驱动状态的混合动力驱动装置中，通过将有时会以最高速旋转的构件 M3（t1）配设于轴心侧，则可以避免离合器的输入输出构件彼此接触而使行驶性能降低的情况。

[0193] 第二实施方式

[0194] 将该实施方式的变速器 SC 后面的具体的构造表示于图 8 中，将其骨架图表示于图 9 中。如果对该实施方式与第一实施方式的差异进行说明，则第一实施方式中，第一离合器 C1 配设于第二电动机 MG2 与行星齿轮组 PGS1 之间，相对地在该实施方式中，第一离合器 C1 配设于行星齿轮组 PGS2 的输出轴 O 侧。

[0195] 该例子中，将第二中间轴 M2 与第三中间轴 M3 以利用花键轴一体化旋转的方式连结。此外还如下地构成，即，来自第二行星齿轮 PG2 的行星架 ca2 的输出被经由可以与之一体化旋转地设置的输出鼓 OD 及第四中间轴 M4 向输出轴 O 传递。

[0196] 所以，骨架图就成为图 9 所示的样子，摩擦接合要素的动作表与图 4 所示的表相同。另外，速度线图与图 5 右侧所示的图相同。

[0197] 以下，在参照图 8 的同时，对该方式的行星齿轮组 PGS2、摩擦接合要素 C1、C2、C3、B1、B2、F1 的配置关系及向变速器体 MC 中的收纳关系进行说明。

[0198] 该实施方式中，具备作为变速用行星齿轮组的行星齿轮组 PGS2，以夹持该行星齿轮组 PGS2 的方式配设摩擦接合要素。

[0199] 即，如图 8 所示，在第二电动机 MG2 与行星齿轮组 PGS2 之间，在其内径侧（比第一离合器 C3、第一制动器 B1 及第二制动器 B2 更靠内径侧）配设第二离合器 C2，并且在其外径侧配设第三离合器 C3、第一制动器 B1 及第二制动器 B2。另一方面，相对于行星齿轮组 PGS2，在与上述的摩擦接合要素相反一侧（输出轴 O 侧）配设第一离合器 C1。

[0200] 单向离合器 F1 在第二离合器 C2 与行星齿轮组 PGS2 之间，配设于第一制动器 B1 的制动轮缸 bc 的内径侧。

[0201] 该例子中,混合动力驱动装置 HE 的变速器体 MC 也被构成为随着从输入轴 I 侧到输出轴 O 侧其轴的径向宽度逐渐变小。

[0202] 就这一点而言,对于在第二电动机 MG2 的径向外侧位置与先前所说明的第三离合器 C3、第一制动器 B1、第二制动器 B2 的径向外侧位置的关系,通过将后者侧设为比前者侧更处于内径侧,就可以实现在径向上不会产生很大宽度的混合动力驱动装置。

[0203] 另外,通过相对于第二离合器 C2,将第三离合器 C3、第一制动器 B1、第二制动器 B2 在径向上配设于外侧,并且使第三离合器 C3 及第一制动器 B1 相对于第二离合器 C2 在轴向上重叠(在位置上存在重合的区域),则在轴向上也可以实现紧凑的构成。

[0204] 以下,对第一离合器 C1 的输出侧传递构件(本例的情况是与离合毂 ch 连结的第一传递构件 t1,在其输出轴侧端设有第二行星齿轮 PG2 的恒星齿轮 s2,成为行星齿轮组 PGS2 的第四旋转要素 rm4);与第二离合器 C2 的输出侧传递构件(本例的情况是与离合毂 ch 连结的第二传递构件 t2,其输出轴侧端与第一行星齿轮 PG1 的行星架 ca1 连接,成为行星齿轮组 PGS2 的第二旋转要素 rm2);与第三离合器 C3 的输出侧传递构件(本例的情况是与离合毂 ch 连结的第三传递构件 t3,其输出轴侧端与第一行星齿轮 PG1 的恒星齿轮 s1 连结,成为行星齿轮组 PGS2 的第一旋转要素 rm1)的关系进行说明。

[0205] 如图 8 中所判明的那样,第三中间轴 M3、第一传递构件 t1、第二传递构件 t2、第三传递构件 t3 是使轴心相同的构件,在轴心部位配设有第三中间轴 M3,并且在其径向外侧,使轴向的位置不同地配设第一传递构件 t1、第二传递构件 t2。第三传递构件 t3 配设于第二传递构件 t2 的径向外侧。第二传递构件 t2、第三传递构件 t3 可以从图上左侧向右侧输出驱动,第一传递构件 t1 可以从图上右侧向左侧输出驱动。

[0206] 在先前所说明的图 5 右侧所示的速度线图中,处于前进 4 速的这些构件的速度中第一传递构件 t1 为最高速,通过采用该配置构成,在像本申请那样的产生超速驱动状态的混合动力驱动装置中,通过将有时会以最高速旋转的构件尽可能地配设于轴心侧,就可以避免离合器的输入输出构件之间接触而使行驶性能降低的情况。

[0207] 第三实施方式

[0208] 基于作为第三实施方式的骨架图的图 10、作为摩擦接合要素动作表的图 4、作为速度线图的图 11,首先对该方式的驱动传递进行说明。

[0209] 该实施方式中,当也将构成作为变速用行星齿轮组的行星齿轮组 PGS3 的一对行星齿轮 PG,按照从作为变速器 SC 的输入构件的第二中间轴 M2 朝向输出轴 O 依次称作第一行星齿轮 PG1、第二行星齿轮 PG2 时,则这些行星齿轮是分别具备了恒星齿轮 s1、s2、行星架 ca1、ca2 及内齿圈 r1、r2 的单行星齿轮。

[0210] 如果对与摩擦接合系数的关系进行叙述,则采用了如下的构成,即,第一行星齿轮 PG1 的内齿圈 r1 根据第一制动器 B1 选择性地固定于变速器体 MC 上,第一行星齿轮 PG1 的行星架 ca1 与第二行星齿轮 PG2 的内齿圈 r2 连结,根据第二离合器 C2 择性地传递第二中间轴 M2 的旋转选,并且根据第二制动器 B2 选择性地固定于变速器体 MC 上。与先前的例子相同,对于其旋转,由单向离合器 F1 来阻止其反转。

[0211] 另外,采用如下的构成,即,第一行星齿轮 PG1 的恒星齿轮 s1 与第二行星齿轮 PG2 的恒星齿轮 s2 连结,并且根据第一离合器 C1 选择性地传递第二中间轴 M2 的旋转,第二行星齿轮 PG2 的行星架 ca2 与输出轴 O 驱动连结。

[0212] 另外,形成如下构成,即,第一行星齿轮 PG1 的内齿圈 r1 根据第三离合器 C3 选择性地传递第二中间轴 M2 的旋转。

[0213] 该变速器 SC 的速度线图成为图 11 中所示的图。由该速度线图可知,存在这样的旋转要素,其相对于有时会随着变速而以超速驱动状态输入倒变速器 SC 的发动机转速,以 -1 倍~2 倍左右的速度进行旋转。

[0214] 将构成各行星齿轮 PG 的三个要素与纵线对应地表示于速度线图上侧。“R1、Ca1、S1”分别表示对应于第一行星齿轮 PG1 的内齿圈 r1、行星架 ca1、恒星齿轮 s1,“R2、Ca2、S2”分别表示对应于第二行星齿轮 PG2 的内齿圈 r2、行星架 ca2、恒星齿轮 s2。

[0215] 如果对同图中所示的纵线进行说明,则从右侧到左侧,依次确定如下各要素的位置,即:设有第一行星齿轮 PG1 的内齿圈 r1 的旋转要素(就行星齿轮组 PGS3 而言成为第一旋转要素 rm1)、与第一行星齿轮 PG1 的行星架 ca1 一体化旋转地构成且设有第二行星齿轮 PG2 的内齿圈 r2 的旋转要素(就行星齿轮组 PGS3 而言成为第二旋转要素 rm2)、与第二行星齿轮 PG2 的行星架 ca2 一体化旋转的旋转要素(就行星齿轮组 PGS3 而言成为第三旋转要素 rm3)、设有第一行星齿轮 PG1 的恒星齿轮 s1 及第二行星齿轮 PG2 的恒星齿轮 s2 的旋转要素(就行星齿轮组 PGS3 而言成为第四旋转要素 rm4)。

[0216] 上述第三旋转要素 rm3 由于与输出轴 O 一体化,因此利用变速器 SC 变速后的转速可以根据标注为输出的、从左侧开始第二条纵线上所记载的“O”来判定该状态下的转速。以后所说明的速度线图也依照该记载样式。

[0217] 对于速度线图中所记载的“O”标注为“1ST”、“2ND”、“3RD”、“4TH”、“REV”,表示与各个变速级的对应。这些表述的识别与前面第一实施方式中所记载的相同。

[0218] 行星齿轮组 PGS3 中各旋转要素的顺序设置对于前进的情况采用依照从低速侧朝向高速侧来标号,对于后退的情况则变为从高速侧朝向低速侧。任何的情况下,旋转要素的编号顺序都不会改变。

[0219] 该实施方式的变速器的各旋转要素与各摩擦接合要素的关系如图 10 中所判明的那样,形成以下的构造。第一旋转要素 rm1 根据第一制动器 B1 选择性地固定于变速器体 MC 上,第二旋转要素 rm2 根据第二离合器 C2 选择性地传递中间轴 M2 的旋转,且根据第二制动器 B2 选择性地固定于变速器体 MC 上。另外,第三旋转要素 rm3 可以将输出旋转向输出轴 O 输出,第四旋转要素 rm4 根据第一离合器 C1 选择性地传递第二中间轴 M2 的旋转。另外,根据第三离合器 C3 向第一旋转要素 rm1 选择性地传递中间轴 M2 的旋转。该关系与前面在第一实施方式中所说明的相同。

[0220] 该实施方式中,各摩擦接合要素的接合·脱离状态的选择也与图 4 中给出的动作表中所示的组合相同。所以,变速器 SC 中,在各变速级中将某两个摩擦接合要素维持为接合状态,将剩余的摩擦接合要素设为非接合,来实现各变速级。

[0221] 变速

[0222] 基于动作表、速度线图对采用了以上的构成的该实施方式的变速状态进行说明。

[0223] 1 前进 1 速 (1ST)

[0224] 该变速级中,如图 4 的动作表中所示,仅第一离合器 C1 及单向离合器 F1 被设为接合状态。向第三中间轴 M3 传递第二中间轴 M2 的旋转,通过将第一离合器 C1 接合,向第二行星齿轮 PG2 的恒星齿轮 s2 传动该旋转。第二行星齿轮 PG2 中,通过利用单向离合器 F1

阻止内齿圈 r2 的反转,而将来自恒星齿轮 s2 的输入旋转减速,作为行星架 ca2 的旋转向输出轴输出。

[0225] 2 前进 2 速 (2ND)

[0226] 该变速级中,如图 4 的动作表中所示,仅第一离合器 C1 与第一制动器 B1 被设为接合状态。向第三中间轴 M3 传递第二中间轴 M2 的旋转,通过将第一离合器 C1 接合,向第二行星齿轮 PG2 的恒星齿轮 s2 传动该旋转。另一方面,对于由第一行星齿轮 PG1、第二行星齿轮 PG2 构成的行星齿轮组 PGS3,通过停止第一行星齿轮 PG1 的内齿圈 r1 的旋转,将来自恒星齿轮 s1、s2 的输入旋转减速,作为第二行星齿轮 PG2 的行星架 ca2 的旋转向输出轴 0 输出。该状态下的减速比小于前进 1 速。

[0227] 3 前进 3 速 (3RD)

[0228] 该变速级中,如图 4 的动作表中所示,仅第一离合器 C1 与第二离合器 C2 被设为接合状态。该状态下,向第三中间轴 M3 传递第二中间轴 M2 的旋转,通过将第一离合器 C1 接合,向第二行星齿轮 PG2 的恒星齿轮 s2 传动该旋转。由于就第一行星齿轮 PG1 而言,恒星齿轮 s1 与行星架 ca1 的转速相同,就第二行星齿轮 PG2 而言,恒星齿轮 s2 与行星架 ca2 的转速相同,因此这些行星齿轮 PG 就处在被固定了的状态。其结果是,第二中间轴 M2 的旋转被原样不动地向输出轴 0 传递,成为所谓的直接连结状态。

[0229] 4 前进 4 速 (4TH)

[0230] 该变速级中,如图 4 的动作表中所示,仅第二离合器 C2 与第一制动器 B1 被设为接合状态。通过将第二离合器 C2 接合,向第一行星齿轮 PG1 的行星架 ca1 及第二行星齿轮 PG2 的内齿圈 r2 传动第二中间轴 M2 的旋转。第一行星齿轮 PG1 中,通过利用第一制动器 B1 停止内齿圈 r1 的旋转,将来自行星架 ca1 的输入旋转增速,作为第二行星齿轮 PG2 的行星架 ca2 的旋转输出。

[0231] 该状态下,将第二中间轴 M2 的旋转增速而向第一行星齿轮 PG1 的恒星齿轮 s1 及第二行星齿轮 PG2 的恒星齿轮 s2 传递,而作为第一离合器 C1 的输出侧传递构件的第一传递构件 t1 (在速度线图中,成为第四旋转要素 rm4,与图上左端的纵线对应) 就会以非常高的速度旋转。但是,该实施方式中,由于该第一传递构件 t1 相对于第三中间轴 M3 设于其紧外侧的变速器的轴心位置 (内径侧),因此可以避免因受到离心力等的影响,离合器的输入输出构件彼此接触而使行驶性能降低的情况。

[0232] 在这一点上,该第三实施方式中,与第二实施方式相同,如图 10 所示,是通过将作为第二离合器 C2 的输出侧传递构件的第二传递构件 t2、作为第一离合器 C1 的输出侧传递构件的第一传递构件 t1 双方,以使两者间的轴向位置不同的方式沿轴径方向设置在第三中间轴 M3 的紧外径侧,来防止问题的发生。

[0233] 5 后退 (REV)

[0234] 该变速级中,如图 4 的动作表中所示,仅第三离合器 C3 及第二制动器 B2 被设为接合状态。通过将第三离合器 C3 接合,向第一行星齿轮 PG1 的内齿圈 r1 传动第二中间轴 M2 的旋转。第一行星齿轮 PG1 中,通过利用第二制动器 B2 停止行星架 ca1 的旋转,将来自内齿圈 r1 的输入旋转反转,作为第二行星齿轮 PG2 的行星架 ca2 的旋转向输出轴输出。

[0235] 第四实施方式

[0236] 以上,在此前所说明的实施方式中,通过具备一对单行星齿轮,将构成行星齿轮的

各要素恰当地连结,而构成了变速用行星齿轮组 PGS1、PGS2、PGS3,而第四实施方式是将所谓的拉维瑙式行星齿轮组 PGR (PGS4) 作为变速用行星齿轮组而使用的例子。

[0237] 该拉维瑙式行星齿轮组 PGR 如图 12 所示,对于一对恒星齿轮 s1、s2,具备公共的行星架 cc、内齿圈 rc 来构成。

[0238] 另外,具体来说,具有支承长行星小齿轮 1p 及短行星小齿轮 sp 的公共行星架 cc,将该长行星小齿轮 1p 与短行星小齿轮 sp、一侧的恒星齿轮 s2 及公共内齿圈 rc 啮合,将短行星小齿轮 sp 与另一侧的恒星齿轮 s1 啮合。

[0239] 此外,由另一侧的恒星齿轮 s1 与公共行星架 cc 及内齿圈 rc 构成的第一行星齿轮 PG1 以使公共行星架 cc 可以旋转地支承一对相互啮合的行星小齿轮的方式构成,从而设为构成双行星小齿轮式的行星齿轮的构造。

[0240] 由一侧的恒星齿轮 s2 与公共行星架 cc 及内齿圈 rc 构成的第二行星齿轮 PG2 以使公共行星架 cc 可以旋转地支承单一的行星小齿轮的方式构成,从而设为构成单行星小齿轮式的行星齿轮的构造。

[0241] 将对构成该拉维瑙式行星齿轮组 PGR 的各要素与摩擦接合要素的连结关系进行如下说明。

[0242] 如作为该实施方式的骨架图的图 12 所示,采用如下的构造,即,第二行星齿轮 PG2 的恒星齿轮 s2 根据第一离合器 C1 选择性地传递第二中间轴 M2 的旋转,第一行星齿轮 PG1 的恒星齿轮 s1 根据第一制动器 B1 选择性地固定于变速器体 MC 上。另外,第二中间轴 M2 的旋转根据第三离合器 C3 被选择性地传递。此外,公共行星架 cc 根据第二离合器 C2 选择性地传递第二中间轴 M2 的旋转,并且根据第二制动器 B2 选择性地固定于变速器体 MC 上。该例子的情况下,也可以利用单向离合器 F1 来阻止其反转。另外,采用了将其内齿圈 rc 与输出轴 O 驱动连结的构成。

[0243] 通过采用该构造,就可以通过依照前面图 4 中所示的动作表,控制第一离合器 C1、第二离合器 C2、第一制动器 B1、第二制动器 B2 的状态,来实现前进 1 速、前进 2 速、前进 3 速及前进 4 速。

[0244] 另外,在该变速器 SC 上也具备第三离合器 C3,而该第三离合器 C3 有时根据上述第一制动器 B1 选择性地固定于变速器体 MC 上,可以向另一侧的恒星齿轮 s1 选择性地传递中间轴 M2 的旋转,从而也可以与前面的例子相同地实现后退级。

[0245] 该例子中,虽然省略了速度线图,但是就成为变速用行星齿轮组的行星齿轮组 PGS4 而言,设有第一行星齿轮 PG1 的恒星齿轮 s1 的第一旋转要素根据第一制动器 B1 选择性地固定于变速器体 MC 上,与公共的行星架 cc 连结的第二旋转要素根据第二离合器 C2 选择性地传递中间轴 M2 的旋转。另外,设有公共的内齿圈 rc 的第三旋转要素可以将旋转输出向输出轴 O 输出,设有第二行星齿轮 PG2 的恒星齿轮 s2 的第四旋转要素根据第一离合器 C1 选择性地传递中间轴 M2 的旋转。

[0246] 另外,出于反转用途,向第二旋转要素经由第三离合器 C3 选择性地传递第二中间轴 M2 的旋转。

[0247] 以上是该实施方式的伴随着变速的驱动传动状态的说明,以下将对该方式中的行星齿轮组与摩擦接合要素的配置关系进行说明。

[0248] 该例子中,以将行星齿轮组 PGS4 夹持的方式配设摩擦接合要素。

[0249] 即,在第二电动机 MG2 与变速用行星齿轮组 PGS4 之间,在其内径侧配设第一离合器 C1,并且在其外径侧配设第三离合器 C3、第一制动器 B1。另一方面,相对于行星齿轮组 PGS4,在与上述的摩擦接合要素相反一侧(输出轴 O 侧)配设第二离合器 C2。第二制动器 B2 配设于第二离合器 C2 的外径侧,在第一制动器 B1 与第二制动器 B2 之间配设单向离合器 F1。

[0250] 另外,通过相对于第一离合器 C1,将第三离合器 C3、第一制动器 B1、第二制动器 B2 在径向上配设于外侧,并且将第三离合器 C3 相对于第一离合器 C1 在轴向上重叠(在位置上存在重合的区域),则在轴向上也可以实现紧凑的构成。

[0251] 该实施方式中,第二中间轴 M2 的下面侧超出第一离合器 C1 的位置,延伸至作为行星齿轮组 PGS4 的输出轴 O 侧的第二离合器 C2 的输入位置。

[0252] 此外,对于第一离合器 C1 的输出侧传递构件(即为第一传递构件 t1,在其输出轴侧端设有恒星齿轮 s2,成为行星齿轮组 PGS4 的第四旋转要素);与第二离合器 C2 的输出侧传递构件(即为第二传递构件 t2,其输出轴侧端与拉维瑙式行星齿轮组的行星架 cc 连接,成为行星齿轮组 PGS4 的第二旋转要素)的关系,如从图 12 中可以判明的那样,第一传递构件 t1、第二传递构件 t2 是旋转轴心相同的构件,在轴心部位配设第三中间轴 M3(它将第二中间轴 M2 的旋转向第二离合器 C2 的输入侧传递),并且在其径向外侧,配设第一传递构件 t1,在更靠外径侧配设第二传递构件 t2。

[0253] 与先前所说明的相同,处于前进 4 速的这些构件的速度中,第一传递构件 t1 以最高速旋转,而通过采用该配置构成,针对于像本申请那样的产生超速驱动状态的混合动力驱动装置 HE,就可以通过将有时会以最高速旋转的构件尽可能地配设于轴心侧,来避免例如因离合器的输入输出构件彼此接触而使行驶性能降低的情况。

[0254] 以上所说明的第一到第四实施方式中,形成起到以下的作用效果的混合动力驱动装置。

[0255] 1. 在采用了双马达分离方式的同时,采用比较简单的构造的变速器 SC,在变速器中可以实现增大输入转速的增速变速级及后退级。

[0256] 2. 可以实现将发动机转速增大而输入到变速器的状态,而在全部变速级中,可以防止摩擦接合要素的输出传递构件处于过旋转的情况。特别是,由于增大变速比的混合动力驱动装置有输出传递构件的转速变快的倾向,因此是有利的。

[0257] 3. 由于在变速控制中不需要同时进行离合器的接合、脱离的控制和其他的离合器的脱离、接合的控制,因此很难产生变速振动。

[0258] 进一步多级化了的实施方式

[0259] 此前所说明的实施方式是可以利用变速器实现前进 4 级/后退 1 级的混合动力驱动装置的例子,而以下所示的第五实施方式、第六实施方式是进一步多级化了的例子。

[0260] 在第五实施方式中实现了前进 6 级/后退 1 级,在第六实施方式中实现了前进 8 级/后退 2 级。

[0261] 以下将基于骨架图、动作表及速度线图对这些实施方式进行说明。

[0262] 这些实施方式中,向变速器的输入之前的构造与先前所说明的构造相同,即从发动机 E 侧朝向输出轴 O 侧,具备第一电动机 MG1、动力分配用行星齿轮 PG0、第二电动机 MG2 来构成,动力分配用行星齿轮 PG0 的内齿圈 r0 的旋转被输入到变速器 SC 中。所以,也会产

生输入处于超速驱动状态的高速旋转的状态。

[0263] 第五实施方式

[0264] 图 13 表示该实施方式的骨架图,图 14 中表示动作表,图 15 中表示速度线图。

[0265] 如骨架图中所示,该方式的变速器 SC 中所设置的行星齿轮组 PGS5 被作为设置于输入侧的第一行星齿轮 PG1、设置于输出侧的拉维瑙式行星齿轮组 PGR 的组合而构成。该例子中,该拉维瑙式行星齿轮组 PGR 相当于变速用行星齿轮组。第一行星齿轮 PG1 用于将传向变速器 SC 中的输入旋转变速而向该变速用行星齿轮组传递。

[0266] 第一行星齿轮 PG1 是具备恒星齿轮 s1、行星架 ca1、内齿圈 r1 的单行星齿轮。拉维瑙式行星齿轮组 PGR 具备一对恒星齿轮 s2、s3、公共的行星架 cc 及公共的内齿圈 rc 而构成。该第一行星齿轮 PG1 的恒星齿轮 s1 总是固定于变速器体 MC 上。

[0267] 该拉维瑙式行星齿轮组 PGR 针对一对恒星齿轮 s2、s3 具备公共的行星架 cc 及内齿圈 rc 而构成。更具体来说,设为如下的构成,即,具有支承长行星小齿轮 1p 及短行星小齿轮 sp 的公共行星架 cc,其中,长行星小齿轮 1p 与短行星小齿轮 sp、一侧的恒星齿轮 s2 及公共内齿圈 rc 啮合,短行星小齿轮 sp 与另一侧的恒星齿轮 s3 啮合,这样,若将由配设于输入侧的恒星齿轮 s2、公共行星架 cc 及内齿圈 rc 构成的行星齿轮称作第二行星齿轮 PG2;将由配设于输出侧的恒星齿轮 s3、公共行星架 cc 及内齿圈 rc 构成的行星齿轮称作第三行星齿轮 PG3 时,则第二行星齿轮 PG2 就成为单行星小齿轮行星齿轮,第三行星齿轮 PG3 成为双行星小齿轮式的行星齿轮。

[0268] 图 15 中所示的速度线图中,在同图左侧,表示有关第一行星齿轮 PG1 的动作状态的速度线图,同图右侧,表示有关拉维瑙式行星齿轮组 PGR 的动作状态的速度线图。

[0269] 同图左侧的速度线图中,图上侧表示构成第一行星齿轮 PG1 的各要素与纵线间的对应。其中,“S1、Ca1、R1”分别表示设置了第一行星齿轮 PG1 的恒星齿轮 s1 的旋转要素、与行星架 ca1 连结的旋转要素、设置了内齿圈 r1 的旋转要素。

[0270] 同图右侧的速度线图中,图上侧表示构成第二、三行星齿轮 PG2、PG3 的各要素与纵线间的对应。其中,“S2、Ca2、R2”分别表示设置了第二行星齿轮 PG2 的恒星齿轮 s2 的旋转要素、与行星架 cc 连结的旋转要素、设置了内齿圈 rc 的旋转要素。“S3、Ca3、R3”分别表示设置了第三行星齿轮 PG3 的恒星齿轮 s3 的旋转要素、与行星架 cc 连结的旋转要素、设置了内齿圈 rc 的旋转要素。在拉维瑙式行星齿轮 PGR 的情况下,在第二行星齿轮 PG2 与第三行星齿轮 PG3 之间,共用行星架 cc 及内齿圈 rc。

[0271] 回到图 13,该例子中,采用了如下的构造,即,一侧的恒星齿轮(第三行星齿轮 PG3 的恒星齿轮 s3)根据第一离合器 C1 选择性地传递经第一恒星齿轮 PG1 而减速了的减速旋转,另一侧的恒星齿轮(第二行星齿轮 PG2 的恒星齿轮 s2)根据第一制动器 B1 选择性地固定于变速器体 MC 上。另外,拉维瑙式行星齿轮组 PGR 的行星架 cc 根据第二离合器 C2 选择性地传递变速器 SC 的输入旋转,并且根据第二制动器 B2 选择性地固定于变速器体 MC 上。另外,拉维瑙式行星齿轮组 PGS 的内齿圈 rc 与输出轴 O 驱动连结。

[0272] 另外,设为利用单向离合器 F1 来阻止拉维瑙式行星齿轮组 PGR 的行星架 cc 的反转的构成,并且为了实现后退级,采用了向第二行星齿轮 PG2 的恒星齿轮 s2 根据第三离合器 C3 选择性地传递第一行星齿轮 PG1 的行星架 cc 的旋转的构成。

[0273] 变速

[0274] 1 前进 1 速 (1ST)

[0275] 该变速级中,如图 14 的动作表中所示,仅第一离合器 C1 及单向离合器 F1 被设为接合状态。通过将第一离合器 C1 接合,而向设置了第三行星齿轮 PG3 的恒星齿轮 s3 的第一传递构件 t1 传递相对于输入旋转被减速了的第一行星齿轮 PG1 的行星架 ca1 的旋转。拉维瑙式行星齿轮组 PGR 中,通过利用单向离合器 F1 阻止公共行星架 cc 的反转,将来自第三行星齿轮 PG3 的恒星齿轮 s3 的输入旋转减速,作为公共内齿圈 rc 的旋转向输出轴 O 输出。

[0276] 2 前进 2 速 (2ND)

[0277] 该变速级中,如图 14 的动作表中所示,仅第一离合器 C1 与第一制动器 B1 被设为接合状态。通过将第一离合器 C1 接合,而向设置了第三行星齿轮 PG3 的恒星齿轮 s3 的第一传递构件 t1 传递相对于输入旋转被减速了的第一行星齿轮 PG1 的行星架 ca1 的旋转。拉维瑙式行星齿轮 PGR 中,通过利用第一制动器 B1 来停止第二行星齿轮 PG2 的恒星齿轮 s2 的旋转,将来自第三行星齿轮 PG3 的恒星齿轮 s3 的输入旋转减速,作为公共内齿圈 rc 的旋转向输出轴输出。该状态下的减速比小于前进 1 速。

[0278] 3 前进 3 速 (3RD)

[0279] 该变速级中,如图 14 的动作表中所示,仅第一离合器 C1 与第三离合器 C3 被设为接合状态。在第一行星齿轮 PG1 的行星架 ca1 的旋转向第三行星齿轮 PG3 的恒星齿轮 s3 传递的状态下,将输入旋转向公共的行星架 cc 传递。其结果是,第一行星齿轮 PG1 的行星架 ca1 的旋转被原样不动地向输出轴 O 传递。

[0280] 4 前进 4 速 (4TH)

[0281] 该变速级中,如图 14 的动作表中所示,仅第一离合器 C1 及第二离合器 C2 被设为接合状态。通过将第一离合器 C1 接合,将输入旋转被减速的第一行星齿轮 PG1 的行星架 ca1 的旋转向第三行星齿轮 PG3 的恒星齿轮 s3 传递,将变速器 SC 输入旋转向公共行星架 cc 传递。其结果是,将相对于恒星齿轮 s3 的旋转处于增速状态而相对于公共行星架 cc 处于减速状态的旋转作为第三行星齿轮 PG3 的内齿圈 r3 的旋转输出。

[0282] 5 前进 5 速 (5TH)

[0283] 该变速级中,如图 14 的动作表中所示,仅第二离合器 C2 及第三离合器 C3 被设为接合状态。通过将第二离合器 C2 接合,将变速器 SC 的输入旋转向公共行星架 cc 传递,并且将第一行星齿轮 PG1 的行星架 ca1 的旋转作为第二行星齿轮 PG2 的恒星齿轮 s2 的旋转传递。

[0284] 该状态下,就第三行星齿轮 PG3 而言,作为第一离合器 C1 的输出侧传递构件的第一传递构件 t1 以非常高的速度旋转。但是,该实施方式中,由于该第一传递构件 t1 相对于中间轴 M3,设置在其紧外侧的变速器 SC 的轴心侧(内径侧),因此就可以避免因受离心力等的影响,离合器的输入输出构件彼此接触而使行驶性能降低的情况。

[0285] 6 前进 6 速 (6TH)

[0286] 该变速级中,如图 14 的动作表中所示,仅第二离合器 C2 及第一制动器 B1 被设为接合状态。通过将第二离合器 C2 接合,将变速器 SC 的输入旋转向公共行星架 cc 传递。此外,由于第二行星齿轮 PG2 的恒星齿轮 s2 的旋转被第一制动器 B1 停止,因此可以将相对于公共行星架 cc 的旋转为增速状态的旋转作为第三行星齿轮 PG3 的内齿圈 rc 的旋转输出。该增速大于前进 5 级。

[0287] 该状态下,就第三行星齿轮 PG3 而言,作为第一离合器 C1 的输出侧传递构件的第一传递构件 t1 以比前进 5 速中的状态更高的速度旋转。但是,由于该第一传递构件 t1 相对于中间轴 M3 设置在其紧外侧的变速器 SC 的轴心侧(内径侧),因此就可以避免因受离心力等的影响,离合器的输入输出构件彼此接触而使行驶性能降低的情况。

[0288] 该实施方式中的、变速器 SC 的输入旋转与输出旋转的关系如下,输入旋转是从第二中间轴 M2 向第一行星齿轮 PG1 的内齿圈 r1 传递的旋转,输出旋转成为拉维璠式行星齿轮组 PGR 的公共内齿圈 rc 的旋转。这样,变速器 SC 中,就会在前进 5 级、前进 6 级中实现超速驱动状态(成为增速变速级)。

[0289] 7 后退(REV)

[0290] 该变速级中,如图 14 的动作表中所示,仅第三离合器 C3 及第二制动器 B2 被设为接合状态。通过将第三离合器 C3 接合,而向第二行星齿轮 PG2 的恒星齿轮 s2 传递作为减速了的输入旋转的第一行星齿轮 PG1 的行星架 ca1 的旋转。第二行星齿轮 PG2 中,通过利用第二制动器 B2 停止行星架 cc 的旋转,而将来自恒星齿轮 s2 的输入旋转反转,作为公共内齿圈 rc 的旋转向输出轴输出。

[0291] 如先前所示,该实施方式中,拉维璠式行星齿轮组 PGR 相当于本申请中所说的变速用行星齿轮组,而在图 15 中给出的速度线图中所记载的纵线的下侧分别表示了第一~第四旋转要素 rm1、rm2、rm3、rm4 的。

[0292] 第六实施方式

[0293] 图 16 表示该实施方式的骨架图,图 17 中表示动作表,图 18 中表示速度线图。

[0294] 如骨架图中所示,该实施方式中,也与第五实施方式相同,将设置于输入侧的第一行星齿轮 PG1、设置于输出侧的拉维璠式行星齿轮组 PGR 组合而构成。

[0295] 该例子中,第一行星齿轮 PG1 具备恒星齿轮 s1、行星架 ca1、内齿圈 r1,是行星架 ca1 可以旋转地支承相互啮合的一对行星小齿轮的双行星小齿轮式的行星齿轮。

[0296] 该拉维璠式行星齿轮组 PGR 也是相对于一对恒星齿轮 s2、s3,具备公共的行星架 cc 及内齿圈 rc 而构成。该例子中,也采用如下的构成,即,具有支承长行星小齿轮 lp 及短行星小齿轮 sp 的公共行星架 cc,其中,长行星小齿轮 lp 与短行星小齿轮 sp、一侧的恒星齿轮 s2 及公共内齿圈 rc 啮合,短行星小齿轮 sp 与另一侧的恒星齿轮 s3 啮合,这样,将由配设于输入侧的恒星齿轮 s2、公共行星架 cc 及内齿圈 rc 构成的行星齿轮称作第二行星齿轮 PG2;将由配设于输出侧的恒星齿轮 s3、公共行星架 cc 及内齿圈 rc 构成的行星齿轮称作第三行星齿轮 PG3。

[0297] 另外采用了如下的构成,即,在上述第五实施方式基础上,追加了新的第四离合器 C4,根据该第四离合器 C4,将同时作为变速器 SC 的输入旋转的第一行星齿轮 PG1 的行星架 ca1 的旋转向第二行星齿轮 PG2 的恒星齿轮 s2 选择性地传递。

[0298] 图 18 中所示的速度线图中,在同图左侧,表示有关第一行星齿轮 PG1 的动作状态的速度线图,同图右侧,表示有关拉维璠式行星齿轮组 PGR 的动作状态的速度线图。

[0299] 本实施方式的图 18 中所示的速度线图的记载依照第五实施方式的图 15 的记载方式。

[0300] 该例子中,也是一侧的恒星齿轮(第三行星齿轮 PG3 的恒星齿轮 s3)根据第一离合器 C1 选择性地传递由第一行星齿轮 PG1 减速了的减速旋转,另一侧的恒星齿轮(第二行

星齿轮 PG2 的恒星齿轮 s2) 根据第一制动器 B1 选择性地固定于变速器体 MC 上。另外, 采用如下的构造, 拉维瑙式行星齿轮组 PGR 的行星架 cc 根据第二离合器 C2 选择性地传递变速器 SC 的输入旋转, 并且根据第二制动器 B2 选择性地固定于变速器体 MC 上。另外, 采用拉维瑙式行星齿轮组 PGR 的内齿圈 rc 与输出轴 O 驱动连结的构造。

[0301] 另外, 设为利用单向离合器 F1 来阻止拉维瑙式行星齿轮组 PGR 的行星架 cc 的反转的构成, 并且为了实现后退级, 采用了根据第三离合器 C3 选择性地向第二行星齿轮 PG2 的恒星齿轮 s2 传递第一行星齿轮 PG1 的内齿圈 r1 的旋转的构成。

[0302] 另外, 亦如先前所示, 采用了如下的构成, 即, 根据第四离合器 C4, 将同时作为变速器 SC 的输入旋转的第一行星齿轮 PG1 的行星架 ca1 的旋转选择性地向第二行星齿轮 PG2 的恒星齿轮 s2 传递。

[0303] 变速

[0304] 前进 1 速 (1ST) ~ 前进 3 速 (3RD) 的变速动作由于与第五实施方式的对应的变速级在实质上相同, 因此省略说明。

[0305] 4 前进 4 速 (4TH)

[0306] 该变速级中, 如图 17 的动作表中所示, 仅第一离合器 C1 及第四离合器 C4 被设为接合状态。通过将第一离合器 C1 接合, 向第一传递构件 t1 传动第一行星齿轮 PG1 的内齿圈 r1 的旋转。通过将第四离合器 C4 接合, 在拉维瑙式行星齿轮组 PGR 中, 将第一行星齿轮 PG1 的行星架 ca1 的旋转以减速状态向输出轴 O 输出。

[0307] 5 前进 5 速 (5TH)

[0308] 该变速级中, 如图 17 的动作表中所示, 仅第一离合器 C1 及第二离合器 C2 被设为接合状态。该状态下, 实质上与先前在第五实施方式中所说明的前进 4 级相同, 公共行星架 cc 的旋转被减速, 作为公共内齿圈 rc 的旋转向输出轴输出。

[0309] 6 前进 6 速 (6TH)

[0310] 该变速级中, 如图 17 的动作表中所示, 仅第二离合器 C2 及第四离合器 C4 被设为接合状态。该状态下, 变速器 SC 的输入旋转被直接作为公共内齿圈 rc 的旋转向输出轴 O 输出。

[0311] 7 前进 7 速 (7TH)

[0312] 该变速级中, 如图 17 的动作表中所示, 仅第二离合器 C2 及第三离合器 C3 被设为接合状态。通过将第二离合器 C2 接合, 将第二中间轴 M2 的旋转向公共行星架 cc 传递, 并且通过将第三离合器 C3 接合, 将第一行星齿轮 PG1 的内齿圈 r1 的旋转作为第二行星齿轮 PG2 的恒星齿轮 s2 的旋转传递。其结果是, 将相对于公共行星架 cc 的旋转为增速状态的旋转作为第三行星齿轮 PG3 的内齿圈 rc 的旋转输出。

[0313] 该状态下, 就第三行星齿轮 PG3 而言, 作为第一离合器 C1 的输出侧传递构件的第一传递构件 t1 以非常高的速度旋转。但是, 该实施方式中, 由于该第一传递构件 t1 相对于第三中间轴 M3 设置在其紧外侧的变速器 SC 的轴心侧 (内径侧), 因此就可以避免因受离心力等的影响, 离合器的输入输出构件彼此接触而使行驶性能降低的情况。

[0314] 8 前进 8 速 (8TH)

[0315] 该变速级中, 如图 17 的动作表中所示, 仅第二离合器 C2 及第一制动器 B1 被设为接合状态。通过将第二离合器 C2 接合, 将第二中间轴 M2 的旋转向公共行星架 cc 传递。此

外,由于第二行星齿轮 PG2 的恒星齿轮 s2 的旋转被第一制动器 B1 停止,因此将相对于公共行星架 cc 的旋转为增速状态的旋转作为内齿圈 rc 的旋转输出。

[0316] 该状态下,就第三行星齿轮 PG3 而言,作为第一离合器 C1 的输出侧传递构件的第一传递构件 t1 以比前进 7 速的状态更高的速度旋转。但是,由于该第一传递构件 t1 相对于第二中间轴 M2 设置在其紧外侧的变速器的轴心侧(内径侧),因此就可以避免因受离心力等的影响,离合器的输入输出构件彼此接触而使行驶性能降低的情况。

[0317] 该实施方式中的、变速器 SC 的输入旋转与输出旋转的关系如下,输入旋转是从第二中间轴 M2 向第一行星齿轮 PG1 的行星架 ca1 传递的旋转,输出旋转成为拉维璠式行星齿轮组 PGR 的公共内齿圈 rc 的旋转。这样,变速器 SC 中,前进 7 级、前进 8 级就会实现超速驱动状态(成为增速变速级)。

[0318] 9 后退 1(REV1)

[0319] 该变速级中,如图 17 的动作表中所示,仅第三离合器 C3 及第二制动器 B2 被设为接合状态。通过将第三离合器 C3 接合,而向第二行星齿轮 PG2 的恒星齿轮 s2 传动第一行星齿轮 PG1 的内齿圈 r1 的旋转。第二行星齿轮 PG2 中,通过利用第二制动器 B2 停止公共行星架 cc 的旋转,而将来自恒星齿轮 s2 的输入旋转反转,作为公共内齿圈 rc 的旋转向输出轴 O 输出。

[0320] 10 后退 2(REV2)

[0321] 该变速级中,如图 17 的动作表中所示,仅第四离合器 C4 及第二制动器 B2 被设为接合状态。通过将第四离合器 C4 接合,而向第二行星齿轮 PG2 的恒星齿轮 s2 传动第一行星齿轮 PG1 的行星架 ca1 的旋转。第二行星齿轮 PG2 中,通过利用第二制动器 B2 停止公共行星架 cc 的旋转,而将恒星齿轮 s2 的输入旋转反转,作为公共内齿圈 rc 的旋转向输出轴输出。该旋转的速度比后退 1 速更高。

[0322] 该实施方式中,该拉维璠式行星齿轮组 PGR 相当于变速用行星齿轮组。在图 18 所示的速度线图中记载的纵线的下侧表示了第一~第四旋转要素 rm1、rm2、rm3、rm4 的对应。

[0323] 第一实施方式的其他实施方式

[0324] 第七实施方式

[0325] 图 19 中表示该实施方式的骨架图。该例子中,也是将第一离合器 C1、第二离合器 C2 及第三离合器 C3 设置于第二电动机 MG2 与变速用行星齿轮组之间。另外,行星齿轮组 PGS7 是作为一对单行星齿轮 PG1、PG2 的组合而构成的。

[0326] 如果以与第一实施方式的比较来说明,则虽然第二行星齿轮 PG2 的各旋转要素与第一离合器 C1、输出轴 O、第二制动器 B2 的关系相同,但是在该例子中,第一行星齿轮 PG1 的恒星齿轮 s1 连结第一离合器 C1 的输出侧传递构件 t1,选择性地传动第二中间轴 M2 的旋转。采用了向行星架 ca1 从第二离合器 C2 选择性地传动第二中间轴 M2 的旋转的构造,且行星架 ca1 与第二行星齿轮 PG2 的内齿圈 r2 一体化旋转地构成。其结果是,还会受到第二制动器 B2 及单向离合器 F1 的动作控制。另外,内齿圈 r1 可以根据第一制动器 B1 来停止其旋转,并且根据第三离合器 C3 选择性地传递第二中间轴 M2 的旋转。

[0327] 此外,该实施方式中,也可以通过依照图 4 所示的动作表,使摩擦接合要素 C1、C2、C3、B1、B2、F1 动作,来实现前进 4 级、后退 1 级。

[0328] 工业上的可利用性

[0329] 可以提供如下的混合动力驱动装置,是采用双马达分离方式的混合动力驱动装置,可以确保低速范围的加速性能,并且可以使高速范围的燃油效率较高。

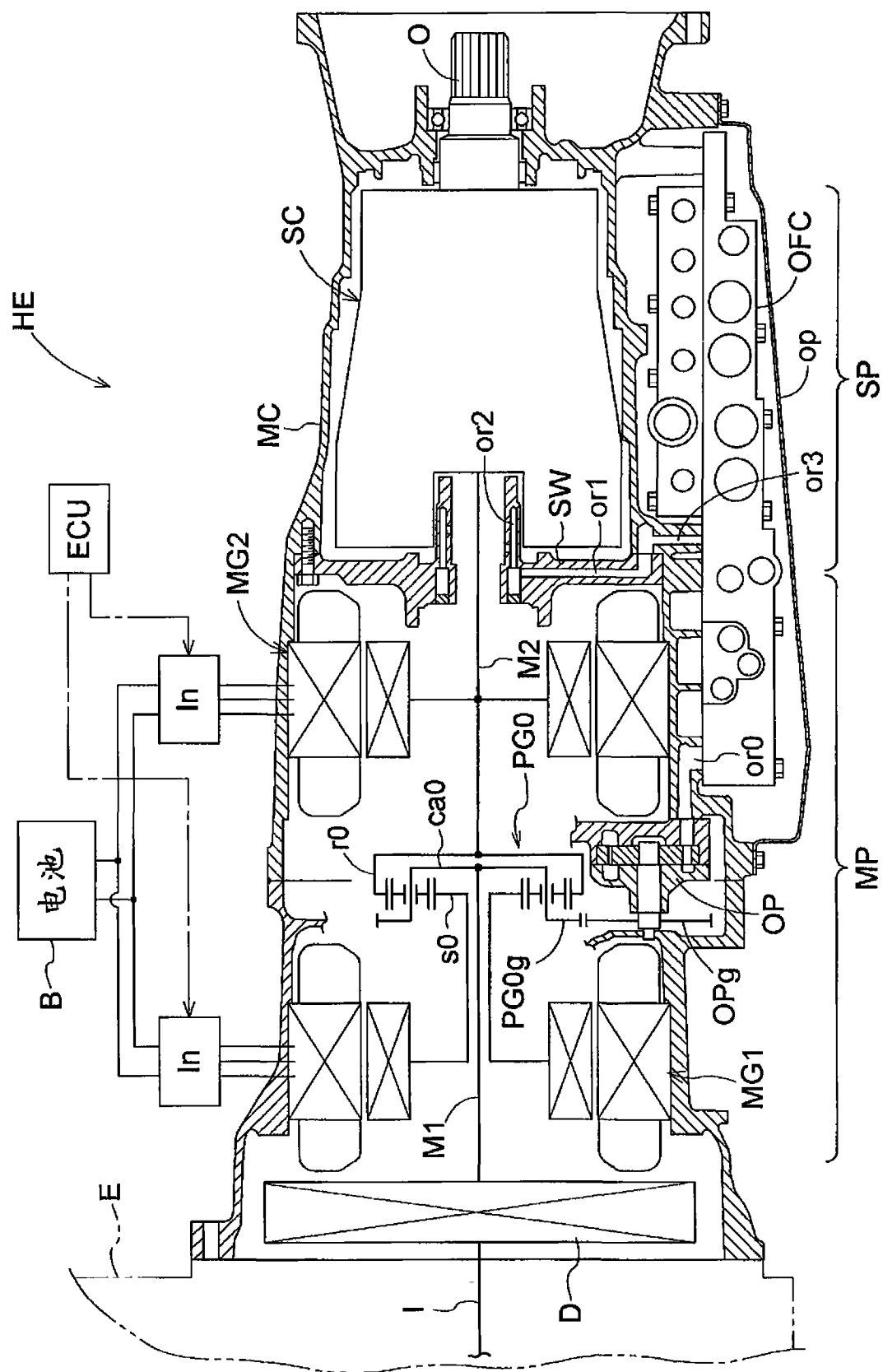


图1

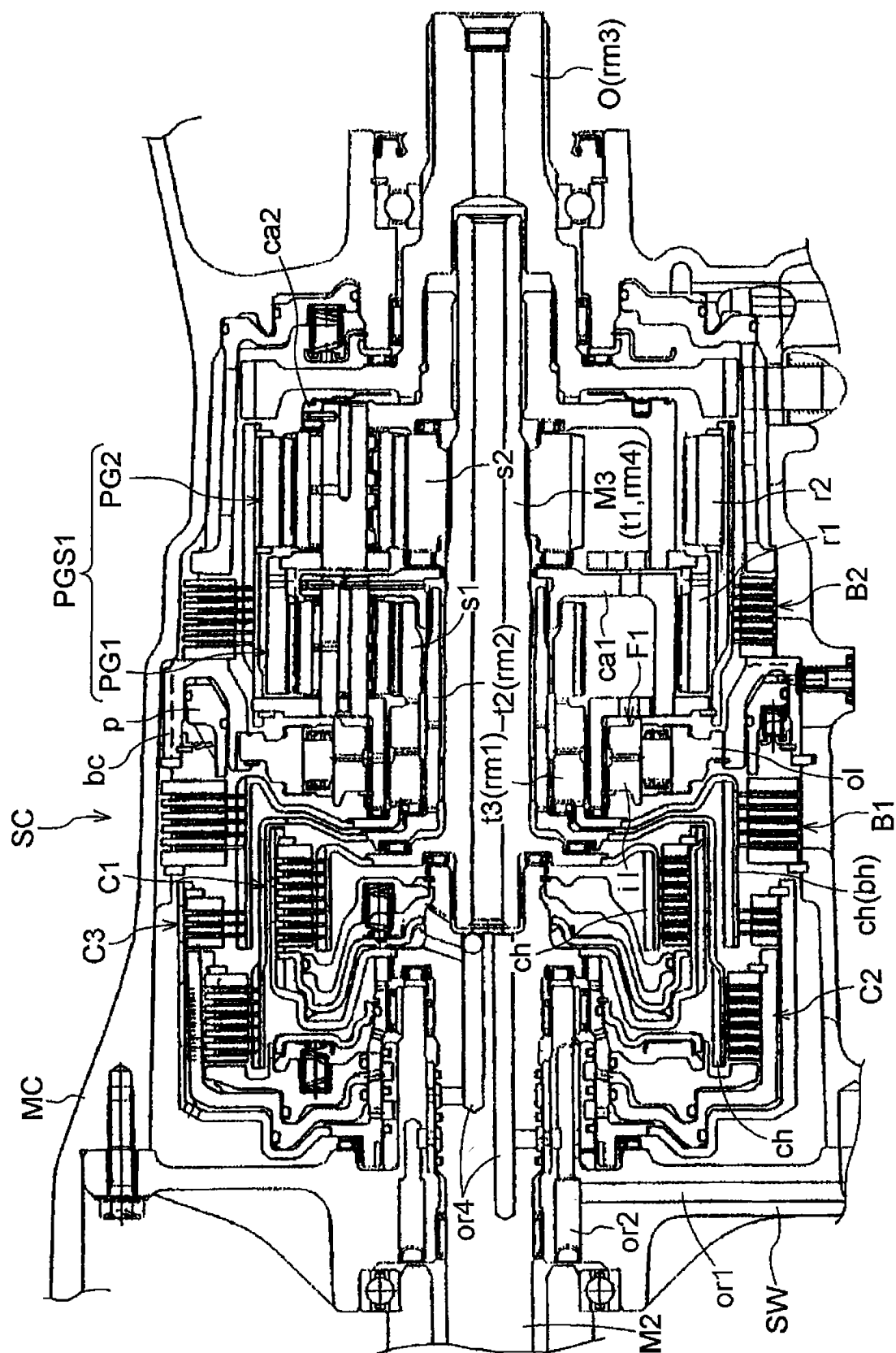


图2

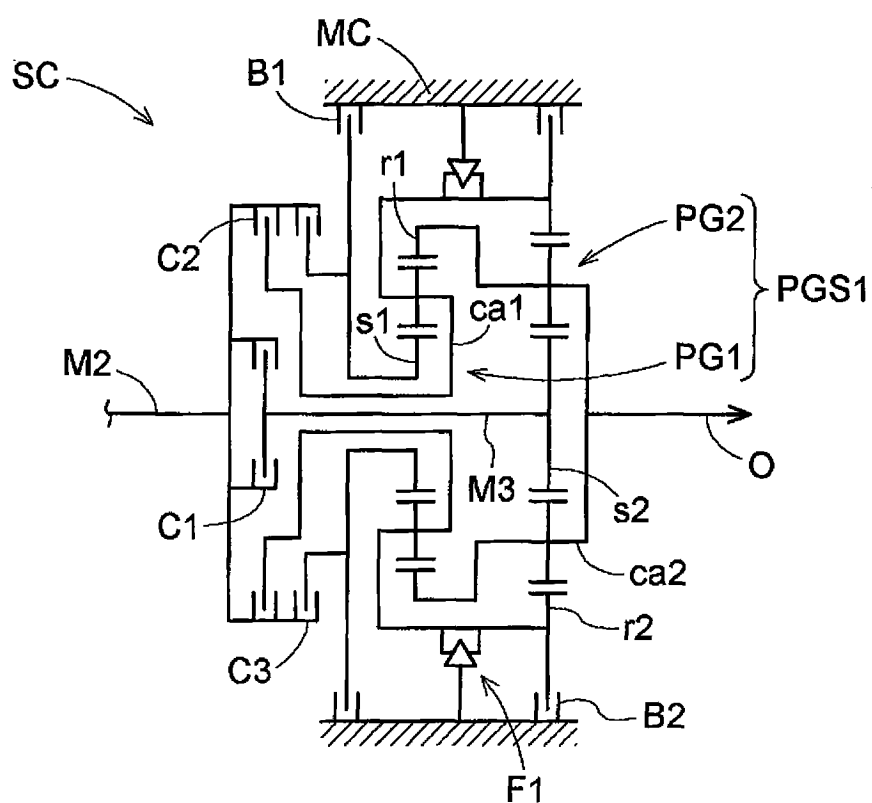


图 3

	C1	C2	C3	B1	B2	F1
1ST	○				(○)	○
2ND	○			○		
3RD	○	○				
4TH		○		○		
REV			○		○	

图 4

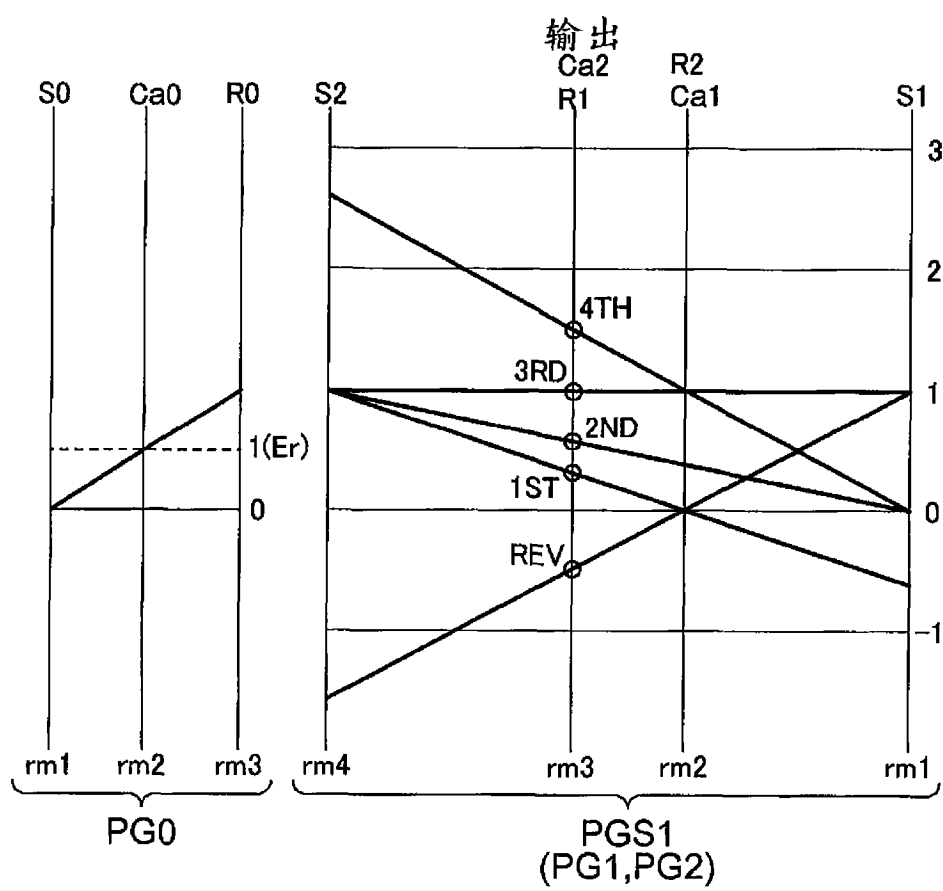


图 5

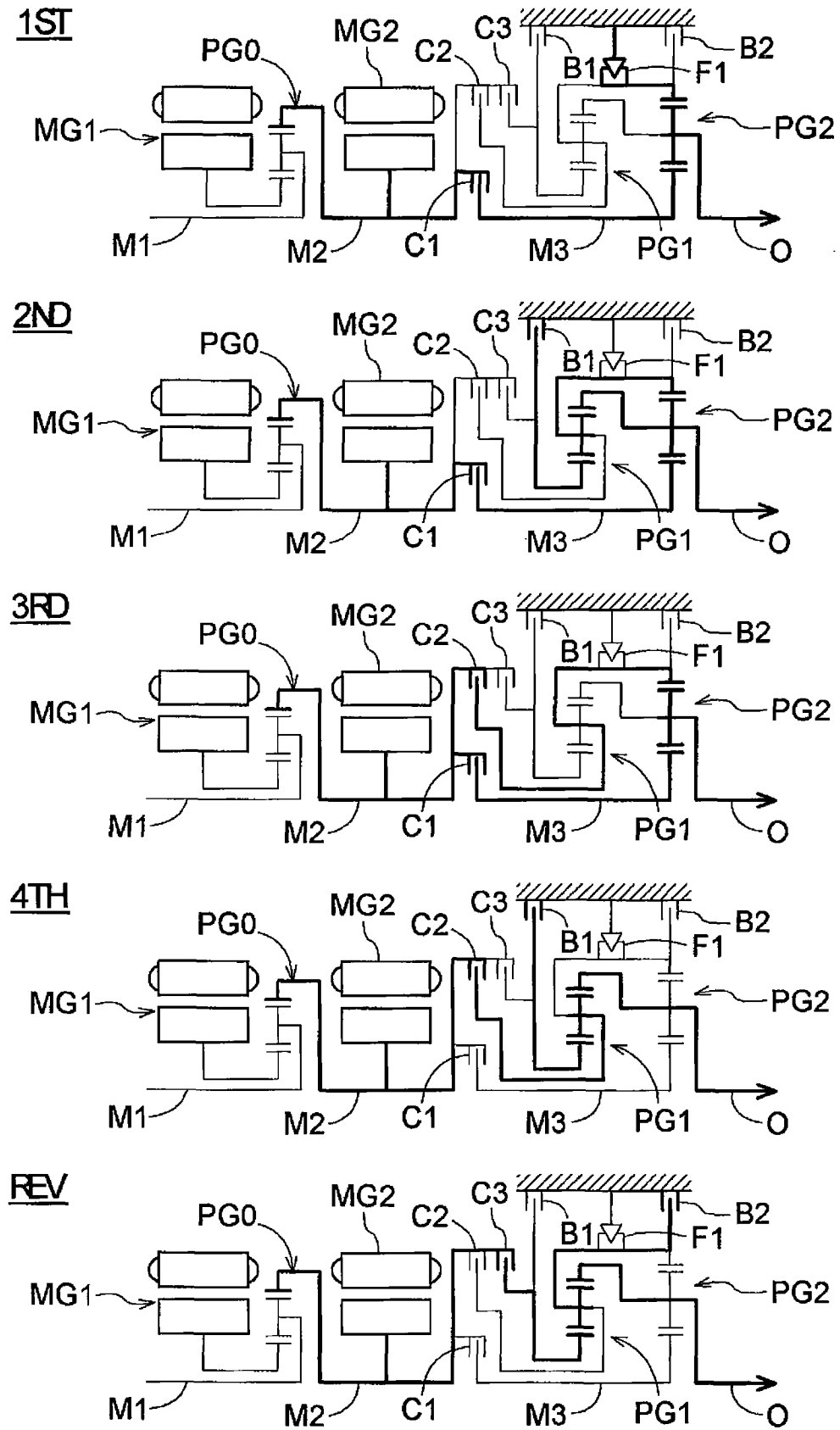


图 6

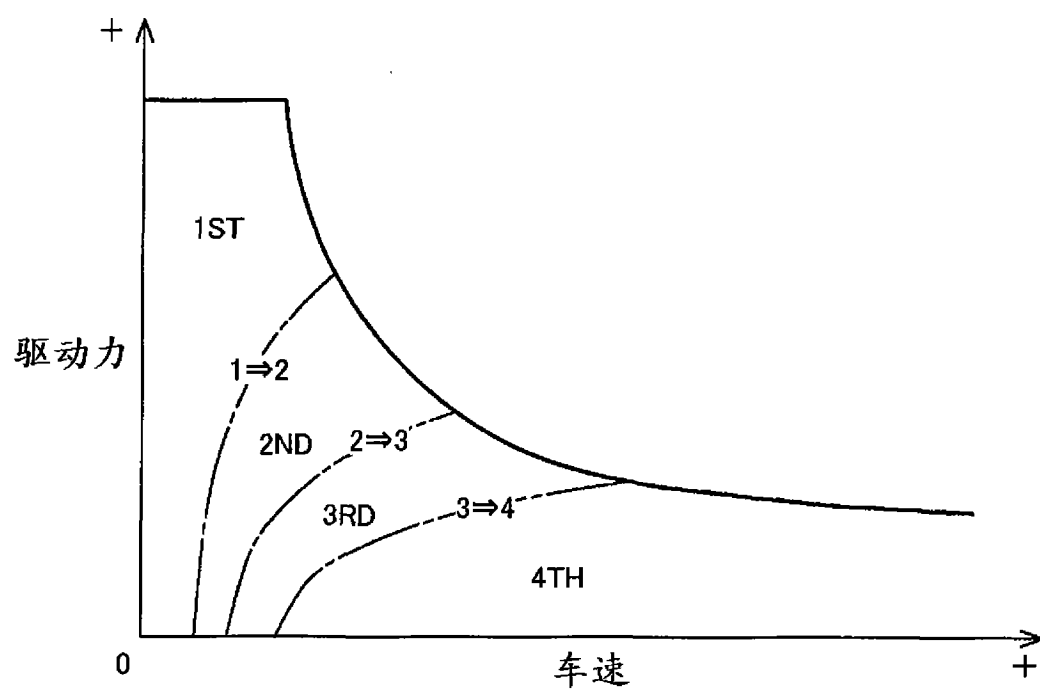


图7

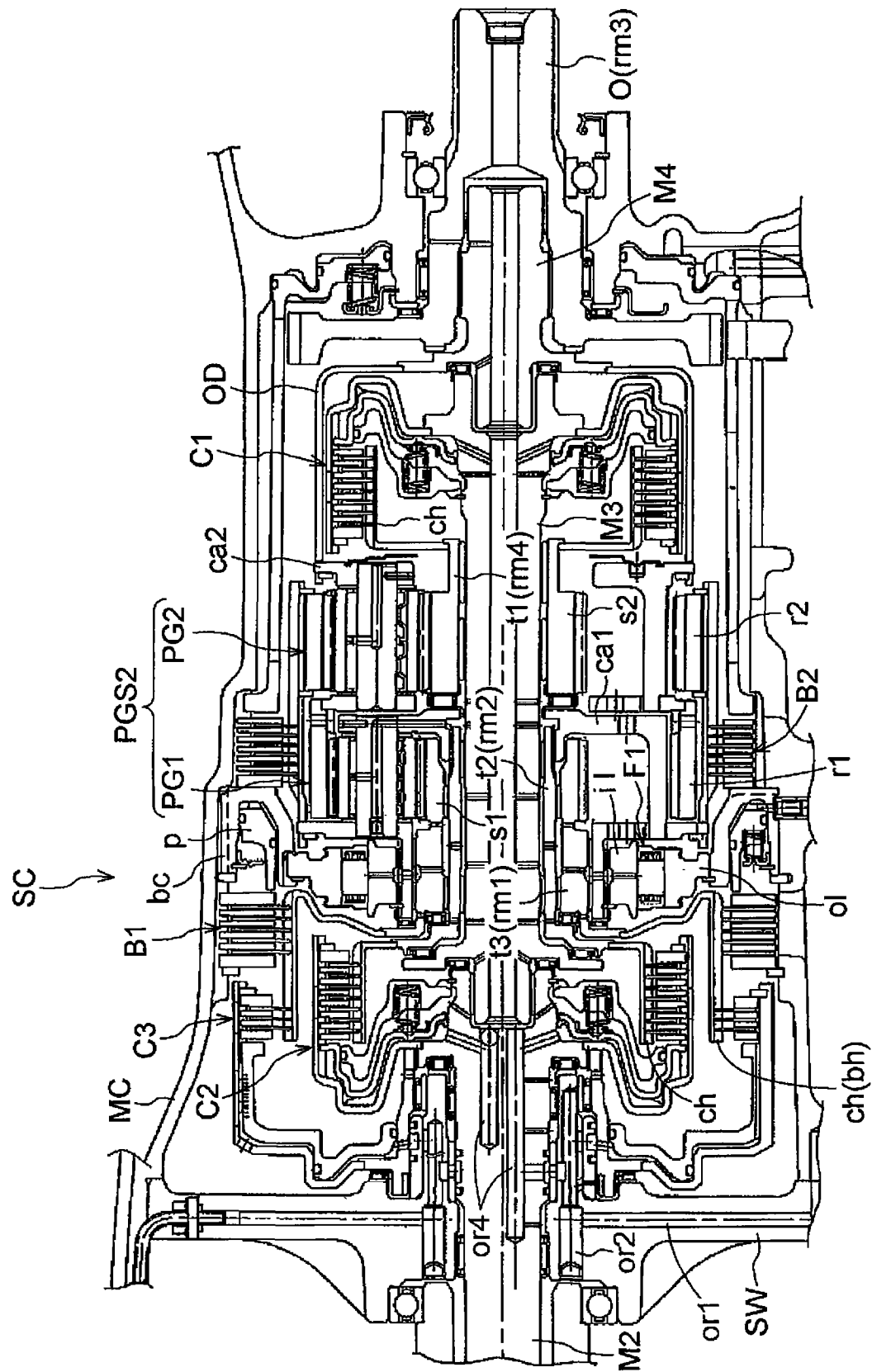


图 8

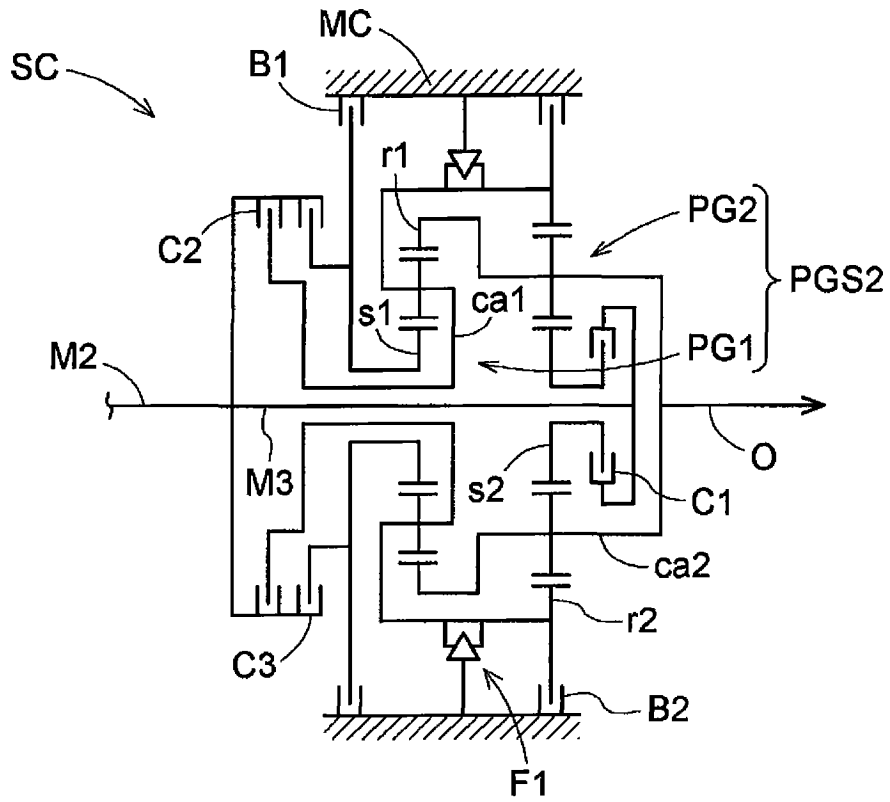


图9

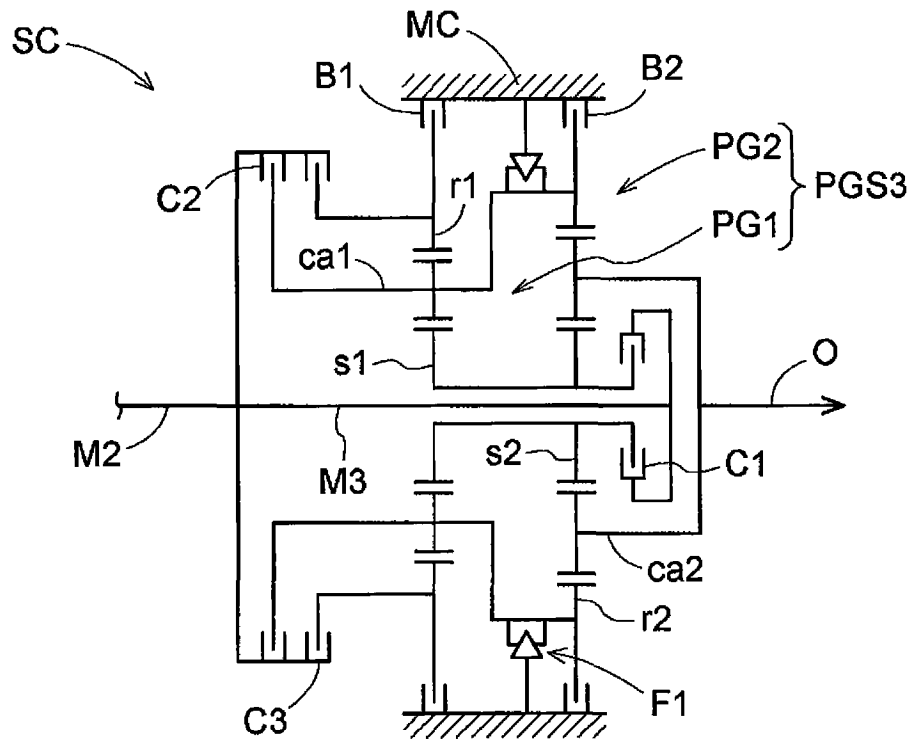


图10

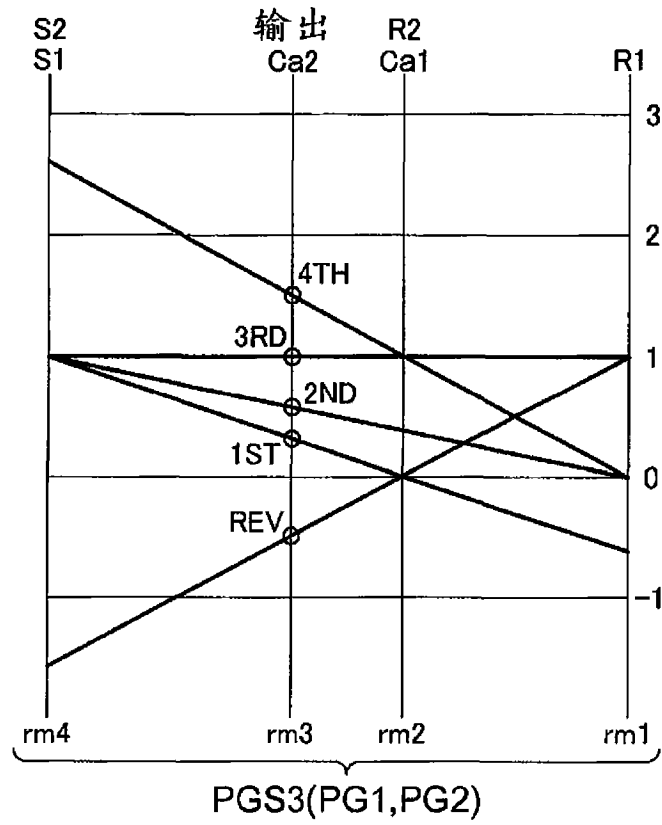


图 11

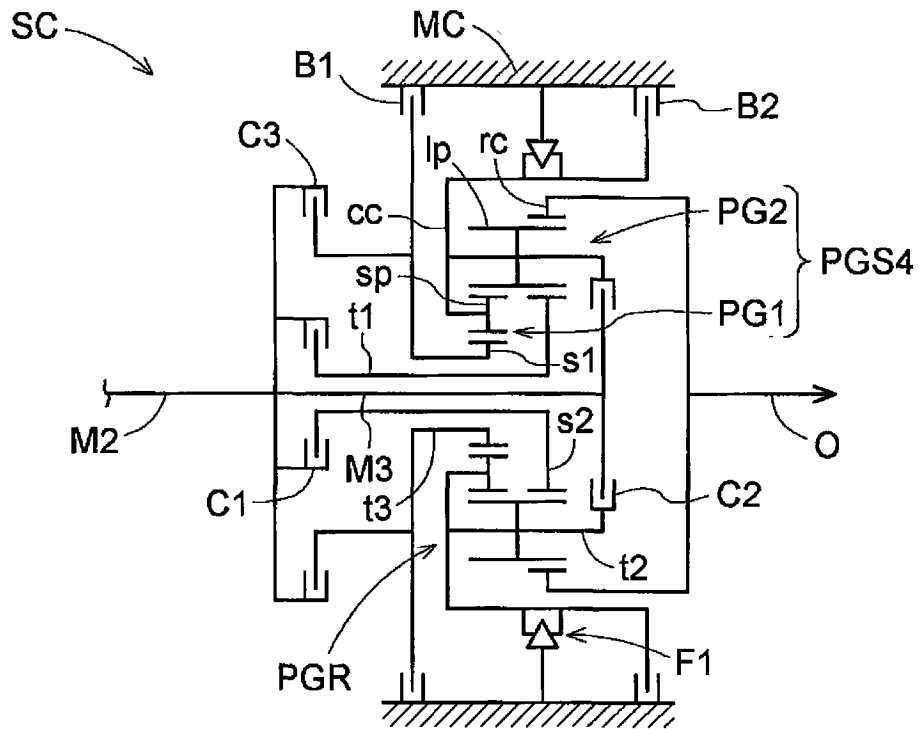


图 12

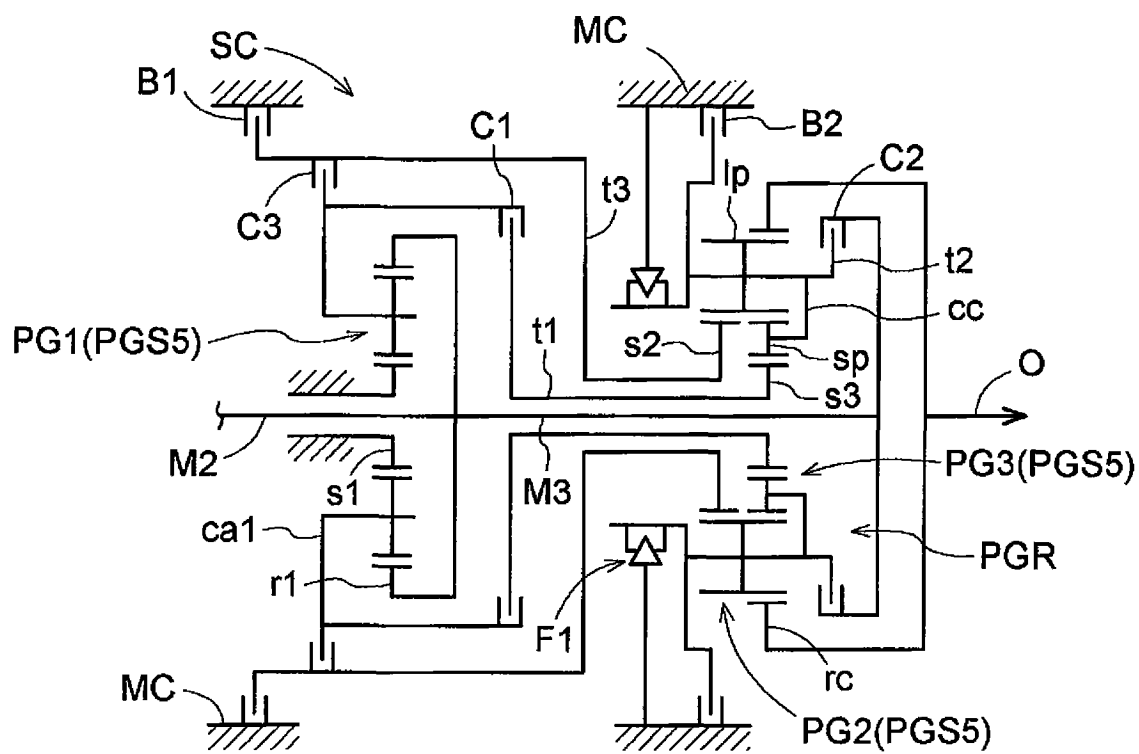


图13

	C1	C2	C3	B1	B2	F1
REV			○		○	
1ST	○				(○)	○
2ND	○			○		
3RD	○		○			
4TH	○	○				
5TH		○	○			
6TH		○		○		

图14

	C1	C2	C3	C4	B1	B2	F1
REV 1			○			○	
REV 2				○		○	
1 ST	○					(○)	○
2 ND	○				○		
3 RD	○		○				
4 TH	○			○			
5 TH	○	○					
6 TH		○		○			
7 TH		○	○				
8 TH		○			○		

图17

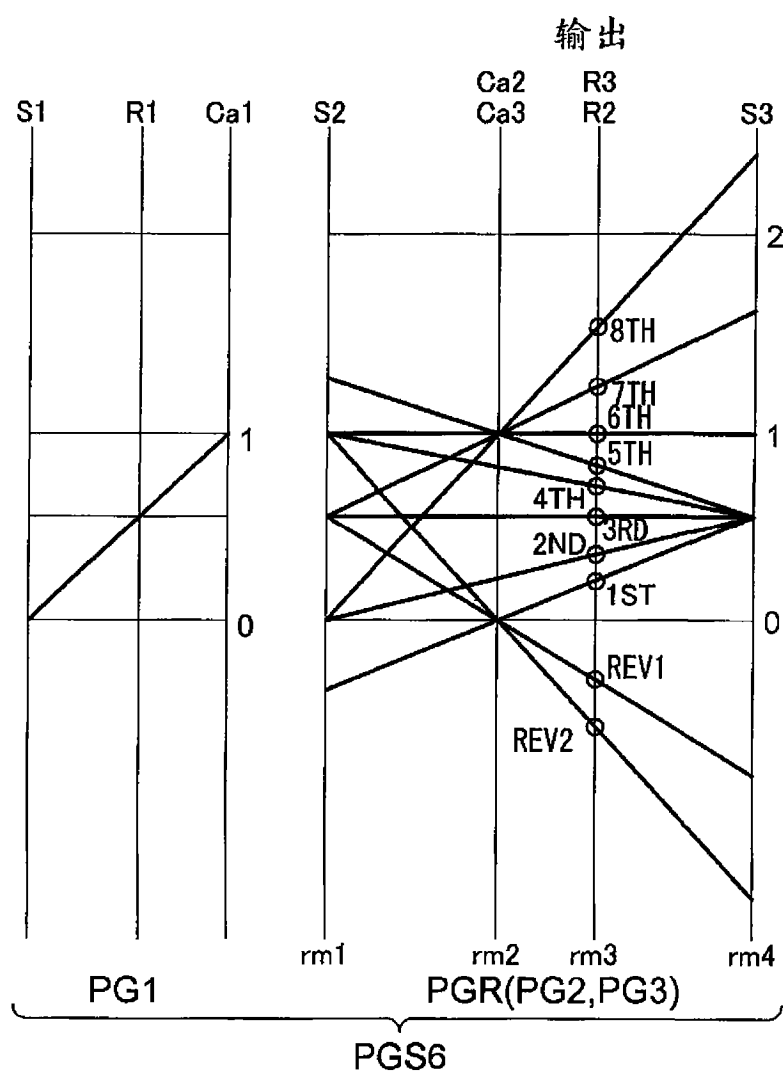


图18

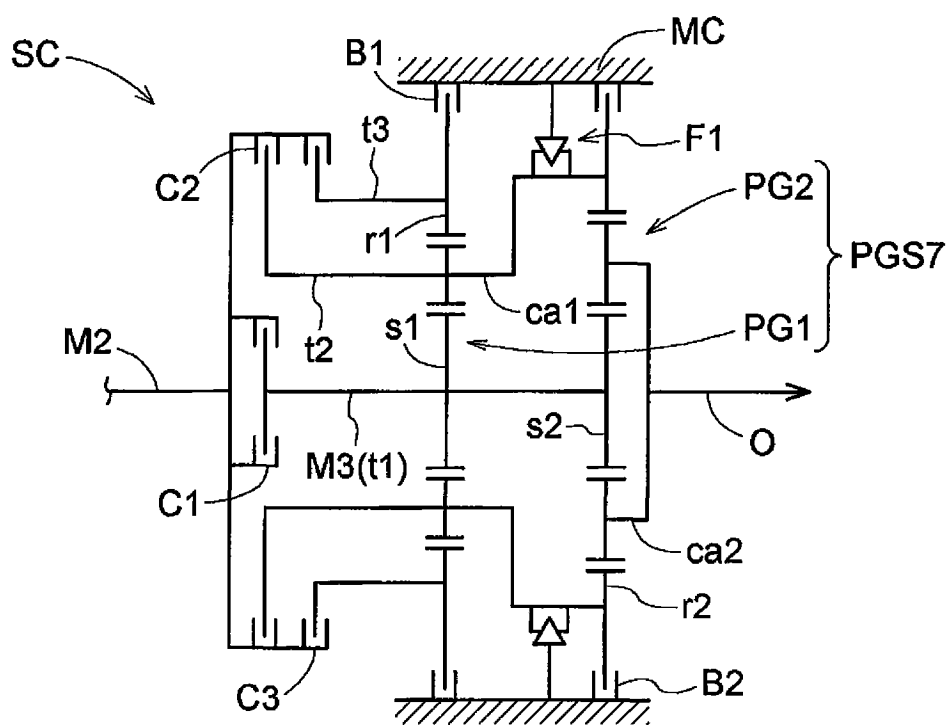


图19