



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 101045451 B

(45) 授权公告日 2010. 06. 16

(21) 申请号 200710089523. 8

(22) 申请日 2007. 03. 27

(30) 优先权数据

2006-091547 2006. 03. 29 JP

(73) 专利权人 日产自动车株式会社

地址 日本神奈川县横滨市

(72) 发明人 谷岛香织

(74) 专利代理机构 北京天昊联合知识产权代理

有限公司 11112

代理人 何立波 张天舒

(51) Int. Cl.

B60W 10/02 (2006. 01)

B60W 10/04 (2006. 01)

B60W 20/00 (2006. 01)

(56) 对比文件

JP 特开 2003-293816 A, 2003. 10. 15, 全文.

JP 特开 2005-162081 A, 2005. 06. 23, 全文.

US 5943911 A, 1999. 08. 31, 全文.

JP 昭 58-74833 A, 1983. 05. 06, 全文.

JP 特开 2005-307766 A, 2005. 11. 04, 全文.

审查员 曹俊丽

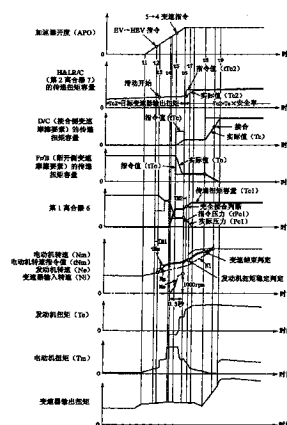
权利要求书 2 页 说明书 16 页 附图 16 页

(54) 发明名称

混合动力车辆的传动状态切换控制装置

(57) 摘要

提出一种可以平滑且高响应地进行伴随发动机起动的模式切换、以及由变速产生的传动状态切换的装置。因加速器开度 APO 增大而在 t2 发出伴随发动机起动的 EV → HEV 模式切换指令,然后在 t5 发出 5 → 4 降档指令。从 t2 使第 1 离合器利用实际压力 Pc1 成为即将接合之前的状态,从 t2 经过设定时间 TM1 的 t3,使用于发动机起动的电动机扭矩 Tm 增大,以使转速 Nm 上升。因 Tm 的上升第 2 离合器开始滑动,从其转速差达到规定值的 t4 第 1 离合器开始接合,开始起动发动机。在 t5 使断开要素的扭矩容量 To 下降至第 2 离合器相当值,使接合要素成为即将接合之前的状态,在 t8 使断开要素完全断开同时使接合要素完全接合,结束 5 → 4 降档变速。



1. 一种混合动力车辆的控制装置,其具有:

发动机;

电动机/发电机;

离合器,其介于上述发动机及电动机/发电机之间,可以变更传递扭矩容量;

变速装置,其介于上述电动机/发电机及驱动车轮之间,利用多个变速摩擦要素的接合,选择2个或2个以上的动力传递路线;以及

控制器,其可以选择电动行驶模式和混合动力行驶模式,该电动行驶模式是在断开离合器的同时使变速装置成为可以传递动力的状态,该混合动力行驶模式是接合离合器而使变速装置成为可以传递动力的状态,

其特征在于,

上述控制器在上述电动行驶模式行驶中同时进行上述离合器接合的发动机起动和上述变速装置的变速时,

在进行发动机的起动动作的整个发动机起动工序中,

使上述多个变速摩擦要素中与变速前及变速后的任一个相关的至少两个变速摩擦要素,成为滑动临界接合状态,在该滑动临界接合状态下,这些变速摩擦要素成为与车辆所要求的驱动力相当的扭矩传递容量。

2. 根据权利要求1所述的混合动力车辆的控制装置,其特征在于,

使成为上述滑动临界接合状态的变速摩擦要素,在上述发动机起动工序的途中进行切换。

3. 根据权利要求1所述的混合动力车辆的控制装置,其特征在于,

上述变速为降档。

4. 根据权利要求2所述的混合动力车辆的控制装置,其特征在于,

上述发动机起动工序中的变速摩擦要素的切换方式为,首先使变速前及变速后都接合的变速摩擦要素成为滑动临界接合状态,然后将变速后断开的变速摩擦要素切换为滑动临界接合状态。

5. 根据权利要求2所述的混合动力车辆的控制装置,其特征在于,

上述发动机起动工序中的变速摩擦要素的切换方式为,首先使变速前接合且变速后断开的变速摩擦要素成为滑动临界接合状态,然后将变速后新接合的变速摩擦要素切换为滑动临界接合状态。

6. 根据权利要求2所述的混合动力车辆的控制装置,其特征在于,

上述发动机起动工序中的变速摩擦要素的切换方式为,首先使变速后接合的变速摩擦要素成为滑动临界接合状态,然后将变速后断开的变速摩擦要素切换为滑动临界接合状态。

7. 根据权利要求4所述的混合动力车辆的控制装置,其特征在于,

在从产生变速要求的时刻直至变速后接合的变速摩擦要素进行接合的期间,进行滑动临界状态的切换。

8. 根据权利要求1所述的混合动力车辆的控制装置,其特征在于,

即使在上述发动机起动工序期间车辆所要求的驱动力发生变化,也继续保持成为与上述车辆要求驱动力相当的扭矩传递容量的滑动临界接合状态。

9. 一种混合动力车辆的控制装置,具有:

发动机;

电动机/发电机;

离合器,其介于上述发动机及电动机/发电机之间,可以变更传递扭矩容量;

变速装置,其介于上述电动机/发电机及驱动车轮之间,可以利用多个变速摩擦要素的接合,选择2个或2个以上的动力传递路线;以及

控制器,其可以选择电动行驶模式和混合动力行驶模式,该电动行驶模式是在断开离合器的同时使变速装置成为可以传递动力的状态,该混合动力行驶模式是接合离合器而使变速装置成为可以传递动力的状态,

其特征在于,

上述控制器在上述电动行驶模式行驶中同时进行使上述离合器接合的发动机起动和上述变速装置的变速时,

发动机起动时,使上述多个变速摩擦要素中在变速前后进行断开/接合的任一个变速摩擦要素,成为滑动临界接合状态,在该滑动临界接合状态下,这些变速摩擦要素成为与车辆所要求的驱动力相当的扭矩传递容量。

10. 根据权利要求9所述的混合动力车辆的控制装置,其特征在于,

在利用断开侧的变速摩擦要素而成为滑动临界接合状态后,利用接合侧的变速摩擦要素成为滑动临界接合状态。

混合动力车辆的传动状态切换控制装置

技术领域

[0001] 本发明涉及一种混合动力车辆,其除了发动机以外,还可以利用来自电动机/发电机的动力行驶,其具有电动行驶(EV)模式和混合动力行驶(HEV)模式,该电动行驶模式是仅利用来自电动机/发电机的动力行驶,该混合动力行驶模式是可以利用来自发动机及电动机/发电机这两者的动力行驶。

[0002] 特别涉及一种传动状态切换控制技术,其适于在前者的EV模式下行驶中需要发动机输出而切换至后者的HEV模式时所要求的发动机起动、以及在切换电动机/发电机及驱动车轮之间的传动路径的变速时,切换混合动力车辆的传动状态时。

背景技术

[0003] 作为如上述所示的混合动力车辆中使用的混合动力驱动装置,已知专利文献1中记载的技术。

[0004] 该混合动力驱动装置的结构为,具有:电动机/发电机,其位于发动机及变速器之间;第1离合器,其将发动机及电动机/发电机间可分离地结合;以及第2离合器,其将电动机/发电机及变速器输出轴间可分离地结合。

[0005] 具有上述混合动力驱动装置的混合动力车辆,在断开第1离合器同时接合第2离合器的情况下,成为仅利用来自电动机/发电机的动力行驶的电动行驶(EV)模式,在第1离合器及第2离合器同时接合的情况下,成为能够利用来自发动机及电动机/发电机这两者的动力而行驶的混合动力行驶(HEV)模式。

[0006] 在上述混合动力车辆中,在上述EV模式下的行驶过程中,在因加速器的踩下操作而要求驱动力增大,需要发动机输出的情况下,从该EV模式切换为后者的HEV模式,但在该EV→HEV模式切换时,必须一边接合第1离合器而利用电动机/发电机使发动机起动,一边进行该模式切换。另外,有时候会因加速器的踩下而同时需要进行变速器的变速。

[0007] 另外,在该模式切换后的HEV模式行驶中,有时候也会因加速器操作或车速变化而需要进行变速器的变速。

[0008] 上述EV→HEV模式切换时的第1离合器的接合、由电动机/发电机起动发动机、变速器的变速、或在上述HEV模式下变速器的变速,都期望在短时间内无冲击地进行。

[0009] 但是,在包括专利文献1的现有技术中,都没有提出满足该要求的适当的控制技术。

[0010] 专利文献1:特开平11-082260号公报

发明内容

[0011] 为了实现上述要求,考虑以下方案,即,在从上述EV模式向HEV模式的模式切换时,利用第1离合器的接合及电动机/发电机使发动机起动的情况下,或在该模式切换时进行变速及在HEV模式下进行变速的情况下,选择性地断开电动机/发电机及驱动车轮之间的传动系统的离合器,以实现发动机起动时间及变速时间的缩短,同时伴随这些动作的扭

矩变化不会传递到驱动车轮。

[0012] 但是,在选择性地断开电动机/发电机及驱动车轮之间的传动系统的离合器的方案中,由于驱动车轮完全从动力源断开而产生驱动力消失的感觉,特别是在缓慢地操作加速器踏板的情况下,会出现产生不适感的问题。

[0013] 另外,可以考虑使用更复杂的方案,即,取代完全断开电动机/发电机及驱动车轮之间的传动系统的离合器,而对该离合器进行传递扭矩容量控制,以维持向驱动车轮的驱动力的状态,进行发动机起动或进行变速,

[0014] 但在对同一个加速器踏板操作同时产生发动机的起动要求和变速要求的情况下,必须在用于起动发动机的时序控制之后,进行用于变速的时序控制,或者相反,在用于变速的时序控制之后,进行用于起动发动机的时序控制,虽然解决了上述冲击的问题和与上述驱动力的消失感相关的问题,但又产生发动机起动或变速所需时间变长这一新问题。

[0015] 本发明的目的在于,提供一种混合动力车辆的传动状态切换控制装置,其继承对电动机/发电机及驱动车轮之间的传动系统的离合器进行传递扭矩容量控制,以维持向驱动车轮的驱动力的状态进行发动机起动或进行变速这一上述考虑方法,不但能够消除上述冲击的问题以及与上述驱动力消失感相关的问题,还能够通过同时进行用于发动机起动的控制和用于变速的控制,从而解决发动机起动和变速所需时间变长这一新问题。

[0016] 为了实现上述目的,本发明的混合动力车辆的传动状态切换装置具有技术方案1所记载的如下结构。

[0017] 首先,说明作为前提的混合动力车辆,其具有发动机及电动机/发电机作为动力源,在上述发动机及电动机/发电机之间具有能够变更传递扭矩容量的第1离合器,在电动机/发电机及驱动车轮之间具有能够变更传递扭矩容量的第2离合器,

[0018] 可以选择电动行驶模式,也可以选择混合动力行驶模式,该电动行驶模式是使发动机停止,通过断开第1离合器同时接合第2离合器,仅利用来自电动机/发电机的动力进行行驶的模式,该混合动力行驶模式是通过第1离合器及第2离合器同时接合,利用来自发动机及电动机/发电机这两者的动力进行行驶的模式。

[0019] 本发明的特征在于,在该混合动力车辆中,具有如下结构:在接合第2离合器的状态下进行的动力传递中,在使上述第1离合器接合而利用电动机/发电机起动上述发动机时,以及在将上述电动机/发电机及驱动车轮之间的传动路径切换为变速用时,使第2离合器的传递扭矩容量、或上述变速时应从接合状态断开的断开侧变速摩擦要素的传递扭矩容量、或上述变速时应从断开状态接合的接合侧变速摩擦要素的传递扭矩容量,成为与驾驶员要求的驱动力要求值对应的传递扭矩容量。

[0020] 发明的效果

[0021] 根据上述本发明所涉及的混合动力车辆的传动状态切换控制装置,可以得到以下的作用效果。

[0022] 即,由于在使第1离合器接合而利用电动机/发电机起动发动机时、以及将电动机/发电机及驱动车轮之间的传动路径切换为变速用时,使第2离合器的传递扭矩容量、或断开侧变速摩擦要素的传递扭矩容量、或接合侧变速摩擦要素的传递扭矩容量,成为与驾驶员要求的驱动力要求值对应的传递扭矩容量,

[0023] 所以,在将向驱动车轮的驱动力保持为与驾驶者要求的驱动力要求值对应的驱动

力的状态下,进行上述发动机起动或变速,从而可以解决与驱动力消失感相关的上述问题,同时利用第 2 离合器、或断开侧变速摩擦要素、或接合侧变速摩擦要素的滑动吸收超过驱动力要求值的扭矩变化,可以解决上述冲击的问题。

[0024] 进而由于同样的理由,通过使电动机 / 发电机的扭矩成为超过驾驶员要求的驱动力要求值的大值,在使向驱动车轮的驱动力保持与驾驶者要求的驱动力要求值对应的驱动力的状态下,可以利用剩余部分的电动机 / 发电机扭矩进行发动机的起动,同时在该发动机起动中,利用断开侧变速摩擦要素的断开及接合侧变速摩擦要素的接合,可以同时进行变速,从而可以解决发动机起动及变速所需时间变长这一上述新问题。

附图说明

[0025] 图 1 是表示可以使用本发明的传动状态切换控制装置的混合动力车辆的动力传动系统的概略平面图。

[0026] 图 2 是表示可以使用本发明的传动状态切换控制装置的另一混合动力车辆的动力传动系统的概略平面图。

[0027] 图 3 是表示可以使用本发明的传动状态切换控制装置的又一混合动力车辆的动力传动系统的概略平面图。

[0028] 图 4 是表示图 1 至 3 所示的动力传动系统中的自动变速器的骨架图。

[0029] 图 5 是图 4 所示的自动变速器的共线图。

[0030] 图 6 是表示图 4 所示的自动变速器中的变速摩擦要素的接合组合和自动变速器的选择变速档之间的关系的接合理论图。

[0031] 图 7 是表示图 3 所示的动力传动系统的控制系统的框图。

[0032] 图 8 是表示该控制系统中的总体控制器执行的基本驱动力控制的程序的流程图。

[0033] 图 9 是图 7 所示的控制系统中的总体控制器执行的 EV → HEV 模式切换控制及 5 → 4 降档控制的动作时序图。

[0034] 图 10 是图 7 所示的控制系统中的总体控制器执行的 5 → 4 降档控制及 EV → HEV 模式切换控制的动作时序图。

[0035] 图 11 是将断开侧变速摩擦要素作为第 2 离合器使用的情况下,进行 5 → 4 降档控制及 EV → HEV 模式切换控制的动作时序图。

[0036] 图 12 是使用断开侧变速摩擦要素作为第 2 离合器的情况下的 EV → HEV 模式切换控制及 5 → 4 降档控制的动作时序图。

[0037] 图 13 是使用接合侧变速摩擦要素作为第 2 离合器的情况下的 5 → 4 降档控制及 EV → HEV 模式切换控制的动作时序图。

[0038] 图 14 是使用接合侧变速摩擦要素作为第 2 离合器的情况下的 EV → HEV 模式切换控制及 5 → 4 降档控制的动作时序图。

[0039] 图 15 是使用在变速中也保持接合状态的变速摩擦要素作为第 2 离合器的情况下的、表示 HEV 模式下的变速控制的动作时序图。

[0040] 图 16 是使用断开侧变速摩擦要素作为第 2 离合器的情况下的、表示 HEV 模式下的变速控制的动作时序图。

[0041] 图 17 是使用接合侧变速摩擦要素作为第 2 离合器的情况下的、表示 HEV 模式下的

变速控制的动作时序图。

具体实施方式

[0042] 下面,基于附图所示的实施例,详细说明本发明的实施方式。

[0043] 图 1 是表示前置发动机・后轮驱动式混合动力车辆的动力传动系统,其具有可以使用本发明的控制装置的混合动力驱动装置,1 是发动机,2 是驱动车轮(后轮)。

[0044] 在图 1 所示的混合动力车辆的动力传动系统中,与普通的后轮驱动车相同地,在发动机 1 的前后方向上的后方串联配置自动变速器 3。

[0045] 电动机/发电机 5 作为电动机起作用或作为发电机起作用,配置在发动机 1 及自动变速器 3 之间。

[0046] 在该电动机/发电机 5 及发动机 1 之间,更具体地说,在轴 4 和发动机曲轴 1a 之间插入第 1 离合器 6,利用该第 1 离合器 6 将发动机及电动机/发电机 5 之间可分离地结合。

[0047] 在这里,第 1 离合器 6 可以连续地或有级地变更传递扭矩容量。例如第 1 离合器 6 由湿式多板离合器构成,其使用比例螺线管连续地控制离合器工作油流量以及离合器工作油压,以可以变更传递扭矩容量。

[0048] 在电动机/发电机 5 以及自动变速器 3 之间,更具体地说,在轴 4 和变速器输入轴 3a 之间插入第 2 离合器 7,利用该第 2 离合器 7 将电动机/发电机 5 以及自动变速器 3 之间可分离地结合。

[0049] 第 2 离合器 7 也与第 1 离合器 6 同样地,可以使传递扭矩容量连续地或有级地变化。例如第 2 离合器 7 由湿式多板离合器构成,其使用比例螺线管连续地控制离合器工作油流量以及离合器工作油压,以可以变更传递扭矩容量。

[0050] 自动变速器 3 与 2003 年 1 月、日产自动车(株)发行“スカイライン新型车(CV35 型车)说明书”第 C-9 页~C-22 页所述的相同,其通过选择性地接合或断开多个变速摩擦要素(离合器或制动器等),利用这些变速摩擦要素的接合、断开组合来确定传动路径(变速档)。

[0051] 因此,自动变速器 3 将来自输入轴 3 的旋转以与选择变速档对应的传动比变速,输出给输出轴 3b。

[0052] 该输出旋转利用差动齿轮装置 8 分配并传递至左右后轮 2,以用于车辆的行驶。

[0053] 但是自动变速器 3 不限于上述有级式的,也可以是无级变速器。

[0054] 自动变速器 3 如图 4 所示,下面说明其概略。

[0055] 输入输出轴 3a、3b 配置为同轴对接关系,在该输入输出轴 3a、3b 上,从发动机 1(电动机/发电机 5)侧,依次搭载设置前行星齿轮组 Gf、中心行星齿轮组 Gm、以及后行星齿轮组 Gr,将它们作为自动变速器 3 中的行星齿轮变速机构的主要构成要素。

[0056] 距离发动机 1(电动机/发电机 5)最近的前行星齿轮组 Gf 采用下述的简单行星齿轮组,其由前太阳轮 Sf、前齿圈 Rf、与它们啮合的前小齿轮 Pf、以及可自由旋转地支撑该前小齿轮的前托架 Cf 构成。

[0057] 距离发动机 1(电动机/发电机 5)其次近的中心行星齿轮组 Gm 采用下述的简单行星齿轮组,其由中心太阳轮 Sm、中心齿圈 Rm、与它们啮合的中心小齿轮 Pm、以及可自由旋

转地支撑该中心小齿轮的中心托架 Cm 构成。

[0058] 距离发动机 1 (电动机 / 发电机 5) 最远的后行星齿轮组采用下述的简单行星齿轮组,其由后太阳轮 Sr、后齿圈 Rr、与它们啮合的后小齿轮 Pr、以及可自由旋转地支撑该后小齿轮的后托架 Cr 构成。

[0059] 作为确定行星齿轮变速机构的传动路径 (变速档) 的变速摩擦要素,设置前制动器 Fr/B、输入离合器 I/C、高低速倒档离合器 H & LR/C、直接换档离合器 D/C、倒车制动器 R/B、低耗制动器 LC/B、以及前进档制动器 FWD/B,使它们与 3 档单向离合器 3rd/OWC、1 档单向离合器 1st/OWC 以及前进档单向离合器 FWD/OWC 同时,在以下说明所述的行星齿轮组 Gf、Gm、Gr 的上述结构元素的基础上,构成自动变速器 3 的行星齿轮变速机构。

[0060] 前齿圈 Rf 与输入轴 3a 结合,中心齿圈 Rm 可以利用输入离合器 I/C 适当地与输入轴 3a 结合。

[0061] 前太阳轮 Sf 经由 3 速单向离合器 3rd/OWC,不会向与发动机 1 的旋转方向相反的方向旋转,同时可以利用相对于 3 速单向离合器 3rd/OWC 并列配置的前制动器 Fr/B 适当地固定。

[0062] 将前托架 Cf 与后齿圈 Rr 相互结合,将中心齿圈 Rm 与后托架 Cr 相互结合。

[0063] 中心托架 Cm 与输出轴 3b 结合。中心太阳轮 Sm 以及后太阳轮 Sr 之间,经由 1 档单向离合器 1st/OWC,使得中心太阳轮 Sm 不会相对于后太阳轮 Sr 向与发动机 1 的旋转方向相反的方向旋转。此外,可以利用高低速倒档离合器 H & LR/C,将中心太阳轮 Sm 及后太阳轮 Sr 相互结合。

[0064] 后太阳轮 Sr 以及后托架 Cr 之间可以利用直接换档离合器 D/C 结合,可以利用倒车制动器 R/B 将后托架 Cr 适当地固定。

[0065] 中心太阳轮 Sm 还利用前进档制动器 FWD/B 以及前进档单向离合器 FWD/OWC,使其在前进档制动器 FWD/B 的接合状态下,不向与发动机 1 的旋转方向相反的方向旋转。另外,中心太阳轮 Sm 可以利用低耗制动器 LC/B 恰当地固定,为此,使低耗制动器 LC/B 相对于前进档制动器 FWD/B 以及前进档单向离合器 FWD/OWC 并列设置。

[0066] 上述行星齿轮变速机构的动力传递列如果由共线图表示,则如图 5 所示,利用 7 个变速摩擦要素 Fr/B、I/C、H & LR/C、D/C、R/B、LC/B、FWD/B 以及 3 个单向离合器 3rd/OWC、1st/OWC、FWD/OWC 的由图 6 的○标记以及●标记 (发动机制动时) 所示的选择性卡合,可以得到前进第 1 档 (1st)、前进第 2 档 (2nd)、前进第 3 档 (3rd)、前进第 4 档 (4th) 以及前进第 5 档 (5th) 的前进变速档和后退变速档 (Rev)。

[0067] 在具有上述自动变速器 3 的图 1 的动力传动系统中,在要求用于包括从停车状态起步时等低负载、低车速时的电动行驶 (EV) 模式的情况下,断开第 1 离合器 6、接合第 2 离合器 7,使自动变速器 3 成为动力传递状态。

[0068] 如果以该状态驱动电动机 / 发电机 5,则仅来自该电动机 / 发电机 5 的输出旋转到达变速器输入轴 3a,自动变速器 3 将向该输入轴 3a 输入的旋转,对应选择中的变速档进行变速,利用变速器输出轴 3b 输出。

[0069] 来自变速器输出轴 3b 的旋转经过差动齿轮装置 8 直至后轮 2,以使得车辆能够仅利用电动机 / 发电机 5 进行电动行驶 (EV 行驶)。

[0070] 在要求用于高速行驶时、大负载行驶时、蓄电池可输出少时等的混合动力行驶

(HEV 行驶) 模式的情况下, 将第 1 离合器 6 以及第 2 离合器 7 同时接合, 使自动变速器 3 成为动力传递状态。

[0071] 在该状态下, 来自发动机 1 的输出旋转或者来自发动机 1 以及来自电动机 / 发电机这二者的输出旋转到达变速器输入轴 3a, 自动变速器 3 将向该输入轴 3a 输入的旋转, 对应选择中的变速档进行变速, 利用变速器输出轴 3b 输出。

[0072] 来自变速器输出轴 3b 的旋转经过差动齿轮装置 8 直至后轮 2, 以使得车辆能够利用发动机 1 以及电动机 / 发电机 5 这二者进行混合动力行驶 (HEV 行驶)。

[0073] 在该 HEV 行驶过程中, 在以最佳油耗运转发动机 1 而能量有剩余的情况下, 利用该剩余能量使电动机 / 发电机 5 作为发电机工作, 由此将剩余能量转换为电力。为了将该发电电力用于电动机 / 发电机 5 的电动机驱动而进行蓄电, 由此能够改善发动机 1 的油耗。

[0074] 此外, 在图 1 中, 是在电动机 / 发电机 5 以及自动变速器 3 之间, 插入使电动机 / 发电机 5 以及驱动车轮 2 可分离地结合的第 2 离合器 7, 但也可以如图 2 所示, 使第 2 离合器 7 插入自动变速器 3 以及差动齿轮装置 8 之间, 可以实现同样的功能。

[0075] 另外, 在图 1 以及图 2 中, 作为第 2 离合器 7, 是在自动变速器 3 之前或之后增加专用的单元, 但也可以取代之, 作为第 2 离合器 7, 如图 3 所示借用在自动变速器 3 内已有的前进变速档选择用的变速摩擦要素或后退变速档选择用的变速摩擦要素。

[0076] 关于作为第 2 离合器 7 借用的自动变速器 3 的变速摩擦要素如后所述。

[0077] 该情况下, 在第 2 离合器 7 实现前述模式选择功能的基础上, 还能够为了在实现该功能而接合时, 通过使自动变速器向对应变速档变速而成为动力传递状态, 因为不需要专用的第 2 离合器, 所以在成本方面有很大优势。

[0078] 构成图 1 ~ 3 所示的混合动力车辆的动力传动系统的发动机 1、电动机 / 发电机 5、第 1 离合器 6 以及第 2 离合器 7, 利用图 7 所示的系统进行控制。

[0079] 并且, 在以下说明中, 展开说明动力传动系统为图 3 所示的结构 (借用自动变速器 3 内已有的变速摩擦要素作为第 2 离合器 7) 的情况。

[0080] 图 7 的控制系统具有总体控制动力传动系统的工作点的总体控制器 20, 由目标发动机扭矩 t_{Te} 、目标电动机 / 发电机扭矩 t_{Tm} (也可以是目标电动机 / 发电机转速 t_{Nm})、第 1 离合器 6 的目标传递扭矩容量 t_{Tc1} (第 1 离合器指令压力 t_{Pc1})、以及第 2 离合器 7 的目标传递扭矩容量 t_{Tc2} (第 2 离合器指令压力 t_{Pc2}) 规定动力传动系统的工作点。

[0081] 为了确定上述动力传动系统的工作点, 向总体控制器 20 中输入以下信号:

[0082] 来自发动机转速传感器 11 的信号, 该发动机转速传感器 11 检测发动机转速 N_e ;

[0083] 来自电动机 / 发电机转速传感器 12 的信号, 该电动机 / 发电机转速传感器 12 检测电动机 / 发电机转速 N_m ;

[0084] 来自输入转速传感器 13 的信号, 该输入转速传感器 1 检测变速器输入转速 N_i ;

[0085] 来自输出转速传感器 14 的信号, 该输出转速传感器 14 检测变速器输出转速 N_o ;

[0086] 来自加速器开度传感器 15 的信号, 该加速器开度传感器 15 检测表示发动机 1 的要求负载状态的加速器踏板踏入量 (加速器开度 $AP0$); 以及

[0087] 来自蓄电状态传感器 16 的信号, 该蓄电状态传感器 16 检测储存电动机 / 发电机 5 用的电力的蓄电池 9 的蓄电状态 SOC 。

[0088] 此外, 在上述传感器中, 发动机转速传感器 11、电动机 / 发电机转速传感器 12、输

入转速传感器 13 以及输出转速传感器 14 可以分别如图 1 ~ 3 所示进行配置。

[0089] 总体控制器 20 由上述输入信息中的加速器开度 $AP0$ 、蓄电池蓄电状态 SOC 以及变速器输出转速 No (车速 VSP)，选择可以实现驾驶者所希望的车辆驱动力的驾驶模式 (EV 模式、HEV 模式)，同时，分别运算目标发动机扭矩 tTe 、目标电动机 / 发电机扭矩 tTm (或者目标电动机 / 发电机转速 tNm)、目标第 1 离合器传递扭矩容量 $tTc1$ (或者第 1 离合器指令压力 $tPc1$) 以及目标第 2 离合器传递扭矩容量 $tTc2$ (或者第 2 离合器指令压力 $tPc2$)。

[0090] 目标发动机扭矩 tTe 被提供给发动机控制器 21，目标电动机 / 发电机扭矩 tTm 被提供给电动机 / 发电机控制器 22。

[0091] 发动机控制器 21 控制发动机 1，以使得发动机扭矩 Te 达到目标发动机扭矩 tTe ，电动机 / 发电机控制器 22 通过蓄电池 9 以及逆变器 10 控制电动机 / 发电机 5，以使得电动机 / 发电机 5 的扭矩 Tm (或者转速 Nm) 达到目标电动机 / 发电机扭矩 tTm (或者目标电动机 / 发电机转速 tNm)。

[0092] 总体控制器 20 将与目标第 1 离合器传递扭矩容量 $tTc1$ 以及目标第 2 离合器传递扭矩容量 $tTc2$ 相对应的螺线管电流，提供给第 1 离合器 6 以及第 2 离合器 7 的油压控制螺线管 (未图示)。然后，总体控制器 20 分别进行第 1 离合器 6 以及第 2 离合器 7 的接合力控制，以使得第 1 离合器 6 的传递扭矩容量 $Tc1$ 与目标传递扭矩容量 $tTc1$ 一致，并且，使得第 2 离合器 7 的传递扭矩容量 $Tc2$ 与目标第 2 离合器传递扭矩容量 $tTc2$ 一致。

[0093] 总体控制器 20 利用图 8 所示的主程序，执行上述驾驶模式 (EV 模式、HEV 模式) 的选择，以及目标发动机扭矩 tTe 、目标电动机 / 发电机扭矩 tTm 、目标第 1 离合器传递扭矩容量 $tTc1$ 、以及目标第 2 离合器传递扭矩容量 $tTc2$ 的运算。

[0094] 首先在步骤 S1 中，利用预定的到达目标驱动力对应图，由加速器开度 $AP0$ 以及车速 VSP ，运算恒定的到达目标驱动力 $tFo0$ 。

[0095] 然后，在步骤 S2 中，根据预定的变速对应图，由加速器开度 $AP0$ 以及车速 VSP 确定目标变速档 $SHIFT$ ，在步骤 S9 中将其向自动变速器 3 的变速控制部 (未图示) 指令，使自动变速器变速到目标变速档 $SHIFT$ 。

[0096] 在步骤 S3 中，使用目标驾驶模式区域对应图，由加速器开度 $AP0$ 以及车速 VSP ，确定作为目标的驾驶模式 (EV 模式、HEV 模式)。

[0097] 作为目标驾驶模式，通常以在高负载 (大加速器开度)、高车速时采用 HEV 模式，在低负载、低车速时采用 EV 模式的方式，确定上述目标驾驶模式区域图。

[0098] 在其后的步骤 S4 中，通过当前的驾驶模式与上述目标驾驶模式的对比，如下所述地进行驾驶模式切换运算。

[0099] 如果当前的驾驶模式与目标驾驶模式一致，则指令保持当前的驾驶模式为 EV 模式或 HEV 模式，

[0100] 如果当前的驾驶模式为 EV 模式，而目标驾驶模式为 HEV 模式，则指令从 EV 模式向 HEV 模式的模式切换，

[0101] 如果当前的驾驶模式为 HEV 模式，而目标驾驶模式为 EV 模式，则指令其从 HEV 模式向 EV 模式的模式切换。

[0102] 然后，通过将该指令在步骤 S9 中输出，依照指令进行模式保持或模式切换。

[0103] 在步骤 S5 中，运算由当前的驱动力，以具有规定调整量的响应转换到在步骤 S1 中

求得的到达目标驱动力 t_{Fo0} 所需要的各个时刻的过渡目标驱动力 t_{Fo} 。

[0104] 在该运算时,例如可以将使到达目标驱动力 t_{Fo0} 通过规定时间常数的低通滤波器后得到的输出,作为过渡目标驱动力 t_{Fo} 。

[0105] 在步骤 S6 中,对应于驾驶模式 (EV 模式、HEV 模式) 或模式切换,根据过渡目标驱动力 t_{Fo} 、驱动车轮 2 的轮胎有效半径 R_t 、最终传动比 i_f 、由当前选择变速档确定的自动变速器 3 的传动比 i_G 、自动变速器 3 的输入转速 N_i 、发动机转速 N_e 、与蓄电池蓄电状态 SOC (可输出电力) 对应的目标放电电力 t_P ,运算与电动机 / 发电机 5 共同或单独实现过渡目标驱动力 t_{Fo} 所需的目标发动机扭矩 t_{Te} 。

[0106] 在步骤 S9 中,向图 7 的发动机控制器 21 指令这样确定的目标发动机扭矩 t_{Te} ,发动机控制器 21 控制发动机 1,以实现目标发动机扭矩 t_{Te} 。

[0107] 在步骤 S7 中,对应于驾驶模式 (EV 模式、HEV 模式) 或模式切换,运算实现过渡目标驱动力 t_{Fo} 所必须的、或者实现模式切换所必须的,第 1 离合器 6 以及第 2 离合器 7 的目标传递扭矩容量 t_{Tc1} 、 t_{Tc2} ,在步骤 S9 中,向图 7 的第 1 离合器 6 以及第 2 离合器 7 指令这样确定的第 1 离合器 7 以及第 2 离合器 7 的目标传递扭矩容量 t_{Tc1} 、 t_{Tc2} ,进行接合力控制,以使得第 1 离合器 6 以及第 2 离合器 7 成为目标传递扭矩容量 t_{Tc1} 、 t_{Tc2} 。

[0108] 在步骤 S8 中,对应于驾驶模式 (EV 模式、HEV 模式) 或模式切换,由过渡目标驱动力 t_{Fo} 、驱动车轮 2 的轮胎有效半径 R_t 、最终传动比 i_f 、由当前的选择变速档确定的自动变速器 3 的传动比 i_G 、自动变速器 3 的输入转速 N_i 、发动机转速 N_e 以及蓄电池蓄电状态 SOC (可输出电力) 对应的目标放电电力 t_P ,求出与发动机 1 共同或单独实现过渡目标驱动力 t_{Fo} 所需的目标电动机 / 发电机扭矩 t_{Tm} 。

[0109] 在步骤 S9 中,向图 7 的电动机 / 发电机控制器 22 指令这样确定的目标电动机 / 发电机扭矩 t_{Tm} ,电动机 / 发电机控制器 22 进行控制,以使得电动机 / 发电机 5 实现目标电动机 / 发电机扭矩 t_{Tm} 。

[0110] 以上是通常的混合动力车辆的动力传动系统的驱动力控制。如图 9 所示说明本发明的目的的 EV $\rightarrow$ HEV 模式切换控制。

[0111] 具体而言,对于在瞬时 t_1 之后因加速器踏板的踩下而加速器开度 AP_0 增大,随之发出 EV $\rightarrow$ HEV 模式切换指令,同时自动变速器 3 进行从 5 档向 4 档降档 (变速) 的情况,进行以下说明。

[0112] 另外,由于 EV $\rightarrow$ HEV 模式切换如前所述,是从断开第 1 离合器 6、停止发动机 1 并接合第 2 离合器 7 而仅利用来自电动机 / 发电机 5 的动力驱动车轮 2 的电动行驶 (EV) 模式,向接合第 1 离合器 6 而利用经由该第 1 离合器的动力使发动机 1 起动并利用来自发动机 1 及电动机 / 发电机 5 的动力驱动车轮 2 的混合动力行驶 (HEV) 模式的切换,所以在接合第 1 离合器 6 同时对电动机 / 发电机 5 进行驱动力控制,以实现该 EV $\rightarrow$ HEV 模式切换。

[0113] 另外,自动变速器 3 的上述从 5 档向 4 档的降档,如图 6 的接合理论图中标记箭头所示,通过在使接合状态的前制动器 Fr/B 断开 (将其称为断开侧变速摩擦要素) 的同时,使断开状态的直接换档离合器 D/C 接合 (将其称为接合侧变速摩擦要素) 来实现。

[0114] 另外,在该变速中,高低速倒档离合器 $H \& LR/C$ 由图 6 的接合理论图可知,继续保持接合状态,具有在变速前后的 5 档及 4 档两者中使自动变速器 3 成为传动状态的功能。

[0115] 并且,在本实施例中,将高低速倒档离合器 $H \& LR/C$ 作为图 3 的第 2 离合器 7 使

用,在图 9 中,由 $tTc2$ 表示其传递扭矩容量的指令值,由 $Tc2$ 表示其实际值。

[0116] 另外,在图 9 中,由 tTc 表示与直接换档离合器 D/C(接合侧变速摩擦要素)的传递扭矩容量相关的指令值,由 Tc 表示其实际值,由 tTo 表示与前制动器 Fr/B(断开侧变速摩擦要素)的传递扭矩容量相关的指令值,由 To 表示其实际值。

[0117] 另外,在图 9 中,由 $tPc1$ 表示图 3 中的第 1 离合器 6 的指令压力,由 $Pc1$ 表示其实际压力,由 $Tc1$ 表示其传递扭矩容量。

[0118] 但是,第 1 离合器 6 在常态(实际压力 $Pc1 = 0$)时接合,其传递扭矩容量 $Tc1$ 为最大值,随着控制为趋向其指令压力 $tPc1$ 的实际压力 $Pc1$ 上升,传递扭矩容量 $Tc1$ 降低。

[0119] 另外,在图 9 中还一同标记了电动机/发电机 5 的转速指令值(电动机转速指令值) tNm 、其实际转速(电动机转速) Nm 、发动机 1 的发动机转速 Ne 、自动变速器 3 的变速器输入转速 Ni 、发动机 1 的发动机扭矩 Te 、电动机/发电机 5 的电动机扭矩 Tm 以及变速器输出扭矩。

[0120] 如图 9 所示,伴随着从瞬时 $t1$ 开始的加速器开度 $AP0$ (要求驱动力)的增大,电动机/发电机 5 的电动机扭矩 Tm 及电动机转速 Nm 如图所示增大。与此同时,为了可以将此时的电动机扭矩 Tm 能够全部传递至驱动车轮 2,使作为第 2 离合器 7 的高低速倒档离合器 H & LR/C 的传递扭矩容量 $Tc2$ 如图所示增大,从而与变速目标输出扭矩对应。

[0121] 另一方面,由于加速器开度 $AP0$ (要求驱动力)增大,需要发动机动力,其结果,在瞬时 $t2$ 发出从电动行驶(EV)模式向混合动力行驶(HEV)模式的 EV → HEV 模式切换指令。其结果,利用如虚线所示追随控制降低的指令压力 $tPc1$ 的实际压力 $Pc1$ (利用预充电控制和备用(standby)控制),虽然传递扭矩容量 $Tc1$ 仍然为 0,但使第 1 离合器 6 迅速成为即将开始接合之前的状态。

[0122] 然后,从由 EV → HEV 模式切换指令瞬时 $t2$ 经过设定时间 $TM1$ 的瞬时 $t3$,为了提高电动机/发电机 5 的转速而用于起动发动机,使转速指令值 tNm 向发动机起动用的目标值升高,并使电动机扭矩 Tm 上升,以使电动机转速 Nm 追随该转速指令值 tNm 。

[0123] 由此,由于作为第 2 离合器 7 的高低速倒档离合器 H & LR/C 使其传递扭矩容量 $Tc2$ 如上所述与变速器目标输出扭矩对应,因此根据电动机扭矩 Tm 的上升量而开始滑动。

[0124] 另外,如上所述在使电动机/发电机 5 的转速指令值 tNm 向发动机起动用的目标值上升时,如图所示分为 2 个阶段进行,以使得作为第 2 离合器 7 的高低速倒档离合器 H & LR/C 的上述滑动平滑地进行。

[0125] 另外,作为第 2 离合器 7 的高低速倒档离合器 H & LR/C 开始滑动后,使电动机/发电机 5 的转速指令值 tNm 成为发动机起动用目标转速及第 2 离合器(高低速倒档离合器 H & LR/C)的前后转速差(即高低速倒档离合器 H & LR/C 的驱动侧和被驱动侧的转速差)之和。

[0126] 监视第 2 离合器 7(高低速倒档离合器 H & LR/C)开始滑动后,其前后转速差大于或等于发动机起动用的目标转速差的状态的持续时间,从该持续时间到达规定时间后的瞬时 $t4$,降低第 1 离合器 6 的指令压力 $tPc1$,以使得第 1 离合器 6 开始接合而具有传递扭矩容量 $Tc1$ 。

[0127] 在所述第 1 离合器 6 的接合开始时,利用其传递扭矩容量 $Tc1$,由发动机转速 Ne 及发动机扭矩 Te 的波形可以看出发动机 1 开始起动,但此时以使得发动机转速 Ne 例如在 0.3

秒中提高至 1000rpm 的方式,确定紧接着瞬时 t_4 之后的第 1 离合器 6 的指令压力 $tPc1$ (传递扭矩容量 $Tc1$)。

[0128] 在因上述发动机 1 的起动,发动机转速 N_e 和电动机 / 发电机 5 的转速 N_m 之间的转速差、即第 1 离合器 6 的前后转速差,达到离合器接合冲击方面不会产生问题的小的设定值的瞬时 t_6 ,使第 1 离合器 6 的指令压力 $tPc1$ 为 0。对其进行追随,由于利用被降低控制的实际压力 $Pc1$ 使第 1 离合器 6 完全接合,其传递扭矩容量 $Tc1$ 趋向最大值。

[0129] 在瞬时 t_4 及 t_6 之间的 $5 \rightarrow 4$ 降档指令瞬时 t_5 ,作为断开侧变速摩擦要素的前制动器 Fr/B 的传递扭矩容量指令值 tTo ,降低至相当于作为第 2 离合器 7 的高低速倒档离合器 $H \& LR/C$ 的传递扭矩容量的值,使作为断开侧变速摩擦要素的前制动器 Fr/B 的实际传递扭矩容量 To ,以追随传递扭矩容量指令值 tTo 的方式降低。

[0130] 由此,作为断开侧变速摩擦要素的前制动器 Fr/B ,取代作为第 2 离合器 7 的高低速倒档离合器 $H \& LR/C$ 进行滑动,检测到前制动器 Fr/B 的滑动开始后,使高低速倒档离合器 $H \& LR/C$ 的传递扭矩容量指令值 $tTc2$ 提高至完全接合所需的值,利用追随控制它的实际容量 $Tc2$,使高低速倒档离合器 $H \& LR/C$ 完全接合,由此进行从高低速倒档离合器 $H \& LR/C$ 向前制动器 Fr/B 的滑动要素的切换。

[0131] 另外,在 $5 \rightarrow 4$ 降档指令瞬时 t_5 ,还利用追随控制如虚线所示降低的传递扭矩容量指令值 tTc 的实际传递扭矩容量 Tc (利用预充电控制和备用控制),使作为接合侧变速摩擦要素的直接换档离合器 D/C 迅速成为即将开始接合之前的状态。

[0132] 如上述所示,在瞬时 t_4 之后判定用于发动机起动而开始接合的第 1 离合器 6 完全接合 (图 9 中表示为完全接合判定) 后,在判定发动机扭矩 T_e 稳定 ($tTc2 - T_m > \text{设定值}$) 的瞬时 t_7 ,使电动机 / 发电机 5 的转速指令值 tNm 具有虚线所示的规定的时间常数而上升至变速后目标转速,控制电动机扭矩 T_m 以使电动机转速 N_m 追随转速指令值 tNm 。

[0133] 另外,在判定上述的第 1 离合器 6 的完全接合 (在图 9 中表示为完全接合判定) 时,可以根据下述时间中较快的一个判定第 1 离合器 6 完全接合,即,由第 1 离合器 6 的行程量可以推定的传递扭矩容量 $Tc1$ 成为规定值时,或者从瞬时 t_6 开始经过设定时间 $TM2$ 时。

[0134] 在判定上述的由作为断开侧变速摩擦要素的前制动器 Fr/B 进行的断开、和由作为接合侧变速摩擦要素的直接换档离合器 D/C 进行的接合的切换来进行的 $5 \rightarrow 4$ 降档结束时 t_8 ,例如判定变速器输出转速 N_o 达到最终目标值的 90% 的瞬时 t_8 ,使作为断开侧变速摩擦要素的前制动器 Fr/B 的传递扭矩容量指令值 tTo ,以与加速器开度 $AP0$ 、车速 VSP 对应的时间变化梯度趋向 0,利用追随控制它的实际传递扭矩容量 To ,使前制动器 Fr/B 从上述滑动状态完全断开,同时使作为接合侧变速摩擦要素的直接换档离合器 D/C 的传递扭矩容量指令值 tTc 为 0,利用追随控制它的实际传递扭矩容量 Tc ,使直接换档离合器 D/C 完全接合,利用它们在瞬时 t_9 完成 $5 \rightarrow 4$ 降档。

[0135] 另外,使完成 $EV \rightarrow HEV$ 模式切换控制而转换至 HEV 模式控制的定时,是从作为第 2 离合器 7 的高低速倒档离合器 $H \& LR/C$ 的前后转速差成为小于表示接合完成的设定值开始,经过固定的充裕时间之后的时刻。

[0136] 根据以上说明的本实施例的混合动力车辆的传动状态切换控制,

[0137] 在使第 1 离合器 6 接合而利用电动机 / 发电机 5 起动发动机的 $EV \rightarrow HEV$ 模式切换时,以及之后利用自动变速器 3 的变速而切换电动机 / 发电机 5 及驱动车轮 2 之间的传

动路径时，

[0138] 由于首先使第 2 离合器 7 的传递扭矩容量 T_{c2} 成为与驾驶员要求的驱动力要求值对应的传递扭矩容量，然后经过使断开侧变速摩擦要素（前制动器 Fr/B ）的传递扭矩容量成为相当于第 2 离合器 7 的传递扭矩容量 T_{c2} 的值、即与驾驶员要求的驱动力要求值对应的传递扭矩容量的流程，进行上述顺序的 EV → HEV 模式切换及自动变速器 3 的变速，

[0139] 所以以将向驱动车轮 2 的驱动力维持为与驾驶员要求的驱动力要求值对应的驱动力的状态，进行 EV → HEV 模式切换及自动变速器 3 的变速，

[0140] 从而能够解决与驱动力的消失感相关的上述问题，同时利用第 2 离合器 7 或断开侧变速摩擦要素（前制动器 Fr/B ）的滑动，吸收超过驱动力要求值的扭矩变化，能够解决上述的冲击问题。

[0141] 另外根据同样的理由，通过使电动机 / 发电机 5 的扭矩成为超过驾驶员要求的驱动力要求值的大值，可以在使向驱动车轮 2 的驱动力维持与驾驶员要求的驱动力要求值对应的驱动力的状态下，利用剩余部分的电动机 / 发电机扭矩，进行发动机 1 的起动，同时在该发动机起动中，利用断开侧变速摩擦要素（前制动器 Fr/B ）的断开及接合侧变速摩擦要素（直接换档离合器 D/C ）的接合，可以同时进行变速，可以解决发动机起动及变速所需时间变长这一上述新问题。

[0142] 另外，在上述中，如图 9 所示，对在 EV → HEV 模式切换要求（发动机起动要求）之后产生变速要求的情况进行了说明，但相反，对于在 EV → HEV 模式切换要求（发动机起动要求）之前产生变速要求的情况，如图 10 所示进行控制。

[0143] 即，从表示为第 I 阶段的 EV 模式状态开始，首先在第 II 阶段中，使第 2 离合器 7 的传递扭矩容量 T_{c2} 成为与驾驶员要求的驱动力要求值对应的传递扭矩容量，以成为与超过驱动力要求值的扭矩随动而第 2 离合器 7 可以滑动的状态。

[0144] 在之后的第 III 阶段中，在与变速要求相呼应而断开断开侧变速摩擦要素（前制动器 Fr/B ）时，使其传递扭矩容量 T_o 成为与第 2 离合器 7 的传递扭矩容量 T_{c2} 相当的值、即与驾驶员要求的驱动力要求值对应的传递扭矩容量，同时通过断开第 2 离合器 7，进行从第 2 离合器 7 向断开侧变速摩擦要素（前制动器 Fr/B ）的滑动要素的切换。

[0145] 在此状态下，在第 IV 阶段中，开始第 1 离合器 6 的接合，电动机 / 发电机 5 通过与上述相同的控制开始发动机 1 的起动控制。

[0146] 上述发动机 1 的起动控制开始后，在第 V 阶段中，继续进行断开侧变速摩擦要素（前制动器 Fr/B ）的上述传递扭矩容量控制，成为与超过驾驶员要求的驱动力要求值的扭矩随动而断开侧变速摩擦要素（前制动器 Fr/B ）可以滑动的状态。

[0147] 在之后的第 VI 阶段中，使作为接合侧变速摩擦要素的直接换档离合器 D/C 的传递扭矩容量 T_c 成为相当于断开侧变速摩擦要素（前制动器 Fr/B ）的传递扭矩容量 T_o 的值、即与驾驶员要求的驱动力要求值对应的传递扭矩容量，同时断开断开侧变速摩擦要素（前制动器 Fr/B ），通过从断开侧变速摩擦要素（前制动器 Fr/B ）向接合侧变速摩擦要素（直接换档离合器 D/C ）切换，进行变速。

[0148] 在该变速中，利用发动机 1 或者电动机 / 发电机 5 的扭矩控制，进行防止变速冲击用的扭矩降低。

[0149] 在第 VII 阶段中，通过完成接合侧变速摩擦要素（直接换档离合器 D/C ）的上述接

合而结束变速,以可以实现在变速后的 4 档下的 HEV 行驶模式。

[0150] 通过由电动机 / 发电机 5 补偿此时的发动机的响应延迟量来防止冲击。

[0151] 另外,在上述实施例中,对第 2 离合器 7、断开侧变速摩擦要素(前制动器 Fr/B)、接合侧变速摩擦要素(直接换档离合器 D/C)各不相同的情况进行说明,下面对除此以外的情况进行说明。

[0152] 在兼用断开侧变速摩擦要素(前制动器 Fr/B)作为第 2 离合器 7,在 EV → HEV 模式切换要求(发动机起动要求)之前产生变速要求的情况下,根据图 11 进行如以下说明的控制。

[0153] 该控制相当于在图 10 中去除第 III 阶段,

[0154] 从第 I 阶段的 EV 模式状态开始,在第 II 阶段中,在与变速要求相呼应而断开断开侧变速摩擦要素(前制动器 Fr/B)时,使其传递扭矩容量 T_o 成为与驾驶员要求的驱动力要求值对应的传递扭矩容量,成为与超过驱动力要求值的扭矩随动而断开侧变速摩擦要素(前制动器 Fr/B)可以滑动的状态。

[0155] 在此状态下,在之后的第 IV 阶段中,开始接合第 1 离合器 6,电动机 / 发电机 5 利用与上述相同的控制开始发动机 1 的起动控制。

[0156] 上述发动机 1 的起动控制开始后,在第 V 阶段中,继续进行断开侧变速摩擦要素(前制动器 Fr/B)的上述传递扭矩容量控制,以成为与超过驾驶员要求的驱动力要求值的扭矩随动而断开侧变速摩擦要素(前制动器 Fr/B)可以滑动的状态。

[0157] 在之后的第 VI 阶段中,使作为接合侧变速摩擦要素的直接换档离合器 D/C 的传递扭矩容量 T_c 成为相当于断开侧变速摩擦要素(前制动器 Fr/B)的传递扭矩容量 T_o 的值、即与驾驶员要求的驱动力要求值对应的传递扭矩容量,同时断开断开侧变速摩擦要素(前制动器 Fr/B),通过从断开侧变速摩擦要素(前制动器 Fr/B)向接合侧变速摩擦要素(直接换档离合器 D/C)的切换,进行变速。

[0158] 在该变速中,利用发动机 1 或者电动机 / 发电机 5 的扭矩控制,进行防止变速冲击用的扭矩降低。

[0159] 在第 VII 阶段中,通过完成接合侧变速摩擦要素(直接换档离合器 D/C)的上述接合而结束变速,以可以实现变速后的 4 档下的 HEV 行驶模式。

[0160] 通过由电动机 / 发电机 5 补偿此时的发动机的响应延迟量来防止冲击。

[0161] 图 12 表示在兼用断开侧变速摩擦要素(前制动器 Fr/B)作为第 2 离合器 7,在 EV → HEV 模式切换要求(发动机起动要求)之后产生变速要求的情况下的控制。

[0162] 该控制相当于在基于图 9 的上述控制中,去除从第 2 离合器 7 向作为断开侧变速摩擦要素的前制动器 Fr/B 的切换的阶段。

[0163] 从第 I 阶段的 EV 模式状态开始,在第 II 阶段中,使处于接合状态的断开侧变速摩擦要素(前制动器 Fr/B)的传递扭矩容量 T_o ,成为与驾驶员要求的驱动力要求值对应的传递扭矩容量,以成为与超过驱动力要求值的扭矩随动而断开侧变速摩擦要素(前制动器 Fr/B)可以滑动的状态。

[0164] 在此状态下,在之后的第 III 阶段中,与发动机起动要求呼应而接合第 1 离合器 6,利用电动机 / 发电机 5 的与上述相同的控制开始发动机 1 的起动控制。

[0165] 上述发动机 1 的起动控制开始后,在第 IV 阶段中,继续进行断开侧变速摩擦要素

(前制动器 Fr/B) 的上述传递扭矩容量控制,成为与超过驾驶员要求的驱动力要求值的扭矩随动而断开侧变速摩擦要素(前制动器 Fr/B)可以滑动的状态。

[0166] 在之后的第 V 阶段中,与变速要求呼应而使作为接合侧变速摩擦要素的直接换档离合器 D/C 的传递扭矩容量 T_c ,成为相当于断开侧变速摩擦要素(前制动器 Fr/B)的传递扭矩容量 T_o 的值、即与驾驶员要求的驱动力要求值对应的传递扭矩容量,同时断开断开侧变速摩擦要素(前制动器 Fr/B),通过从断开侧变速摩擦要素(前制动器 Fr/B)向接合侧变速摩擦要素(直接换档离合器 D/C)的切换,进行变速。

[0167] 在该变速中,利用发动机 1 或者电动机/发电机 5 的扭矩控制,进行防止变速冲击用的扭矩降低。

[0168] 在第 VI 阶段中,通过完成接合侧变速摩擦要素(直接换档离合器 D/C)的上述接合而结束变速,以可以实现在变速后的 4 档下的 HEV 行驶模式。

[0169] 通过由电动机/发电机 5 补偿此时的发动机的响应延迟量来防止冲击。

[0170] 图 13 表示在兼用接合侧变速摩擦要素(直接换档离合器 D/C)作为第 2 离合器 7,在 EV → HEV 模式切换要求(发动机起动要求)之前产生变速要求的情况下的控制。

[0171] 从第 I 阶段的 EV 模式状态开始,在第 II 阶段中,使处于断开状态的接合侧变速摩擦要素(直接换档离合器 D/C)的传递扭矩容量 T_c ,成为与驾驶员要求的驱动力要求值对应的传递扭矩容量,以成为与超过驱动力要求值的扭矩随动而接合侧变速摩擦要素(直接换档离合器 D/C)可以滑动的状态,同时开始断开作为断开侧变速摩擦要素的前制动器 Fr/B。

[0172] 在此状态下,在之后的第 III 阶段中,与发动机起动要求呼应而开始接合第 1 离合器 6,电动机/发电机 5 通过与上述相同的控制,开始发动机 1 的起动控制。

[0173] 上述发动机 1 的起动控制开始后,在第 IV 阶段中,继续进行接合侧变速摩擦要素(直接换档离合器 D/C)的上述传递扭矩容量控制,以成为与超过驾驶员要求的驱动力要求值的扭矩随动而接合侧变速摩擦要素(直接换档离合器 D/C)可以滑动的状态。

[0174] 在之后的第 V 阶段中,与变速要求呼应而接合作为接合侧变速摩擦要素的直接换档离合器 D/C,通过从断开侧变速摩擦要素(前制动器 Fr/B)向接合侧变速摩擦要素(直接换档离合器 D/C)的切换,进行变速。

[0175] 在该变速中,通过由发动机 1 或者电动机/发电机 5 的扭矩控制进行防止变速冲击用的扭矩降低。

[0176] 在第 VI 阶段中,通过完成接合侧变速摩擦要素(直接换档离合器 D/C)的上述接合而结束变速,以可以实现在变速后的 4 档下的 HEV 行驶模式。

[0177] 通过由电动机/发电机 5 补偿此时的发动机的响应延迟量来防止冲击。

[0178] 图 14 表示在兼用接合侧变速摩擦要素(直接换档离合器 D/C)作为第 2 离合器 7,在 EV → HEV 模式切换要求(发动机起动要求)之后产生变速要求的情况下的控制。

[0179] 从第 I 阶段的 EV 模式状态开始,在第 II 阶段中,使处于断开状态的接合侧变速摩擦要素(直接换档离合器 D/C)的传递扭矩容量 T_c ,成为与驾驶员要求的驱动力要求值对应的传递扭矩容量,以成为与超过驱动力要求值的扭矩随动而接合侧变速摩擦要素(直接换档离合器 D/C)可以滑动的状态,同时开始断开作为断开侧变速摩擦要素的前制动器 Fr/B。

[0180] 在此状态下,在之后的第 III 阶段中,与发动机起动要求呼应而开始接合第 1 离合器 6,电动机/发电机 5 通过与上述相同的控制,开始发动机 1 的起动控制。

[0181] 上述发动机 1 的起动控制开始后,在第 IV 阶段中,继续进行接合侧变速摩擦要素(直接换档离合器 D/C)的上述传递扭矩容量控制,成为与超过驾驶员要求的驱动力要求值的扭矩随动而接合侧变速摩擦要素(直接换档离合器 D/C)可以滑动的状态,在此期间,使作为断开侧变速摩擦要素的前制动器 Fr/B 的断开结束。

[0182] 在之后的第 V 阶段中,与变速要求呼应而接合作为接合侧变速摩擦要素的直接换档离合器 D/C,通过从断开侧变速摩擦要素(前制动器 Fr/B)向接合侧变速摩擦要素(直接换档离合器 D/C)的切换,进行变速。

[0183] 在该变速中,利用发动机 1 或者电动机/发电机 5 的扭矩控制,进行防止变速冲击用的扭矩降低。

[0184] 在第 VI 阶段中,通过完成接合侧变速摩擦要素(直接换档离合器 D/C)的上述接合而结束变速,以可以实现在变速后的 4 档下的 HEV 行驶模式。

[0185] 通过由电动机/发电机 5 补偿此时的发动机的响应延迟量来防止冲击。

[0186] 图 15 是表示在第 2 离合器 7、断开侧变速摩擦要素(前制动器 Fr/B)和接合侧变速摩擦要素(直接换档离合器 D/C)各不相同的情况下,在 HEV 模式下的变速时的控制。

[0187] 如果在 HEV 模式下发出变速指令,则首先在第 I 阶段中,使处于接合状态的第 2 离合器 7 的传递扭矩容量 T_{c2} ,成为与驾驶员要求的驱动力要求值对应的传递扭矩容量,以成为与超过驱动力要求值的扭矩随动而第 2 离合器 7 可以滑动的状态。

[0188] 然后在第 II 阶段中,使作为断开侧变速摩擦要素的前制动器 Fr/B 的传递扭矩容量 T_o ,成为相当于第 2 离合器 7 的传递扭矩容量 T_{c2} 的值、即与驾驶员要求的驱动力要求值对应的传递扭矩容量,同时接合第 2 离合器 7,进行从第 2 离合器 7 向断开侧变速摩擦要素(前制动器 Fr/B)的滑动离合器的切换,取代第 2 离合器 7 而断开侧变速摩擦要素(前制动器 Fr/B)成为与超过驱动力要求值的扭矩随动而可以滑动的状态。

[0189] 在此状态下,在第 III 阶段中,使接合侧变速摩擦要素(直接换档离合器 D/C)的传递扭矩容量 T_c 成为相当于断开侧变速摩擦要素(前制动器 Fr/B)的传递扭矩容量 T_o 的值、即为与驾驶员要求的驱动力要求值对应的传递扭矩容量,取代断开侧变速摩擦要素(前制动器 Fr/B)而接合侧变速摩擦要素(直接换档离合器 D/C)成为与超过驱动力要求值的扭矩随动而可以滑动的状态。

[0190] 另外,在第 III 阶段中,利用传递扭矩容量 T_o 的消失使断开侧变速摩擦要素(前制动器 Fr/B)断开。

[0191] 在之后的第 IV 阶段中,与变速要求呼应而接合作为接合侧变速摩擦要素的直接换档离合器 D/C,通过从断开侧变速摩擦要素(前制动器 Fr/B)向接合侧变速摩擦要素(直接换档离合器 D/C)的切换,进行变速。

[0192] 由此,可以实现在变速后的 4 档下进行 HEV 行驶,通过由电动机/发电机 5 补偿此时的发动机的响应延迟量来防止冲击。

[0193] 图 16 是表示在兼用断开侧变速摩擦要素(前制动器 Fr/B)作为第 2 离合器 7 的情况下,HEV 模式下的变速时的控制,该控制相当于从图 15 中去除第 II 阶段,将第 I 阶段第 2 离合器 7 替换为断开侧变速摩擦要素(前制动器 Fr/B)。

[0194] 即,如果在 HEV 模式下发出变速指令,则首先在第 I 阶段中,使处于接合状态的断开侧变速摩擦要素(前制动器 Fr/B)的传递扭矩容量 T_o ,成为与驾驶员要求的驱动力要

求值对应的传递扭矩容量,以成为与超过驱动力要求值的扭矩随动而断开侧变速摩擦要素(前制动器 Fr/B)可以滑动的状态。

[0195] 然后,在接下来的第 III 阶段中,使接合侧变速摩擦要素(直接换档离合器 D/C)的传递扭矩容量 T_c ,成为相当于断开侧变速摩擦要素(前制动器 Fr/B)的传递扭矩容量 T_o 的值、即与驾驶员要求的驱动力要求值对应的传递扭矩容量,取代断开侧变速摩擦要素(前制动器 Fr/B)而接合侧变速摩擦要素(直接换档离合器 D/C)成为与超过驱动力要求值的扭矩随动而可以滑动的状态。

[0196] 另外,在第 III 阶段中,也是利用传递扭矩容量 T_o 的消失使断开侧变速摩擦要素(前制动器 Fr/B)断开。

[0197] 在之后的第 IV 阶段中,与变速要求呼应而接合作为接合侧变速摩擦要素的直接换档离合器 D/C,通过从断开侧变速摩擦要素(前制动器 Fr/B)向接合侧变速摩擦要素(直接换档离合器 D/C)的切换,进行变速。

[0198] 由此,可以实现在变速后的 4 档下的 HEV 行驶,通过由电动机/发电机 5 补偿此时的发动机的响应延迟量来防止冲击。

[0199] 图 17 是表示在兼用接合侧变速摩擦要素(直接换档离合器 D/C)作为第 2 离合器 7 的情况下,在 HEV 模式下的变速时的控制。

[0200] 如果在 HEV 模式下发出变速指令,则首先在第 I 阶段中,使处于断开状态的接合侧变速摩擦要素(直接换档离合器 D/C)的传递扭矩容量 T_c ,成为与驾驶员要求的驱动力要求值对应的传递扭矩容量,成为与超过驱动力要求值的扭矩随动而接合侧变速摩擦要素(直接换档离合器 D/C)可以滑动的状态。

[0201] 然后在第 II 阶段中,将接合侧变速摩擦要素(直接换档离合器 D/C)维持为上述的传递扭矩容量控制状态,

[0202] 在此状态下,在之后的第 III 阶段中,通过降低断开侧变速摩擦要素(前制动器 Fr/B)的传递扭矩容量 T_o ,断开断开侧变速摩擦要素(前制动器 Fr/B)。

[0203] 由所述断开侧变速摩擦要素(前制动器 Fr/B)的断开、和第 IV 阶段中的接合侧变速摩擦要素(直接换档离合器 D/C)的接合,通过从断开侧变速摩擦要素(前制动器 Fr/B)向接合侧变速摩擦要素(直接换档离合器 D/C)的切换,进行变速。

[0204] 由此,可以实现变速后的 4 档下的 HEV 行驶,通过由电动机/发电机 5 补偿此时的发动机的响应延迟量来防止冲击。

[0205] 在图 10 至 17 中上述 EV → HEV 模式切换(发动机起动)控制,以及 HEV 模式下的变速控制中,可以实现与图 9 中的上述内容相同的作用效果。

[0206] 另外,在上述中,由图 6 的接合理论可知,由于自动变速器 3 的 5 → 4 降档是不经由单向离合器的变速,所以如与图 9 至 12 中的上述所示,使接合侧变速摩擦要素(直接换档离合器 D/C)通过预充电和备用控制迅速地成为即将接合之前的状态,

[0207] 但在由变速时接合的接合侧变速摩擦要素的接合而产生变速的传动系统中,存在禁止利用空转而从驱动车轮 2 向发动机 1 逆驱动的单向离合器的情况下的变速时,接合侧变速摩擦要素的接合通过自身卡合而无延迟地进行,所以可以不进行复杂的接合侧变速摩擦要素的预充电和备用控制。

[0208] 另外,在上述中,因为在自动变速器 3 的 5 → 4 降档变速中高低速倒档离合器 H &

LR/C 保持接合状态,

[0209] 所以将该高低速倒档离合器 H & LR/C 作为第 2 离合器 7(参考图 3) 使用,由于不需要如图 1 及图 2 所示新增设第 2 离合器 7,所以在节省成本及空间方面很有优势。

[0210] 通过在自动变速器 3 的 5 → 4 降档时将从接合状态断开的断开侧变速摩擦要素(前制动器 Fr/B) 作为第 2 离合器 7(参考图 3) 使用,或相反在该变速时将从断开状态接合的接合侧变速摩擦要素(直接换档离合器 D/C) 作为第 2 离合器 7(参考图 3) 使用,即使不如图 1 及图 2 所示新增设第 2 离合器 7,也可以同样地实现该作用效果。

[0211] 由此,在使用断开侧变速摩擦要素(前制动器 Fr/B) 作为第 2 离合器 7(参考图 3),或使用接合侧变速摩擦要素(直接换档离合器 D/C) 作为第 2 离合器 7(参考图 3) 的情况下,通过使作为第 2 离合器 7 的断开侧变速摩擦要素(前制动器 Fr/B) 或接合侧变速摩擦要素(直接换档离合器 D/C) 的传递扭矩容量继续成为与驾驶员要求的驱动力要求值对应的传递扭矩容量,可以实现与图 9 中上述相同的作用效果。

[0212] 上述各实施例中的第 2 离合器 7 的传递容量控制和断开侧变速摩擦要素的传递扭矩容量控制之间的切换结束判定,可以利用断开侧变速摩擦要素的传递扭矩容量、离合器前后转速差或设定时间的经过来进行,在判断该切换结束时接合第 2 离合器 7。

[0213] 另外在上述各实施例中,断开侧变速摩擦要素的断开开始及接合侧变速摩擦要素接合开始,可以是电动机 / 发电机及驱动车轮之间的实际传动比成为设定传动比时,或者在从变速要求开始经过设定时间的时刻。

[0214] 另外,由发动机 1 或电动机 / 发电机 5 进行的扭矩降低,可以是电动机 / 发电机 5 及驱动车轮 2 之间的实际传动比成为设定传动比时,或者在从变速要求开始经过设定时间的时刻。

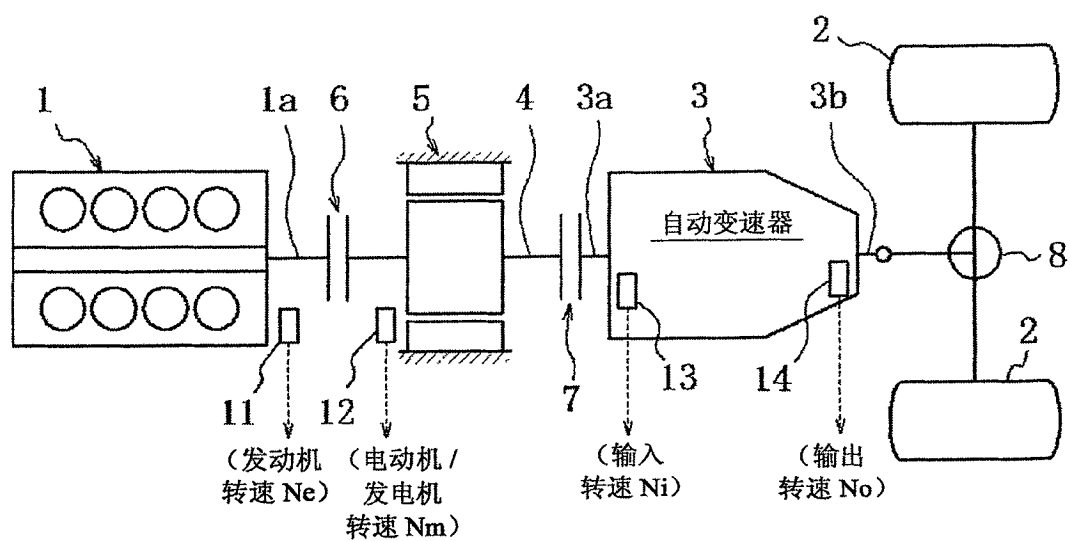


图 1

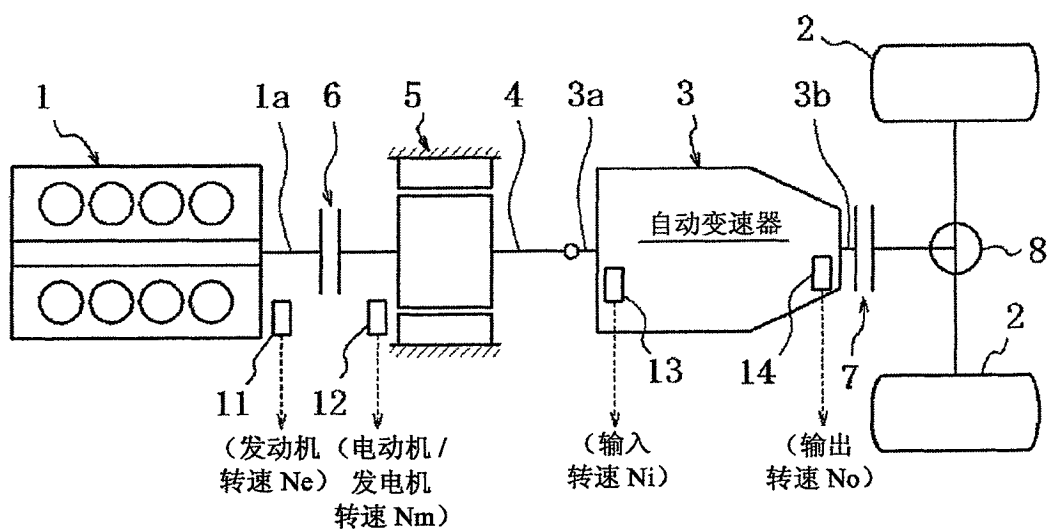


图 2

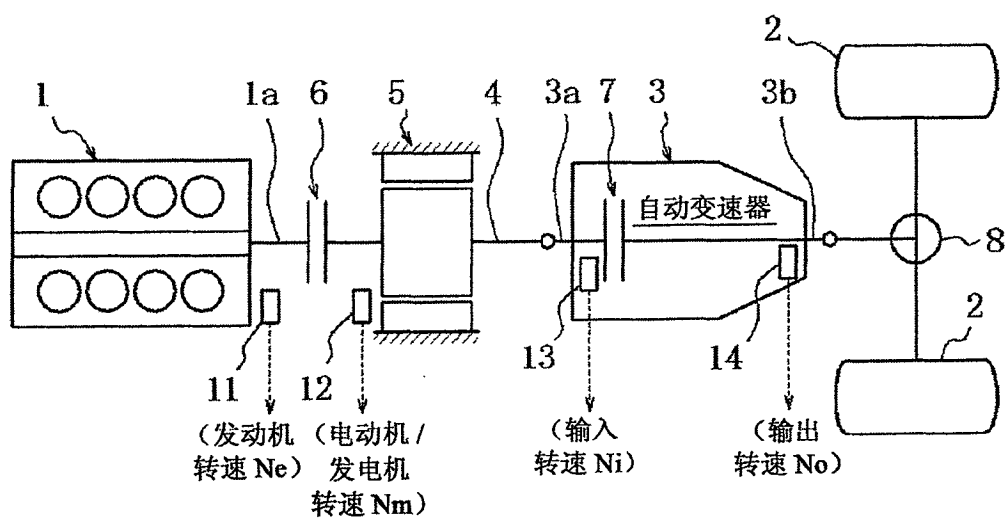


图 3

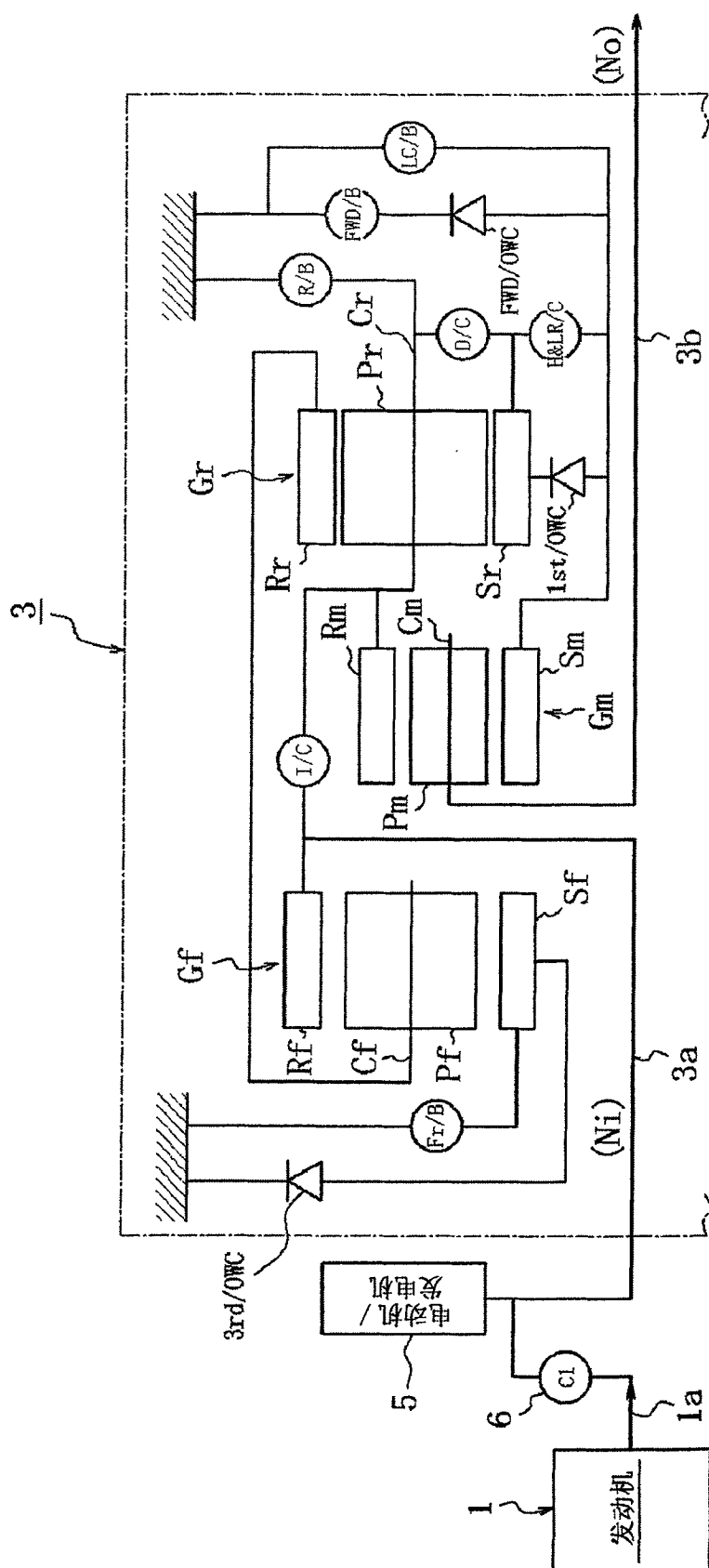


图 4

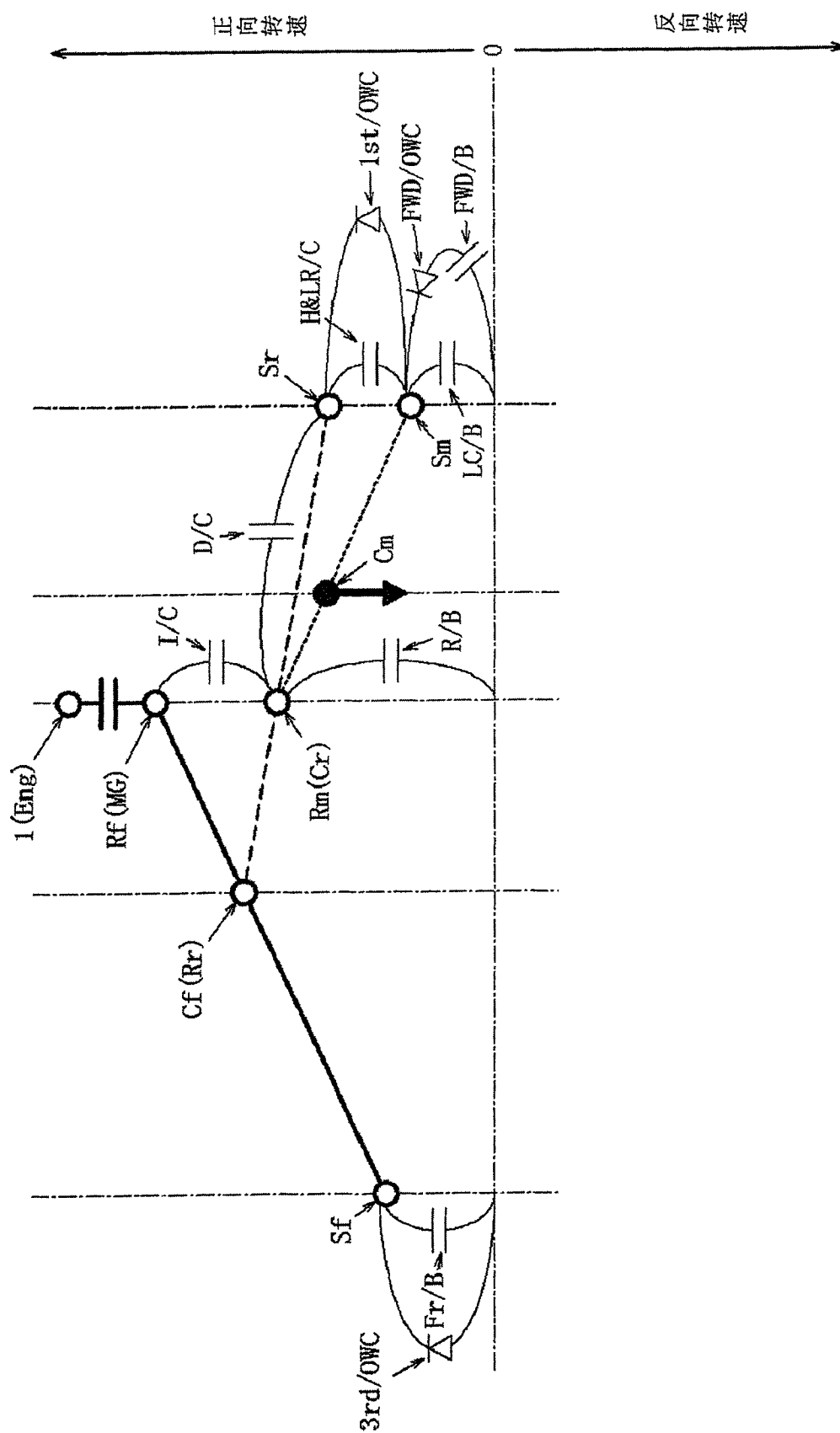


图 5

变速摩擦要素 变速档	I/C	H&LR/C	D/C	R/B	Fr/B	LC/B	FWD/B	1st/OWC	3rd/OWC	FWD/OWC
1 档		●			●	●	○	○	○	○
2 档			○		●	●	○		○	○
3 档		○	○		●		○		○	
4 档	○	○	○ ↑		○ ↑		○			
5 档	○	○			○		○			
后退		●		○	●			○	○	

图 6

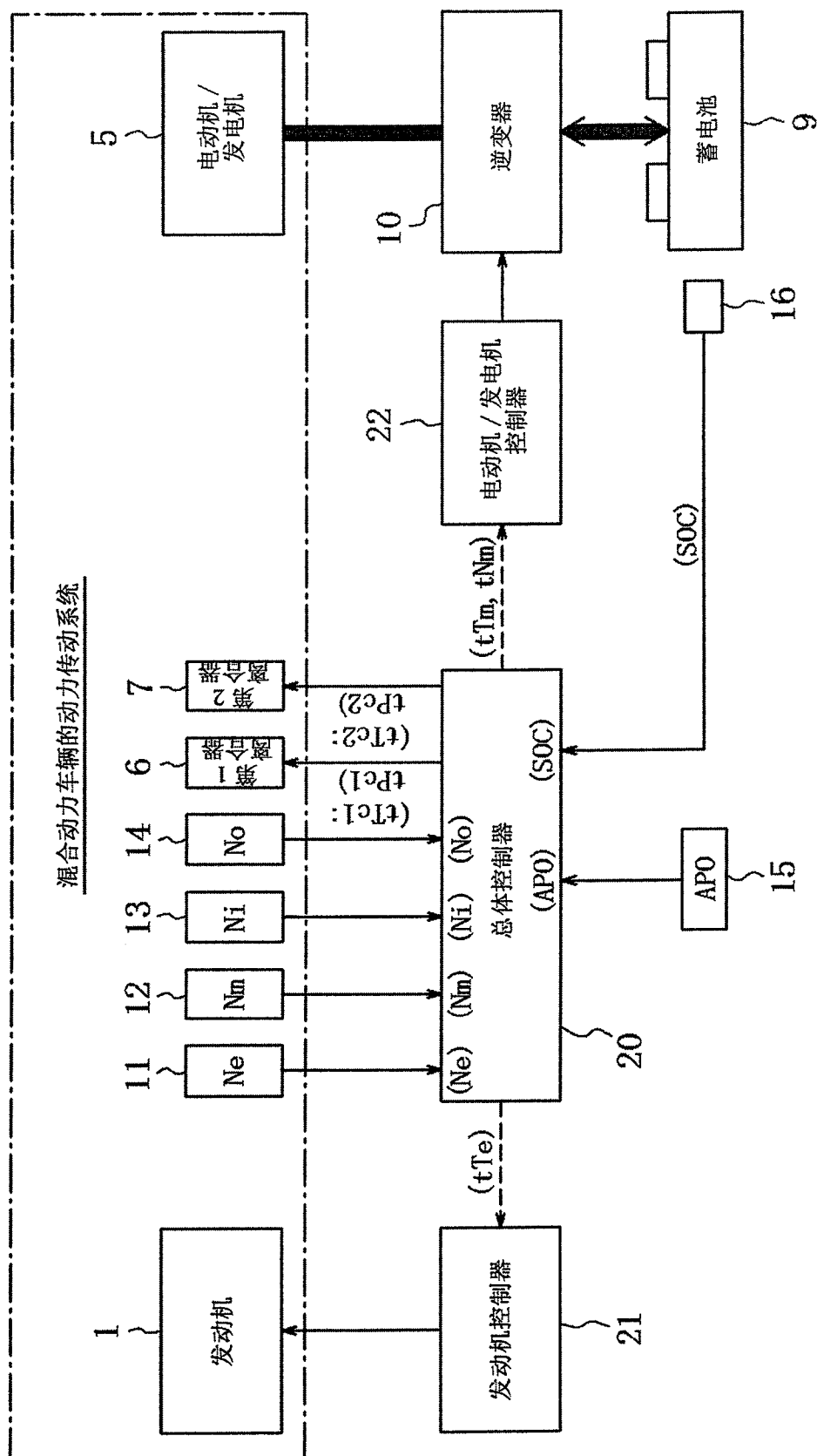


图 7

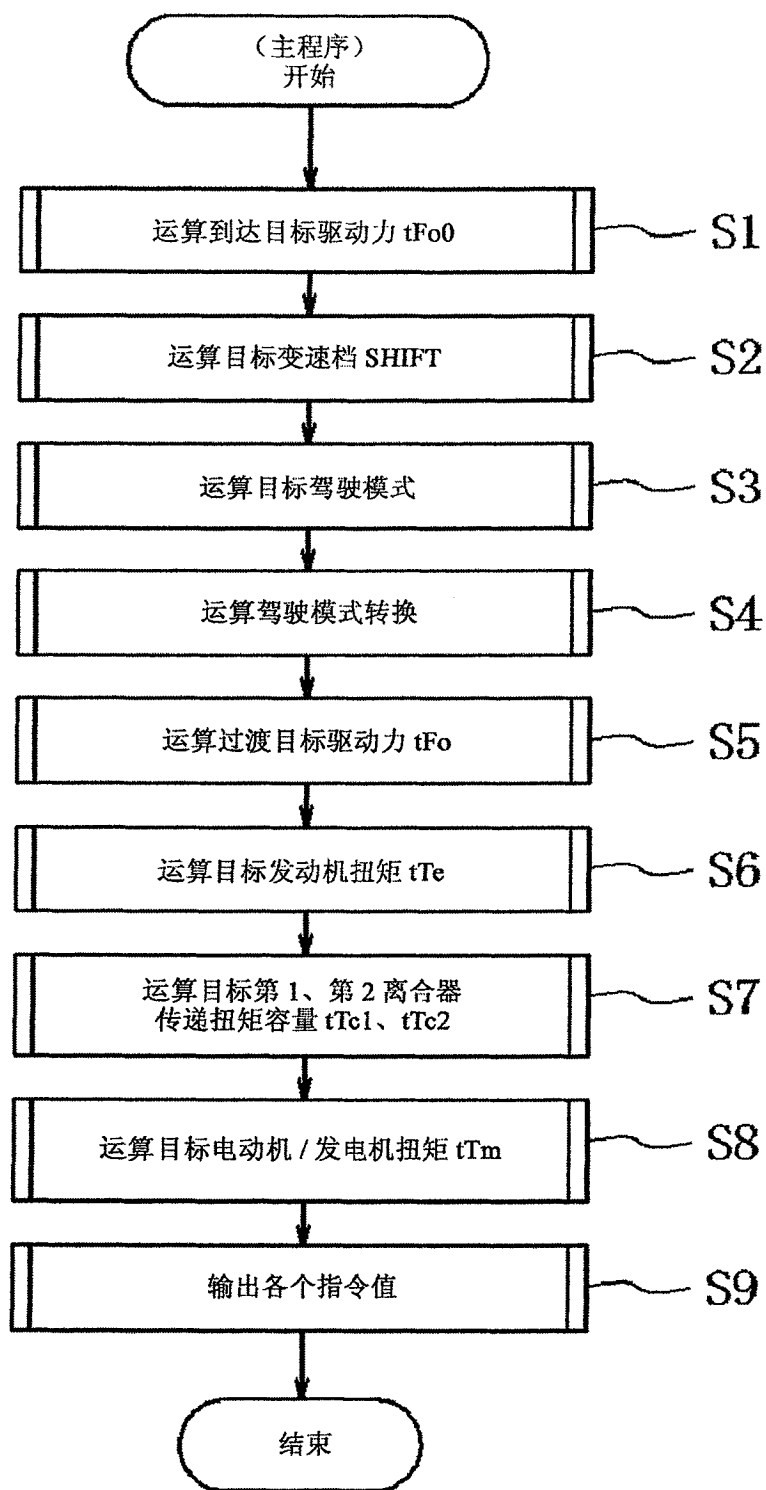


图 8

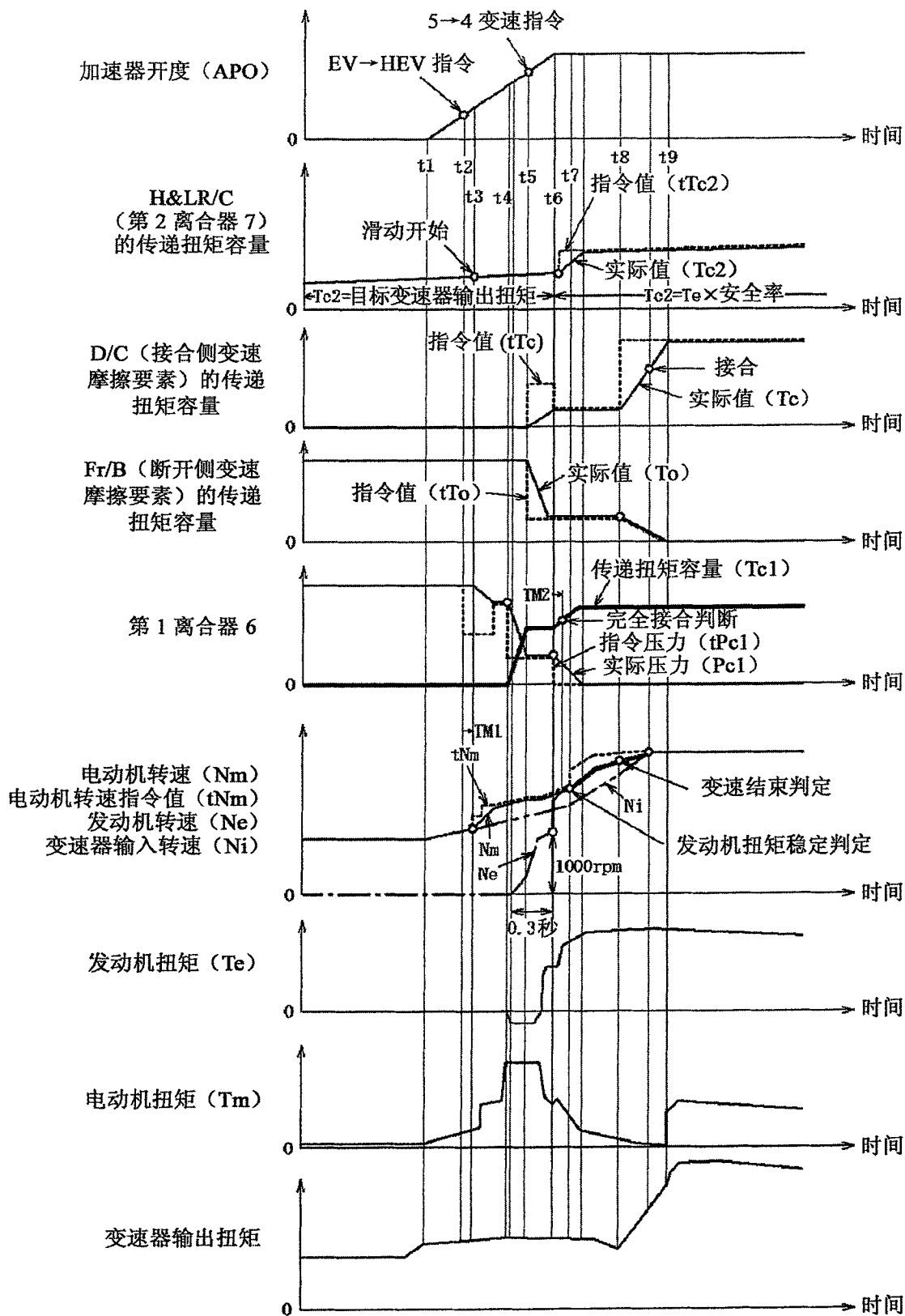


图 9

在第2离合器≠断开要素(Fr/B)≠接合要素(D/C)时，
在发动机起动前产生变速要求的情况下

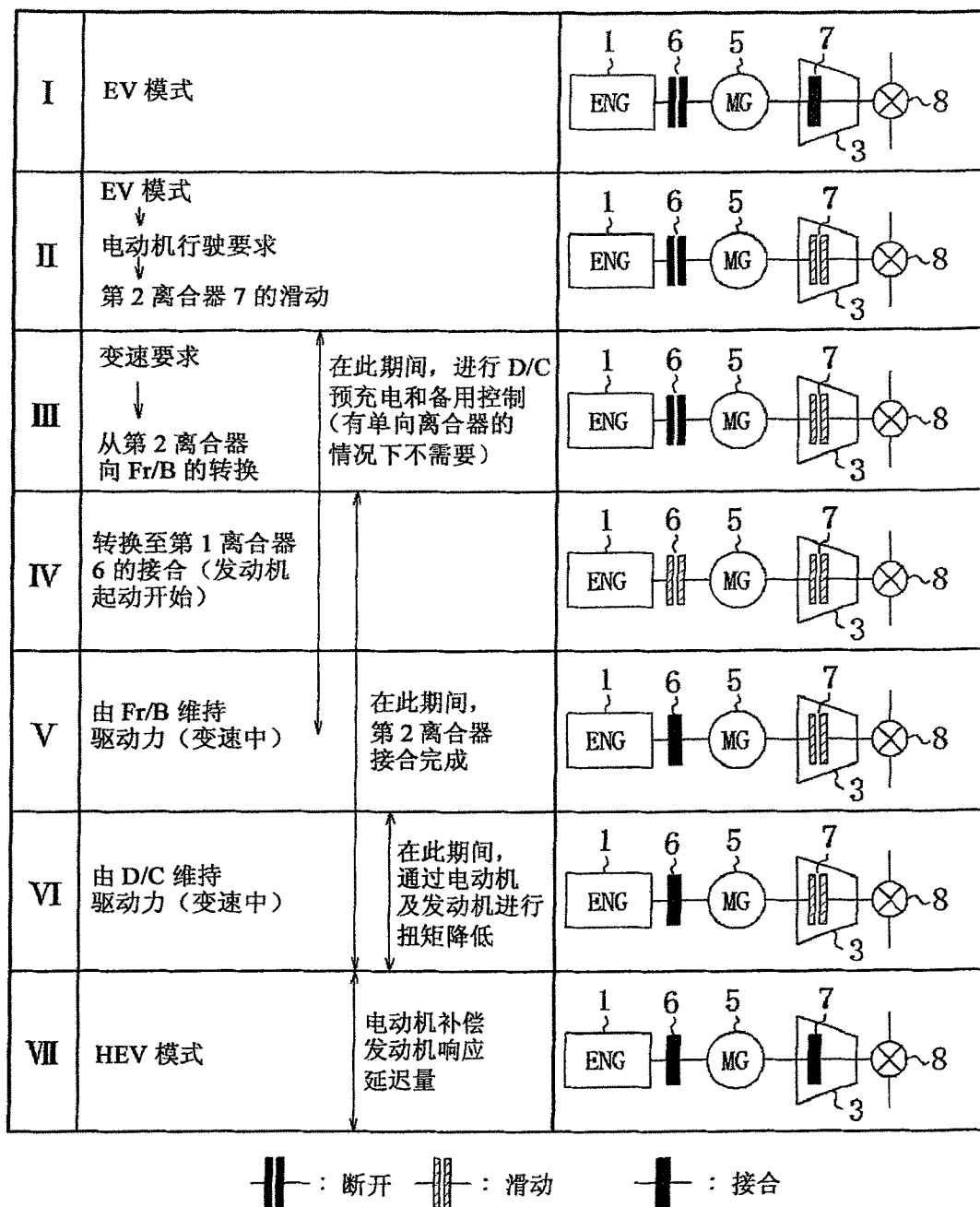
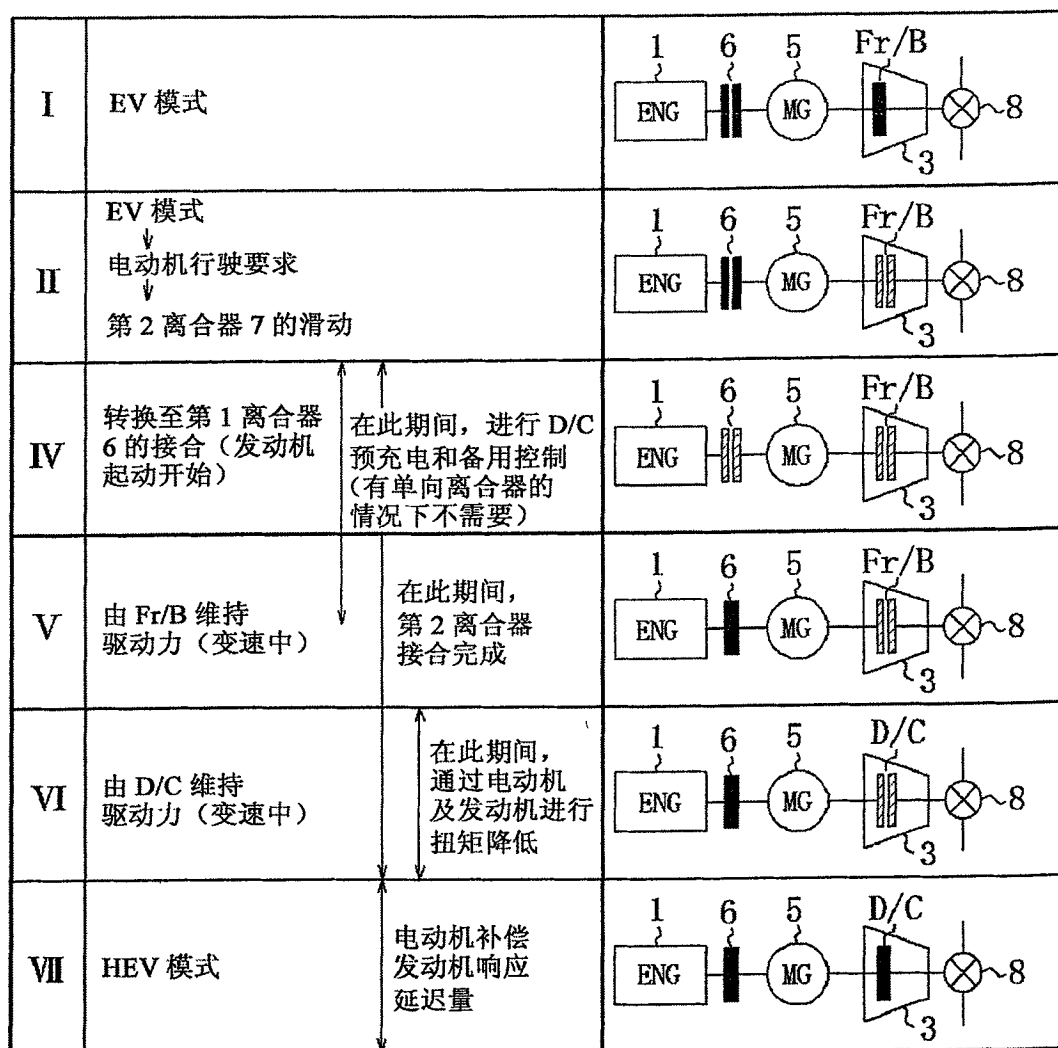


图 10

在第2离合器=断开要素(Fr/B)≠接合要素(D/C)时，
在发动机起动前产生变速要求的情况下



: 断开
 : 滑动
 : 接合

图 11

在第 2 离合器=断开要素 (Fr/B) ≠接合要素 (D/C) 时，
在发动机起动后产生变速要求的情况下

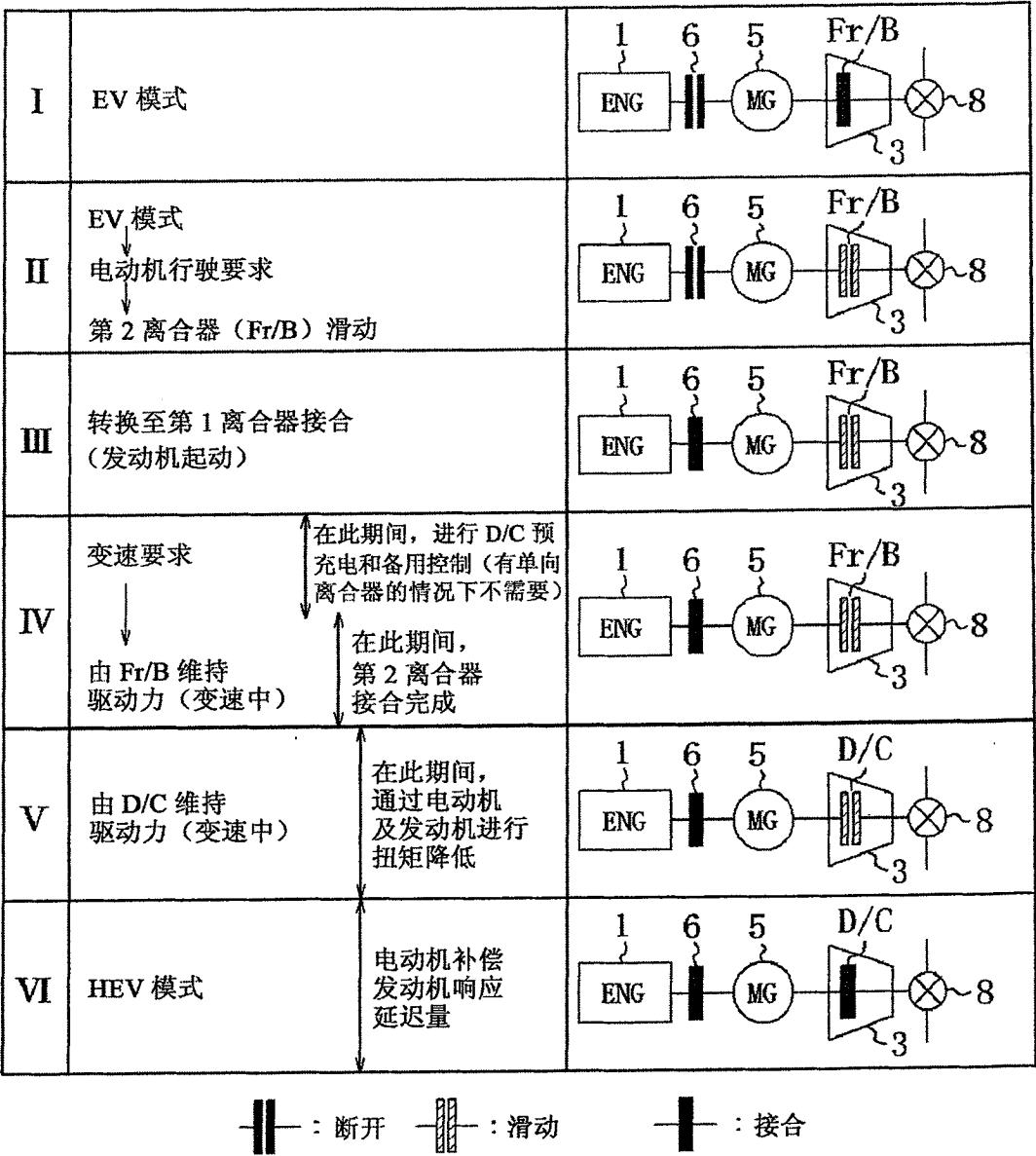


图 12

在第2离合器=接合要素(D/C)≠断开要素(Fr/B)时,
在发动机起动前产生变速要求的情况下

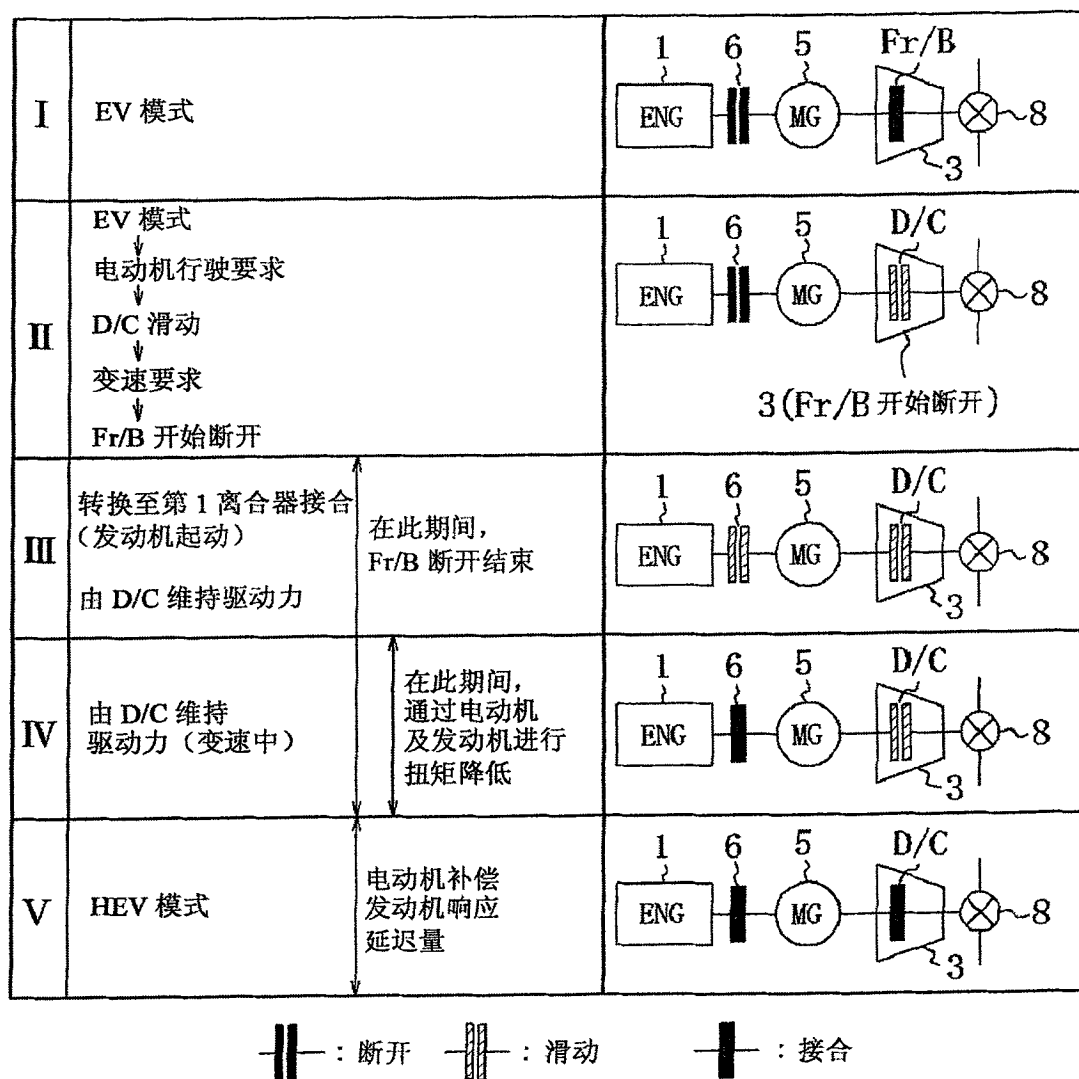


图 13

在第2离合器=接合要素(D/C)≠断开要素(Fr/B)时，
在发动机起动后产生变速要求的情况下

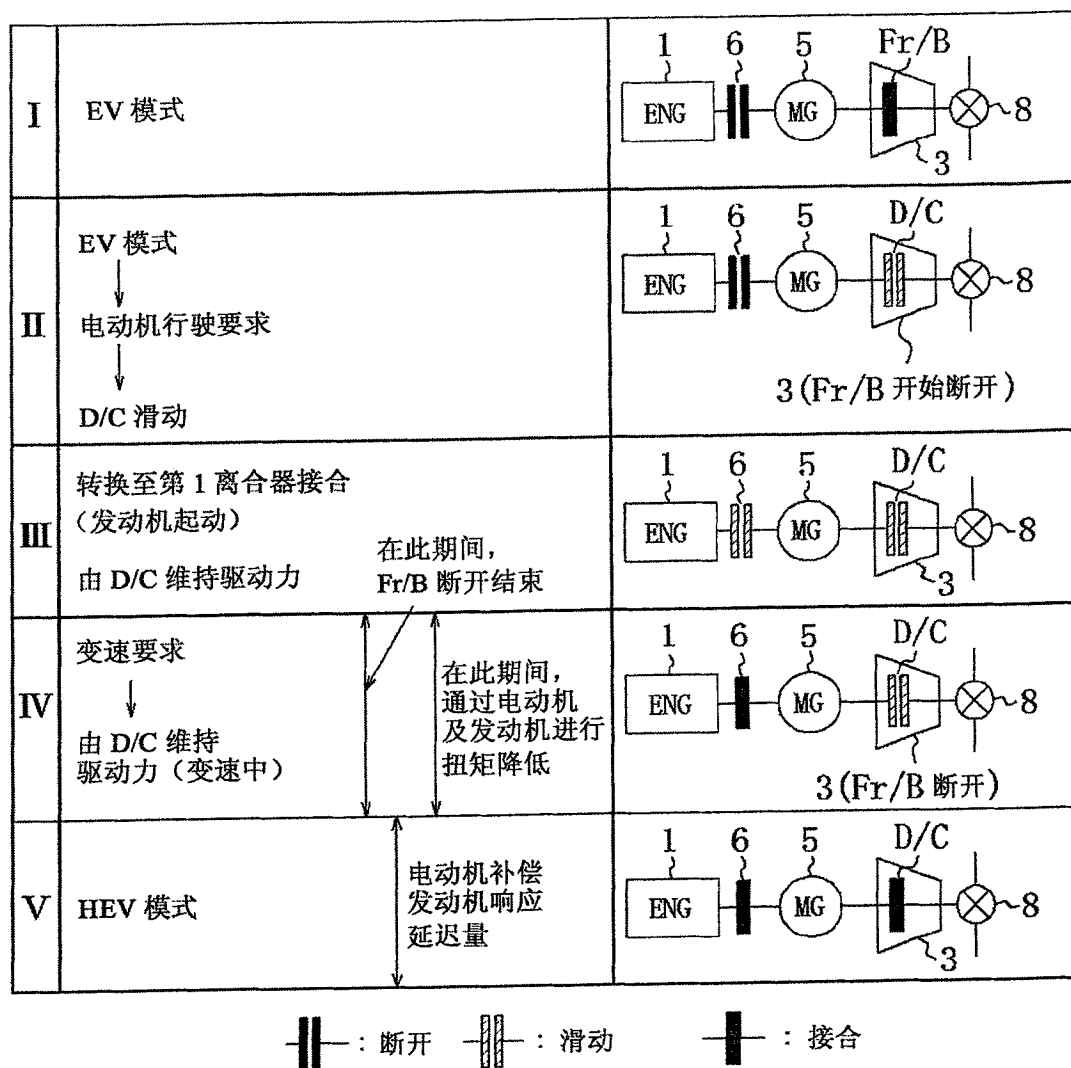


图 14

在 HEV 模式下，第 2 离合器≠断开要素 (Fr/B)
≠接合要素 (D/C) 的情况下的变速控制

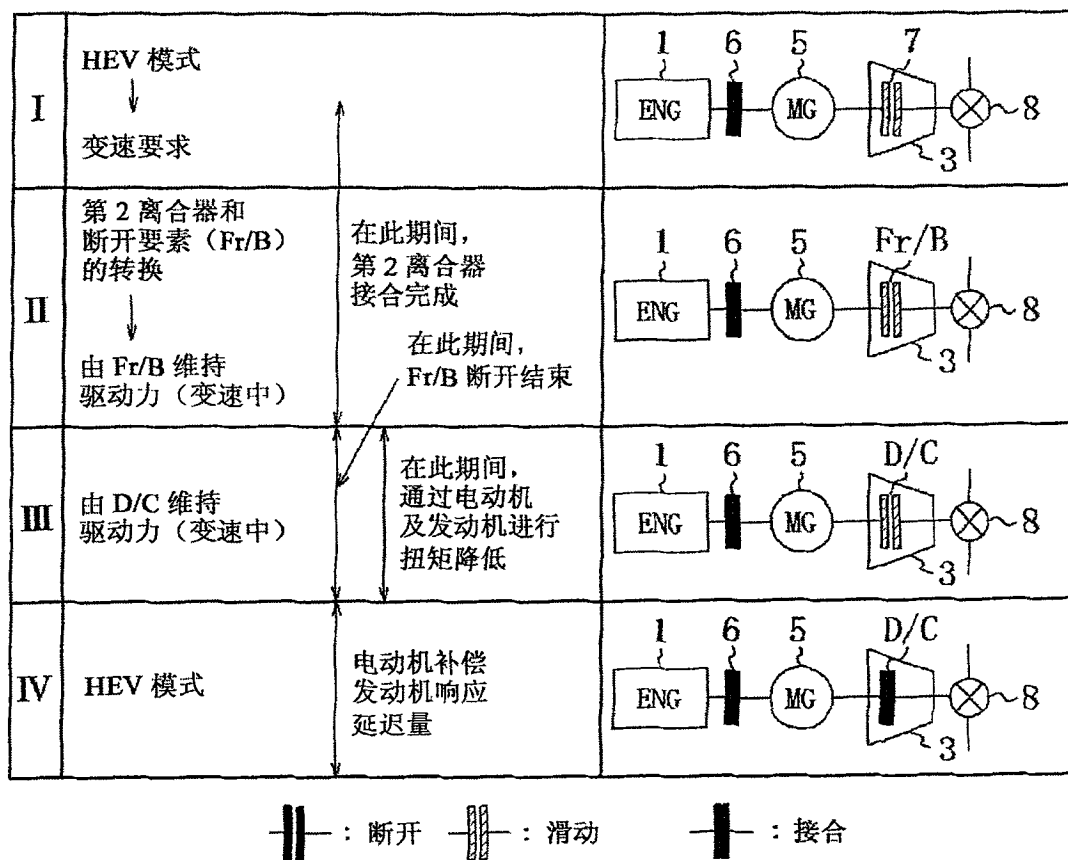


图 15

在 HEV 模式下，第 2 离合器=断开要素 (Fr/B) 的情况下的变速控制

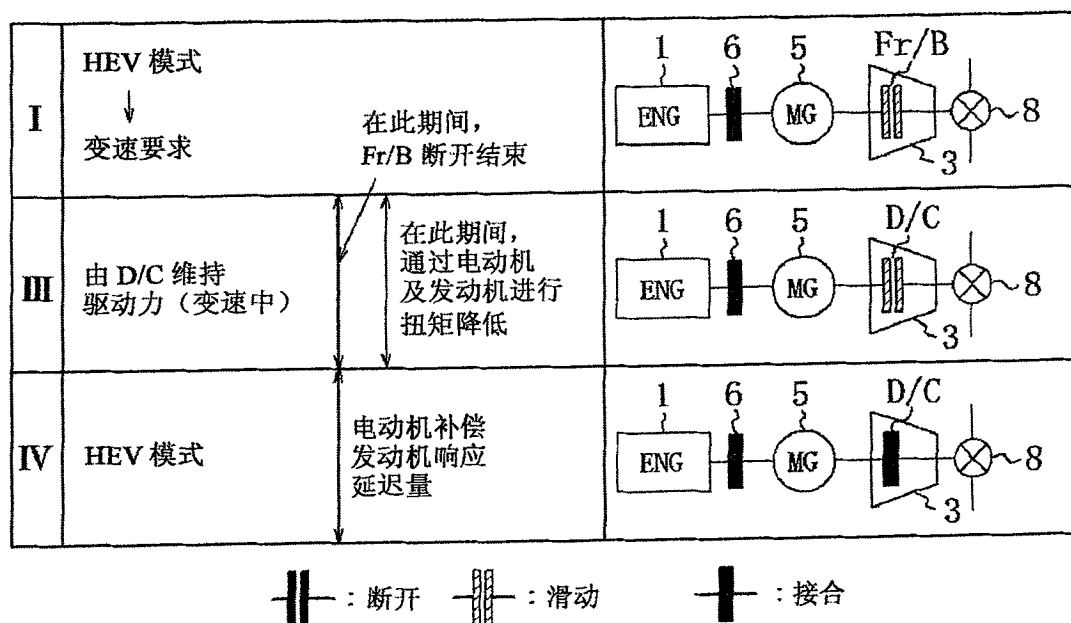


图 16

在 HEV 模式下，第 2 离合器=接合要素 (D/C) 的情况下的变速控制

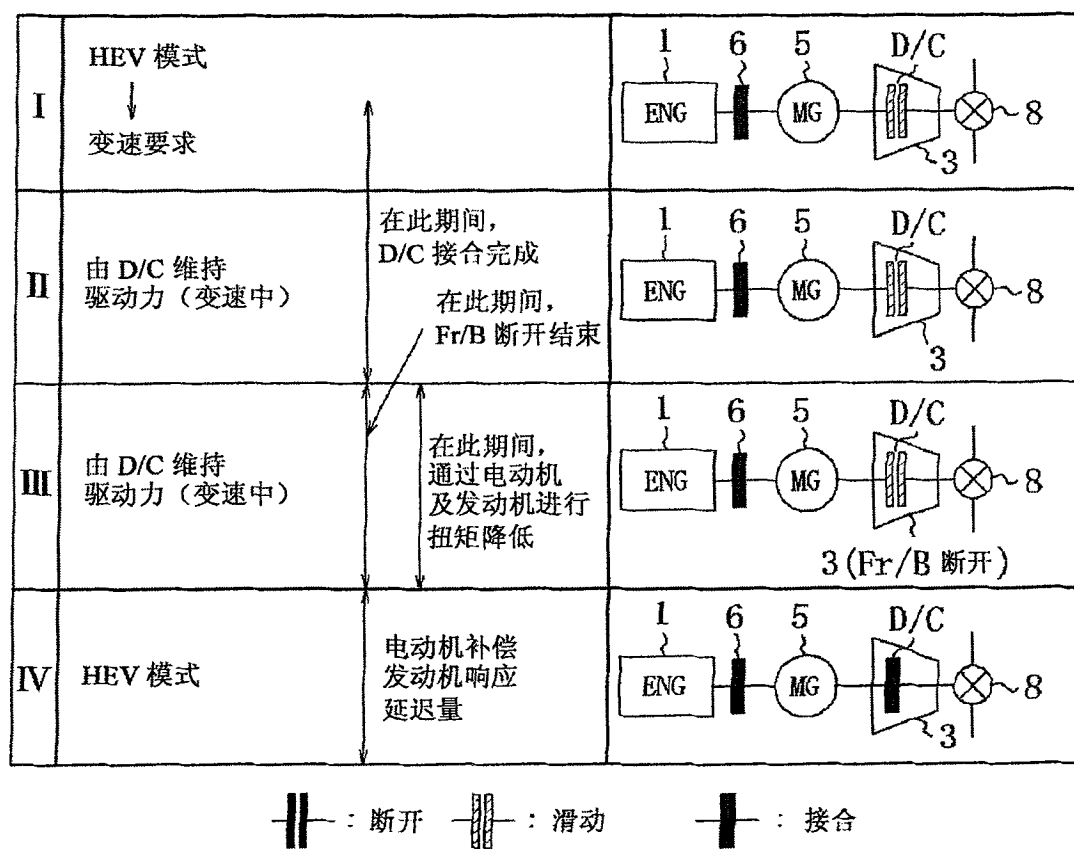


图 17