

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.

F16H 61/04 (2006.01)



[12] 发明专利说明书

专利号 ZL 200580045185.7

[45] 授权公告日 2009 年 8 月 19 日

[11] 授权公告号 CN 100529479C

[22] 申请日 2005.11.8

[21] 申请号 200580045185.7

[30] 优先权

[32] 2004.11.10 [33] JP [31] 325958/2004

[86] 国际申请 PCT/JP2005/020778 2005.11.8

[87] 国际公布 WO2006/051928 日 2006.5.18

[85] 进入国家阶段日期 2007.6.28

[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 绫部笃志 杉村敏夫

[56] 参考文献

JP2001227635A 2001.8.24

CN1475684A 2004.2.18

JP3-157559A 1991.7.5

JP2002130454A 2002.5.9

JP5-099314A 1993.4.20

审查员 李广辉

[74] 专利代理机构 北京市中咨律师事务所

代理人 马江立 吴 鹏

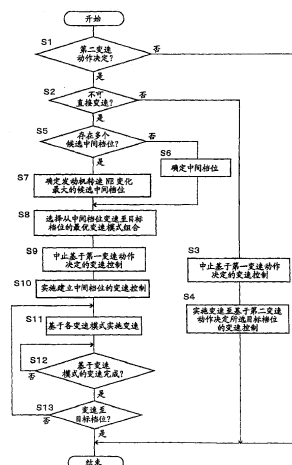
权利要求书 1 页 说明书 18 页 附图 10 页

[54] 发明名称

自动变速器的变速控制设备

[57] 摘要

本发明涉及自动变速器的变速控制设备，其能够改进当无法将变速器直接变速至基于第二变速动作决定的目标档位时的变速控制性。在将变速器变速至基于第一变速动作决定的目标档位的变速控制过程中作出第二变速动作决定时(S1)，在不可能将变速器直接变速至基于第二变速动作决定的目标档位的情况下(S2)，如果存在能够直接变速至的多个候选中间档位(S5)，则将多个候选中间档位之中在发动机转速 NE 变化量最大的情况下建立的一个确定为中间档位(S7)。在发动机转速 NE 变化量大的情况下，发动机转速 NE 变化所需时间较长，所以能够产生使接合离合器液压升高所需的时间。结果，由于接合离合器的液压能够以缓和的梯度变化，所以能够减小变速冲击，即，改进变速控制性。



1. 一种变速控制设备，所述变速控制设备用于控制具有变速比各不相同且通过选择性地接合多个摩擦接合装置而建立的多个档位的自动变速器，使得将所述自动变速器变速至基于第一变速动作决定的目标档位的变速控制被切换到将所述自动变速器变速至基于第二变速动作决定的目标档位的变速控制，所述第二变速动作决定是在基于所述第一变速动作决定的变速控制过程中作出的，所述变速控制设备的特征在于包括：

变速控制装置，当不可能将所述自动变速器直接变速至基于所述第二变速动作决定的目标档位时，所述变速控制装置可操作以用于将所述自动变速器在所述第二变速动作决定时刻能够被直接变速至的档位之一确定为所述自动变速器的中间档位，并在建立所述中间档位后实施将所述自动变速器变速至基于所述第二变速动作决定的目标档位的变速控制，

并且其中所述变速控制装置将所述自动变速器在所述第二变速动作决定时刻能够被直接变速至的所述档位之中在发动机转速变化量最大的情况下建立的一个档位确定为所述中间档位。

2. 根据权利要求1所述的变速控制设备，其特征在于还包括：

变速模式存储装置，所述变速模式存储装置用于存储所述自动变速器的多个变速模式和所述多个变速模式的变速时间；和

选择装置，当存在允许所述自动变速器从所述中间档位变速至基于所述第二变速动作决定的目标档位的变速动作的多个变速模式组合时，所述选择装置可操作以用于在所述变速模式存储装置中所存储的所述变速时间的基础上获得所述多个变速模式组合各自的总变速时间，并选择所述变速模式组合之中总变速时间最短的一个，

并且其中所述变速控制装置基于由所述选择装置所选的变速模式组合实施将所述自动变速器从所述中间档位变速至所述目标档位的变速控制。

自动变速器的变速控制设备

技术领域

本发明一般地涉及一种车辆自动变速器的变速控制设备，更具体地涉及这样一种自动变速器的变速控制设备，当在自动变速器基于第一变速动作决定实施变速控制的过程中作出第二变速动作决定时，该变速控制设备改进自动变速器变速至基于该第二变速动作决定所选目标档位的变速控制性。

背景技术

在用于控制自动变速器——该自动变速器具有多个变速比各不相同且通过选择性地接合多个摩擦接合装置而建立的档位——的变速动作的变速控制设备中，在自动变速器基于第一变速动作决定实施变速至指定档位的变速控制过程中，可能会作出实施自动变速器变速至另一档位的变速动作的第二变速动作决定。由变速控制设备作出的该第二变速动作决定作为由车辆驾驶员进行的诸如加速踏板的突然操作或变速杆的连续操作之类操作的结果而产生，或者由于诸如车辆在上坡路面行驶或者车辆打滑之类的车辆行驶状态变化而产生。

当在基于第一变速动作决定的变速控制过程中作出第二变速动作决定时，基于第一变速动作决定的变速控制中止，而将自动变速器变速至基于第二变速动作所选目标档位的变速控制立即开始。专利文献1公开了一种布置成以这种方式控制自动变速器的变速控制设备的例子。该变速控制设备与布置成在基于第一变速动作决定的变速控制完成后开始基于第二变速动作决定的变速控制的变速控制设备相比，用于控制自动变速器的变速动作所需的时间较短。

但是，存在在基于第一变速动作决定的变速控制过程中作出第二变速动作决定后基于第二变速动作决定的变速控制没有或者不能立即开始的情况。也就是说，如果为建立最近所选目标档位而应该同时被控制的摩擦接合装置的数量大于可由变速控制设备同时控制的摩擦接合装置的预定上限数量，则将自动变速器变速至基于第二变速动作决定最近所选目标档位的变速控制不能在基于第一变速动作决定的变速控制中止后立即开始。

例如，上述专利文献1中公开的变速控制设备布置成：如果第二变速动作决定在第一变速控制中各摩擦接合装置的实际接合动作开始时刻前作出，则中止第一变速控制并立即开始第二变速控制；而如果第二变速动作决定在上述开始时刻以后作出，则继续第一变速控制且在第一变速控制完成后开始第二变速控制。如果在第一变速控制中摩擦接合装置的实际接合动作开始时刻后，第二变速控制在第一变速控制中止后立即开始，则接合动作已经开始的该摩擦接合装置必须再次分离，而另一个摩擦接合装置必须接合。在这种情况下，难以无变速冲击地控制变速动作。

[专利文献1]：JP-10-281277A

在基于第二变速动作决定的变速控制不能在基于第一变速动作决定的变速控制过程中作出第二变速动作决定的时刻后立即开始的情况下，如上所述，上述专利文献1中公开的变速控制设备被布置成首先建立基于第一变速动作决定所选的目标档位，该档位不同于基于第二变速动作决定所选的目标档位。从而，在基于第二变速动作决定的变速控制开始前一旦建立的档位被固定并保持不变，产生变速控制不足的问题，例如变速冲击的减轻不足和所需变速时间的缩短不足。

本发明是鉴于上述背景而作出的。因此本发明的目的是提供一种自动变速器的变速控制设备，其能够改进在无法将自动变速器直接变速至基于第二变速动作决定的目标档位的情况下的变速控制性。

发明内容

上述目的可以根据本发明的第一方面实现，本发明的第一方面提供了

一种变速控制设备，所述变速控制设备用于控制具有变速比各不相同且通过选择性地接合多个摩擦接合装置而建立的多个档位的自动变速器，使得将所述自动变速器变速至基于第一变速动作决定的目标档位的变速控制被切换到将所述自动变速器变速至基于第二变速动作决定的目标档位的变速控制，所述第二变速动作决定是在基于所述第一变速动作决定的变速控制过程中作出的，所述变速控制设备的特征在于包括变速控制装置，当不可能将所述自动变速器直接变速至基于所述第二变速动作决定的目标档位时，所述变速控制装置可操作以用于将所述自动变速器在所述第二变速动作决定时刻能够被直接变速至的档位之一确定为所述自动变速器的中间档位，并在建立所述中间档位后实施将所述自动变速器变速至基于所述第二变速动作决定的目标档位的变速控制。

根据作为本发明第一方面优选形式的本发明第二方面的变速控制设备的特征在于，所述变速控制装置将所述自动变速器在所述第二变速动作决定时刻能够被直接变速至的所述档位之中在发动机转速变化量最大的情况下建立的一个档位确定为所述中间档位。

根据作为本发明第一方面优选形式的本发明第三方面的变速控制设备的特征在于，所述变速控制装置将所述自动变速器在所述第二变速动作决定时刻能够被直接变速至的所述档位之中在最短时间内建立的一个档位确定为所述中间档位。

根据作为本发明第一方面优选形式的本发明第四方面的变速控制设备的特征在于，所述变速控制装置将所述自动变速器在所述第二变速动作决定时刻能够被直接变速至的所述档位之中在建立所述中间档位的方向上发动机转速变化量最小的情况下建立的一个档位确定为所述中间档位。

根据作为本发明第一至第四方面中任意一个的优选形式的本发明第五方面的变速控制设备的特征在于，还包括变速模式存储装置和选择装置，所述变速模式存储装置用于存储所述自动变速器的多个变速模式和所述多个变速模式的变速时间，当存在允许所述自动变速器从所述中间档位变速至基于所述第二变速动作决定的目标档位的变速动作的多个变速模式组合

时, 所述选择装置可操作以用于在所述变速模式存储装置中所存储的所述变速时间的基础上获得所述多个变速模式组合各自的总变速时间, 并选择所述变速模式组合之中总变速时间最短的一个, 并且其中所述变速控制装置基于由所述选择装置所选的变速模式组合实施将所述自动变速器从所述中间档位变速至所述目标档位的变速控制。

根据本发明第一方面的变速控制设备布置成, 使得当不可能将自动变速器直接变速至基于第二变速动作决定的目标档位时, 将自动变速器在第二变速动作决定时刻能够被直接变速至的档位之一确定为自动变速器的中间档位, 这提供了自动变速器变速控制中的最高改进。因此, 该变速控制设备在自动变速器的变速控制中提供了相对于中间档位固定且保持不变的变速控制设备的改进。

根据本发明第二方面的变速控制设备布置成, 使得自动变速器能够被直接变速至的档位之中在发动机转速变化量最大的情况下建立的一个档位被确定为中间档位, 从而发动机转速改变为由中间档位确定的值所需时间较长, 因而建立该中间档位需要接合的摩擦接合装置的液压可以较缓和地变化, 使得能够减小由于摩擦接合装置的接合动作导致的冲击, 即, 减小在自动变速器变速至中间档位的变速动作时自动变速器的变速冲击, 并提高摩擦接合装置的耐久性。

根据本发明第三方面的变速控制设备布置成将自动变速器迅速变速至所确定的中间档位, 从而最终建立目标档位所需的时间也能够缩短。根据本发明第四方面的变速控制设备也布置成将自动变速器迅速变速至所确定的中间档位, 从而最终建立目标档位所需的时间也能够缩短。

根据本发明第五方面的变速控制设备布置成在最短的时间内将自动变速器从中间档位变速至最终的目标档位, 从而目标档位能够迅速建立。

在本发明变速控制设备的一个优选布置中, 基于变速动作决定的目标档位车速 V 和加速踏板操作量 Acc 的实际值的基础上, 根据变速边界线确定, 该变速边界线设计成在车速 V 和加速踏板操作量 Acc 的基础上确定目标档位。在该布置的一个形式中, 变速边界线在加速踏板操作量 Acc 的

变化率的基础上改变。作为替代，目标档位被确定为使得产生基于统计数据基础确定的车辆所需驱动力或减速力，该统计数据基础是为了在加速踏板操作量 Acc 和该操作量的变化率或制动踏板操作量的基础上确定所需车辆驱动力或减速力而获得的。各种其它确定目标档位的布置也是可以的。

所述不可能将自动变速器直接变速至基于第二变速动作决定的目标档位的情况是，为在基于第一变速动作决定的变速控制中止后立即实施基于第二变速动作决定的变速控制而应该同时被控制的摩擦接合装置的数量大于能够同时被控制的摩擦接合装置预定上限数量的情况。例如，通常可能通过实施分离一个摩擦接合装置同时接合另一个摩擦接合装置的所谓“离合器至离合器”控制使自动变速器变速，但通常不允许与这两个摩擦接合装置同时控制另一个摩擦接合装置，即，不允许同时控制三个或更多摩擦接合装置。但是，在将应该同时被控制的摩擦接合装置数量与上限数量进行比较时，不考虑任何处于分离或接合动作过程中且对发动机转速 NE 的变化没有影响的摩擦接合装置。也就是说，是否能够将自动变速器直接变速至目标档位的决定在除了上述摩擦接合装置以外的摩擦接合装置数量基础上作出。

所述中间档位可以根据上述本发明第二至第四方面中任意一项单独确定，或者结合使用本发明第二至第四方面确定。例如，将经由根据本发明第三方面临时确定的中间档位建立目标档位所需的时间与经由根据本发明第四方面临时确定的中间档位建立目标档位所需的时间彼此进行比较，且这两个临时中间档位之中允许自动变速器更迅速地变速至目标档位的一个被确定为最终的中间档位。作为替代，完成经由根据本发明第二方面临时确定的中间档位变速至目标档位的变速动作所需的时间和完成经由根据本发明第三或第四方面临时确定的中间档位变速至目标档位的变速动作所需的时间彼此进行比较，且如果完成经由根据本发明第二方面临时确定的中间档位变速至目标档位的变速动作所需的时间不显著长于完成经由根据本发明第三或第四方面临时确定的中间档位变速至目标档位的变速动作所需的时间，则根据第二方面临时确定的中间档位被确定为最终的中间档位，

以减小自动变速器的变速冲击。

上述任何变速模式允许无变速冲击地自动变速器变速控制，且这些变速模式根据自动变速器的具体构造适当地确定。变速模式可以包括：实施自动变速器变速至与当前档位相邻档位的变速动作的单级变速模式；实施自动变速器变速至两个或多个连续档位的连续变速动作的多级变速模式；实施自动变速器变速至不是相邻档位的档位的变速动作的跳档变速模式；以及作为任意单级变速模式、任意多级变速模式和任意跳档变速模式的组合的变速模式。

附图说明

图 1 是说明适于应用本发明的车辆用驱动系统的布置的示意图；

图 2 是说明为了建立图 1 中所示自动变速器的档位，离合器和制动器的接合与分离状态的视图；

图 3 是说明用于控制图 1 的车辆用驱动系统的发动机和自动变速器的控制系统的框图；

图 4 是示出图 3 中所示变速杆变速位置模式的一个例子的视图；

图 5 是示出加速踏板操作量 Acc 和目标节气门开度值 TA^* 之间关系的一个例子的视图，该关系被图 3 中所示电子控制装置用以控制节气门；

图 6 是示出被图 3 的电子控制装置用以控制自动变速器变速动作的变速边界线（脉谱图）的一个例子的视图；

图 7 是示出图 3 的电子控制装置的主要控制功能的框图；

图 8 是示出图 7 中所示变速模式存储装置中所存储的变速模式信息的一个例子的视图；

图 9 是示出在图 7 中所示变速控制装置的控制下，在自动变速器的 4-3 降档动作和 4-2 降档动作过程中，离合器接合压力与发动机转速 NE 变化的时间图；

图 10 是示出图 7 的变速控制装置的控制功能的流程图，这些功能在基于第一变速动作决定的变速控制过程中执行；

图 11 是示出在具有多个候选中间档位的情况下，在图 10 的步骤 S5 中作出决定的例子的视图；

图 12 是示出根据本发明第二实施例的变速控制装置的控制功能的一部分流程图，这些功能在基于第一变速动作决定的变速控制过程中执行；

图 13 是示出在第二实施例中发动机转速 NE 变化的视图；

图 14 是示出根据本发明第三实施例的变速控制装置的控制功能的一部分流程图，这些功能在基于第一变速动作决定的变速控制过程中执行；

图 15 是示出在第三实施例中发动机转速 NE 变化的视图。

附图标记说明：

14: 自动变速器

90: 电子控制装置

120: 变速控制装置

122: 变速动作决定装置

124: 变速控制实施装置

132: 变速模式存储装置（存储装置）

C0、C1、C2、C3: 离合器（摩擦接合装置）

B1、B2、B3: 制动器（摩擦接合装置）

步骤 S8: 选择装置

具体实施方式

下面将参照附图详细说明本发明的优选实施例。

实施例 1

参照图 1 的示意图，示出了适用于 FF 车辆（发动机前置前轮驱动车辆）的横置型车辆用驱动系统，例如，其中诸如汽油机或其它内燃机的发动机 10 的输出通过动力传递装置传递至图中未示出的驱动轮（前轮），该动力传递装置包括变矩器 12、自动变速器 14 和差速齿轮装置 16。变矩器 12 包括：与发动机 10 的曲轴 18 相连的泵轮 20；与自动变速器 14 的输入

轴 22 相连的涡轮 24; 经由单向离合器 26 固定至壳体 28 形式的固定部件上的导轮 30; 以及用于经由缓冲器 (图中未示出) 在曲轴 18 和输入轴 22 之间直接耦合的锁止离合器 32。诸如齿轮泵的机械油泵 21 与泵轮 20 相连, 且与泵轮 20 一起由发动机 10 驱动, 以加压用于操作自动变速器 14 并润滑驱动系统的工作油。发动机 10 用作用于使车辆行驶的驱动力源, 而变矩器 12 用作流体操作耦合装置。

自动变速器 14 包括: 单小齿轮型第一行星齿轮装置 40 和单小齿轮型第二行星齿轮装置 42, 其配合构成所谓的 CR-CR 连接型行星齿轮机构, 其中第一和第二行星齿轮装置 40、42 与输入轴 22 同轴布置, 使得第一行星齿轮装置 40 的行星架和齿圈分别与第二行星齿轮装置 42 的齿圈和行星架相连; 与平行于输入轴 22 的副轴 44 同轴布置的第三行星齿轮装置 46; 以及固定至副轴 44 一端并与差速齿轮装置 16 啮合的输出齿轮 48。行星齿轮装置 40、42、46 的元件, 即, 太阳齿轮、齿圈以及可旋转地支承与太阳齿轮和齿圈啮合的行星齿轮的行星架, 通过四个离合器 C0、C1、C2、C3 选择性地彼此相连, 并通过三个制动器 B1、B2、B3 选择性地固定至壳体 28 形式的固定部件上。此外, 根据这些元件的旋转方向, 太阳齿轮、齿圈以及行星架通过两个单向离合器 F1、F2 彼此相连或与壳体 28 接合。由于差速齿轮装置 16 相对于其轴线 (车轴) 对称, 因此差速齿轮装置 16 的下半部未在图 1 中示出。

上述与输入轴 22 同轴布置的第一行星齿轮装置 40 和第二行星齿轮装置 42、离合器 C0、C1 和 C2、制动器 B1 和 B2 以及单向离合器 F1 构成具有四个前进档和一个倒档的主变速部 MG; 而上述与副轴 44 同轴布置的第三行星齿轮装置 46、离合器 C3、制动器 B3 以及单向离合器 F2 构成低速传动部 U/D 形式的副变速部。在主变速部 MG 中, 输入轴 22 通过离合器 C0、C1 和 C2 分别与第二行星齿轮装置 42 的行星架 K2、第一行星齿轮装置 40 的太阳齿轮 S1 和第二行星齿轮装置 42 的太阳齿轮 S2 相连。第一行星齿轮装置 40 的齿圈 R1 和第二行星齿轮装置 42 的行星架 K2 彼此相连, 第二行星齿轮装置 42 的齿圈 R2 和第一行星齿轮装置 40 的行星架 K1

彼此相连。第二行星齿轮装置 42 的太阳齿轮 S2 经由制动器 B1 固定至壳体 28 形式的固定部件上，且第一行星齿轮装置 40 的齿圈 R1 经由制动器 B2 固定至壳体 28 形式的固定部件上。单向离合器 F1 布置在第二行星齿轮装置 42 的行星架 K2 和壳体 28 形式的固定部件之间。固定至第一行星齿轮装置 40 的行星架 K1 上的第一副轴齿轮 G1 和固定至第三行星齿轮装置 46 的齿圈 R3 上的第二副轴齿轮 G2 彼此啮合。在低速传动部 U/D 中，第三行星齿轮装置 46 的行星架 K3 和太阳齿轮 S3 经由离合器 C3 彼此相连，且制动器 B3 和单向离合器 F2 彼此并列地布置在太阳齿轮 S3 和壳体 28 形式的固定部件之间。

上述离合器 C0、C1、C2、C3（统称为“离合器”）及制动器 B1、B2、B3（统称为“制动器”）为诸如多片式离合器或带式制动器的液压操作摩擦接合装置，它们通过液压致动器接合。这些摩擦接合装置根据手控阀（图中未示出）的操作，通过液压控制回路 98（图 3 中所示）的电磁阀 S1-S5 和线性电磁阀 SL1、SL2、SLU 的激励与非激励而选择性地接合与分离，以根据变速杆 72（图 3 中所示）当前选择的变速位置，选择性地建立自动变速器 14 的五个前进档、一个倒档及空档之一，如图 2 中所示。在图 2 中，“1st”至“5th”表示第一档至第五档，它们是前进档；“O”和“X”分别表示离合器、制动器或单向离合器的接合状态和分离状态；而“Δ”表示当车辆驱动力在前进方向上传递时单向离合器的接合状态。作为示例，变速杆 72 具有驻车位 P、倒档位 R、空档位 N 和前进档位 D、4、3、2、L，且可根据图 4 中所示的变速路径操作至这些位置中所选的一个。当变速杆 72 被置于驻车位 P 或空档位 N 时，自动变速器 14 被置于空档位形式的非驱动档位，其中不传递车辆驱动力。在驻车位 P，驱动轮被机械驻车机构（图中未示出）机械锁止，以防止驱动轮的旋转。

参照图 3 的框图，示出了设置在车辆上用以控制图 1 中所示发动机 10 和自动变速器 14 的控制系统。在该控制系统中，加速踏板 50 的操作量 Acc 由加速器操作量传感器 51 检测。加速踏板 50 由车辆驾驶员操作与驾驶员期望的发动机输出相对应的量。在这方面，加速踏板 50 用作手动操作加速

部件,且加速踏板操作量 Acc 表示期望的发动机输出。在发动机 10 的进气管中布置有电子节气门 56,其开度 θ_{th} 由节气门致动器 54 根据节气门开度指令值 TA 改变。节气门开度指令值 TA 与开度 θ_{th} 对应,且主要在加速踏板操作量 Acc 基础上根据表示加速踏板操作量 Acc 与目标节气门开度指令值 TA^* 之间预定关系的图谱而确定,作为示例该关系如图 5 中所示。目标节气门开度指令值 TA^* 与节气门开度指令值 TA 随着加速踏板操作量 Acc 的增大而增大,使得节气门的开度 θ_{th} 增大以增大发动机输出。

该控制系统还包括:用于检测发动机 10 的转速 NE 的发动机转速传感器 58;用于检测发动机 10 的进气量 Q 的进气量传感器 60;用于检测电子节气门 56 的全关状态(发动机怠速状态)和开度 θ_{th} 的带有怠速开关的节气门传感器 60;用于检测反映车速 V 的副轴 44 转速 NOUT 的车速传感器 66;用于检测发动机 10 的冷却水温 Tw 的水温传感器 68;用于检测制动踏板的操作状态和非操作状态的制动开关 70;用于检测变速杆 72 当前所选位置 PSH 的变速杆位置传感器 74;用于检测涡轮转速 NT(输入轴 22 的转速 N_{IN}) 的涡轮转速传感器 76;用于检测液压控制回路 98 内工作油温度即 AT 油温 ToIL 的变速器油温传感器 78;以及用于检测第一副轴齿轮 G1 转速 NC 的副轴齿轮转速传感器 80。电子控制装置 90 接收来自这些传感器的表示发动机转速 NE、进气量 Q、节气门开度 θ_{th} 、车速 V、发动机冷却水温 Tw、制动踏板操作或非操作状态、变速杆 72 当前所选位置 PSH、涡轮转速 NT、变速器油温 ToIL 和副轴齿轮速度 NC 的信号。制动开关 70 是根据用于行车制动系统的制动踏板是被踩下还是松开而开启和关闭的 ON-OFF 开关。

电子控制装置 90 包括结合了 CPU、RAM、ROM 和输入/输出接口的所谓微型计算机。CPU 操作以在利用 RAM 的临时数据存储功能的同时根据 ROM 中所存储的控制程序执行信号处理,以实施发动机 10 的输出控制和自动变速器 14 的变速控制。如图 7 中所示,电子控制装置 90 包括发动机控制装置 110 和变速控制装置 120 形式的功能装置,它们按照需要彼此独立工作。

发动机控制装置 110 可操作以控制用于控制电子节气门 56 的开启和关闭动作的节气门致动器 54, 控制用于控制燃料喷射量的燃料喷射阀 92, 控制用于控制点火正时的点火装置 94 如点火器, 并控制用于摇动曲轴 18 以起动发动机 10 的起动机 (电动机)。为了实施电子节气门 56 的开启和关闭动作, 发动机控制装置 110 基本上布置成在实际加速踏板操作量 Acc 的基础上根据如图 5 中所示目标节气门开度指令值 TA^* 与加速踏板操作量 Acc 之间的预定关系确定目标节气门开度指令值 TA^* , 并使用所确定的目标节气门开度指令值 TA^* 作为节气门开度指令值 TA , 以控制节气门致动器 54, 使得实际节气门开度 θ_{th} 随着加速踏板操作量 Acc 的增大而增大。但是, 为了实施牵引控制或其它特殊控制, 发动机控制装置 110 确定节气门开度指令值 TA , 而不管与加速踏板操作量 Acc 相对应的目标节气门开度指令值 TA^* 。

变速控制装置 120 包括变速动作决定装置 122 和变速控制实施装置 124。变速动作决定装置 122 布置成在实际加速踏板操作量 Acc 和实际车速 V 的基础上根据图 6 中作为变速条件存储在变速条件存储装置 130 中的变速边界线 (变速边界线图谱) 不时地确定自动变速器 14 的目标档位, 并判断自动变速器当前建立的档位是否不同于所确定的目标档位。另一方面, 变速控制实施装置 124 布置成在判断为当前档位不同于所确定的目标档位时, 实施将自动变速器 14 变速至所确定的目标档位的变速控制。

即使在变速控制实施装置 124 基于变速动作决定装置 122 的第一变速动作决定实施变速控制的过程中, 变速动作决定装置 122 也不时地确定目标档位。在图 6 中, 实线表示升档边界线, 而虚线表示降档边界线。这些升档和降档边界线被确定成使得当车速 V 降低或者当加速踏板操作量 Acc 增大时, 将自动变速器 14 变速至比当前档位具有较高变速比 (输入速度 N_{IN} /输出速度 N_{OUT}) 的档位。在该图 6 中, “1” 至 “5” 分别表示第一档至第五档。升档边界线被确定成使得车辆驱动力随着加速踏板操作量 Acc 的增大适当地增大, 而降档边界线被确定成使得车辆驱动力随着制动踏板操作量的增大和加速踏板操作量 Acc 的减小而适当地增大。

当变速动作决定装置 122 在自动变速器 14 基于第一变速动作决定实施变速控制的过程中作出第二变速动作决定时, 变速控制实施装置 124 立即实施基于第二变速动作决定的变速控制。在这种情况下, 根据图 10 的流程图实施变速控制。

为了实施将自动变速器 14 变速至目标档位的变速控制, 变速控制实施装置 124 首先从变速模式存储装置 132 所存储的多个变速模式之中选择单个变速模式或多个变速模式的组合。变速控制实施装置 124 开启(激励)或关闭(非激励)液压控制回路 98 的电磁阀 S1-S5, 以选择性地接合和分离离合器 C 和制动器 B, 从而建立基于所选单个变速模式的档位或者顺次建立基于所选变速模式组合的档位。变速控制实施装置 124 连续地控制施加至线性电磁阀 SL1、SL2 和 SLU 的电流量, 从而防止自动变速器 14 由于车辆驱动力变化引起的变速冲击, 或离合器和制动器摩擦部件耐久性的恶化。

变速模式存储装置 132 存储表示上述多个变速模式和各变速模式所需变速时间的变速模式信息。图 8 示出表示降档模式的降档模式信息形式的变速模式信息的例子。所存储的各变速模式是自动变速器 14 可以较容易地实现而没有变速冲击的变速动作或变速动作组合。所存储的变速模式根据自动变速器 14 的具体构造而确定。图 8 中所存储的降档模式包括: 变速至相邻档位的单级变速模式(No. 1-4); 连续变速至非相邻档位的多重变速模式(No. 7、9、10); 跨过一个或多个档位变速的跳档变速模式(No. 5 和 6); 以及单级变速模式、多重变速模式或跳档变速模式的组合(No. 8)。变速模式存储装置 132 还存储表示升档模式的升档模式信息(图中未示出)。基于所存储的各变速模式的变速动作或变速动作的组合可以通过控制摩擦接合装置(离合器 C 和制动器 B)中的仅一个或两个而实现。变速模式所需变速时间为预定长度的时间, 但可以在诸如车辆加速度值和减速度值的车辆状态参数基础上确定。变速模式存储装置 132 对应于存储装置, 且变速模式存储装置 132 和变速条件存储装置 130 可以在上述 RAM 或 ROM 中提供。

参照图 9 中的时间图, 其中示出了在变速控制装置 120 的控制下, 自动变速器 14 的 4-3 降档动作和 4-2 降档动作过程中, 离合器接合压力和发动机转速 NE 的变化。当在时间点 t_0 作出变速动作决定时, 基于该变速动作决定的变速控制开始。在该变速控制中, 线性电磁阀 SL 控制离合器接合压力的命令液压值一度急剧升高然后降低到比变速控制开始前的水平高预定量的水平。如图 2 中所示, 4-3 降档动作和 4-2 降档动作均通过接合离合器 C1 而实现。在实施 4-3 或 4-2 降档动作的变速控制开始时刻之后, 工作油被提供给离合器 C1, 且在时间点 t_1 即当离合器 C1 的实际液压等于命令液压值时, 该离合器 C1 充满工作油。这样, 离合器 C1 被置于压力可调节状态, 从变速控制的开始时刻起没有显著的时间延迟。在压力可调节状态下, 离合器接合压力可调节。

为实现基于该变速动作决定的变速控制而需要分离的摩擦接合装置的液压(图 9 中未示出)被降低, 使得发动机转速 NE 开始升高, 如图 9 中所示。需要分离的摩擦接合装置的液压下降速度被控制成使得在 4-3 降档动作过程中发动机转速 NE 的初期上升梯度比 4-2 降档过程中的初期上升梯度缓和。为实现 4-3 降档动作而需要分离的摩擦接合装置是制动器 B1, 为实现 4-2 降档动作而需要分离的摩擦接合装置是离合器 C0。

需要分离的摩擦接合装置的液压下降速度和发动机转速 NE 的上升梯度如上所述地被控制, 以在发动机转速 NE 升高到由降档动作建立的档位所确定的水平, 即, 离合器 C1 的同步速度以前, 使需要接合的离合器 C1 的液压升高到允许离合器 C1 同步控制的水平。单级 4-3 降档动作前后发动机转速值 NE 之间的差值小于两级 4-2 降档动作前后发动机转速值 NE 之间的差值, 从而发动机转速 NE 在单级 4-3 降档动作中以较缓和的梯度升高, 以允许离合器 C1 的液压有足够的时间升高。另一方面, 在两级 4-2 降档动作中, 由于在相对快速升高的液压达到略低于离合器 C1 的同步水平后液压能够很容易地以相对低的速度升高, 因而离合器 C1 的液压首先以相对较高的速度升高。

4-3 降档动作的同步控制在时间点 t_2 开始, 而 4-2 降档动作的同步控

制在时间点 t_3 开始。同步控制开始的时间点可以在当前发动机转速值 NE 和在变速至新档位的降档动作后的发动机转速值 NE 之间的差值以及发动机转速 NE 的上升梯度基础上检测。当检测到同步控制开始的时间点后，命令液压值以预确定的较缓和梯度升高。命令液压值较缓和的上升梯度被确定成减小自动变速器 14 由于要分离的摩擦接合装置分离动作的定时与要接合的离合器 C1 接合动作的定时之间的不一致而导致的变速冲击，该不一致会由于液压控制特性的变化和发动机转速传感器 58 的检测错误而产生。

图 10 的流程图示出变速控制装置 120 的控制功能，这些控制功能在基于第一变速动作决定的变速控制过程中执行。图 10 的控制例程以较短的预定循环时间不时地执行。在图 10 的控制例程中，在步骤 S1 判断是否作出第二变速动作决定。该判断基于图 6 的变速边界线作出。如果在步骤 S1 中作出否定判断，则控制例程的执行终止。如果由于车辆行驶条件或车辆驾驶员的操作变化，自动变速器 14 最近选择的目标档位不同于基于第一变速动作决定所选的目标档位，则在步骤 S1 中作出肯定判断。该步骤 S1 对应于上述变速动作决定装置 122，其布置成作出将自动变速器 14 变速至最近所选档位的变速动作决定。

如果在步骤 S1 中作出肯定判断，则控制流程转到步骤 S2，以判断是否不可能将自动变速器 14 直接变速至基于第二变速动作决定最近所选的目标档位。该判断根据建立最近所选目标档位应该同时控制的摩擦接合装置数量是否大于能够同时控制的摩擦接合装置的上限数量（例如，两个）而作出。如果在步骤 S2 中作出否定判断，即，如果自动变速器 14 能够直接变速至最近所选目标档位，则控制流程转到步骤 S3 以中止基于第一变速动作决定的变速控制，然后转到步骤 S4 以实施将自动变速器 14 变速至基于第二变速动作决定所选目标档位的变速控制。

如果在步骤 S2 中作出肯定判断，则控制流程转到步骤 S5，以判断是否存在多个候选中间档位。这些候选中间档位是不同于最近所选目标档位且自动变速器 14 在步骤 S1 的决定时刻能直接变速至的档位。如果在步骤

S5 中作出否定判断, 即, 如果只有一个自动变速器能直接变速至的候选中间档位, 则控制流程转到步骤 S6, 以将该候选中间档位确定为中间档位。

如果在步骤 S5 中作出肯定判断, 则控制流程转到步骤 S7, 以将候选中间档位之中在发动机转速 NE 变化量最大的情况下建立的一个确定为中间档位。发动机转速 NE 的变化量最大意味着完成发动机转速 NE 变化所需的时间最长, 从而离合器接合压力有足够的时间可以升高。因此, 离合器接合压力能够以最缓和的梯度升高以建立中间档位, 从而可以减小变速冲击。

参照图 11, 示出了一种在步骤 S5 中作出存在多个候选中间档位的肯定判断的情况的例子。在该例子中, 在 t_0 时刻作出实施 4-3 降档动作的第一变速动作决定, 而在 t_1 时刻作出实施 4-1 降档动作的第二变速动作决定, t_1 时刻在发动机转速 NE 开始升高的时刻之前。即, 所选目标档位在 t_1 时刻从第三档变为第一档。注意从第四档降至第一档的 4-1 降档动作需要离合器 C0 和制动器 B1 的分离动作以及离合器 C1 的接合动作, 即, 应该同时控制的摩擦接合装置数量大于预定上限数量, 从而不能够实施直接变速至第一档的 4-1 降档动作。因此, 在该例子中, 在步骤 S2 中作出肯定判断, 且控制流程转到步骤 S5。

在图 11 的例子中, 作为第一变速动作决定的结果, 制动器 B1 的液压开始降低且离合器 C1 的液压开始升高, 虽然该图没有表示这些液压的降低和升高。在发动机转速 NE 的实际升高还没有开始的 t_1 时刻, 可以通过中止制动器 B1 液压的降低然后使该液压升高, 并降低离合器 C0 而不是制动器 B1 的液压, 而实施变速至第二档的降档动作。还应注意, 可以继续基于第一变速动作决定的变速控制, 即, 实施变速至第三档的降档动作。这样, 在 t_1 时刻, 存在两个候选中间档位, 即, 第二档和第三档。但是, 4-2 降档动作比 4-3 降档动作造成发动机转速 NE 更大的变化量。从而, 在步骤 S7 中, 第二档被确定为中间档位。

随后, 在对应于选择装置的步骤 S8, 从变速模式存储装置 132 所存储的变速模式之中选择允许在最短时间内从中间档位变速至基于第二变速动

作决定所选目标档位的变速动作的单个变速模式或变速模式组合。在图 11 的例子中,中间档位是第二档而目标档位是第一档,所以选择单级 2-1 降档模式。但是,如果不能实施从中间档位直接变速至目标档位的变速动作,则该变速动作根据多个变速模式的组合而实施。如果存在两个或多个用于从中间档位变速至目标档位的变速模式组合,则选择这些组合之中总变速时间最短的最优一个。为此,在变速模式存储装置 132 所存储的变速模式的变速时间基础上,计算所有组合各自的总变速时间。如果中间档位为第四档,则存在四种变速模式组合。如图 8 中所示,这四种组合为:(1)4-3 降档模式和 3-1 降档模式;(2)4-3 降档模式、3-2 降档模式和 2-1 降档模式;(3)两级 4-3-2 降档模式和 2-1 降档模式;及(4)4-2 降档模式和 2-1 降档模式。在这种情况下,选择这四种组合之中所计算出的总变速时间最短的一种。

然后,控制流程转到步骤 S9,以中止基于第一变速动作决定的变速控制,然后转到步骤 S10,以实施建立在步骤 S6 或步骤 S7 中所确定的中间档位的变速控制。在接下来的步骤 S11 中,液压控制回路 98 的电磁阀 S1-S5 适当地开启和关闭,以接合和分离适当的离合器 C 和制动器 B,从而基于在步骤 S8 中所选变速模式组合之一使自动变速器变速,同时施加到线性电磁阀 SL1、SL2 和 SLU 上的电流量被连续控制,以控制正在接合和分离的离合器 C 和制动器 B 的液压。

在步骤 S12 中,作出自动变速器 14 基于所讨论变速模式的变速是否完成的判断。该判断在电磁阀 S1-S5 及线性电磁阀 SL1、SL2、SLU 的指令信号基础上作出。如果基于所讨论变速模式的变速已经完成,则控制流程转到步骤 S13。

在步骤 S13 中,判断目标档位是否已经建立。该判断在电磁阀 S1-S5 的指令信号基础上作出。如果目标档位已经建立,则该控制例程的一次执行循环结束。如果目标档位还未建立,则重复步骤 S11 及其后的步骤,以基于下一变速模式使自动变速器变速。

实施例 2

下面，将说明本发明的第二实施例。在下面的说明中，相同的附图标记用于表示不同实施例共同的元件。

第二实施例与第一实施例的不同之处仅在于由变速控制装置 120 执行并在图 12 中示出的控制功能，图 12 是示出根据本发明第二实施例的变速控制装置 120 的控制功能的流程图的一部分，这些控制功能在基于第一变速动作决定的变速控制过程中执行。图 12 中示出的唯一步骤代替图 10 中的步骤 S7。即，如果在图 10 的步骤 S5 中判断出存在多个候选中间档位，则执行步骤 S7-1。

在该步骤 S7-1 中，候选中间档位之中能在最短时间内建立的一个被确定为中间档位。与图 11 一样，图 13 示出在 t_0 时刻作出实施 4-3 降档动作的第一变速动作决定而在 t_1 时刻作出实施变速至作为目标档位的第一档的变速的第二变速动作决定的情况，其中 t_1 时刻在发动机转速 NE 开始升高的时刻之前。与图 11 中的例子一样，在图 13 的例子中，存在两个候选中间档位，即第二档和第三档。图 13 还示出 4-2 降档动作，用于与 4-3 降档动作进行比较。如图 13 中所示，第三档可以比第二档在更短的时间内建立。因此，在步骤 S7-1 中，第三档被确定为中间档位。所需变速时间在变速模式存储装置 132 所存储的变速模式信息基础上计算出。

在第二实施例中，多个候选中间档位之中能在最短时间内建立的一个被确定为中间档位，中间档位能够迅速地建立，从而建立目标档位所需的时间也可以缩短。

虽然由于第三档可以比第二档在更短的时间内建立，因而第二实施例布置成将第三档确定为中间档位，但取决于要接合的摩擦接合装置的液压操作参数，建立第二档所需的时间可能会短于建立第三档所需的时间。例如，在实施 4-3 降档动作所要接合的离合器与实施 4-2 降档动作所要接合的离合器不同时，建立实施 4-3 降档动作所要接合的离合器的压力可调节状态所需时间可能会长于建立实施 4-2 降档动作所要接合的离合器的压力可调节状态所需时间。在这种情况下，通过增大在 4-2 降档动作过程中发

动机转速 NE 的初期上升梯度, 可以使建立第二档所需的时间短于建立第三档所需的时间。由于 4-2 降档动作前后发动机转速值 NE 之间的差值大到足以允许发动机转速 NE 在发动机转速 NE 达到同步速度后以较缓和的梯度升高, 因而在 4-2 降档动作过程中发动机转速 NE 的初期上升梯度较大。

实施例 3

下面将参照图 14 说明本发明的第三实施例, 图 14 示出根据本发明第三实施例的变速控制装置 120 的控制功能的流程图的一部分, 这些控制功能在基于第一变速动作决定的变速控制过程中执行。图 14 中示出的唯一步骤代替图 10 中的步骤 S7。即, 如果在图 10 的步骤 S5 中判断出存在多个候选中间档位, 则执行步骤 S7-2。

在该步骤 S7-2 中, 多个候选中间档位之中在建立中间档位的方向上发动机转速 NE 的变化量最小的情况下建立的一个被确定为中间档位。在图 15 的例子中, 在 t_0 时刻作出实施 4-3 降档动作的第一变速动作决定, 而在发动机转速 NE 略微升高的 t_1 时刻作出实施变速至作为目标档位的第一档的变速的第二变速动作决定。

如果在 t_1 时刻直接变速至第三档或第二档的变速动作是可能的, 则第三档以比第二档更小的发动机转速 NE 变化量建立。因此, 在步骤 S7-2 中, 第三档被确定为中间档位。第三实施例适用于 4-3 降档动作和 4-2 降档动作通过分离相同摩擦接合装置并通过接合各不相同的摩擦接合装置而实现的自动变速器。

在第三实施例中, 多个候选中间档位之中在建立中间档位的方向上发动机转速 NE 的变化量最小的情况下建立的一个被确定为中间档位, 中间档位能够迅速地建立, 从而建立目标档位所需的时间也可以缩短。

虽然上文已经仅出于示例性目的参照附图详细说明了本发明的实施例, 但应当理解本发明可以以本领域技术人员能够采用的各种变型和改进来实施。

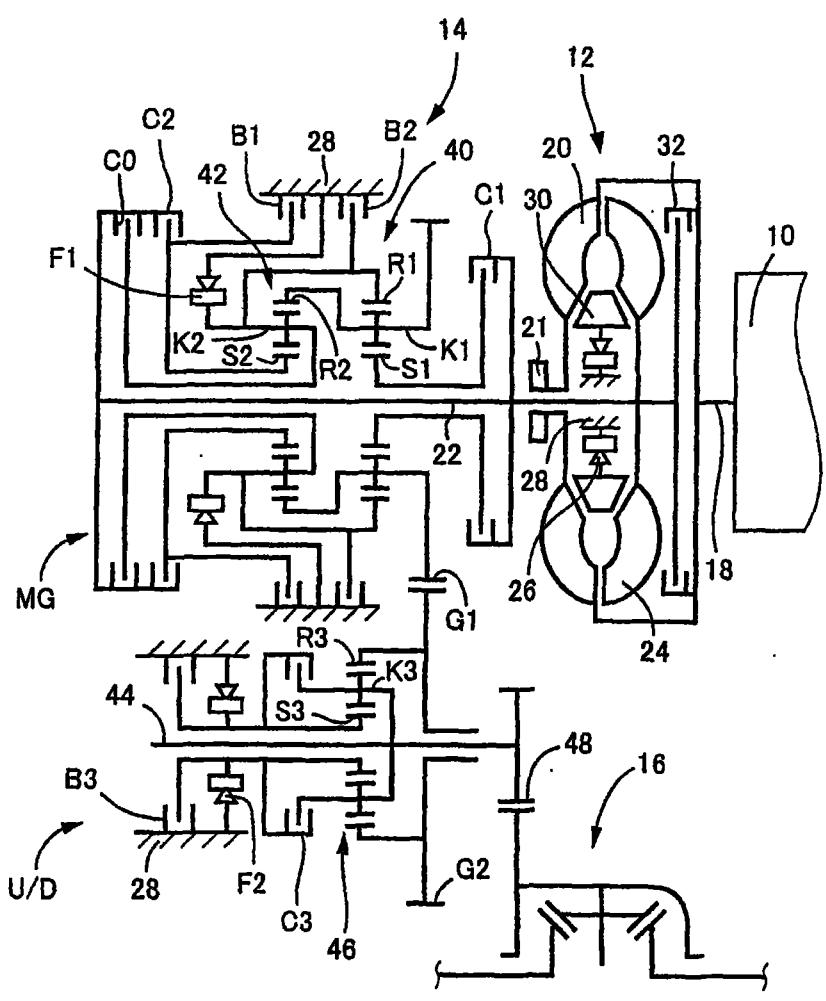


图 1

档位		离合器及制动器							O.W.C.	
		C1	C0	C2	B1	B2	C3	B3	F1	F2
N,P		X	X	X	X	X	X	O	X	X
R		X	X	O	X	O	X	O	X	X
D	1st	O	X	X	X	X	X	O	O	△
	2nd	O	X	X	O	X	X	O	X	△
	3rd	O	O	X	X	X	X	O	X	△
	4th	X	O	X	O	X	X	O	X	△
	5th	X	O	X	O	X	O	X	X	X
	1 档发动机制动	O	X	X	X	O	X	O	△	△

图 2

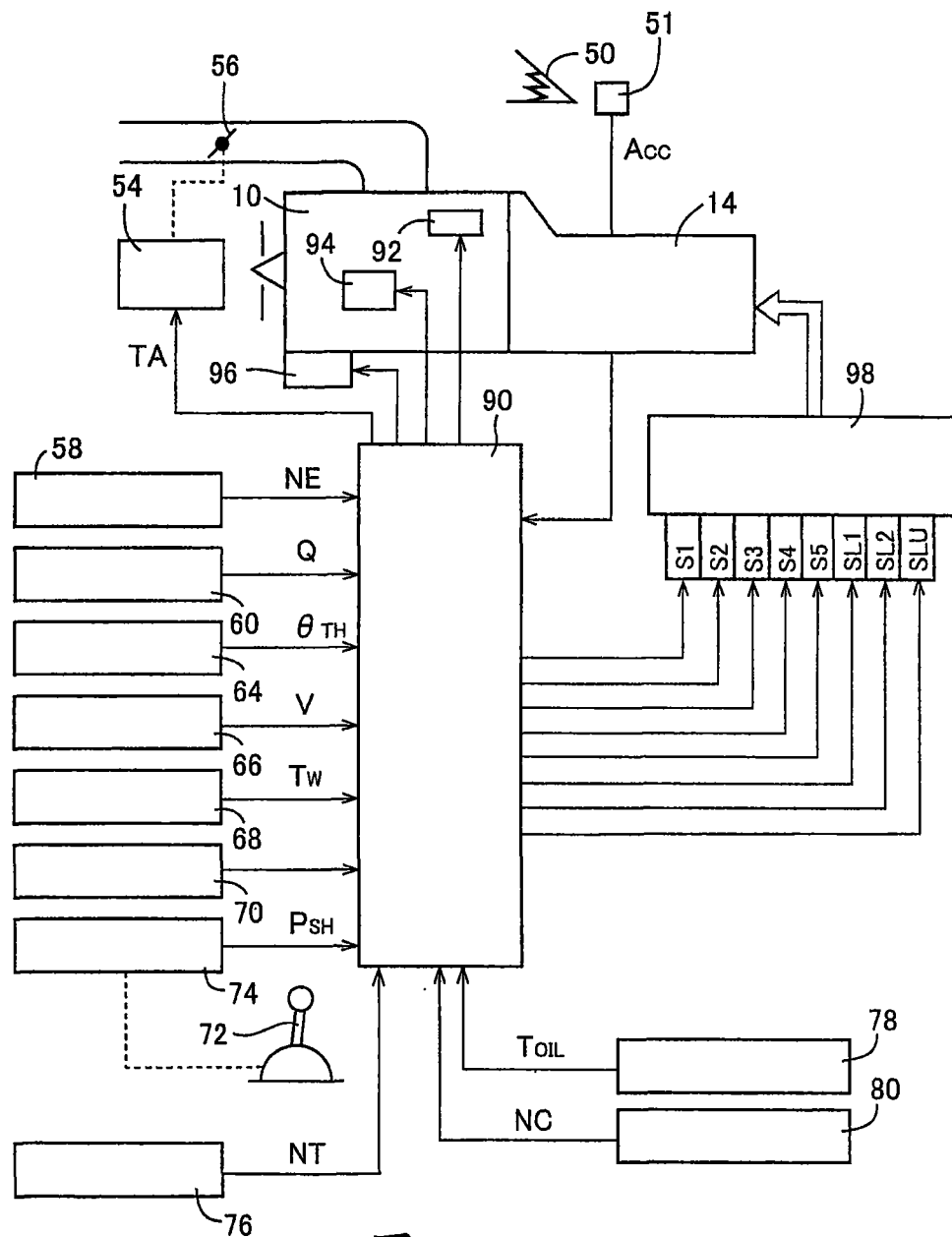


图 3

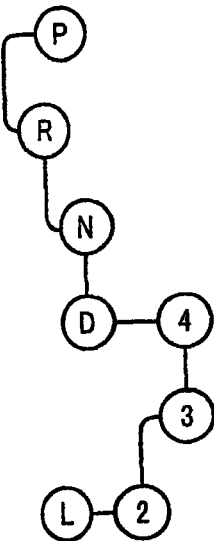


图 4

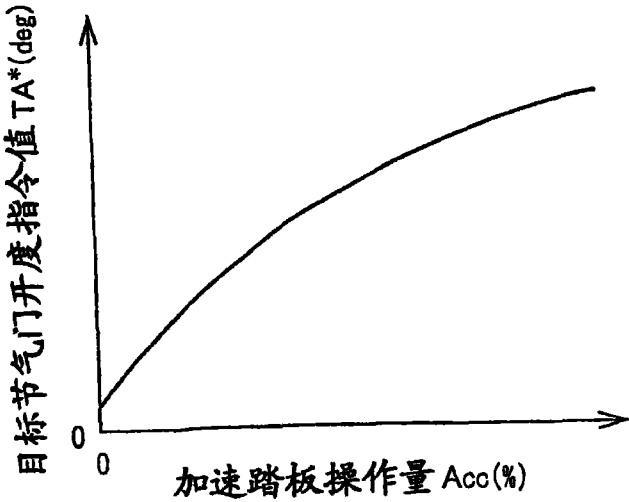


图 5

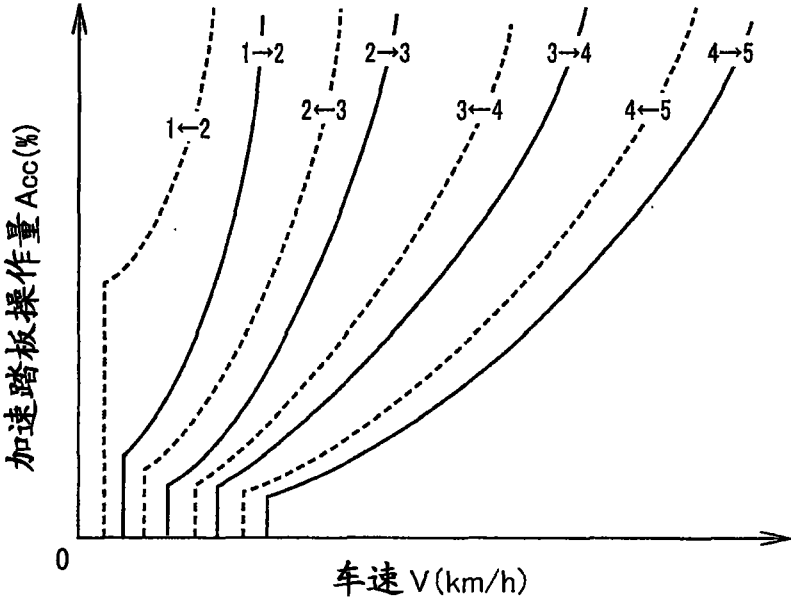


图 6

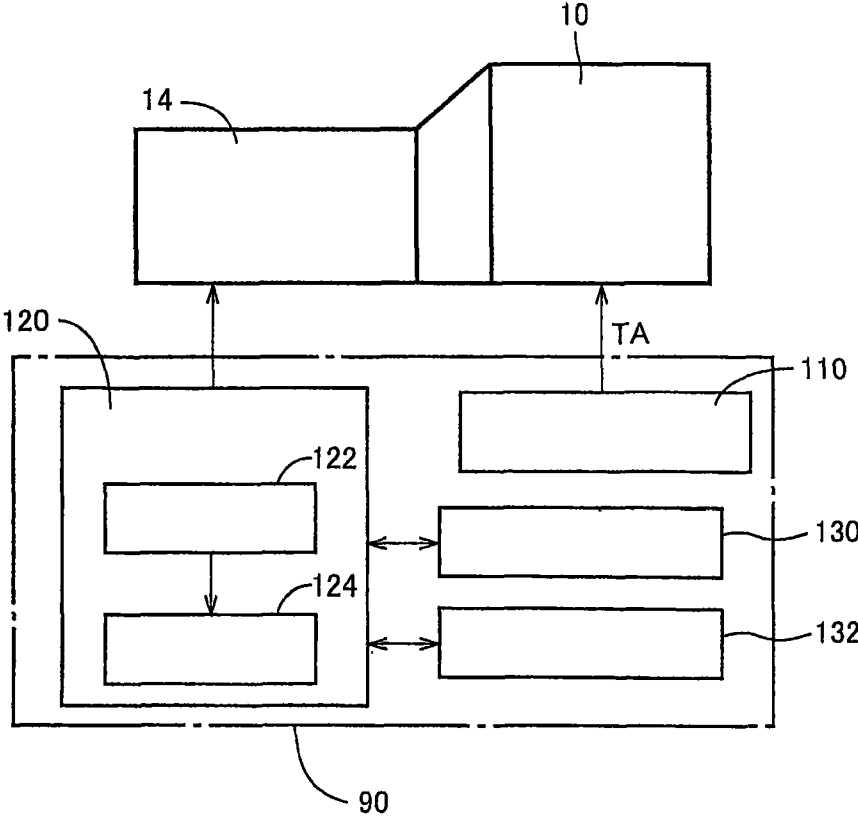


图 7

	变速模式	变速时间
No.1	5→4 变速	↔
No.2	4→3 变速	↔
No.3	3→2 变速	↔
No.4	2→1 变速	↔
No.5	4→2 变速	↔
No.6	3→1 变速	↔
No.7	5→4→3 多重变速	↔
No.8	5→4→2 多重变速	↔
No.9	4→3→2 多重变速	↔
No.10	3→2→1 多重变速	↔

图 8

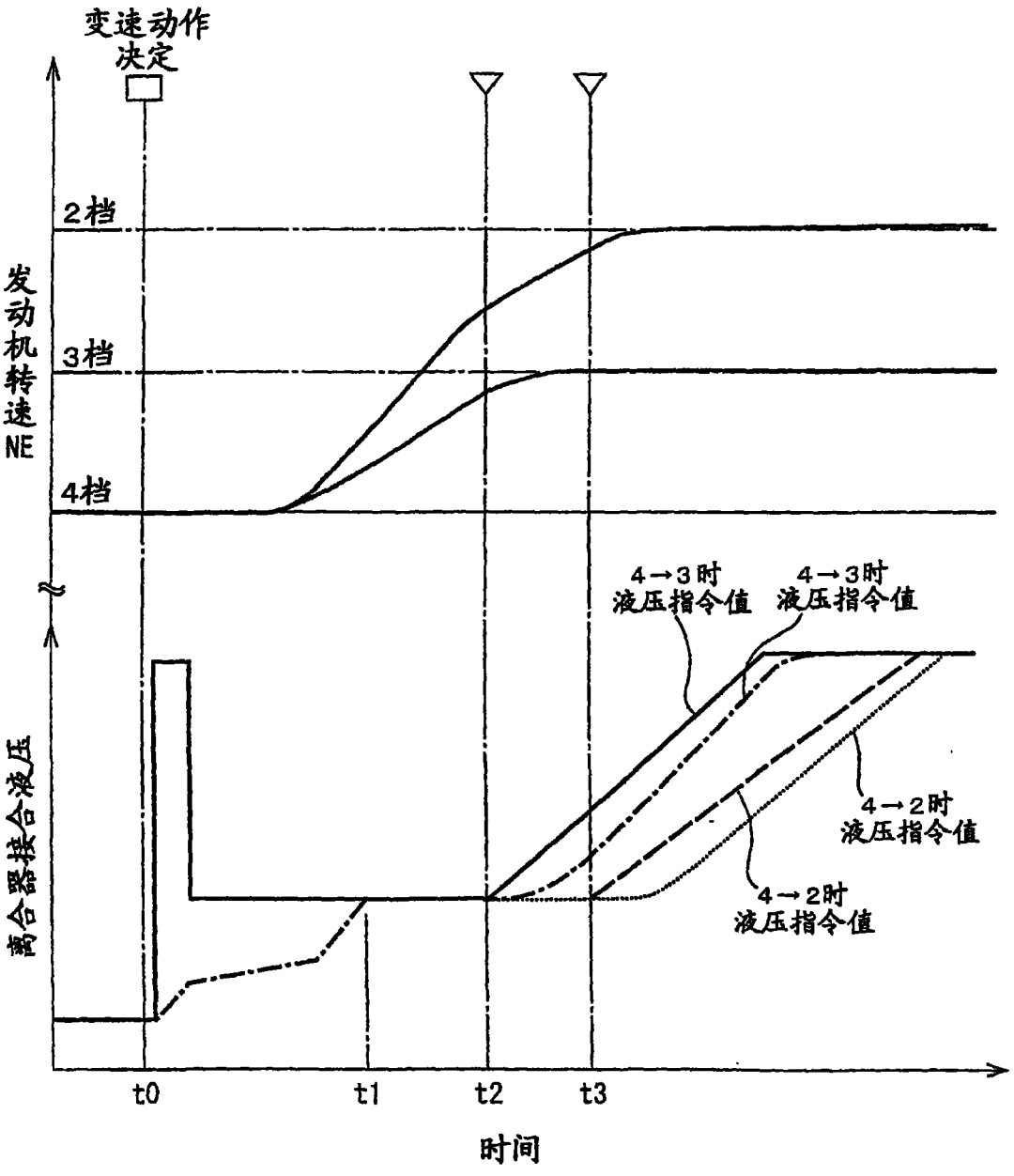


图 9

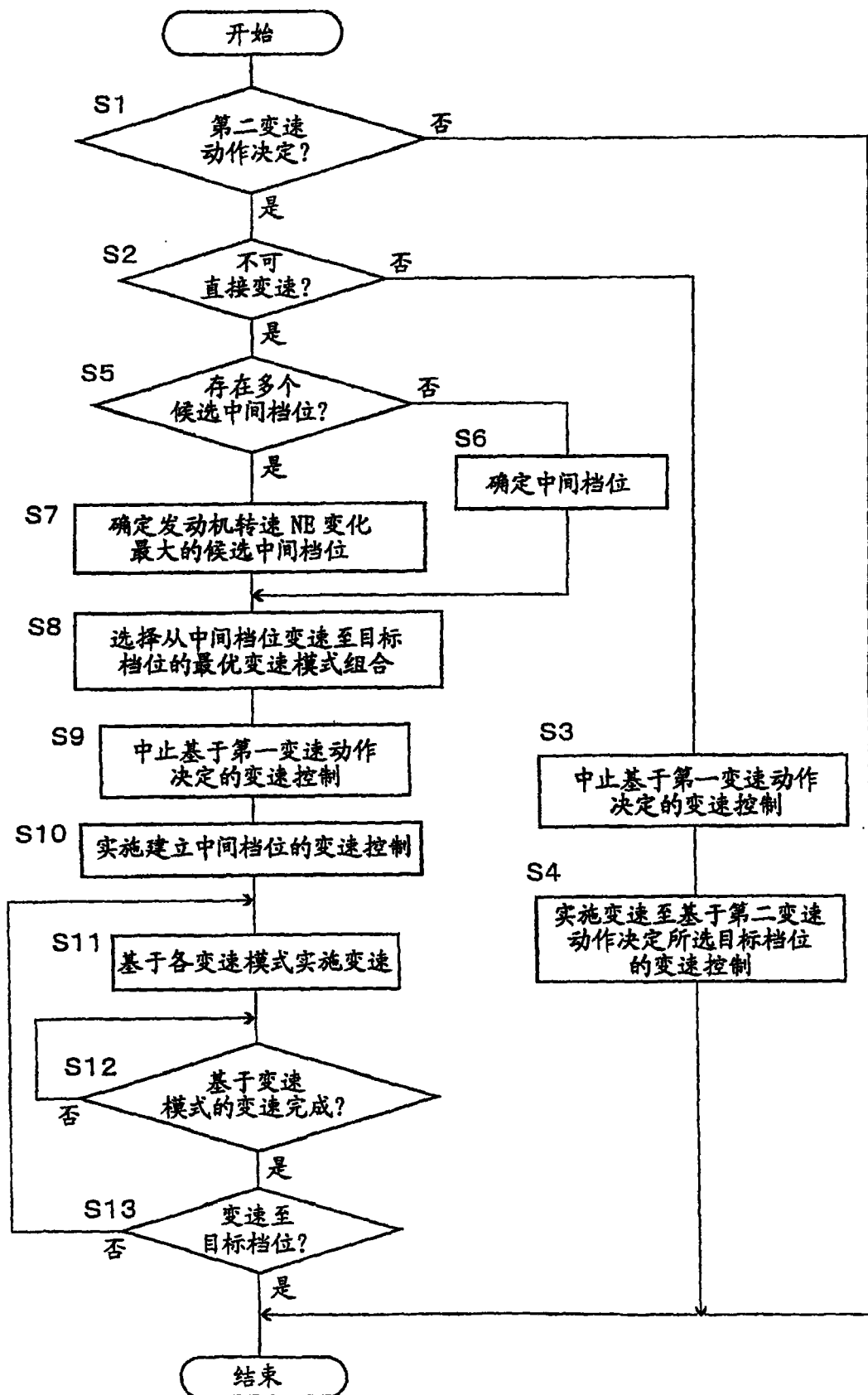


图 10

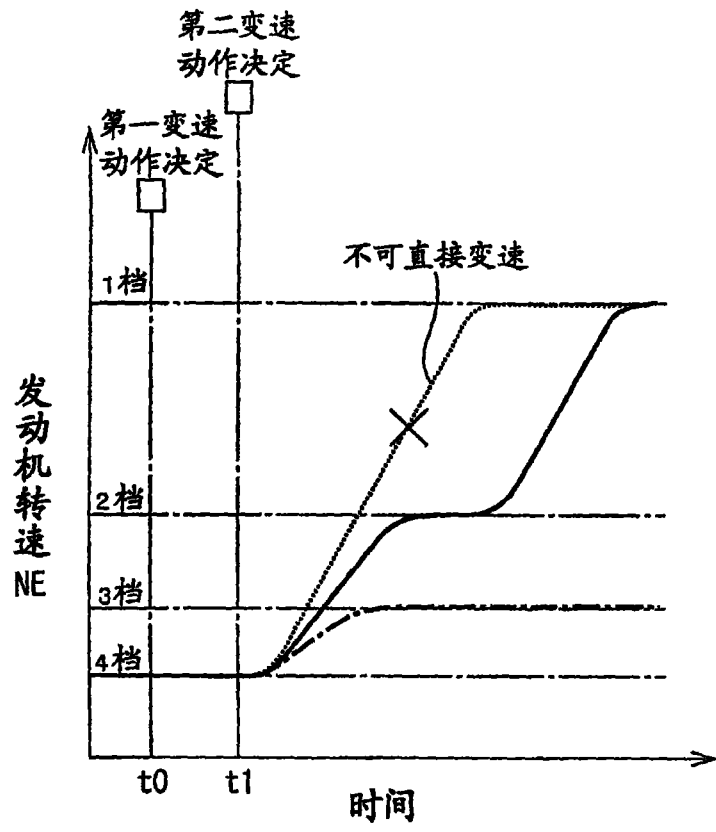


图 11

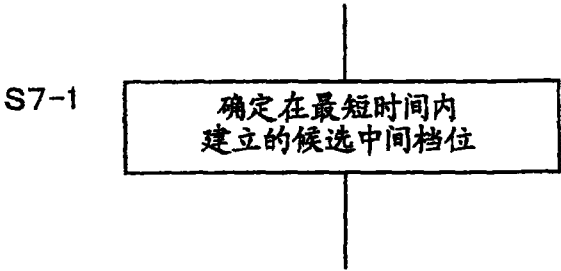


图 12

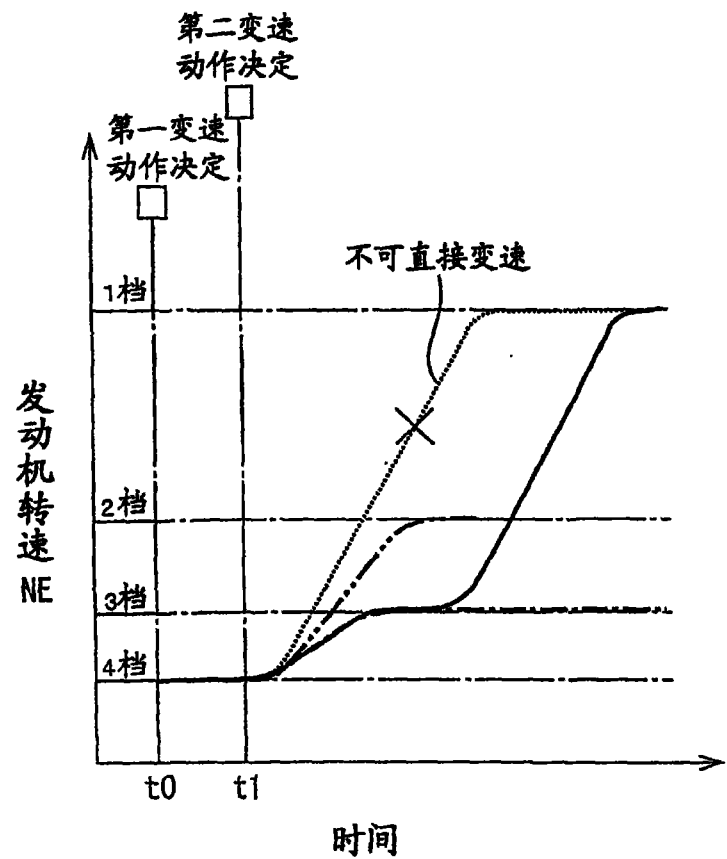


图 13

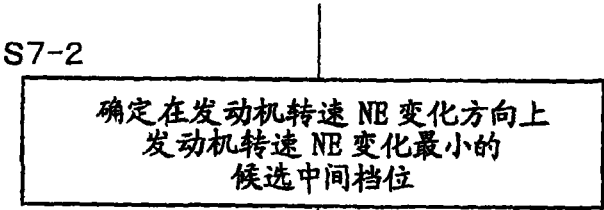


图 14

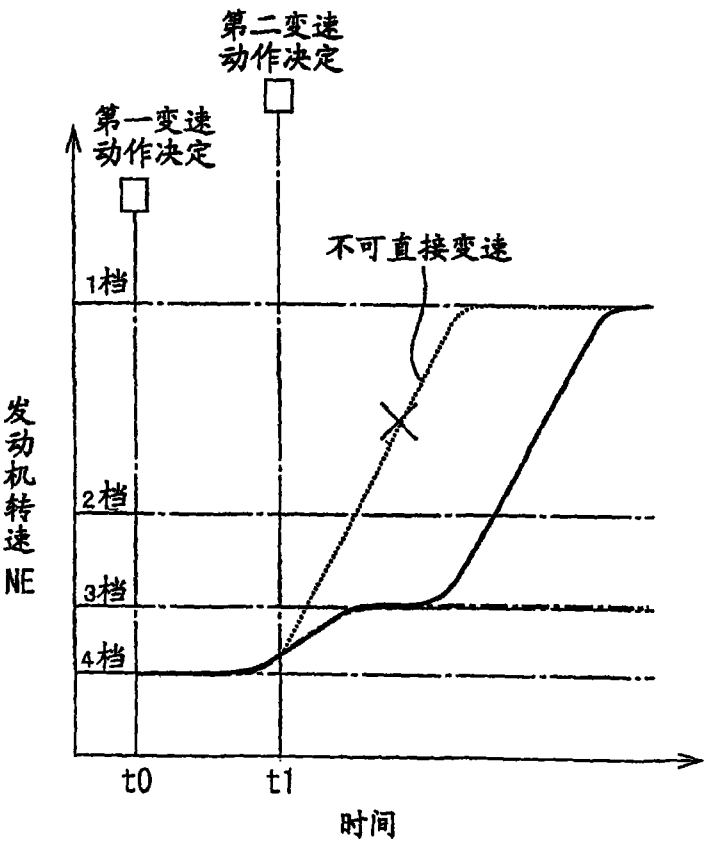


图 15