



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 102147008 B

(45) 授权公告日 2014. 02. 19

(21) 申请号 201110033690. 7

US 5522778 , 1996. 06. 04, 全文 .

(22) 申请日 2011. 01. 31

CN 101144539 A, 2008. 03. 19, 全文 .

(30) 优先权数据

JP 特开 2002-206636 A, 2002. 07. 26, 全文 .

024879/2010 2010. 02. 05 JP

审查员 苏文涛

(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 浅见友弘 斋藤秀典

(74) 专利代理机构 北京市中咨律师事务所

11247

代理人 马江立 柴智敏

(51) Int. Cl.

F16H 61/14 (2006. 01)

F16H 61/20 (2006. 01)

(56) 对比文件

US 5860499 , 1999. 01. 19, 全文 .

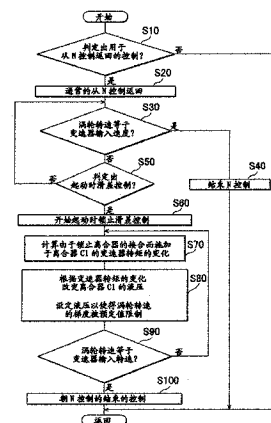
权利要求书2页 说明书25页 附图13页

(54) 发明名称

车辆用动力传递系统的起动控制装置

(57) 摘要

本发明涉及车辆用动力传递系统的起动控制装置。当在空档控制的解除期间另外执行起动时锁止滑差控制时,利用为了在解除空档控制时接合离合器 (C1) 而增加的 C1 离合器压力 ( $P_{c1}$ ) 和为了在起动时锁止滑差控制期间使锁止离合器 (33) 进入滑差接合而增加的锁止离合器压力 ( $P_{LW}$ ) 中的至少一者,控制通过离合器 (C1) 的接合而朝在离合器 (C1) 的接合完成时的变速器输入转速 ( $N_{s3}$ ) 改变的涡轮转速 ( $N_T$ ) 的梯度;因此,空档控制在恒定稳定的时间内完成,并且在离合器 (C1) 接合时发生的冲击和过渡状态下发动机转矩 ( $T_e$ ) 的变化不太可能被传递到输出侧 (驱动轮 (38) 侧)。



1. 一种车辆用动力传递系统的起动控制装置,所述车辆用动力传递系统包括锁止离合器(33)和起动离合器(C1),所述锁止离合器能够使液压动力传递装置的输入部件和输出部件直接连结,所述液压动力传递装置将发动机(30)的动力传递到自动变速器(12),所述起动离合器在被置于接合状态时朝驱动轮传递所述发动机(30)的动力,其中,当所述车辆起动时执行用于使所述锁止离合器(33)进入滑差接合的起动时锁止滑差控制,并且当所述车辆停止时执行用于将所述起动离合器(C1)置于滑差状态或松开状态以使所述发动机(30)与所述驱动轮之间的动力传递路径进入动力传递受限状态的空档控制,其特征在于

当在所述空档控制的解除期间另外执行所述起动时锁止滑差控制时,利用为了接合所述起动离合器(C1)而增加的起动离合器压力和为了使所述锁止离合器(33)进入滑差接合而增加的锁止离合器压力中的至少一者,控制通过所述起动离合器(C1)的接合而朝在所述起动离合器(C1)的接合完成时的所述自动变速器(12)的输入转速改变的所述液压动力传递装置的输出转速的梯度。

2. 根据权利要求1所述的车辆用动力传递系统的起动控制装置,其特征在于

基于发动机转矩和所述锁止离合器压力计算传递到所述起动离合器(C1)的转矩的变化,并根据所述转矩的变化设定所述起动离合器压力。

3. 根据权利要求2所述的车辆用动力传递系统的起动控制装置,其特征在于

根据传递到所述起动离合器(C1)的所述转矩的变化,校正为了在不伴随所述起动时锁止滑差控制的情况下解除所述空档控制而预先设定的所述起动离合器压力的设定压力。

4. 根据权利要求3所述的车辆用动力传递系统的起动控制装置,其特征在于

所述锁止离合器压力被设定成,使得所述锁止离合器压力根据所述空档控制的解除的执行时间逐渐增加,并在所述空档控制的解除完成的时间点达到在所述起动时锁止滑差控制下的目标压力。

5. 根据权利要求2所述的车辆用动力传递系统的起动控制装置,其特征在于

所述锁止离合器压力被设定成,使得所述锁止离合器压力根据所述空档控制的解除的执行时间逐渐增加,并在所述空档控制的解除完成的时间点达到在所述起动时锁止滑差控制下的目标压力。

6. 根据权利要求1所述的车辆用动力传递系统的起动控制装置,其特征在于

所述锁止离合器压力被设定成,使得所述锁止离合器压力根据所述空档控制的解除的执行时间逐渐增加,并在所述空档控制的解除完成的时间点达到在所述起动时锁止滑差控制下的目标压力。

7. 根据权利要求6所述的车辆用动力传递系统的起动控制装置,其特征在于

从根据所述空档控制的解除的执行时间而设定的所述锁止离合器压力以及被设定成根据与从加速器踏板的下压开始的所述发动机(30)的过渡操作相关的预定时间段朝在所述起动时锁止滑差控制下的所述目标压力逐渐增加的锁止离合器压力中选择较小的压力,并将所述较小的压力设定为所述锁止离合器压力的设定压力。

8. 根据权利要求1至7中任一项所述的车辆用动力传递系统的起动控制装置,其特征在于

所述起动离合器压力和所述锁止离合器压力中的至少一者被设定成,使得通过所述起动离合器(C1)的接合而朝在所述起动离合器(C1)的接合完成时的所述自动变速器(12)的

输入转速改变的所述液压动力传递装置的输出转速的梯度被预定的梯度限制。

9. 根据权利要求 1 至 7 中任一项所述的车辆用动力传递系统的起动控制装置,其特征  
在于

所述起动离合器压力和所述锁止离合器压力中的至少一者被设定成,使得通过所述起  
动离合器(C1)的接合而朝在所述起动离合器(C1)的接合完成时的所述自动变速器(12)的  
输入转速改变的所述液压动力传递装置的输出转速的梯度基本等于预定的梯度。

## 车辆用动力传递系统的起动控制装置

### 技术领域

[0001] 本发明涉及一种车辆用动力传递系统的起动（起步）控制装置，其执行空档控制（N 控制）并执行起动时锁止滑差控制。本发明特别涉及在空档控制被解除时执行的控制。

### 背景技术

[0002] 在已知类型的车辆中，当车辆停止时执行空档控制——在该空档控制下起动离合器被置于滑差状态或松开状态下，以使发动机与驱动轮之间的动力传递路径进入动力传递受限或中断状态。日本专利申请公报 No. 2005-3193 (JP-A-2005-3193) 和日本专利申请公报 No. 2004-353750 (JP-A-2004-353750) 中描述了这种车辆的示例。更具体而言，在 JP-A-2005-3193 中，当满足例如车辆在变速杆被置于 D（行驶）位置时停止、加速器踏板处于 OFF（或松开）状态、车辆处于平直道路上等特定的空档控制执行条件时，执行用于使自动变速器中的动力传递路径进入充分松开或分离状态的空档控制，以便减小发动机的怠速运转负荷并提高燃料效率。在空档控制下，在变速杆保持处于“D”位置时用于建立自动变速器的第一档位的离合器（对应于起动离合器）被置于滑差状态或部分接合状态，以便充分中断发动机动力向驱动轮的传递。然后，当空档控制被解除时，即，当车辆从空档控制返回时，离合器被接合以便建立车辆准备好立即起动的起动待机状态。

[0003] 在另一已知类型的车辆中，例如，如 JP-A-2005-3193 中所述，当车辆起动时执行起动时锁止滑差控制，在该控制下使能够直接连结液压力传递装置（例如变矩器或液力偶合器）的输入和输出部件的锁止离合器进入滑差接合。通常，在该起动时锁止滑差控制下，执行滑差控制（锁止滑差控制、挠性锁止控制）——在该控制下锁止离合器在车辆在加速器踏板的下压（加速器 ON）之后起动时在一定程度上滑动以容许锁止操作，以便抑制例如发动机转速的增加（或减小增加率）并提高燃料效率。

[0004] 在空档控制的解除和起动时锁止滑差控制中——这二者均为用于在车辆起动时接合离合器的控制，离合器之一的接合对另一离合器的接合有影响，因此各控制可能不稳定地执行。例如，当空档控制被解除时，处于松开状态下的起动离合器被控制成从制动器踏板松开的时间点接合。此时，在起动离合器的过渡接合状态下（即，当起动离合器处于接合的过程中时），基于例如从发动机传递的转矩和加速器踏板行程来控制起动离合器压力。如果在空档控制的解除期间另外执行起动时锁止滑差控制，则传递到起动离合器的转矩改变，这是因为在锁止滑差控制下锁止离合器被向接合侧控制。因此，如果起动离合器的离合器压力被控制为原始设定的压力则完成空档控制的解除花费的时间可能延长，并且传递到起动离合器的转矩可能出乎意料地大，导致接合冲击的增加。

[0005] 当单独进行空档控制的解除（即，不伴随锁止滑差控制）时，利用变矩器的滑差来抑制（或吸收）由起动离合器的接合所造成的冲击（例如，接合冲击或惯性冲击），以及在紧接在加速器踏板被下压后的过渡状态下未稳定的发动机转矩的变化（波动）。另一方面，在起动时锁止滑差控制中，例如由于锁止离合器的半接合而抑制或减少了容许将发动机的动力传递到自动变速器的液压力传递装置的输入和输出部件之间存在转速差的松

弛（滑差、松开状态）。因此，如果在空档控制的解除期间另外执行起动时锁止滑差控制，则在起动离合器接合时发生的冲击（转矩变化）、过渡状态下发动机转矩的变化等更有可能被传递到输出侧（即，更有可能被传递到用户（驾驶员）），这可能导致操控性变差。因此，已提出例如通过如 JP-A-2005-3193 中所述在空档控制完成后开始起动时锁止滑差控制，来相继执行空档控制的解除和起动时锁止滑差控制。

[0006] 在这方面，当车辆起动时，考虑到起动响应性，希望在抑制由起动离合器的接合所造成的冲击的同时尽可能快地解除或完成空档控制。还希望尽早将锁止离合器切换到接合侧以便提高燃料效率。但是，如果为了稳定地执行空档控制的解除和起动时锁止滑差控制而相继地执行这些控制，则由于起动时锁止滑差控制而提高燃料效率的效果会降低，或者起动响应性会变差，或者由起动离合器的接合所造成的冲击会增大。这些问题并未被广为人知，并且尚未提出为了在抑制冲击的同时尽可能快地解除空档控制以及为了尽可能快地接合锁止离合器以便提高燃料效率，而稳定地并且同时执行用于为了解除空档控制而接合起动离合器的控制和用于在起动时锁止滑差控制下接合锁止离合器的控制。

## 发明内容

[0007] 本发明是考虑到上述情形而开发的，并且提供使得空档控制的解除和起动时锁止滑差控制能够以重叠方式稳定地执行的起动控制装置。

[0008] 根据本发明的一方面，提供了一种车辆用动力传递系统的起动控制装置，所述车辆用动力传递系统包括锁止离合器和起动离合器，所述锁止离合器能够使液压动力传递装置的输入部件和输出部件直接连结，所述液压动力传递装置将发动机的动力传递到自动变速器，所述起动离合器在被置于接合状态时朝驱动轮传递所述发动机的动力，其中，当所述车辆起动时执行用于使所述锁止离合器进入滑差接合的起动时锁止滑差控制，并且当所述车辆停止时执行用于将所述起动离合器置于滑差状态或松开状态以使所述发动机与所述驱动轮之间的动力传递路径进入动力传递受限状态的空档控制。当在所述空档控制的解除期间另外执行所述起动时锁止滑差控制时，利用为了接合所述起动离合器而增加的起动离合器压力和为了使所述锁止离合器进入滑差接合而增加的锁止离合器压力中的至少一者，控制通过所述起动离合器的接合而朝在所述起动离合器的接合完成时的所述自动变速器的输入转速改变的所述液压动力传递装置的输出转速的梯度。

[0009] 根据如上所述的起动控制装置，当在所述空档控制的解除期间另外执行所述起动时锁止滑差控制时，利用为了接合所述起动离合器而增加的起动离合器压力和为了使所述锁止离合器进入滑差接合而增加的锁止离合器压力中的至少一者，控制通过所述起动离合器的接合而朝在所述起动离合器的接合完成时的所述自动变速器的输入转速改变的所述液压动力传递装置的输出转速的梯度。在这种设置下，空档控制能够在恒定稳定的时间段内完成，并且在起动离合器的接合时发生的冲击、过渡状态下发动机转矩的变化等不太可能或不可能被传递到输出侧（例如，驱动轮）。因此，当空档控制的解除和起动时锁止滑差控制以重叠方式执行时，能够以足够高的稳定性执行这些控制。

[0010] 在如上所述的起动控制装置中，优选基于发动机转矩和所述锁止离合器压力计算传递到所述起动离合器的转矩的变化，并根据所述转矩的变化设定所述起动离合器压力。在这种设置下，不论起动时锁止滑差控制是否被执行，朝在起动离合器的接合完成时的自

动变速器的输入转速改变的液压动力传递装置的输出转速的梯度都以相同方式改变。即，空档控制能够在恒定稳定的时间内完成。另外，由于能够根据锁止离合器的接合状态来控制起动离合器压力，所以有利地降低了在起动离合器的接合时发生的冲击，或在空档控制的解除期间引起的冲击。

[0011] 在如上所述的起动控制装置中，优选根据传递到所述起动离合器的所述转矩的变化，校正为了在不伴随所述起动时锁止滑差控制的情况下解除所述空档控制而预先设定的所述起动离合器压力的设定压力。在这种设置下，例如，空档控制能够在恒定稳定的时间内确实地结束或完成。

[0012] 在如上所述的起动控制装置中，优选设定所述锁止离合器压力以使得所述锁止离合器压力根据所述空档控制的解除的执行时间逐渐增加，并在所述空档控制的解除完成的时间点达到在所述起动时锁止滑差控制下的目标压力。在这种设置下，在空档控制的解除期间锁止离合器受控制而进入适当的滑差状态，并且在起动离合器的接合时发生的冲击不太可能传递到输出侧或防止了该冲击传递到输出侧。

[0013] 在如上所述的起动控制装置中，优选从根据所述空档控制的解除的执行时间而设定的所述锁止离合器压力以及被设定成根据与从加速器踏板的下压开始的所述发动机的过渡操作相关的预定时间段朝在所述起动时锁止滑差控制下的所述目标压力逐渐增加的锁止离合器压力中选择较小的压力，并将所述较小的压力设定为所述锁止离合器压力的设定压力。在这种设置下，在空档控制的解除期间锁止离合器受控制而进入适当的滑差状态，并且在起动离合器接合时发生的冲击和紧接在加速器踏板的下压后的过渡状态下发动机转矩的变化等不太可能或不可能被传递到输出侧。另外，可适当地避免或消除在起动离合器接合时发生的冲击和紧接在加速器踏板的下压后的过渡状态下发动机转矩的变化引起对起动时锁止滑差控制的干扰以及锁止离合器的接合控制未被稳定地执行的可能性。

[0014] 在如上所述的起动控制装置中，优选设定所述起动离合器压力和所述锁止离合器压力中的至少一者以使得通过所述起动离合器的接合而朝在所述起动离合器的接合完成时的所述自动变速器的输入转速改变的所述液压动力传递装置的输出转速的梯度被预定的梯度限制。在这种设置下，例如，当实际接合压力偏离起动离合器压力和锁止离合器压力各自的设定压力时，尽管存在液压动力传递装置的输出转速的梯度变得比预定的梯度陡并且冲击增加的可能性，也防止了液压动力传递装置的输出转速的梯度比预定的梯度陡，并且避免了冲击的增加。

[0015] 在如上所述的起动控制装置中，优选设定所述起动离合器压力和所述锁止离合器压力中的至少一者以使得通过所述起动离合器的接合而朝在所述起动离合器的接合完成时的所述自动变速器的输入转速改变的所述液压动力传递装置的输出转速的梯度基本等于预定的梯度。在这种设置下，例如，能够在恒定稳定、固定的时间内适当地完成空档控制。

[0016] 例如，所述自动变速器优选形式为例如以下变速器中的一者：各种行星齿轮式自动变速器，具有例如四个前进变速档、五个前进变速档、六个前进变速档或甚至更多数量的变速档，并且包括具有旋转元件的两个或更多个行星齿轮组，所述旋转元件通过接合装置选择性地连结以便建立多个档位（变速档）中选定的档位；或所谓的带-带轮式无级变速器，其中用作动力传递部件的传动带与一对具有可变有效直径的可变直径带轮接合，并且变速比连续改变；或所谓的牵引式无级变速器，具有一对围绕公共轴线旋转的锥盘和可围

绕与锥盘的轴线相交的旋转中心旋转并在压力下被夹置于该对锥盘之间的多个滚轮,其中滚轮的旋转中心与锥盘的轴线相交的角度改变以便使变速比可变;或安装在设有电动机的所谓的并联式混合动力车辆上的自动变速器,其能够向发动机或输出轴传递动力。另外,自动变速器组装或安装在车辆上的方式可以是如FF(前置发动机、前轮驱动)型车辆等之中采用的横置型,其中自动变速器的轴线平行于车辆的宽度方向;或者可以是如FR(前置发动机、后轮驱动)型车辆等之中采用的纵置型,其中自动变速器的轴线平行于车辆的前后方向。

[0017] 例如,在具有行星齿轮式自动变速器的车辆中,优选在变速杆处于“R”或“D”位置时通过将所有接合装置置于滑差状态或松开状态或将为了建立变速器的档位而要接合的任何接合装置置于滑差状态或松开状态而执行空档控制,从而建立自动变速器中的动力传递路径被中断或分离的自动变速器空档状态。例如,在具有带-带轮式无级变速器或牵引式无级变速器的车辆中,优选通过将设置在发动机与驱动轮之间的动力传递路径中的包括接合装置和齿轮的已知的前进驱动/倒退驱动切换装置中的接合装置置于滑差状态或松开状态而执行空档控制,从而形成动力传递路径的空档状态。也可通过将设置在动力传递路径中的接合装置而非行星齿轮式自动变速器中包括的接合装置或前进驱动/倒退驱动切换装置中包括的接合装置置于滑差状态或松开状态而执行空档控制,从而建立自动变速器的空档状态。

[0018] 另外,优选使用通过液压致动器而接合的摩擦装置,例如多片或单片式离合器和制动器,作为上述接合装置。例如,供给用于接合液压摩擦装置的液压油的油泵可由用于使车辆行驶的驱动动力源驱动,从而传送液压油,或者可由与驱动动力源分开安装的专用电动机驱动。虽然就响应性而言希望设计包括液压摩擦装置的液压控制回路以使得作为电磁阀的线性电磁阀的输出液压分别被直接供给到液压摩擦装置的液压致动器(液压缸),但液压控制回路可构造成通过利用线性电磁阀的输出压力作为先导压力来控制变速控制阀,并从该控制阀向液压致动器供给液压油。为多个液压摩擦装置中的各个液压摩擦装置设置线性电磁阀。但是,如果线性电磁阀中的两个以上既未同时接合又未同时受到接合/松开控制,则可设置这些摩擦装置共用的线性电磁阀。因而,可采用各种形式来设计液压控制回路。另外,所有液压摩擦装置的液压控制不一定由线性电磁阀执行,而是一部分或所有摩擦装置的液压控制可由压力调节装置而非线性电磁阀,例如通过ON-OFF电磁阀的占空控制,来执行。

[0019] 优选地,普遍使用内燃发动机例如汽油发动机或柴油发动机作为上述发动机。此外,除发动机外,还可使用电动机等作为用于使车辆行驶的辅助驱动动力源。

[0020] 在本说明书中,“供给液压”的含义是“施加液压”或“供给压力被控制成液压的液压油”。

## 附图说明

[0021] 将在以下参照附图对本发明的示例实施方式的详细描述中描述本发明的特征、优点以及技术和工业意义,附图中同样的附图标记表示同样的元件,并且其中:

[0022] 图1是用于说明设置在本发明适用的车辆中的自动变速器的结构的示意图;

[0023] 图2是表示当建立图1的自动变速器的多个档位时被接合或运用的摩擦装置的组

合的操作表；

[0024] 图 3 是示出用于控制图 1 的自动变速器等的设置在车辆中的电气控制系统的主要部分的框图；

[0025] 图 4 是作为图 3 的液压控制回路的一部分的、与控制用于离合器和制动器各自的液压致动器的操作的线性电磁阀有关的回路图；

[0026] 图 5 是作为图 3 的液压控制回路的一部分的、与锁止离合器的操作的控制有关的回路图；

[0027] 图 6 是用于说明图 3 的电子控制单元的控制功能的功能框图；

[0028] 图 7 是示出预先通过实验获得并存储的发动机转速与推定的发动机转矩之间的关系（发动机转矩脉谱图）的一个示例的图，其使用节气门开度作为参数；

[0029] 图 8 是示出在确定图 1 的自动变速器的档位时使用的变速图的一个示例的图；

[0030] 图 9 是示出在变矩器中的锁止离合器的控制中使用的锁止区域线图的一个示例的图；

[0031] 图 10 示出当在不伴随起动时锁止滑差控制的情况下空档控制被通常解除时使用的预定接合模式，其包括在空档控制的解除期间离合器的液压指令值的一个示例；

[0032] 图 11 示出用于通常起动的预定滑差接合模式——根据该模式单独执行起动时锁止滑差控制，其包括在起动时锁止滑差控制期间锁止离合器的液压指令值的一个示例；

[0033] 图 12 是示出预先通过实验获得并存储的脉谱图的一个示例，其使用进气量作为参数示出了发动机转速与发动机转矩之间的关系；

[0034] 图 13 是示出预先通过实验获得并存储的脉谱图的一个示例，其示出了变矩器的特定操作特性；

[0035] 图 14 是由图 3 的电子控制单元执行的第一实施例的控制例程的流程图，该控制例程用于以重叠方式稳定地执行空档控制的解除和起动时锁止滑差控制；

[0036] 图 15 是对应于如图 14 所示的第一实施例的控制例程的时间图；

[0037] 图 16 是对应于图 14 的流程图，其示出了由图 3 的电子控制单元执行的第二实施例的控制例程，该控制例程用于以重叠方式稳定地执行空档控制的解除和起动时锁止滑差控制；以及

[0038] 图 17 是对应于如图 16 所示的第二实施例的控制例程的时间图。

## 具体实施方式

[0039] 将参照附图描述本发明的实施例。

[0040] 图 1 是用于说明设置在本发明适用的车辆 10 中的自动变速器 12 的结构示意图。图 2 是表示为了建立自动变速器 12 的多个档位 GS（变速档 GS）而被选择性地接合或分离的摩擦装置的操作状态的操作表。自动变速器 12 有利地用在 FF 型车辆中，其中变速器 12 安装在车辆 10 的左右方向上（或横向安装）。自动变速器 12 具有安装在车体上作为非旋转部件的变速驱动桥壳体 14（下文简称为“壳体 14”），以及被容纳在变速驱动桥壳体 14 中的拉维挪式第一变速部 18 和第二变速部 24。主要由单小齿轮式第一行星齿轮组 16 组成的第一变速部 18 和主要由双小齿轮式第二行星齿轮组 20 和单小齿轮式第三行星齿轮组 22 组成的第二变速部 24 配置在公共轴线 C 上。这样构成的自动变速器 12 可操作以改变输



入轴 26 的转速并从输出齿轮 28 产生输出或动力。输入轴 26 对应于自动变速器 12 的输入旋转部件。在本实施例中,输入轴 26 与变矩器 32 的涡轮轴一体地形成,该变矩器 32 作为由作为用于使车辆行驶的驱动动力源的发动机 30 旋转 / 驱动的液压动力传递装置。输出齿轮 28 对应于自动变速器 12 的输出旋转部件。在本实施例中,输出齿轮 28 用作与中间轴从动齿轮啮合而构成中间轴齿轮对的中间轴主动齿轮,使得中间轴从动齿轮安装在与差动主动小齿轮——其与差动齿圈 35 啮合以构成最终动力传递齿轮对——相同的轴上,以便例如将动力传递到如图 3 所示的差动齿轮单元 34。在这种设置下,发动机 30 的输出经由包括变矩器 32、自动变速器 12、差动齿轮单元 34、一对车轴等的车辆动力传递系统 11 传递到左、右驱动轮 38(参见图 3)。应该注意的是,自动变速器 12 和变矩器 32 构造成关于中心线(轴线)C 基本上对称,并且自动变速器 12 和变矩器 32 在轴线 C 下方的下半部在图 1 的示意图中未示出。

[0041] 变矩器 32 包括与发动机 30 的曲轴 31 连结的泵轮 32p、经由变矩器 32 的涡轮轴(对应于输入轴 26)与自动变速器 12 连结的涡轮 32t、以及通过单向离合器阻止沿一个方向旋转的导轮 32s。变矩器 32 可操作以经由流体在泵轮 32p 与涡轮 32t 之间传递动力。即,在本实施例的变矩器 32 中,泵轮 32p 对应于输入旋转部件而涡轮叶轮 32t 对应于输出旋转部件,并且发动机 30 的动力经由流体传递到自动变速器 12。另外,设置在泵轮 32p 与涡轮叶轮 32t 之间的锁止离合器 33 能够使泵轮 32p 和涡轮 32t 即变矩器 32 的输入和输出旋转部件直接连结。另外,与泵轮 32p 连结的机械油泵 40 由发动机 30 旋转 / 驱动以便产生作为在自动变速器 12 的变速控制、锁止离合器 33 的操作的控制以及向各部分或部件供给润滑油中使用的初始压力的液压。

[0042] 如本领域中公知的,锁止离合器 33 为液压摩擦离合器,其通过借助于液压控制回路 110(参见图 5)对接合侧油室 32on 中的油压  $P_{ON}$  与松开侧油室 32off 中的油压  $P_{OFF}$  之间的压力差  $\Delta P (= P_{ON} - P_{OFF})$  的控制而与前盖 32c 摩擦接合。在操作中,变矩器 32 被置于宽泛限定的三种操作状态之一下,即:所谓的锁止松开(锁止 OFF)状态,其中压力差  $\Delta P$  被设为负值且锁止离合器 33 松开;所谓的锁止滑差状态,其中使压力差  $\Delta P$  等于或大于零且锁止离合器 33 在存在滑动的同时半接合;以及所谓的锁止状态(接合状态,锁止 ON),其中压力差  $\Delta P$  被设为最大值且锁止离合器 33 完全接合。例如,当锁止离合器 33 完全接合(即,被置于锁止 ON 状态)时,泵轮 32p 和涡轮 32t 作为一个单元旋转,并且发动机 30 的动力被直接传递到自动变速器 12。当压力差  $\Delta P$  被控制成使得锁止离合器 33 在处于特定滑差状态下的同时部分接合时,例如,当输入和输出转速之差  $N_s$ (即,滑差转速(滑差量))=发动机转速  $N_e$ -涡轮转速  $N_t$  被反馈控制时,在车辆 10 处于驱动(动力开启)模式下时涡轮轴在曲轴 31 旋转后以一定滑差量旋转,而在车辆 10 处于被驱动(动力关闭)模式下时曲轴 31 在涡轮轴旋转后以一定滑差量旋转。如果在锁止离合器 33 处于滑差状态下时使压力差  $\Delta P$  等于零,则无转矩经由锁止离合器 33 传递(无转矩施加在锁止离合器 33 上),并且变矩器 32 在与锁止 OFF 状态下基本相同的条件下操作。

[0043] 根据第一变速部 18 和第二变速部 24 中包括的旋转元件(太阳齿轮 S1-S3、行星架 CA1-CA3 和齿圈 R1-R3)中选定的旋转元件的连结状态的组合,自动变速器 12 被置于六个前进驱动档位(前进变速档)——即第一档“1st”至第六档“6th”——以及倒退驱动档位“R”(倒退变速档)之一。例如,关于前进驱动档位,当离合器 C1 和制动器 B2 接合时建

立第一速档位,且当离合器 C1 和制动器 B1 接合时建立第二速档位,而当离合器 C1 和制动器 B3 接合时建立第三速档位,如图 2 所示。当离合器 C1 和离合器 C2 接合时建立第四速档位,且当离合器 C2 和制动器 B3 接合时建立第五速档位,而当离合器 C2 和制动器 B1 接合时建立第六速档位。另外,当制动器 B2 和制动器 B3 接合时建立倒退驱动档位。当离合器 C1、C2 和制动器 B1-B3 全部松开时,自动变速器 12 进入空档状态。

[0044] 图 2 的操作表表示各档位 GS 与离合器 C1、C2 和制动器 B1-B3 的操作状态之间的关系。图 2 中,单圆表示所关注的摩擦装置接合,而双圆表示所关注的摩擦装置仅在施加发动机制动时接合。由于单向离合器 F1 与用于建立第一档位“1st”的制动器 B2 并列设置,所以当车辆起动(加速)时制动器 B2 无需接合。即,当车辆起动时仅接合离合器 C1 即可,并且离合器 C1 在从稍后将描述的空档控制返回时接合。因而,离合器 C1 用作起动离合器。各档位 GS 的变速比  $\gamma_{GS}$  ( $=$ 输入轴 26 的转速  $N_{IN}$ /输出齿轮 28 的转速  $N_{OUT}$ ) 由第一行星齿轮组 16、第二行星齿轮组 20 和第三行星齿轮组 22 各自的齿轮比 ( $=$ 太阳齿轮的齿数/齿圈的齿数)  $\rho_1$ 、 $\rho_2$ 、 $\rho_3$  确定。

[0045] 上述离合器 C1、C2 和制动器 B1-B3 (当未特别区分时将简称为“离合器 C”和“制动器 B”) 是液压摩擦装置,例如多片式离合器和制动器,其在液压致动器的控制下被接合以便朝驱动轮 38 传递发动机 30 的动力。通过液压控制回路 110 中的线性电磁阀 SL1-SL5 (参见图 3 和图 4) 的通电、断电和电流控制,各离合器 C 和制动器 B 在接合状态与松开状态之间切换,并且施加在离合器 C 或制动器 B 上用于其接合或松开的过渡接合压力被适当控制。

[0046] 图 3 是示出设置在车辆 10 中用于控制发动机 30、自动变速器 12 等的电气控制系统的主要部分的框图。图 3 中,车辆 10 设有电子控制单元 50,其包括与例如起动时锁止滑差控制、空档控制相关的起动控制装置,当车辆起动时锁止离合器 33 在所述起动时锁止滑差控制下在滑动的同时接合,当车辆停止时离合器 C1 在所述空档控制下被置于滑差状态或松开状态以便使发动机 30 与驱动轮 38 之间的动力传递路径进入动力传递受限状态。电子控制单元 50 包括所谓的微计算机,该微计算机具有例如 CPU、RAM、ROM 以及输入和输出接口,并且 CPU 通过在利用 RAM 的临时存储功能的同时根据预先存储在 ROM 中的程序执行信号处理来执行车辆 10 的各种控制。例如,电子控制单元 50 执行发动机 30 的输出控制、自动变速器 12 的变速控制、锁止离合器 33 的转矩容量控制等,并在需要时被划分为用于发动机控制的发动机控制单元、用于自动变速器 12 的变速控制的液压控制装置、用于锁止离合器 33 的液压控制的液压控制装置等。

[0047] 电子控制单元 50 接收例如指示由液压油温度传感器 52 检测的作为液压控制回路 110 中的液压油 (例如,称为 ATF) 的温度的液压油温度  $T_{OIL}$  的信号、指示由加速器行程传感器 54 检测的作为代表驾驶员对车辆 10 的驱动力要求量的加速器踏板 56 的操作量的加速器踏板行程的信号、指示由发动机转速传感器 58 检测的作为发动机 30 的转速的发动机转速  $N_E$  的信号、指示由冷却液温度传感器 60 检测的发动机 30 的冷却液温度  $T_W$  的信号、指示由进气量传感器 62 检测的发动机 30 的进气量  $Q$  的信号、以及指示由节气门位置传感器 64 检测的作为电子节气门的开度的节气门开度  $\theta_{TH}$  的信号。电子控制单元 50 还接收例如指示由车速传感器 66 检测的作为与车速  $V$  对应的输出齿轮 28 的转速的输出转速  $N_{OUT}$  的信号、指示由制动器开关 68 检测的脚制动器踏板 80 的操作 (制动器 ON)  $B_{ON}$ ——其表示作为行车制动器的脚制动器被运用 (脚制动器踏板 80 被下压)——的信号、指示由杆位置传感器 72

检测的变速杆 74 的杆位置（变速位置） $P_{SH}$  的信号、以及指示作为变矩器 32 的涡轮轴的转速的涡轮转速  $N_T$ （即，作为输入轴 26 的转速的输入转速  $N_{IN}$ ）的信号。

[0048] 另外，电子控制单元 50 产生用于根据加速器踏板行程  $Acc$  控制电子节气门的打开 / 关闭的节气门致动器的驱动信号、用于控制从燃料喷射装置喷射的燃料量的喷射信号、用于控制发动机 30 中的喷射器的点火正时的点火正时信号等，作为用于发动机 30 的输出控制的发动机输出指令信号  $S_E$ 。另外，电子控制单元 50 产生用于控制液压控制回路 110 中的线性电磁阀  $SL1-SL5$  的通电和断电以便建立自动变速器 12 的档位  $GS$  中的选定档位的阀指令信号（液压指令信号、液压指令值、驱动信号）、用于调节第一主压力  $P_{L1}$  的线性电磁阀  $SLT$  的液压指令信号等，作为用于自动变速器 12 的变速控制的液压控制指令信号  $S_p$ 。另外，电子控制单元 50 对液压控制回路 110 产生用于驱动设置在液压控制回路 110 中的电磁阀  $SL$  和线性电磁阀  $SLU$ （参见图 5）等的液压指令信号，作为用于控制锁止离合器 33 的接合、松开和滑差量  $N_S (= N_E - N_T)$  的锁止控制指令信号  $S_L$ 。

[0049] 变速杆 74 安装在例如驾驶员座椅附近，并适合被手动操作到五个杆位置“P”、“R”、“N”、“D”和“S”中的选定位置，如图 3 所示。

[0050] “P”位置（范围）为驻车位置，其中自动变速器 12 中的动力传递路径被松开或中断，即，建立了自动变速器 12 中的动力传递被中断的空档状态，并且输出齿轮 28 的旋转被机械驻车机构机械地限制（输出齿轮 28 被锁定）。“R”位置是用于使自动变速器 12 的输出齿轮 28 的旋转方向逆转的倒退行驶位置。“N”位置是空档位置，用于建立自动变速器 12 中的动力传递被中断的空档状态。“D”位置是前进行驶位置，其中在允许自动变速器 12 升档或降档的变速范围（D 范围）使用所有前进驱动档位——即第一档位“1st”至第六档位“6th”——执行自动变速控制。“S”位置是通过在均具有有限的档位改变范围的多个类型的变速范围——即具有不同高车速档位的多个类型的变速范围——之中进行切换而容许手动变速的前进行驶位置。

[0051] 上述“D”位置也是用于选择自动变速模式作为在如图 2 所示的第一速档位至第六速档位的范围内执行自动变速控制的控制模式的杆位置，自动变速器 12 能够在所述范围升档或降档。“S”位置也是用于选择手动变速模式作为在不超过自动变速器 12 的各变速范围的最高速档位的范围内执行自动变速控制并且基于变速杆 74 的手动操作所改变的变速范围（即，最高速档位）执行手动变速控制的控制模式的杆位置。

[0052] 虽然在上述实施例中当变速杆 74 被操作到“S”位置时设定最高速档位或变速范围，但可基于变速杆 74 的操作指定变速档（或档位）（档位可被固定）。在此情形中，每次在自动变速器 12 上执行用于实现期望档位的手动变速操作时，执行变速控制以便建立该档位。

[0053] 图 4 示出作为液压控制回路 110 的一部分的与用于控制离合器  $C1$ 、 $C2$  和制动器  $B1-B3$  各自的液压致动器（液压缸） $ACT1-ACT5$  的操作的线性电磁阀  $SL1-SL5$  有关的液压控制回路的主要部分。图 5 示出作为液压控制回路 110 的一部分的与锁止离合器 33 的操作的控制有关的液压控制回路的主要部分。

[0054] 图 4 中，液压供给装置 112 包括减压型初级调节阀（第一调压阀）114、次级调节阀（第二调压阀）116、线性电磁阀  $SLT$  和调制器阀 118。初级调节阀 114 将作为初始压力的从由发动机 30 旋转 / 驱动的机械油泵 40（参见图 1）产生的油压调节为第一主压力  $P_{L1}$ 。

次级调节阀 116 将作为初始压力的从初级调节阀 114 传送的油压调节为第二主压力  $P_{L2}$ 。线性电磁阀 SLT 向初级调节阀 114 和次级调节阀 116 供给信号压力  $P_{SLT}$  以便根据由例如节气门开度  $\theta_{TH}$  和进气量  $Q$  表示的发动机负荷等产生第一主压力  $P_{L1}$  和第二主压力  $P_{L2}$ 。调制器阀 118 将作为初始压力的第一主压力  $P_{L1}$  调节为作为固定值的调制器压力  $P_M$ 。另外, 液压供给装置 112 包括手动阀 120, 其中基于变速杆 74 的操作而机械或电动地切换油路。例如, 当变速杆 74 被操作到“D”位置或“S”位置时, 手动阀 120 将接收到的第一主压力  $P_{L1}$  产生为驱动压力  $P_D$ 。当变速杆 74 被操作到“R”位置时, 手动阀 120 将接收到的第一主压力  $P_{L1}$  产生为倒退压力  $P_R$ 。当变速杆 74 被操作到“P”位置或“N”位置时, 手动阀 120 中断或阻止液压的输出(即, 将驱动压力  $P_D$  和倒退压力  $P_R$  引导到排出侧)。因而, 液压供给装置 112 被设置成产生第一主压力  $P_{L1}$ 、第二主压力  $P_{L2}$ 、调制器压力  $P_M$ 、驱动压力  $P_D$  和倒退压力  $P_R$ 。

[0055] 在液压控制回路 110 中, 为对应的液压致动器 ACT1-ACT5 分别设置线性电磁阀 SL1-SL5(当未特别互相区分时将称为“线性电磁阀 SL”)。根据来自电子控制单元 50 的各指令信号将从液压供给装置 112 供给到各线性电磁阀 SL1、SL2、SL3、SL5 的驱动压力  $P_D$  分别调节为接合压力  $P_{C1}$ 、 $P_{C2}$ 、 $P_{B1}$ 、 $P_{B3}$ , 并且接合压力  $P_{C1}$ 、 $P_{C2}$ 、 $P_{B1}$ 、 $P_{B3}$  从线性电磁阀 SL1、SL2、SL3、SL5 被直接供给到对应的液压致动器 ACT1、ACT2、ACT3、ACT5。另外, 根据来自电子控制单元 50 的指令信号将从液压供给装置 112 供给到线性电磁阀 SL4 的第一主压力  $P_{L1}$  调节为接合压力  $P_{B2}$ , 并且接合压力  $P_{B2}$  从线性电磁阀 SL4 被直接供给到对应的液压致动器 ACT4。经由梭阀(转换阀)122 将由线性电磁阀 SL5 所产生的接合压力  $P_{B3}$  和倒退压力  $P_R$  中的选定一者供给到制动器 B3 的液压致动器 ACT5。

[0056] 基本上具有相同结构的线性电磁阀 SL1-SL5 由电子控制单元 50 独立地通电、断电并经受电流控制, 以便独立地调节供给到各液压致动器 ACT1-ACT5 的液压, 即, 分别控制离合器 C1、C2 和制动器 B1-B3 的接合压力(离合器压力)  $P_{C1}$ 、 $P_{C2}$  和接合压力(制动器压力)  $P_{B1}$ 、 $P_{B2}$ 、 $P_{B3}$ 。例如, 从线性电磁阀 SL1 至离合器 C1 产生与对应于从电子控制单元 50 供给的指令值的驱动电流  $I_{SL1}$  成比例的 C1 离合器压力  $P_{C1}$ 。因而, 在接合装置中预定的一个或多个例如如图 2 的操作表中所示被接合的情况下, 自动变速器 12 被置于各档位 GS 下。在自动变速器 12 的变速控制中, 通过松开为进行变速而要被松开的作为离合器 C 和制动器 B 中的一个的摩擦装置并接合为进行变速而要被接合的另一个摩擦装置来执行所谓的离合器-离合器变速。在离合器-离合器变速期间, 施加在要松开的摩擦装置上的过渡松开压力和施加在要接合的摩擦装置上的过渡接合压力被适当控制, 以便在抑制变速冲击的同时尽可能快地完成变速。例如, 为了从第三变速档升档至第四变速档, 如图 2 的操作表中所示, 制动器 B3 松开并且离合器 C2 接合, 使得制动器 B3 的过渡松开压力和离合器 C2 的过渡接合压力被适当控制以抑制变速冲击。

[0057] 图 5 中, 液压控制回路 110 包括被电子控制单元 50 操作到 ON/OFF 位置以便产生切换信号压力  $P_{SL}$  的切换电磁阀 SL、用于在松开状态与接合或滑差状态之间切换锁止离合器 33 的锁止中继阀 124、以及产生与从电子控制单元 50 供给的驱动电流  $I_{SLU}$  相对应的信号压力  $P_{SLU}$  的滑差控制线性电磁阀 SLU。液压控制回路 110 还包括用于当锁止离合器 33 通过锁止中继阀 124 而被置于滑差状态或接合时根据信号压力  $P_{SLU}$  控制锁止离合器 33 的滑差量  $N_S$  或接合锁止离合器 33(即, 用于在从滑差状态至锁止 ON 状态的范围切换锁止离合器 33 的操作状态)的锁止控制阀 126, 以及用于冷却液压油的油冷却器 128。

[0058] 锁止中继阀 124 包括用于切换连接状态的滑阀 30, 并根据切换信号压力  $P_{SL}$  在用于将锁止离合器 33 置于松开状态的松开位置 (OFF 位置) 与用于将锁止离合器 33 置于接合或滑差状态的接合位置 (ON 位置) 之间切换。图 5 中, 锁止中继阀 124 在中心线的左手侧的一半表示滑阀 130 被置于 OFF 位置——其中锁止离合器 33 处于松开状态——的状态, 而锁止中继阀 124 在中心线的右手侧的另一半表示滑阀 130 被置于 ON 位置——其中锁止离合器 33 处于接合或滑差状态——的状态。更具体而言, 锁止中继阀 124 具有与松开侧油室 32off 连通的松开端口 132、与接合侧油室 32on 连通的接合端口 134、被供给第二主压力  $P_{L2}$  的输入端口 136、以及排出端口 138, 当锁止离合器 33 松开时接合侧油室 32on 中的液压油从该排出端口 138 排出, 而当锁止离合器 33 接合时从次级调节阀 116 传送的液压油 ( $P_{REL}$ ) 从该排出端口 138 排出。锁止中继阀 124 还具有当锁止离合器 33 接合时松开侧油室 32off 中的液压油从其排出的旁通端口 140、从次级调节阀 116 向其供给液压油 ( $P_{REL}$ ) 的泄压端口 142、朝 OFF 位置偏压滑阀 130 的弹簧 144、以及在滑阀 130 的端面接收来自切换电磁阀 SL 的切换信号压力  $P_{SL}$  的油室 146。

[0059] 锁止控制阀 126 具有滑阀 148、朝 SLIP 位置偏压滑阀 148 的弹簧 150、接收变矩器 32 的接合侧油室 32on 中的液压  $P_{ON}$  以便朝 SLIP 位置偏压滑阀 148 的油室 152、以及接收变矩器 32 的松开侧油室 32off 中的液压  $P_{OFF}$  以便朝完全接合 (ON) 位置偏压滑阀 148 的油室 154。锁止控制阀 126 还具有被从滑差控制线性电磁阀 SLU 供给信号压力  $P_{SLU}$  的油室 156、被供给第二主压力  $P_{L2}$  的输入端口 158、以及被从锁止中继阀 124 的旁通端口 140 供给液压的控制端口 160。图 5 中, 锁止控制阀 126 在中心线的左手侧的一半表示滑阀 148 被置于 SLIP 位置的状态, 而中心线的右手侧的另一半表示滑阀 148 被置于完全接合 (ON) 位置的状态。

[0060] 滑差控制线性电磁阀 SLU 被设置成用于根据来自电子控制单元 50 的指令产生用于当锁止离合器 33 接合或在存在滑差的同时接合时控制接合压力的信号压力  $P_{SLU}$ 。例如, 线性电磁阀 SLU 为降低作为初始压力的调制器压力  $P_M$  并产生与对应于从电子控制单元 50 供给的指令值的驱动电流 (通电电流)  $I_{SLU}$  成比例的信号压力  $P_{SLU}$  的电磁控制阀。滑差控制线性电磁阀 SLU 具有排放端口 162, 其与止回球 16 连通以使得排放端口 162 通过止回球 164 常闭。如果在止回球 164 上施加特定水平或更高的压力, 则止回球 164 移至打开位置, 并且液压油从排放端口 162 排出。

[0061] 切换电磁阀 SL 根据来自电子控制单元 50 的指令产生特定的切换信号压力  $P_{SL}$ 。例如, 当切换电磁阀 SL 处于未通电状态 (OFF 状态) 时, 使切换信号压力  $P_{SL}$  等于排放压力。当电磁阀 SL 处于通电状态 (ON 状态) 时, 其将作为切换信号压力  $P_{SL}$  的调制器压力  $P_M$  施加至油室 146, 使得锁止中继阀 124 的滑阀 130 移至作为接合位置的 ON 位置。

[0062] 在如上所述构成的液压控制回路 110 下, 在不同状态或模式当中切换对接合侧油室 32on 和松开侧油室 32off 的液压供给, 并且锁止离合器 33 的操作状态被切换或改变。首先, 将说明使锁止离合器 33 进入滑差状态或锁止 ON 状态的情形。在锁止中继阀 124 中, 从切换电磁阀 SL 向油室 146 供给切换信号压力  $P_{SL}$  且滑阀 130 朝 ON 位置移动, 使得供给到输入端口 136 的第二主压力  $P_{L2}$  从接合端口 134 供给到接合侧油室 32on。同时, 松开侧油室 32off 变成经由松开端口 132 和旁通端口 140 与锁止控制阀 126 的控制端口 160 连通。然后, 松开侧油室 32off 中的油压  $P_{OFF}$  被锁止控制阀 126 控制 (即, 压力差  $\Delta P (= P_{ON} - P_{OFF})$ )

或接合压力被锁止控制阀 126 控制),使得锁止离合器 33 的操作状态在滑差状态到锁止 ON 状态的范围内切换或改变。

[0063] 更具体而言,当锁止中继阀 124 的滑阀 130 朝接合 (ON) 位置移动时,即,当锁止离合器 33 切换到接合或松开状态时,如果用于朝完全接合 (ON) 位置移动滑阀 148 的信号压力  $P_{SLU}$  未被供给到锁止控制阀 126 中的油室 156,并且滑阀 148 在弹簧 150 的推力作用下被置于 SLIP 位置,则供给到输入端口 158 的第二主压力  $P_{L2}$  从控制端口 160 经由中继阀 124 的旁通端口 140 和松开端口 132 供给到松开侧油室 32off。从控制端口 160 传送的液压油的流量由供给到油室 156 的信号压力  $P_{SLU}$  控制。即,当滑阀 148 处于 SLIP 位置时,通过滑差控制线性电磁阀 SLU 的信号压力  $P_{SLU}$  控制压力差  $\Delta P$ ,从而控制锁止离合器 33 的滑差状态。

[0064] 如果当锁止中继阀 124 的滑阀 130 移至 ON 位置时用于朝完全接合 (ON) 位置移动滑阀 148 的信号压力  $P_{SLU}$  被供给到锁止控制阀 126 中的油室 156,则第二主压力  $P_{L2}$  不会从输入端口 158 朝松开侧油室 32off 供给,并且来自松开侧油室 32off 的液压油经由排放端口 EX 排放。结果,压力差  $\Delta P$  被最大化,并且锁止离合器 33 进入完全接合状态。当锁止离合器 33 处于滑差状态或完全接合状态时,锁止中继阀 124 被置于 ON 位置;因此,泄压端口 142 和排出端口 138 变成彼此连通。结果,从次级调节阀 116 传送的液压油 ( $P_{REF}$ ) 从排出端口 138 供给到油冷却器 128。

[0065] 另一方面,如果切换信号压力  $P_{SL}$  未被供给到锁止中继阀 124 的油室 146,并且滑阀 130 在弹簧 144 的偏压力作用下被置于 OFF 位置,则供给到输入端口 136 的第二主压力  $P_{L2}$  从松开端口 132 供给到松开侧油室 32off。然后,经由接合侧油室 32on 排出到接合端口 134 的液压油从排出端口 138 供给到油冷却器 128 并被冷却。即,在锁止中继阀 124 的滑阀 130 被置于 OFF 位置的状态下,锁止离合器 33 被置于松开状态,且未经由滑差控制线性电磁阀 SLU 和锁止控制阀 126 执行滑差或接合控制。换句话说,即使在从滑差控制线性电磁阀 SLU 产生的信号压力  $P_{SLU}$  改变的情形中,只要锁止中继阀 124 的滑阀 130 被置于 OFF 位置,这种改变就将不会通过锁止离合器 33 的接合状态 (压力差  $\Delta P$ ) 反映。就这一点而言,由滑差控制线性电磁阀 SLU 的信号压力  $P_{SLU}$  控制的压力差  $\Delta P$  是表示锁止离合器 33 的接合或松开状态的液压值,并且在本实施例中被称为“锁止离合器压力  $P_{LU}$ ”。锁止离合器压力  $P_{LU}$  也是对应于锁止离合器 33 的滑差量  $N_s$  或转矩容量  $T_c$  的液压值。滑差控制线性电磁阀 SLU 的信号压力  $P_{SLU}$  是锁止离合器压力  $P_{LU}$  的液压指令值。

[0066] 图 6 是用于说明由电子控制单元 50 执行的控制功能的功能框图。图 6 中,发动机输出控制单元 80 产生发动机输出控制指令信号  $S_E$ ,其用于通过节气门致动器控制电子节气门的打开和关闭以进行节气门控制、控制从燃料喷射装置喷射的燃料量以进行燃料喷射量控制、以及控制点火装置例如点火器以进行点火正时控制。例如,发动机输出控制单元 80 控制电子节气门的打开和关闭以便实现提供目标发动机转矩  $T_E^*$  的节气门开度  $\theta_{TH}$ ,所述目标发动机转矩  $T_E^*$  从如图 7 所示使用节气门开度  $\theta_{TH}$  作为参数的发动机转速  $N_E$  与发动机转矩  $T_E$  的推定值  $T_E'$  (将称为“推定的发动机转矩”)之间的关系 (发动机转矩脉谱图) 基于实际发动机转速  $N_E$  确定。预先通过实验获得并存储如图 7 所示的关系。发动机输出控制单元 80 还控制从燃料喷射装置喷射的燃料量,并控制点火装置,例如点火器。上述目标发动机转矩  $T_E^*$  由电子控制单元 50 基于例如对应于驾驶员所要求的转矩量的加速器踏

板行程  $Acc$  确定,使得发动机转矩  $T_E$  \* 随着加速器踏板行程  $Acc$  增大而增大。因此,可将目标发动机转矩  $T_E$  称为驾驶员请求的发动机转矩。

[0067] 变速控制单元 82 从车速  $V$  和加速器踏板行程  $Acc$  为变量的如图 8 所示的预先存储的关系(变速脉谱图、变速线图)基于由实际车速  $V$  和加速器踏板行程  $Acc$  表示的车辆状态作出变速判定,以便判定是否应当执行自动变速器 12 的变速。然后,变速控制单元 82 判定自动变速器 12 应当变速到的档位,并产生用于执行自动变速器 12 的自动变速控制的变速指令以便建立这样判定出的档位。例如,变速控制单元 82 对液压控制回路 110 产生用于接合和 / 或松开自动变速器 12 的变速中包括的液压摩擦装置的液压控制指令信号(变速输出指令值)  $S_p$ 。

[0068] 图 8 的变速脉谱图中,实线表示基于其判定自动变速器 12 应当升档的变速线(升档线),而虚线表示基于其判定自动变速器 12 应当降档的变速线(降档线)。图 8 的变速脉谱图中的变速线被用于判定实际车速  $V$  是否已经过表示实际加速器踏板行程  $Acc(\%)$  的水平线上的任何线,即,用于判定实际车速  $V$  是否超过应当在其执行变速的变速线上的值(变速点车速)  $V_s$ 。各变速线作为一系列值  $V_s$  或变速点车速被预先存储。

[0069] 液压控制指令信号  $S_p$  是用于控制对应于离合器 C 或制动器 B 的离合器压力的转矩传递容量(离合器转矩)的转矩指令值,即,用于产生提供所需的转矩传递容量的接合压力的液压指令值。例如,产生使液压油被排出以便提供松开要松开的摩擦装置所需的转矩传递容量的液压指令值作为用于要松开的摩擦装置的转矩指令值,并且产生使液压油被供给以便提供接合要接合的摩擦装置所需的转矩传递容量的液压指令值作为用于要接合的摩擦装置的转矩指令值。另外,当自动变速器 12 未进行任何变速操作而是保持在特定档位 GS 时,产生用于产生能够保持承受变速器输入转矩  $T_{IN}$  的摩擦力的接合压力(即,能够确保转矩传递容量的接合压力)的液压指令值。在液压控制回路 110 中,线性电磁阀 SL1-SL5 根据从变速控制单元 82 接收的液压控制指令信号  $S_p$  而被操作,以便通过操作档位 GS 的建立(形成)过程中所涉及的液压摩擦装置各致动器 ACT1-ACT5 而执行自动变速器 12 的变速或保持自动变速器 12 处于当前档位 GS。

[0070] 根据如图 9 所示的具有锁止松开(锁止 OFF)区域、滑差控制区域(锁止滑差控制操作区域)和锁止控制操作(锁止 ON)区域并使用车速  $V$  和节气门开度  $\theta_{TH}$  作为变量的预先存储的关系(脉谱图、锁止区域线图),锁止离合器控制单元 84 基于由实际车速  $V$  和节气门开度  $\theta_{TH}$  表示的车辆状态来控制锁止离合器 33 的操作状态的切换。例如,锁止离合器控制单元 84 从上述锁止区域线图基于实际车辆状态判定是否将锁止离合器 33 的操作状态切换到锁止松开区域、锁止滑差控制操作区域和锁止控制操作区域中的任何一者,并对液压控制回路 110 产生用于将锁止离合器 33 切换到锁止松开或切换到锁止滑差控制操作或锁止控制操作的锁止控制指令信号  $S_L$ 。另外,如果锁止离合器控制单元 84 判定出锁止离合器 33 的操作状态处于锁止滑差控制操作区域中,则其随后计算锁止离合器 33 的实际滑差量  $N_s (= N_E - N_T)$ ,并对液压控制回路 110 产生用于控制压力差  $\Delta P$  使得实际滑差量  $N_s$  变成等于目标滑差量  $N_s$  \* 的锁止控制指令信号  $S_L$ 。例如,在较高车速区域中,锁止离合器 33 被锁止(完全接合)以将泵轮 32p 和涡轮 32t 彼此直接连接,从而消除变矩器 32 的滑动损失(内部损失)并提高燃料效率。在较低至中等车速区域中,执行用于在允许泵轮 32p 与涡轮 32t 之间的特定细微滑动的同时接合锁止离合器 33 的滑差控制(锁止滑差控制),以便扩

大锁止操作区域,并提高变矩器 32 的传递效率,这使得提高了燃料效率。

[0071] 根据来自锁止离合器控制单元 84 的锁止控制指令信号  $S_L$ , 液压控制回路 110 操作切换电磁阀 SL 以在松开 (OFF) 位置与接合 (ON) 位置之间切换锁止中继阀 124 的阀位置, 以便在松开状态与滑差状态或接合状态之间切换锁止离合器 33。另外, 根据来自锁止离合器控制单元 84 的锁止控制指令信号  $S_L$ , 液压控制回路 110 操作滑差控制线性电磁阀 SLU 以接合锁止离合器 33 或控制锁止离合器 33 的滑差量  $N_s$ , 使得经由锁止控制阀 126 增加或减小处于滑差状态或接合状态下的锁止离合器 33 的转矩容量  $T_c$ 。

[0072] 例如, 本实施例的车辆 10 在车辆停止时执行用于降低发动机 30 的怠速运转负荷的空档控制。例如, 当满足预定的空档控制条件时, 执行空档控制以将作为起动离合器的离合器 C1 置于特定滑差状态或松开状态并使自动变速器 12 中的动力传递路径进入动力传递受限状态 (即, 与动力传递中断状态相当的状态或动力传递中断状态)。离合器 C1 的上述滑差状态等同于离合器 C1 略微滑动但离合器 C1 上几乎不存在接合负荷的松开状态, 即, 离合器 C1 几乎不具备转矩传递容量的松开状态。

[0073] 更具体而言, 例如, 当变速杆 74 处于行驶位置之一时空档控制条件判定单元 86 判定是否满足预定的空档控制条件。即, 空档控制条件判定单元 86 用作通过判定是否满足预定的空档控制条件而随后判定是否开始执行空档控制的空档控制执行判定单元。预定的空档控制条件包括, 例如, 车辆 10 停止或静止的条件, 以及加速器踏板 56 未被下压而脚制动器踏板 70 被下压的条件。例如, 当杆位置  $P_{SH}$  为“D”位置并且车速  $V$  等于给定的标准值——基于该标准值判定车速等于零, 或者车辆停止或静止而加速器踏板行程  $Acc$  等于给定的标准值——基于该标准值判定踏板行程等于零, 或者加速器踏板被松开时, 空档控制条件判定单元 86 判定为满足空档控制条件, 并且指示制动器踏板的操作 (ON)  $B_{ON}$  的信号从制动器开关 68 产生。

[0074] 空档控制条件判定单元 86 在后面将描述的空档控制单元 88 执行空档控制的过程中判定是否满足预定的空档控制条件, 以便随后判定空档控制是否解除 (完成), 即, 是否开始从空档控制返回。因而, 空档控制条件判定单元 86 还用作空档控制解除判定单元。例如, 当在空档控制单元 88 的空档控制期间杆位置  $P_{SH}$  已从“D”位置改变 (即, 变速杆 74 已被操作), 或者加速器踏板行程  $Acc$  变成等于或大于给定的标准值——基于该标准值判定加速器踏板 56 被下压, 或者停止从制动器开关 68 产生指示操作 (ON)  $B_{ON}$  的信号 (即, 在制动器 OFF 的情形中) 时, 空档控制条件判定单元 86 判定为开始空档控制的解除。

[0075] 例如, 当空档控制条件判定单元 86 在变速杆 74 处于“D”位置时判定出满足预定的空档控制条件时, 空档控制单元 88 对变速控制单元 82 产生用于将作为用于建立第一档位的接合装置的离合器 C1 置于特定滑差状态或松开状态的空档控制执行指令, 以便执行空档控制以使包括自动变速器 12 的动力传递路径进入动力传递受限状态或动力传递中断状态。根据空档控制执行指令, 变速控制单元 82 对液压控制回路 110 产生离合器松开指令, 该离合器松开指令用于根据离合器 C1 的液压指令值, 即, 根据作为为了将离合器 C1 置于特定滑差状态或松开状态而预先设定的用于通常 N (空档) 控制的设定压力的预定松开模式, 来降低离合器 C1 的接合压力。在自动变速器 12 中的动力传递这样被限制或中断 (松开) 的情况下, 变矩器 32 的下游侧的负荷降低, 并且变矩器 32 基本上作为一个单元旋转, 使得发动机 30 的怠速运转负荷降低, 从而提高了燃料效率并改善了 NVH (噪音、振动和舒适



性)。因而,在空档控制下,离合器 C1 被置于例如松开状态(或在接合前一刻的状态,其中离合器 C1 在滑动的同时略微接合),从而使自动变速器 12 中的动力传递路径进入基本松开状态,其中自动变速器 12 处于起动待机状态下——其中车辆能够通过将离合器 C1 从半接合切换到完全接合而立即起动。

[0076] 当空档控制条件判定单元 86 在空档控制单元 88 的空档控制期间判定出要开始空档控制的解除时,通过对变速控制单元 82 产生用于增加作为为了建立第一速档位而要接合的接合装置的离合器 C1 的转矩传递容量并接合离合器 C1 的空档控制解除指令,空档解除控制单元 90 解除(完成)空档控制,或从空档控制返回,从而使包括自动变速器 12 的动力传递路径进入容许动力传递的状态。根据空档控制解除指令,变速控制单元 82 对液压控制回路 110 产生离合器接合指令,该离合器接合指令用于根据离合器 C1 的液压指令值,即,根据作为为了将离合器 C1 置于接合状态而预先设定的用于通常解除的设定压力的预定接合模式,来增加离合器 C1 的接合压力(C1 离合器压力) $P_{C1}$ 。

[0077] 例如,当空档控制响应于制动器 OFF(制动器踏板的松开)而被解除但加速器踏板保持松开时,或者当车辆在加速器踏板被下压的状态下起动但未执行起动时锁止滑差控制时,即,当在不伴随起动时锁止滑差控制的情况下解除空档控制时,使用用于通常解除的预定接合模式。即,当单独实行空档控制的解除时在通常解除时使用上述接合模式。作为用于通常解除的预定接合模式,例如如图 10 所示设定液压指令值,以便增加离合器 C1 的转矩传递容量(接合压力 $P_{C1}$ )以接合离合器 C1,使得涡轮转速 $N_T$ 以给定梯度朝由作为离合器 C1 的输出侧转速的车速 $v$ 界定的太阳齿轮 S3 的转速 $N_{S3}$ 减小,即,使得离合器 C1 的输入与输出之间的转速差 $\Delta N_{C1}(=N_T-N_{S3})$ 以给定梯度变成接近或等于零。即,C1 离合器压力 $P_{C1}$ 被设定成使得通过离合器 C1 的接合朝在离合器 C1 的接合完成时的太阳齿轮 S3 的转速 $N_{S3}$ 而改变的涡轮转速 $N_T$ 的梯度变成等于预定梯度。给定梯度或预定梯度是涡轮转速 $N_T$ 的给定梯度(给定改变率 $(d_{NT}/dt)'$ ),其预先通过实验获得并被设定成尽可能快地解除空档控制以便提高起动响应性,同时抑制离合器 C1 的接合冲击、由于涡轮转速 $N_T$ 的降低而产生的惯性转矩所导致的冲击等。即,确定上述用于通常解除的预定接合模式以便使解除空档控制的执行时间(即,用于执行空档控制的解除的时间段)等于恒定稳定的时间或固定时间。

[0078] 虽然太阳齿轮 S3 的转速 $N_{S3}$ 不同于与涡轮转速 $N_T$ 相等的输入转速 $N_{IN}$ ,但转速 $N_{S3}$ 由于离合器 C1 的接合而变成等于输入转速 $N_{IN}$ ;因此,可将转速 $N_{S3}$ 视为自动变速器 12 的输入转速。因此,在本实施例中,将输入轴 26 的转速称为输入转速 $N_{IN}$ ,而将太阳齿轮 S3 的转速 $N_{S3}$ 称为变速器输入转速 $N_{S3}$ 。例如,与涡轮转速 $N_T$ 一样,变速器输入转速 $N_{S3}$ 可由旋转传感器直接检测,但变速器输入转速 $N_{S3}(=vGS \times N_{OUT})$ 可由电子控制单元 50 基于输出转速 $N_{OUT}$ 和自动变速器 12 的当前档位 GS 的变速比 $vGS$ 来计算。

[0079] 在示出根据用于通常解除的预定接合模式的离合器 C1 的液压指令值的图 10 中,开始产生用于快速充填的液压指令值(在时刻 $t_1$ ),然后将液压指令值保持在用于在低水平待机的低水平待机压力 $P_{WL}$ (在时刻 $t_2$ 与时刻 $t_3$ 之间的时间段)。然后,液压指令值(从时刻 $t_3$ )以给定梯度从低水平待机压力 $P_{WL}$ 逐渐增加以使得离合器 C1 的转矩传递容量增加以便使转速差 $\Delta N_{C1}$ 等于零,即,接合离合器 C1,同时抑制接合冲击。然后,在液压指令值从低水平待机压力 $P_{WL}$ 逐渐增加时,离合器 C1 的转矩传递容量开始增加并且涡轮转速 $N_T$ 开始降低(在时刻 $t_4$ )。如果转速差 $\Delta N_{C1}$ 变成等于零(在时刻 $t_5$ ),则在给定时间段后将液压

指令值设定为提供最终接合压力  $P_{C1}$  的值并且空档控制结束（在时刻  $t6$ ）。

[0080] 根据例如加速器踏板行程  $Acc$ 、节气门开度  $\theta_{TH}$  等来设定所述低水平待机压力  $P_{WL}$  和所述给定梯度,使得涡轮转速  $N_T$  以给定梯度朝变速器输入转速  $N_{S3}$  降低,即,使得通过离合器  $C1$  的接合而改变的涡轮转速  $N_T$  的梯度变成等于预定梯度。更具体而言,随着加速器踏板行程  $Acc$  增加,即,随着节气门开度  $\theta_{TH}$  增加,发动机转矩  $T_E$  增加,即,传递到离合器  $C1$  的变速器转矩  $T_{IN}$  (即,对应于变速器输入转矩  $T_{IN}$  的转矩) 增加。因此,在设定所述低水平待机压力  $P_{WL}$  和所述给定梯度的过程中,例如,如果传递到离合器  $C1$  的变速器转矩  $T_{IN}$  变成大于推定或假定转矩,则涡轮转速  $N_T$  的梯度变得更缓和 (即,涡轮转速  $N_T$  的改变率减小),并且空档控制解除的执行时间延长,使得起动响应性下降。相反,例如,如果传递到离合器  $C1$  的变速器转矩  $T_{IN}$  小于推定或假定转矩,则涡轮转速  $N_T$  的梯度变得更陡 (即,涡轮转速  $N_T$  的改变率增大),并且空档控制解除的执行时间缩短,这引起增大离合器  $C1$  接合时的冲击的可能性。因而,为了朝变速器输入转速  $N_{S3}$  以给定梯度或速度降低涡轮转速  $N_T$ ,即,为了使空档控制解除的执行时间等于恒定稳定的时间段,用于通常解除的预定接合模式被设定成使得随着加速器踏板行程  $Acc$  变大,即,随着传递到离合器  $C1$  的输入侧的变速器转矩  $T_{IN}$  增大,该给定梯度 (改变率) 增大或低水平待机压力  $P_{WL}$  增大。不言而喻,可对本实施例作出各种变型;例如,最终接合压力  $P_{C1}$  可随着加速器踏板行程  $Acc$  变大而增大,并且可使用节气门开度  $\theta_{TH}$ 、进气量  $Q$ 、燃料喷射量或从节气门开度  $\theta_{TH}$  或进气量  $Q$  计算出的推定的发动机转矩  $T_E'$  代替加速器踏板行程  $Acc$ 。

[0081] 另外,不一定需要提供上述给定时间段 (图 10 中介于时刻  $t5$  与时刻  $t6$  之间),而是可通过当判定出转速差  $\Delta N_{C1}$  等于零时,即,当判定出涡轮转速  $N_T$  等于变速器输入转速  $N_{S3}$  时,产生提供最终接合压力  $P_{C1}$  的液压指令值,来结束空档控制。

[0082] 返回图 6,空档解除进度判定单元 92 判定在通过空档解除控制单元 90 和变速控制单元 82 解除空档控制的过程中离合器  $C1$  的接合是否完成,即,涡轮转速  $N_T$  是否变成等于变速器输入转速  $N_{S3}$ 。例如,空档解除进度判定单元 92 基于离合器  $C1$  的输入和输出之间的转速差  $\Delta N_{C1}$  ( $= N_T - N_{S3}$ ) 是否变成等于作为判定离合器  $C1$  的接合完成的基础的给定标准值 (表示转速差等于零) 来判定离合器  $C1$  的接合是否完成。即,空档解除进度判定单元 92 基于涡轮转速  $N_T$  与变速器输入转速  $N_{S3}$  之间的转速差  $\Delta N_{C1}$  是否变成等于作为判定涡轮转速  $N_T$  等于变速器输入转速  $N_{S3}$  的基础的给定标准值 (表示该差等于零) 来判定涡轮转速  $N_T$  是否变成等于变速器输入转速  $N_{S3}$ 。当空档解除进度判定单元 92 判定出离合器  $C1$  的接合完成时,变速控制单元 82 对液压控制回路 110 产生用于朝空档控制的完成来控制液压控制回路 110 的离合器接合指令,以便根据预定接合模式在离合器接合指令下在给定时间段后立即实现最终接合压力  $P_{C1}$  (或立即实现最终接合压力  $P_{C1}$ )。

[0083] 因而,例如,当车辆停止时在本实施例的车辆 10 中执行空档控制。同时,例如,当车辆响应于下压加速器踏板 56 (加速器 ON) 的操作而起动时,在本实施例的车辆 10 中执行起动时锁止滑差控制以便抑制或防止发动机转速  $N_E$  的过度增加并降低燃料消耗。起动时锁止滑差控制是当满足预定的起动时锁止滑差控制条件时执行的车辆起动控制,例如,用于使锁止离合器 33 进入滑差接合并使发动机转矩  $T_E$  的一部分经由锁止离合器 33 施加到自动变速器 12,以使得经由变矩器 32 和锁止离合器 33 传递在车辆起动时产生的动力。在起动时锁止滑差控制中,例如,防止了发动机转速  $N_E$  过度增加至高于为了根据加速器踏板

行程既实现期望燃料效率又实现动力性能而预先设定的目标发动机转速  $N_E^*$ ，从而降低了燃料消耗。在执行起动时锁止滑差控制的车辆条件下，由于发动机转速  $N_E$  处于在锁止离合器 33 松开的状态下紧接着下压加速器踏板之后（例如，紧接着车辆起动之后）的升高或增加的过渡时段中，所以难以控制滑差量  $N_S (= N_E - N_T)$ 。因此，在起动时锁止滑差控制中，在车辆起动的初始时段中通过开环控制（开式控制、前馈控制）抑制或防止发动机转速  $N_E$  的过度增加。然后，在发动机转速  $N_E$  变成接近或等于目标发动机转速  $N_E^*$  并且滑差量  $N_S$  在一定程度上减小之后，通过切换到利用闭环的反馈控制并控制滑差量  $N_S$ （即，控制锁止离合器 33 的转矩容量  $T_C$ ），来执行加速时锁止滑差控制。应当理解，在不与起动时锁止滑差控制进行特别区分的情况下，可将加速时锁止滑差控制视为起动时锁止滑差控制的一系列控制操作之一。在本实施例中，将主要说明在开式控制下执行的起动时锁止滑差控制。

[0084] 更具体而言，在图 6 中，起动时滑差控制条件判定单元 94 判定是否满足预定的起动时锁止滑差控制条件。即，起动时滑差控制条件判定单元 94 是通过判定是否满足预定的起动时锁止滑差控制条件而随后判定是否开始起动时锁止滑差控制的执行的起动时锁止滑差控制执行判定单元。预定的起动时锁止滑差控制条件包括如下条件：加速器踏板行程  $Acc$  等于或大于预定值（加速器 ON）；以及车速  $V$  等于或高于预定值，即车轮（例如，驱动轮 38）已开始滚动或旋转。在杆位置  $P_{SH}$  为“D”位置的条件下，当加速器踏板 56 被下压（加速器 ON）以使得加速器踏板行程  $Acc$  超过用于判定为加速器 OFF 状态的给定标准值（表示  $Acc = 0\%$ ），并且车速  $V$  超过用于判定为车辆停止的给定标准值（表示车速等于零）时，起动时滑差控制条件判定单元 94 判定为满足起动时锁止滑差控制条件。

[0085] 当起动时滑差控制条件判定单元 94 判定出满足预定的起动时锁止滑差控制条件时，起动时锁止滑差控制单元 96 对锁止离合器控制单元 84 产生用于朝接合侧控制锁止离合器 33 以使得离合器 33 在滑动的同时接合的起动时锁止滑差控制执行指令，以便当车辆响应于下压加速器踏板的操作而起动时执行用于限制或控制发动机转速  $N_E$  的起动时锁止滑差控制。例如，根据该起动时锁止滑差控制执行指令，锁止离合器控制单元 84 根据加速器踏板行程  $Acc$  来设定将既实现期望燃料效率又实现动力性能的目标发动机转速  $N_E^*$ 。然后，锁止离合器控制单元 84 对液压控制回路 110 产生用于根据预定滑差接合模式或锁止离合器 33 的液压指令值——其作为为了朝接合侧控制锁止离合器 33 以使得离合器 33 在滑动的同时接合而预先设定的用于通常起动的设定压力——增加锁止离合器 33 的锁止离合器压力  $P_{LV}$  的滑差接合指令。在锁止离合器 33 在车辆起动时这样在滑动的同时接合的情况下，防止了发动机转速  $N_E$  过度增加至高于目标发动机转速  $N_E^*$ ，并将其保持在（或使其接近和等于）目标发动机转速  $N_E^*$ ，使得提高了燃料效率。因而，在起动时锁止滑差控制下，通过控制作为目标发动机转速  $N_E^*$  与随车速  $V$  而变化的涡轮转速  $N_T$  之差的滑差量  $N_S$ ，防止了发动机转速  $N_E$  过度增加并将其保持在目标发动机转速  $N_E^*$ 。应该注意的是，锁止离合器控制单元 84 在车辆起动的初始时段中使用开式（开环）控制执行特定的起动时锁止滑差控制，以便控制锁止离合器 33 的转矩容量  $T_C$ 。

[0086] 例如，当车辆从车辆在未执行空档控制的情况下停止的状态起动或起动时锁止滑差控制在空档控制完成之后执行时，使用上述用于通常起动的预定滑差接合模式。即，在单独执行起动时锁止滑差控制的通常时间使用预定滑差接合模式。作为用于通常起动的预定滑差接合模式，例如如图 11 所示，锁止离合器 33 的液压指令值被控制成增加用于离合器 33

的滑差接合的锁止离合器 33 的转矩容量  $T_C$  (锁止离合器压力  $P_{LU}$ ), 从而防止发动机转速  $N_E$  过度增加至高于目标发动机转速  $N_E^*$ , 并将其保持在 (或使其接近和等于) 目标发动机转速  $N_E^*$ 。

[0087] 在示出用于通常起动的预定滑差接合模式中锁止离合器 33 的液压指令值 (对应于与作为对滑差控制线性电磁阀 SLU 的指令值成比例的信号压力  $P_{SLU}$ ) 的图 11 中, 开始产生用于快速充填的液压指令值 (在时刻  $t_1$ ), 然后将液压指令值保持在低水平待机压力  $P_{WLU}$  以在低压力下待机 (在时刻  $t_2$  与时刻  $t_3$  之间的时间段)。然后, 液压指令值以给定梯度或速度从低水平待机压力  $P_{WLU}$  朝目标液压  $P_{LU}^*$  逐渐增加, 以增加锁止离合器 33 的转矩容量  $T_C$  (锁止离合器压力  $P_{LU}$ ) 以使得锁止离合器 33 进入滑差接合 (在时刻  $t_3$  与时刻  $t_4$  之间的时间段)。然后, 将液压指令值保持在目标液压  $P_{LU}^*$ , 以使得发动机转速  $N_E$  保持在 (或使其接近和等于) 目标发动机转速  $N_E^*$  (从时刻  $t_4$ )。例如, 当滑差量  $N_S$  在发动机转速  $N_E$  变成接近和等于目标发动机转速  $N_E^*$  之后在一定程度上减小时, 将控制模式从开式控制切换到反馈控制, 在该反馈控制下控制滑差量  $N_S$  (从时刻  $t_5$ )。

[0088] 根据例如加速器踏板行程  $Acc$ 、节气门开度  $\theta_{TH}$  等来设定所述低水平待机压力  $P_{WLU}$ 、所述给定梯度和所述目标液压  $P_{LU}^*$ , 以便防止发动机转速  $N_E$  过度增加至高于目标发动机转速  $N_E^*$ , 并且将发动机转速  $N_E$  保持在目标发动机转速  $N_E^*$  (或使发动机转速  $N_E$  接近和等于目标发动机转速  $N_E^*$ )。即, 随着加速器踏板行程  $Acc$  增加, 或随着节气门开度  $\theta_{TH}$  增加, 发动机转矩  $T_E$  增加, 或发动机 30 以快速增加的速度运行。因此, 从通过随着加速器踏板行程  $Acc$  变大而以更高的速度增加转矩容量  $T_C$  来限制发动机转速  $N_E$  的观点, 设定所述用于通常起动的预定滑差接合模式, 使得随着加速器踏板行程  $Acc$  变大, 上述给定梯度增大, 目标液压  $P_{LU}^*$  增大, 和 / 或低水平待机压力  $P_{WLU}$  增大。不言而喻, 可对本实施例作出各种变型; 例如, 可使用节气门开度  $\theta_{TH}$ 、进气量  $Q$ 、燃料喷射量或从节气门开度  $\theta_{TH}$  或进气量  $Q$  计算出的推定的发动机转矩  $T_E'$ , 来代替加速器踏板行程  $Acc$ 。

[0089] 同时, 在空档控制的解除过程中执行用于接合离合器  $C_1$  的控制, 并执行用于使锁止离合器 33 进入滑差接合的控制作为起动时锁止滑差控制。因此, 如果当车辆起动时以重叠方式执行空档控制的解除和起动时锁止滑差控制, 则离合器  $C_1$  的接合和锁止离合器 33 的滑差接合会对彼此有影响, 并且可能不会稳定地完成用于解除的控制和锁止滑差控制。鉴于这种情形, 可考虑依次执行用于空档控制的解除的控制和起动时锁止滑差控制, 以便稳定地执行各控制。但是, 在此情形中, 由于起动时锁止滑差控制而提高燃料效率的效果可能降低, 或者起动响应性可能由于开始解除空档控制的延迟而降低, 或者由起动离合器的接合造成的冲击可能由于执行空档控制的解除控制的执行时间的减少而增大。

[0090] 因此, 在此实施例中, 当在由空档解除控制单元 90 实施空档控制的解除期间另外由起动时锁止滑差控制单元 96 执行起动时锁止滑差控制时, 借助于  $C_1$  离合器压力  $P_{C1}$  控制通过离合器  $C_1$  的接合而朝在离合器  $C_1$  的接合完成时的变速器输入转速  $N_{S3}$  改变的涡轮转速  $N_T$  的梯度 (或改变率), 以便稳定地执行空档控制的解除和起动时锁止滑差控制。

[0091] 更具体而言, 在空档控制解除期间离合器  $C_1$  的过渡接合状态下, 如上所述基于例如加速器踏板行程、从发动机 30 侧传递到离合器  $C_1$  的变速器转矩  $T_{IN}$  等设定  $C_1$  离合器压力  $P_{C1}$  (参见图 10)。如果此时另外执行起动时锁止滑差控制, 则传递到离合器  $C_1$  的变速器转矩  $T_{IN}$  由于朝接合侧对锁止离合器 33 的控制而改变。因此, 在根据在单独实施空档控制

时使用的如图 10 所示的用于通常解除的预定接合模式设定离合器 C1 的离合器压力的情况下,如果传递到离合器 C1 的变速器转矩  $T_{IN}$  增加,则完成空档控制的解除要花费的时间可能延长,或者离合器 C1 的接合冲击可能增加。另一方面,如果传递到离合器 C1 的变速器转矩  $T_{IN}$  减小,则涡轮转速  $N_T$  的梯度(改变率)可能变得更陡(可能增加),这可能导致惯性冲击增加。因此,在本实施例中,基于例如发动机转矩  $T_E$  和锁止离合器压力  $P_{LU}$  计算传递到离合器 C1 的变速器转矩  $T_{IN}$  的变化,并根据该转矩变化设定 C1 离合器压力  $P_{C1}$ 。更具体而言,根据这样计算出的传递到离合器 C1 的变速器转矩  $T_{IN}$  的变化,来校正如图 10 所示用于通常解除的预定接合模式中 C1 离合器压力  $P_{C1}$  的设定压力,该模式是为了在不伴随起动时锁止滑差控制的情况解除空档控制而预先设定的。

[0092] 更具体而言,返回参照图 6,液压设定单元 98 从如图 12 所示使用进气量  $Q$  作为参数的发动机转速  $N_E$  与发动机转矩  $T_E$  之间的关系(脉谱图、发动机转矩特性图)基于实际发动机转速  $N_E$  和进气量  $Q$  计算推定的发动机转矩  $T_{Ees}$ ,所述关系预先通过实验获得并存储。另外,液压设定单元 98 计算在起动时锁止滑差控制期间经由变矩器 32 施加到自动变速器 12 的转矩,即,传递到离合器 C1 的输入侧的变速器转矩  $T_{IN}T/C$ ,作为通过将推定的发动机转矩  $T_{Ees}$  乘以变矩器 32 的转矩比  $t$ (=涡轮转矩  $T_T$ /泵转矩  $T_P$ )而获得的转矩(=  $T_{Ees} \times t$ )。另外,液压设定单元 98 从如图 13 所示速比  $e$ (=涡轮转速  $N_T$ /泵转矩  $T_P$ (发动机转速  $N_E$ ))与转矩比  $t$ 、效率  $\eta$  和容量系数  $C$  各者之间的关系(脉谱图、变矩器 32 的预定的操作特性图)基于实际速比  $e$  计算变矩器 32 的转矩比  $t$ ,所述关系预先通过实验获得并存储。另外,液压设定单元 98 基于在例如如图 11 所示的起动时锁止滑差控制期间锁止离合器 33 的液压指令值(锁止离合器 33 的转矩容量  $T_C$ )和推定的发动机转矩  $T_{Ees}$  计算在起动时锁止滑差控制期间经由锁止离合器 33 传递到离合器 C1 的输入侧的变速器转矩  $T_{IN}L/U$ 。然后,液压设定单元 98 将变速器转矩  $T_{IN}T/C$  和变速器转矩  $T_{IN}L/U$  加在一起,从而计算在起动时锁止滑差控制期间传递到离合器 C1 的在滑差控制期间的变速器转矩  $T_{IN}(T/C+L/U)$ (=  $T_{IN}T/C+T_{IN}L/U$ )。

[0093] 如上所述,根据加速器踏板行程  $Acc$ ,即,根据传递到离合器 C1 的输入侧的变速器转矩  $T_{IN}$ ,设定如图 10 所示用于通常解除的预定接合模式中 C1 离合器压力  $P_{C1}$  的设定压力,使得用于解除空档控制的控制的执行时间变成恒定稳定的时间段。因此,当以重叠方式执行起动时锁止滑差控制和空档控制的解除时,能够从通常解除期间 C1 离合器压力  $P_{C1}$  的设定压力计算出当单独进行空档控制的解除时假设为变速器转矩  $T_{IN}$  的转矩。这样,液压设定单元 98 例如基于在用于通常解除的预定接合模式中原始设定的离合器 C1 的设定压力,计算当在不伴随起动时锁止滑差控制的情况下解除空档控制时传递到离合器 C1 的单独解除时变速器转矩  $T_{IN}N$ 。另外,液压设定单元 98 计算在滑差控制期间的变速器转矩  $T_{IN}(T/C+L/U)$  与单独解除时变速器转矩  $T_{IN}N$  之间的转矩差,作为变速器转矩  $T_{IN}$  的变化(变速器转矩变化)  $\Delta T_{IN}$ (=  $T_{IN}(T/C+L/U)-T_{IN}N$ )。

[0094] 例如,当以重叠方式执行起动时锁止滑差控制和空档控制的解除时,液压设定单元 98 根据变速器转矩变化  $\Delta T_{IN}$  设定 C1 离合器压力  $P_{C1}$ ,从而使通过离合器 C1 的接合而朝在离合器 C1 的接合完成时的变速器输入转速  $N_{S3}$  改变的涡轮转速  $N_T$  的梯度等于预定梯度  $(dN_T/dt)'$ 。因而,通过离合器 C1 的接合而朝在离合器 C1 的接合完成时的变速器输入转速  $N_{S3}$  改变的涡轮转速  $N_T$  的梯度借助于 C1 离合器压力  $P_{C1}$  而被控制。例如,液压设定单元 98

根据变速器转矩变化  $\Delta T_{IN}$  校正如图 10 所示用于通常解除的预定接合模式中离合器 C1 的设定压力。更具体而言,如果变速器转矩变化  $\Delta T_{IN}$  为正值,则液压设定单元 98 校正 C1 离合器压力  $P_{C1}$  以使得其随着变速器转矩变化  $\Delta T_{IN}$  变大而变成大于用于通常解除的预定接合模式中离合器 C1 的设定压力。例如,随着变速器转矩变化  $\Delta T_{IN}$  增大,用于通常解除的预定接合模式中的低水平待机压力  $P_{WL}$  增大,或用于通常解除的预定接合模式中的所述给定梯度增大(或变陡)。另一方面,如果变速器转矩变化  $\Delta T_{IN}$  为负值,则液压设定单元 98 校正 C1 离合器压力  $P_{C1}$  以使得其随着变速器转矩变化  $\Delta T_{IN}$  的绝对值变大而变成小于用于通常解除的预定接合模式中离合器 C1 的设定压力。例如,随着变速器转矩变化  $\Delta T_{IN}$  的绝对值增大,用于通常解除的预定接合模式中的低水平待机压力  $P_{WL}$  减小,或用于通常解除的预定接合模式中的所述给定梯度减小(或变缓)。

[0095] 当单独进行空档控制的解除时,C1 离合器压力  $P_{C1}$  可在开式(或开环)控制下设定,或者可在反馈控制下顺次设定,使得通过离合器 C1 的接合而朝在离合器 C1 的接合完成时的变速器输入转速  $N_{S3}$  改变的涡轮转速  $N_T$  的梯度变成等于预定梯度。但是,如果当伴随起动时锁止滑差控制执行空档控制的解除时在反馈控制下设定 C1 离合器压力  $P_{C1}$ ,则反馈控制可能由于起动时锁止滑差控制的影响而未被适当地执行。因此,当伴随起动时锁止滑差控制执行空档控制的解除时,将 C1 离合器压力  $P_{C1}$  设定为在开式控制下通过液压设定单元 98 校正的值。在此情形中,如果实际 C1 离合器压力  $P_{C1}$  偏离已通过液压设定单元 98 校正的离合器 C1 的设定压力,则涡轮转速  $N_T$  的梯度会随着空档控制进行而变陡或变成大于预定梯度。因此,在本实施例中,C1 离合器压力  $P_{C1}$  被设定成通过离合器 C1 的接合而朝在离合器 C1 的接合完成时的变速器输入转速  $N_{S3}$  改变的涡轮转速  $N_T$  的梯度被预定的梯度限制。

[0096] 更具体而言,例如,当涡轮转速  $N_T$  的改变率  $(d_{NT}/dt)$  超过对应于预定梯度的预定改变率  $(d_{NT}/dt)'$  时(即,当改变率  $(d_{NT}/dt)$  的绝对值变成大于改变率  $(d_{NT}/dt)'$  的绝对值时),改变率限制单元 100 对液压设定单元 98 产生用于校正的指令,以使得已被校正为较高水平的离合器 C1 的设定压力减小给定值,或已被校正为较低水平的离合器 C1 的设定压力进一步减小给定值。所述给定值可根据改变率  $(d_{NT}/dt)$  与改变率  $(d_{NT}/dt)'$  之差而被设定成随着改变率之差的增大而增大,或者可被设定为预定的固定值。

[0097] 接下来将描述与本发明的第一实施例的起动控制相关的控制例程。图 14 是流程图,示出由电子控制单元 50 执行的第一实施例的控制例程,即,用于当以重叠方式执行空档控制的解除和起动时锁止滑差控制时稳定地执行这些控制的控制例程。图 14 的控制例程以例如数毫秒至数十毫秒的极短间隔(或周期)反复执行。图 14 的流程图的控制例程在正在由空档控制单元 88 执行空档控制的条件下开始。图 15 是对应于图 14 的控制例程的时间图。

[0098] 在图 14 中,首先在对应于空档控制条件判定单元 86 的步骤 S10 中判定是否满足上述的预定空档控制条件,从而顺次判定是否解除空档控制,即,是否开始用于从空档控制返回的控制。如果在步骤 S10 中作出否定判定,则图 14 的例程结束。如果在步骤 S10 中作出肯定判定,则控制进行至对应于空档解除控制单元 90 和变速控制单元 82 的步骤 S20,在该步骤中产生例如用于接合离合器 C1 的空档控制解除指令,使得空档控制的解除开始,即,开始从空档控制返回(在图 15 中的时刻  $t_1$ )。由于在此时间点尚未判定出起动时锁止

滑差控制的执行,所以根据空档控制解除指令对液压控制回路 110 产生用于根据例如如图 10 所示用于通常解除的预定接合模式增加离合器 C1 的接合压力  $P_{C1}$  的离合器接合指令,以便使离合器 C1 进入接合状态。然后,在对应于空档解除进度判定单元 92 的步骤 S30 中,基于离合器 C1 的输入和输出之间的转速差  $\Delta N_{C1} (= N_T - N_{S3})$  是否变成等于基于其判定为离合器 C1 的接合完成的表示零差值的特定标准值,来判定离合器 C1 的接合是否完成,即,涡轮转速  $N_T$  是否变成等于变速器输入转速  $N_{S3}$ 。如果在步骤 S30 中作出肯定判定,则控制进行至对应于变速控制单元 82 的步骤 S40。在步骤 S40 中,在在以上步骤 S20 中发出的离合器接合指令下根据预定接合模式控制 C1 离合器压力  $P_{C1}$  的同时,对液压控制回路 110 产生用于朝空档控制的结束来控制离合器 C1 的接合压力  $P_{C1}$  以便在特定时间段后立即建立最终接合压力  $P_{C1}$  (或立即建立最终接合压力  $P_{C1}$ ) 的离合器接合指令。另一方面,如果在步骤 S30 中作出否定判定,则在对应于起动时滑差控制条件判定单元 94 的步骤 S50 中判定是否满足起动时锁止滑差控制条件,从而顺次判定是否要开始起动时锁止滑差控制的执行。如果在步骤 S50 中作出否定的判定,则控制返回步骤 S30。如果在步骤 S50 中作出肯定判定,则控制进行至对应于起动时锁止滑差控制单元 96 和锁止离合器控制单元 84 的步骤 S60。在步骤 S60 中,例如产生用于朝接合侧控制锁止离合器 33 以便使离合器 33 进入滑差接合的起动时锁止滑差控制执行指令,并开始起动时锁止滑差控制(在图 15 中的时刻  $t_2$ )。在此步骤中,根据起动时锁止滑差控制执行指令,设定目标发动机转速  $N_E^*$ ,并对液压控制单元 110 产生用于根据为了朝接合侧控制锁止离合器 33 进入滑差接合而预先设定的例如如图 11 所示用于通常起动的预定滑差接合模式来增加锁止离合器 33 的锁止离合器压力  $P_{LW}$  的滑差接合指令。

[0099] 然后,在对应于液压设定单元 98 的步骤 S70 中,例如基于推定的发动机转矩  $T_{Ees}$  和锁止离合器 33 的液压指令值(锁止离合器 33 的锁止离合器压力  $P_{LW}$ 、转矩容量  $T_C$ ),计算传递到离合器 C1 的变速器转矩  $T_{IN}$  的变化(变速器转矩变化)  $\Delta T_{IN} = (T_{IN}(T/C+L/C) - T_{IN}N)$ 。然后,在对应于液压设定单元 98 和改变率限制单元 100 的步骤 S80 中,根据变速器转矩变化  $\Delta T_{IN}$  校正在以上步骤 S20 中设定的如图 10 所示用于通常解除的预定接合模式中离合器 C1 的设定压力,从而使通过离合器 C1 的接合而朝在离合器 C1 的接合完成时的变速器输入转速  $N_{S3}$  改变的涡轮转速  $N_T$  的梯度等于预定的梯度。此时,C1 离合器压力  $P_{C1}$  被设定成使得通过离合器 C1 的接合而朝在离合器 C1 的接合完成时的变速器输入转速  $N_{S3}$  改变的涡轮转速  $N_T$  的梯度被预定的梯度限制。然后,在对应于空档解除进度判定单元 92 的步骤 S90 中,基于离合器 C1 的输入和输出之间的转速差  $\Delta N_{C1}$  是否变成等于基于其判定为离合器 C1 的接合完成的表示零差值的特定标准值,判定离合器 C1 的接合是否完成,即,涡轮转速  $N_T$  是否变成等于变速器输入转速  $N_{S3}$ 。如果在步骤 S90 中作出否定判定,则控制返回步骤 S70。如果在步骤 S90 中作出肯定判定,则控制进行至对应于变速控制单元 82 的步骤 S100。在步骤 S100 中,对液压控制回路 110 产生用于朝空档控制的结束来控制离合器 C1 的接合压力  $P_{C1}$  以便在一定时间段后立即建立最终接合压力  $P_{C1}$  (或立即建立最终接合压力  $P_{C1}$ ) 的离合器接合指令(在图 15 中的时刻  $t_3$ )。

[0100] 参照图 15,在离合器 C1 的设定压力未被校正成根据变速器转矩变化  $\Delta T_{IN}$  而增加的常规示例(虚线)中,涡轮转速  $N_T$  的梯度(或改变率)随着变速器转矩  $T_{IN}$  增大而变缓(或变小),并且空档控制的完成(在图 15 中的时刻  $t_4$ )延迟,导致用于解除空档控制的控

制的执行时间增加。另一方面,在本实施例(实线)中,与如双点划线所示根据用于通常解除的预定接合模式解除空档控制的情形中一样,涡轮转速  $N_T$  的梯度变成基本上等于预定的梯度  $(dN_T/dt)'$ ,并且用于解除空档控制的控制的执行时间基本上等于通常解除的执行时间。

[0101] 根据此实施例,当在空档控制的解除期间另外执行起动时锁止滑差控制时,利用为了在空档控制解除时接合离合器 C1 而增加的 C1 离合器压力  $P_{C1}$ ,控制通过离合器 C1 的接合而朝在离合器 C1 的接合完成时的变速器输入转速  $N_{S3}$  改变的涡轮转速  $N_T$  的梯度;因此,空档控制能够在恒定稳定的时间内完成,并且能够抑制或减少在离合器 C1 接合时发生的冲击。因而,当用于解除空档控制的控制和起动时锁止滑差控制以重叠方式执行时,各控制能够稳定地执行。

[0102] 根据本实施例,基于推定的发动机转矩  $T_{Ees}$  和锁止离合器压力  $P_{LU}$  计算传递到离合器 C1 的变速器转矩  $T_{IN}$  的变化(变速器转矩变化)  $\Delta T_{IN}$ ,并根据变速器转矩变化  $\Delta T_{IN}$  设定 C1 离合器压力  $P_{C1}$ ;因此,例如,不论是否执行起动时锁止滑差控制,通过离合器 C1 的接合而朝在离合器的接合完成时的变速器输入转速  $N_{S3}$  改变的涡轮转速  $N_T$  的梯度都以相同方式改变。即,空档控制能够在恒定稳定的时间内完成,并且例如,不论加速器踏板行程  $Acc$  的大小如何,用于解除空档控制的控制的执行时间都能基本恒定。另外,能够按照锁止离合器 33 的接合状态来控制 C1 离合器压力  $P_{C1}$ ,从而能够有利地减少在离合器 C1 接合时发生的冲击,即,在空档控制的解除期间发生的冲击。

[0103] 另外,根据本实施例,根据变速器转矩变化  $\Delta T_{IN}$  校正当在不伴随起动时锁止滑差控制的情况下解除空档控制时预先设定的 C1 离合器压力  $P_{C1}$  的设定压力;因此,例如,空档控制能够在恒定稳定的时间内确定地完成。

[0104] 另外,根据本实施例,C1 离合器压力  $P_{C1}$  被设定成通过离合器 C1 的接合而朝在离合器 C1 的接合完成时的变速器输入转速  $N_{S3}$  改变的涡轮转速  $N_T$  的梯度被预定的梯度  $(dN_T/dt)'$  限制。因此,例如,当实际接合压力偏离 C1 离合器压力  $P_{C1}$  的设定压力时,防止了涡轮转速  $N_T$  的梯度比预定的梯度  $(dN_T/dt)'$  陡,并且避免了冲击的增加,尽管否则将存在涡轮转速  $N_T$  的梯度变成比预定的梯度  $(dN_T/dt)'$  陡并且冲击增加的可能性。

[0105] 根据本实施例,C1 离合器压力  $P_{C1}$  被设定成使通过离合器 C1 的接合而朝在离合器 C1 的接合完成时的变速器输入转速  $N_{S3}$  改变的涡轮转速  $N_T$  的梯度等于预定的梯度  $(dN_T/dt)'$ ;因此,空档控制能够在恒定稳定、固定的时间内适当地完成。

[0106] 接下来,将描述本发明的第二实施例。在以下描述中,对与第一实施例共同的部分或元件分配相同的参考标号,并且将不提供这些部分或元件的说明。

[0107] 在如上所述的第一实施例中,当空档控制的解除和起动时锁止滑差控制以重叠方式执行时,利用 C1 离合器压力  $P_{C1}$  来控制通过离合器 C1 的接合而朝在离合器 C1 的接合完成时的变速器输入转速  $N_{S3}$  改变的涡轮转速  $N_T$  的梯度。在代替第一实施例或附加于第一实施例而实施的第二实施例中,当在通过空档解除控制单元 90 解除空档控制期间另外通过起动时锁止滑差控制单元 96 执行起动时锁止滑差控制时,利用锁止离合器压力  $P_{LU}$  来控制通过离合器 C1 的接合而朝在离合器 C1 的接合完成时的变速器输入转速  $N_{S3}$  改变的涡轮转速  $N_T$  的梯度,以便稳定地执行空档控制的解除和起动时锁止滑差控制中的各个。

[0108] 更具体而言,当单独进行空档控制的解除时,利用变矩器 32 的滑动来抑制(或吸



收)由离合器 C1 的接合所造成的冲击(例如,接合冲击和惯性冲击)以及在紧接着加速器踏板被下压后的过渡状态下未稳定的发动机转矩  $T_E$  的变化(波动)。另一方面,在起动时锁止滑差控制中,变矩器 32 将发动机 30 的动力传递到自动变速器 12 所凭借的松弛(滑差状态、松开状态)由于锁止离合器 33 的滑差接合而被抑制或减少。因此,如果在空档控制的解除期间另外执行起动时锁止滑差控制,则在离合器 C1 接合时发生的冲击(转矩变化)、在过渡状态下发动机转矩  $T_E$  的变化等很可能被传递到车轮(例如,驱动轮 38)(即,很可能被传递到用户),这可能导致操控性变差。因而,在第二实施例中,锁止离合器压力  $P_{LU}$  根据空档控制的解除的执行时间而逐渐增加,并且锁止离合器压力  $P_{LU}$  被设定成使得在空档控制的解除完成时的锁止离合器压力  $P_{LU}$  变成等于在起动时锁止滑差控制下确定的目标压力  $P_{LU}^*$ 。可替换地,将锁止离合器压力  $P_{LU}$  设定成如下所述的两个锁止离合器压力  $P_{LU}$  中较小的一个。这两个锁止离合器压力  $P_{LU}$  之一根据空档控制的解除的执行时间而被设定。另一个锁止离合器压力  $P_{LU}$  根据与从加速器踏板被下压开始的发动机 30 的过渡操作相关的预定不稳定状态时间  $t_{ON}$ ,即,根据作为发动机转矩  $T_E$  在发动机在加速器踏板被下压后的过渡状态下未稳定的时间段的预先通过实验获得并设定的预定不稳定状态时间  $t_{ON}$ ,而被设定成使得锁止离合器压力  $P_{LU}$  朝目标压力  $P_{LU}^*$  逐渐增加。

[0109] 更具体而言,返回参照图 6,液压设定单元 98 基于对应于在空档控制的解除期间涡轮转速  $N_T$  的预定梯度的给定改变率  $(dN_T/dt)'$  以及在离合器 C1 的接合完成时的变速器输入转速  $N_{S3}$ ,计算空档控制的解除完成时的时间点,其对应于空档控制的解除的执行时间。然后,液压设定单元 98 校正在如图 11 所示用于通常起动的预定滑差接合模式中从低水平待机压力  $P_{WLU}$  朝目标压力  $P_{LU}^*$  逐渐增加的锁止离合器 33 的液压指令值,使得液压指令值在计算出的空档控制的解除完成时的时间点达到目标压力  $P_{LU}^*$ 。即,例如,液压设定单元 98 计算从低水平待机压力  $P_{WLU}$  朝目标压力  $P_{LU}^*$  逐渐增加的液压(A)使得其在计算出的空档控制的解除完成时的时间点达到目标压力  $P_{LU}^*$ ,并将液压(A)设定为根据给定的滑差接合模式从低水平待机压力  $P_{WLU}$  朝目标压力  $P_{LU}^*$  逐渐增加的锁止离合器 33 的液压指令值。

[0110] 另外,液压设定单元 98 计算从低水平待机压力  $P_{WLU}$  朝目标压力  $P_{LU}^*$  逐渐增加的液压(B),使得其在作为发动机转矩  $T_E$  从加速器踏板被下压时(即,从起动时锁止滑差控制开始时)未稳定的时间段的预定不稳定状态时间  $t_{ON}$  过去后达到目标压力  $P_{LU}^*$ 。然后,液压设定单元 98 从最大限度地减少或避免发动机转矩  $T_E$  的干扰对紧接着加速器踏板的下压后的控制的影响的角度从计算出的液压(A)和液压(B)选择较小的液压(MIN),并将选定的液压(MIN)设定为根据给定滑差接合模式从低水平待机压力  $P_{WLU}$  朝目标压力  $P_{LU}^*$  逐渐增加的锁止离合器 33 的液压指令值。即,液压设定单元 98 校正根据例如如图 11 所示用于通常起动的预定滑差接合模式从低水平待机压力  $P_{WLU}$  朝目标压力  $P_{LU}^*$  逐渐增加的锁止离合器 33 的液压指令值,使得液压指令值变成等于计算出的液压(A)和液压(B)中较小的压力(MIN)。上述不稳定状态时间  $t_{ON}$  可以是作为紧接在加速器踏板的下压后发动机转矩  $T_E$  不稳定的时间段的预先通过实验获得并设定的预定的固定时间段,或者可从预先通过实验获得或设定的关系基于当前发动机转速  $N_E$ 、发动机转矩  $T_E$  等而适当设定。

[0111] 不论选择液压(A)和液压(B)中哪一个,都以与第一实施例中相同的方式将液压设定成使得通过离合器 C1 的接合而朝在离合器 C1 的接合完成时的变速器输入转速  $N_{S3}$  改变的涡轮转速  $N_T$  的梯度等于预定的梯度  $(dN_T/dt)'$ 。另外,以与第一实施例中相同的方式,

液压被设定成使得通过离合器 C1 的接合而朝在离合器 C1 的接合完成时的变速器输入转速  $N_{S3}$  改变的涡轮转速  $N_T$  的梯度被预设的梯度限制。

[0112] 图 16 是本发明的第二实施例的流程图, 示出由电子控制单元 50 执行的控制例程, 即, 用于以重叠方式稳定地执行空档控制的解除和起动时锁止滑差控制的控制例程。图 16 的控制例程以例如数毫秒至数十毫秒的极短时间间隔或周期反复执行。示出第二实施例的控制例程的图 16 的流程图对应于示出第一实施例的控制例程的图 14 的流程图。与图 14 的情形一样图 16 的控制例程基于空档控制正在由空档控制单元 88 执行的假设而开始。图 17 是对应于图 16 的控制例程的时间图。在图 16 的流程图中, 与图 14 的流程图中所包括的步骤相同的步骤将不进行说明。

[0113] 参照图 16, 在对应于液压设定单元 98 的步骤 S70' 中, 计算根据空档控制的解除的执行时间而从低水平待机压力  $P_{WLU}$  逐渐接近目标压力  $P_{LU} *$  的液压 (A)。另外, 计算根据在接着加速器踏板的下压后的过渡状态下发动机转矩  $T_E$  不稳定的给定不稳定状态时间  $ton$  而从低水平待机压力  $P_{WLU}$  逐渐接近目标压力  $P_{LU} *$  的液压 (B)。然后, 在对应于液压设定单元 98 的步骤 S80' 中, 从在以上步骤 S70' 中计算出的液压 (A) 和液压 (B) 选择较小的液压 (MIN), 并且将选定的液压 (MIN) 设定为根据给定的滑差接合模式从低水平待机压力  $P_{WLU}$  朝目标压力  $P_{LU} *$  逐渐增加的锁止离合器 33 的液压指令值。即, 校正在如图 11 所述用于通常起动的预定滑差接合模式中从低水平待机压力  $P_{WLU}$  朝目标压力  $P_{LU} *$  逐渐增加的锁止离合器 33 的液压指令值, 使得液压指令值变成等于计算出的液压 (A) 和液压 (B) 中较小的液压 (MIN)。

[0114] 图 17 中, 在空档控制的解除的初始时间段, 锁止离合器 33 的液压指令值保持等于低水平待机压力  $P_{WLU}$  以便抑制或减少离合器 C1 的接合转矩的变化的影响。然后, 根据空档控制的解除的执行时间设定从低水平待机压力  $P_{WLU}$  朝目标压力  $P_{LU} *$  逐渐增加的液压 (A), 使得其在空档控制的解除完成的时间点达到目标压力  $P_{LU} *$ 。另外, 计算从低水平待机压力  $P_{WLU}$  朝目标压力  $P_{LU} *$  逐渐增加的液压 (B), 使得其在从加速器踏板的下压起经过给定的不稳定状态时间后达到目标压力  $P_{LU} *$ , 并选择液压 (A) 和液压 (B) 中较小的液压 (MIN) 且将其设定为从低水平待机压力  $P_{WLU}$  朝目标压力  $P_{LU} *$  逐渐增加的液压。更具体而言, 在给定的不稳定状态时间  $ton$  为如图 17 中所示的不稳定状态时间  $tonB$  的情形中, 计算如图 17 中由虚线所示的液压 (B), 并选择作为液压 (A) 和液压 (B) 中较小的一个的液压 (A) 且将其设定为从低水平待机压力  $P_{WLU}$  朝目标压力  $P_{LU} *$  逐渐增加的液压。另一方面, 在给定的不稳定状态时间  $ton$  为如图 17 中所示的不稳定状态时间  $tonB'$  的情形中, 计算如图 17 中由双点划线所示的液压 (B'), 并选择作为液压 (A) 和液压 (B') 中较小的一个的液压 (B') 且将其设定为从低水平待机压力  $P_{WLU}$  朝目标压力  $P_{LU} *$  逐渐增加的液压。

[0115] 根据第二实施例, 当在空档控制的解除期间另外执行起动时锁止滑差控制时, 如上所述, 通过适当控制为了在起动时锁止滑差控制期间使锁止离合器 33 进入滑差接合而升高的锁止离合器压力  $P_{LU}$ , 来控制通过离合器 C1 的接合而朝在离合器 C1 的接合完成时的变速器输入转速  $N_{S3}$  改变的涡轮转速  $N_T$  的梯度。因此, 在离合器 C1 的接合时发生的冲击和过渡状态下发动机转矩  $T_E$  的变化不太可能被传递到输出侧 (即, 传递到驱动轮 38)。因而, 空档控制的解除和起动时锁止滑差控制能够以重叠方式稳定地分别执行。

[0116] 根据第二实施例, 锁止离合器压力  $P_{LU}$  根据空档控制的解除的执行时间逐渐增加,

并且锁止离合器压力  $P_{LU}$  被设定成使得压力  $P_{LU}$  在空档控制的解除完成的时间点达到在起动时锁止滑差控制下的目标压力  $P_{LU}^*$ 。因而,在空档控制的解除期间锁止离合器 33 被控制为适当的滑差状态,并且在离合器接合时发生的冲击等不太可能传递到或被阻止传递到输出侧(传递到驱动轮 38)。

[0117] 根据第二实施例,从根据空档控制的解除的执行时间而设定的锁止离合器压力  $P_{LU}$  以及被设定成根据作为在接着加速器踏板的下压后的过渡状态下发动机转矩  $T_E$  未稳定的时间段的从加速器踏板的下压起测量出的预定的不稳定状态时间  $t_{on}$  朝在起动时锁止滑差控制下的目标压力  $P_{LU}^*$  逐渐增加的锁止离合器压力  $P_{LU}$  选择较小的液压,并且所选择的较小的液压被确定为锁止离合器压力  $P_{LU}$  的设定压力。因此,锁止离合器 33 在空档控制的解除期间被控制为适当的滑差状态,并且在离合器 C1 接合时发生的冲击和紧接着加速器踏板的下压后的过渡状态下发动机转矩  $T_E$  的变化等不太可能或不可能被传递到输出侧(传递到驱动轮 38)。另外,可适当地避免或消除在离合器 C1 的接合时发生的冲击和紧接着加速器踏板的下压之后的过渡状态下发动机转矩  $T_E$  的变化等引起对起动时锁止滑差控制的干扰并且锁止离合器 33 的接合控制未被稳定地执行的可能性。

[0118] 另外,根据第二实施例,锁止离合器压力  $P_{LU}$  被设定成使得通过离合器 C1 的接合而朝在离合器 C1 的接合完成时的变速器输入转速  $N_{S3}$  改变的涡轮转速  $N_T$  的梯度被预定的梯度  $(dN_T/dt)'$  限制。因此,例如,当实际接合压力偏离 C1 离合器压力  $P_{C1}$  的设定压力时,防止了涡轮转速  $N_T$  的梯度比预定的梯度  $(dN_T/dt)'$  陡,并且避免了冲击的增加,尽管否则将存在涡轮转速  $N_T$  变成比预定的梯度  $(dN_T/dt)'$  陡并且冲击增加的可能性。

[0119] 根据第二实施例,锁止离合器压力  $P_{LU}$  被设定成使通过离合器 C1 的接合而朝在离合器 C1 的接合完成时的变速器输入转速  $N_{S3}$  改变的涡轮转速  $N_T$  的梯度等于预定的梯度  $(dN_T/dt)'$ ;因此,例如,空档控制能够在恒定稳定、固定的时间内适当完成。

[0120] 虽然已参照附图详细描述了本发明的实施例,但本发明可采用其它方式来体现。

[0121] 例如,如上所述的第一实施例和第二实施例可彼此独立地实施,或可结合地实施。例如,第二实施例可在实施第一实施例的前提下实施。

[0122] 在所示实施例中,可采用各种方式来计算传递到离合器 C1 的输入侧的变速器转矩  $T_{IN}$ 。例如,可计算还包括惯性转矩  $T_I (= I_E \times (dN_E/dt))$  的变速器转矩  $T_{IN}$ ;  $I_E$  为从发动机 30 施加到变矩器 32 的泵轮 32p 上的发动机旋转部分的惯性矩(发动机惯性)。

[0123] 虽然在所示实施例中当变速杆 74 被置于“D”位置时空档控制单元 88 执行空档控制,但当变速杆 74 被置于“R”位置时也可执行空档控制。在此情形中,作为用于建立倒退驱动档位的接合装置的制动器 B2 和制动器 B3 中的至少一个进入滑差状态或松开状态。本发明可适用于在变速杆 74 被置于“R”位置的情况下执行空档控制的情形。

[0124] 当离合器 C1 的温度变成等于或高于离合器 C1 的耐久性变差时的给定温度,或在给定或更长的时间段保持在等于或高于该给定温度的水平时,空档控制条件判定单元 86 可判定为开始空档控制的解除。因而,可设定用于判定开始空档控制的解除的各种其它条件。在这方面,离合器 C1 的温度可由温度传感器直接检测,或者可从例如处于滑差状态的离合器 C1 的输入和输出之间的转速差或离合器 C1 保持滑动的持续时间来推定。

[0125] 虽然在所示实施例中自动变速器 12 设置成在六个前进档(六个前进驱动档位)和一个倒档(一个倒退驱动档位)当之间进行变速,但自动变速器的档数及其结构并不特

别局限于如上所述的自动变速器 12 的档数及结构。即,本发明可适用于任何类型的变速器,只要其能够实施空档控制,并且当空档控制被解除时给定的接合装置适于被接合。另外,本发明可适用于无级变速器,例如带-带轮式 CVT(无级变速器)。例如,在带-带轮式 CVT 的情形中,本发明适用于能够连接和分离发动机与带-带轮式 CVT 之间的动力传递路径的接合装置或设置在例如公知的前进驱动/倒退驱动切换装置中的接合装置。

[0126] 虽然在所示实施例中使用了包括锁止离合器 33 的变矩器 32 作为液压动力传递装置,但可使用不具备转矩放大功能的液力偶合器作为液压动力传递装置。

[0127] 例如,如上所述的实施例例如可结合在一起并以优先次序实施。

[0128] 应当理解,上述实施例为示例性实施例,并且本发明可基于本领域技术人员的知识以各种改变、变型和/或改进来实施。

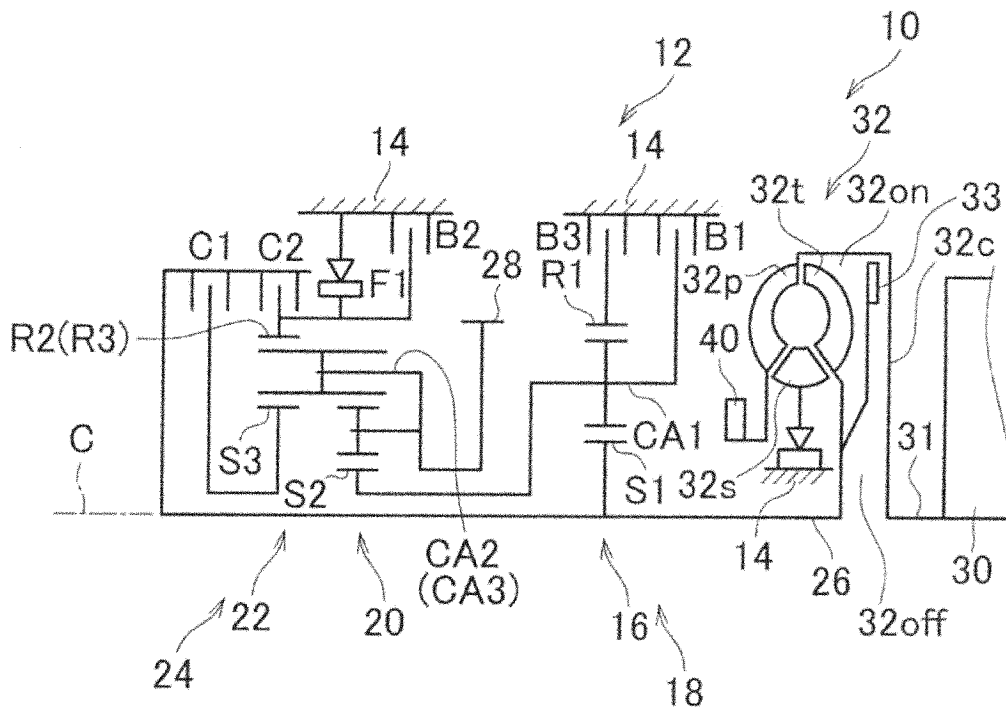


图 1

	C1	C2	B1	B2	B3	F1
1ST	○			⊙		△
2ND	○		○			
3RD	○				○	
4TH	○	○				
5TH		○			○	
6TH		○	○			
R				○	○	
N						

⊙ 当施加发动机制动时接合  
 △ 在驱动模式中接合

图 2

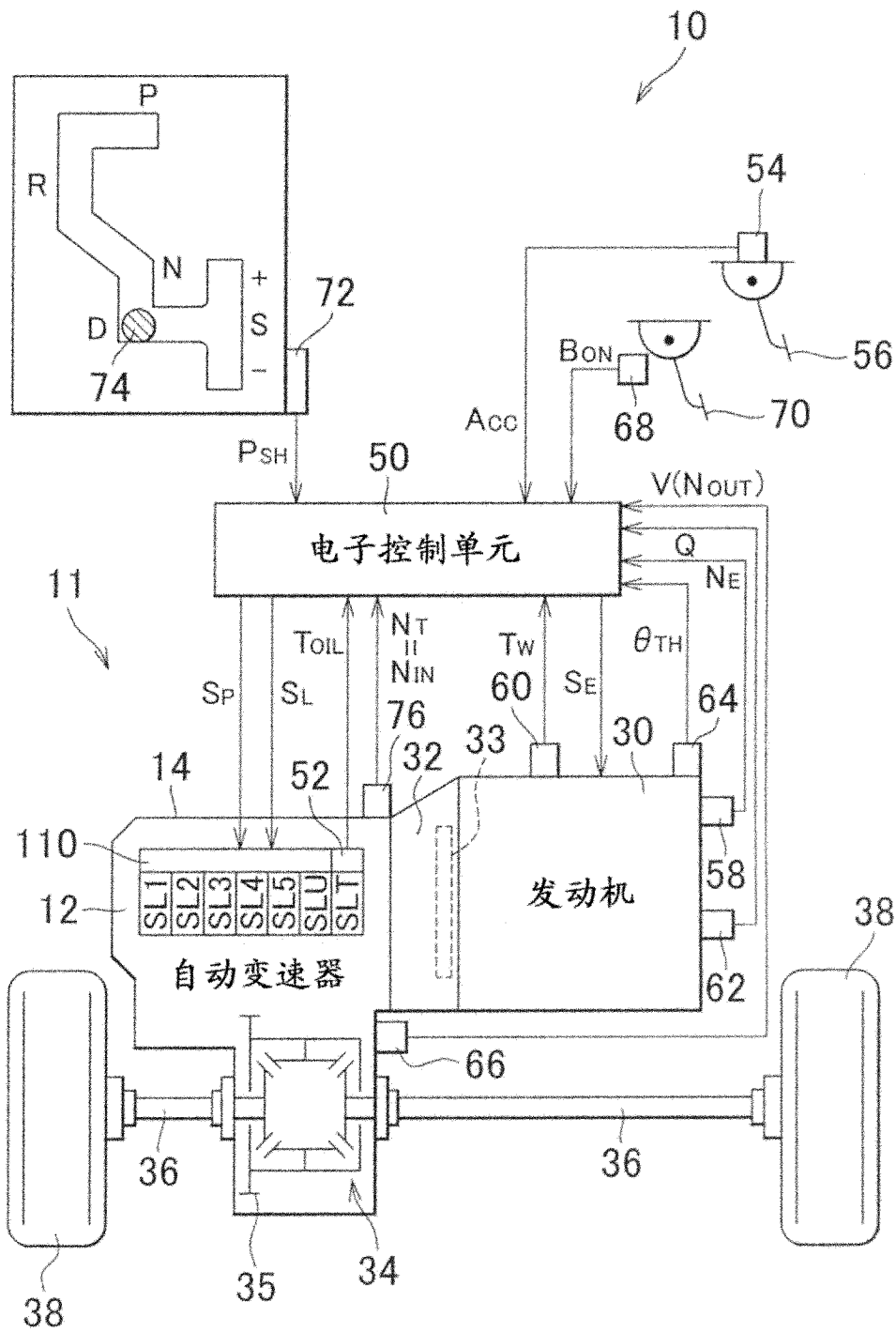


图 3

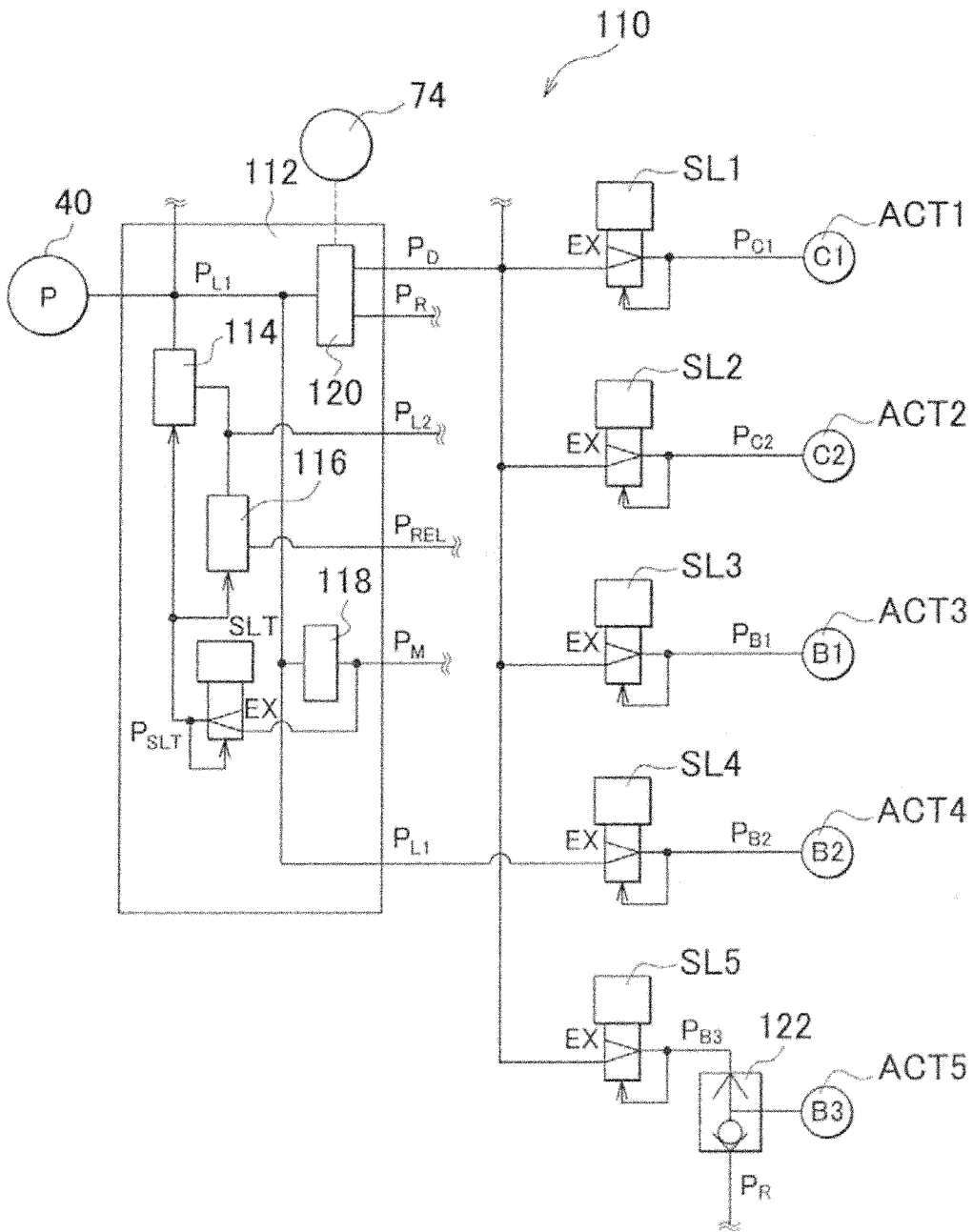


图 4

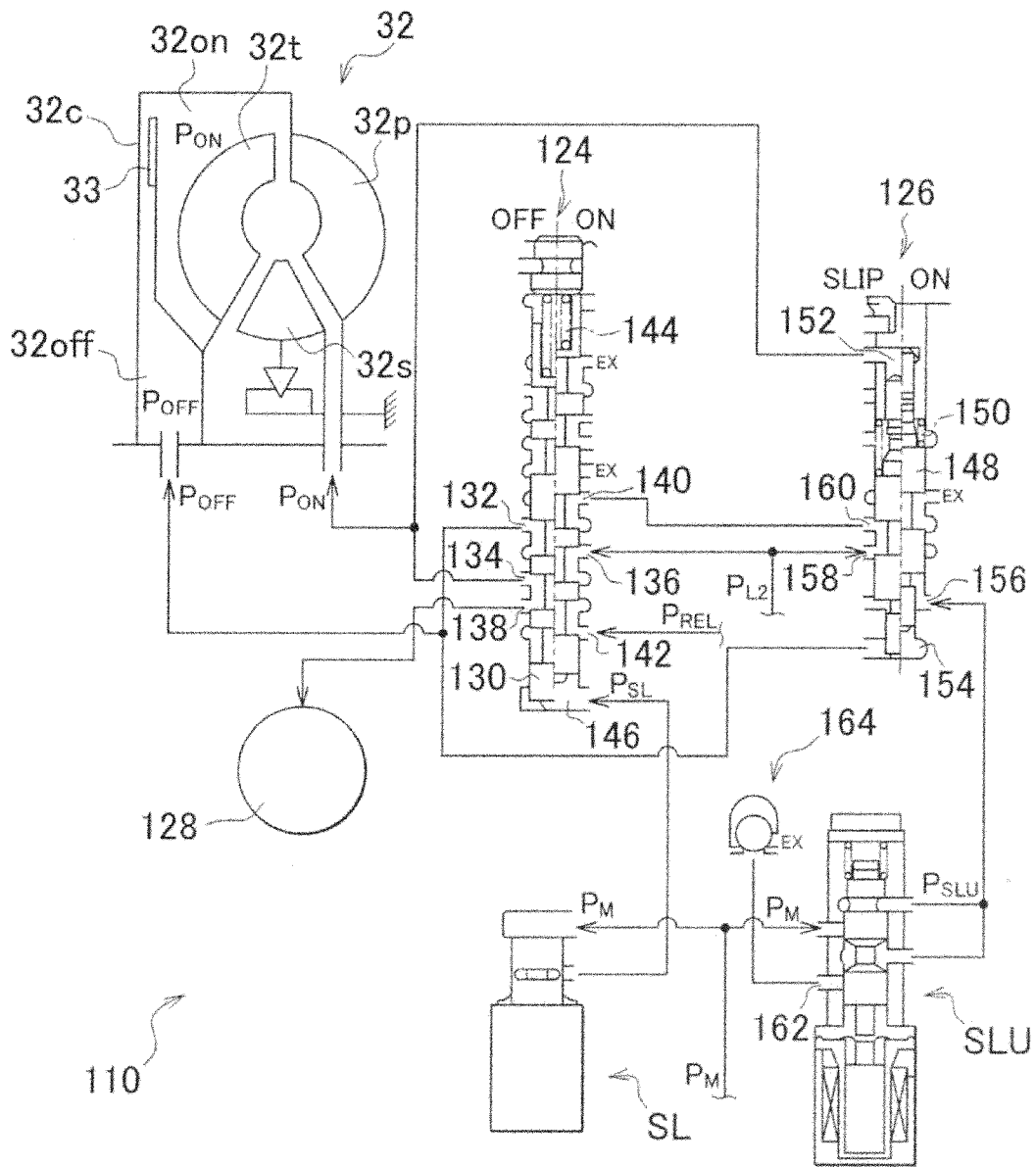


图 5



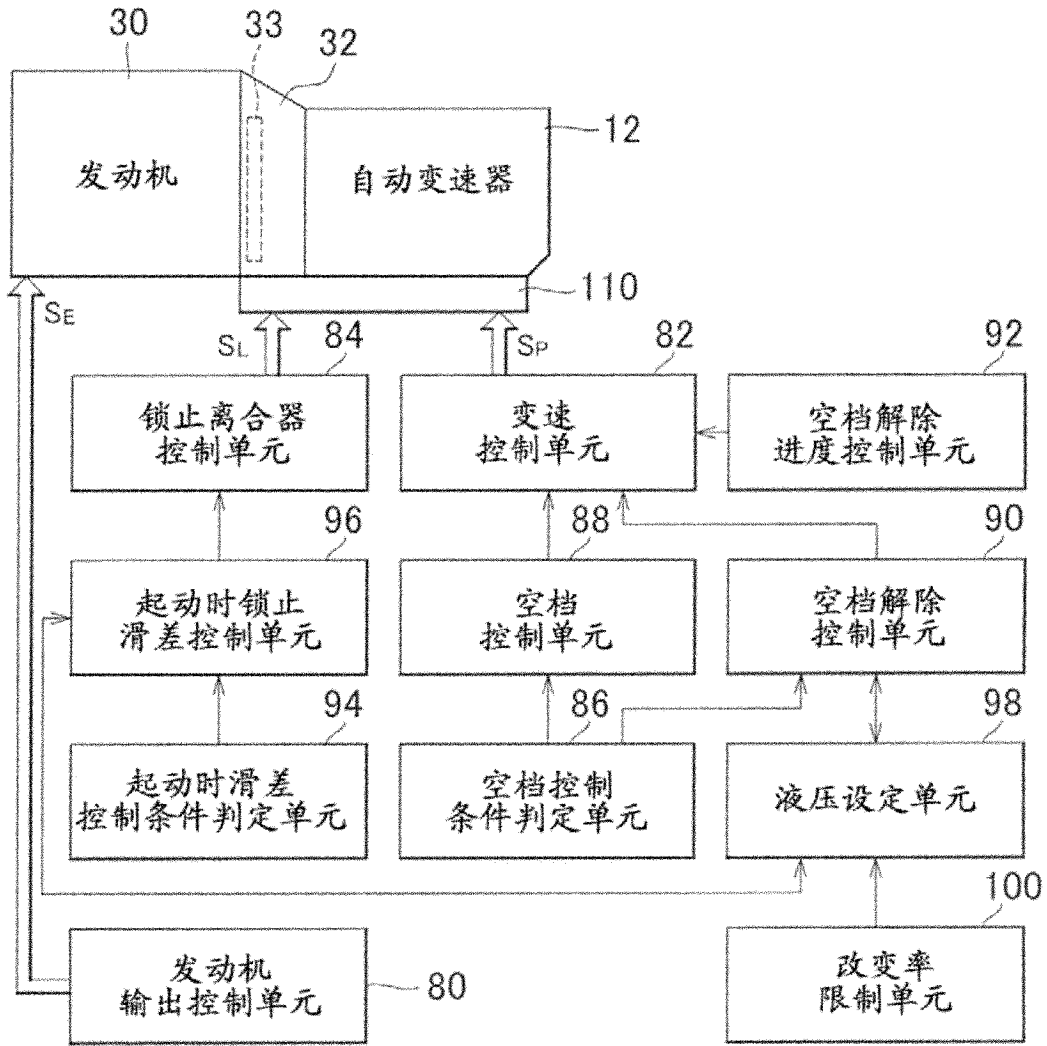


图 6

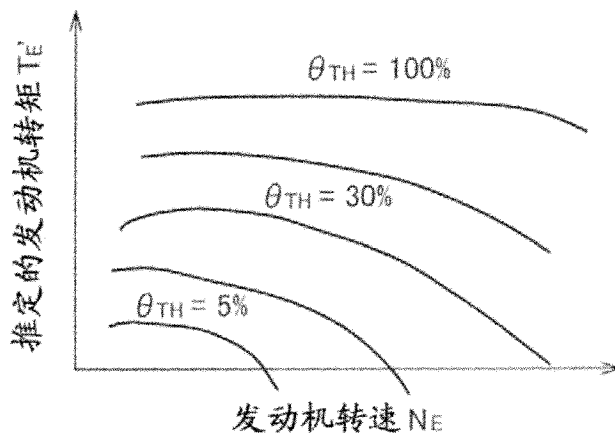


图 7

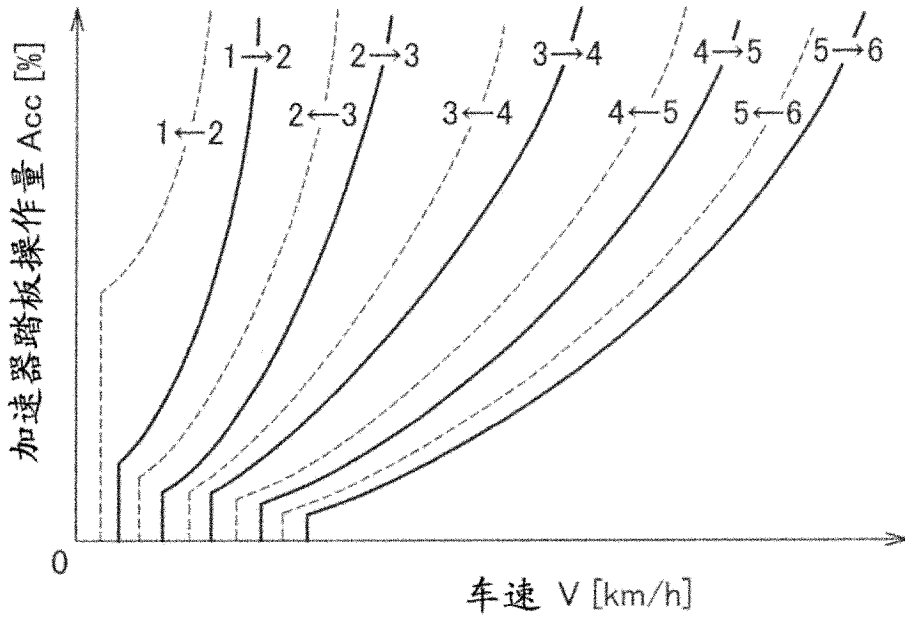


图 8

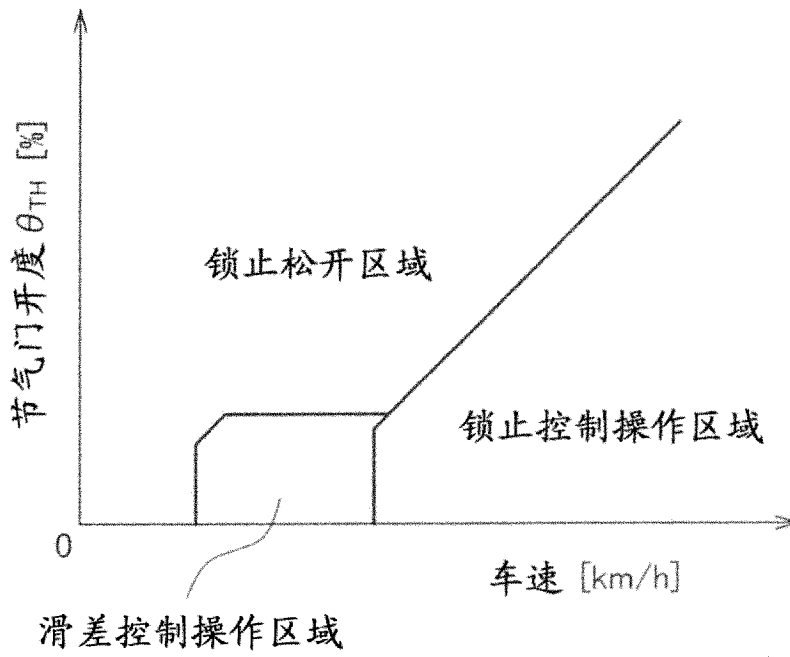


图 9

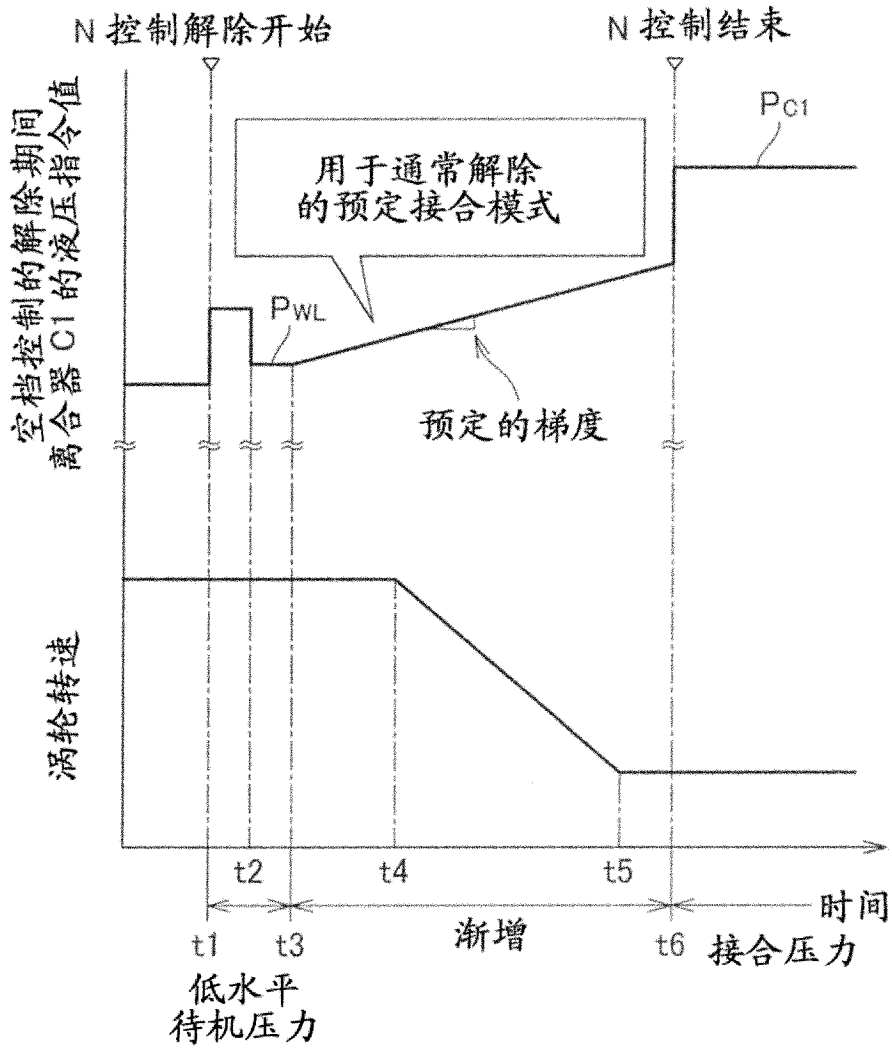


图 10

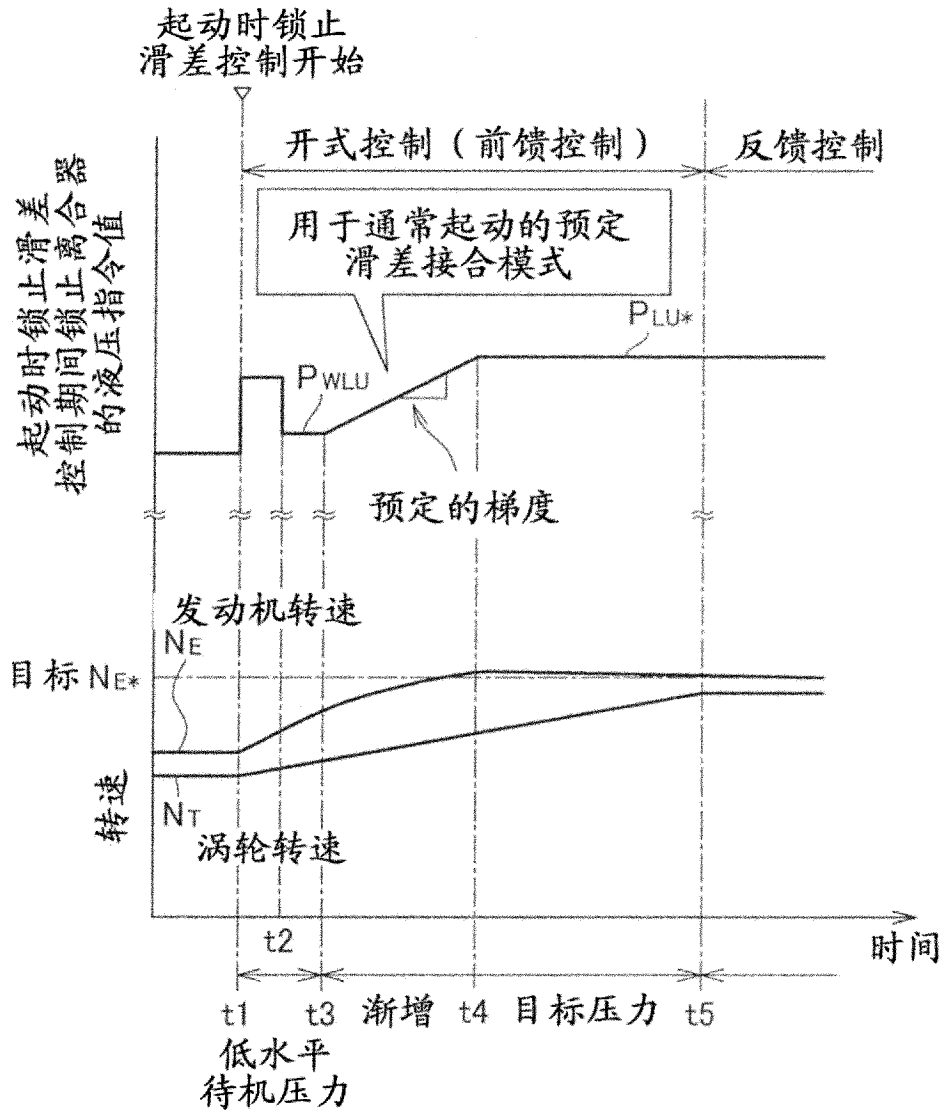


图 11

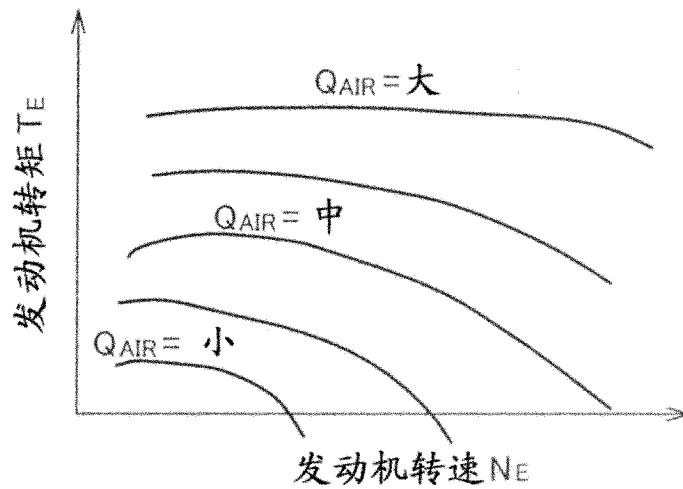


图 12

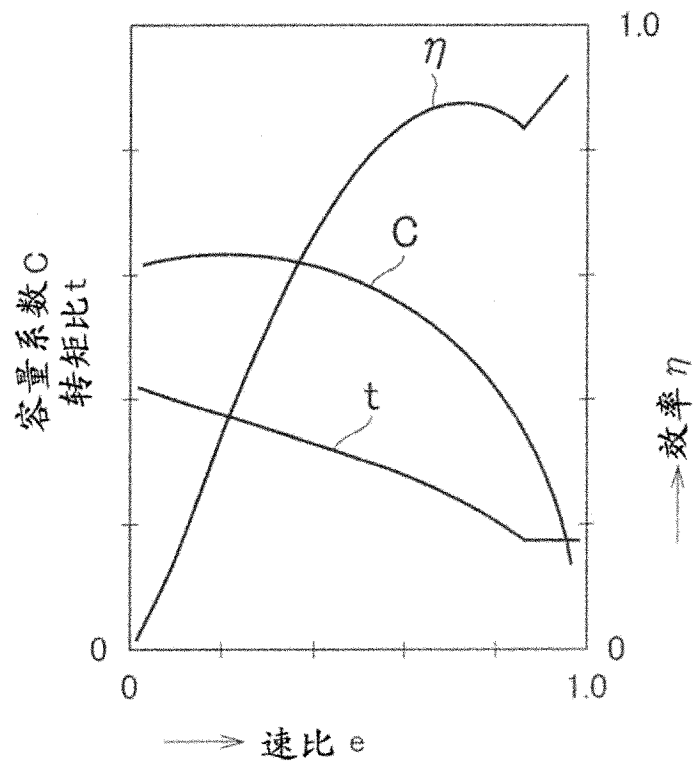


图 13

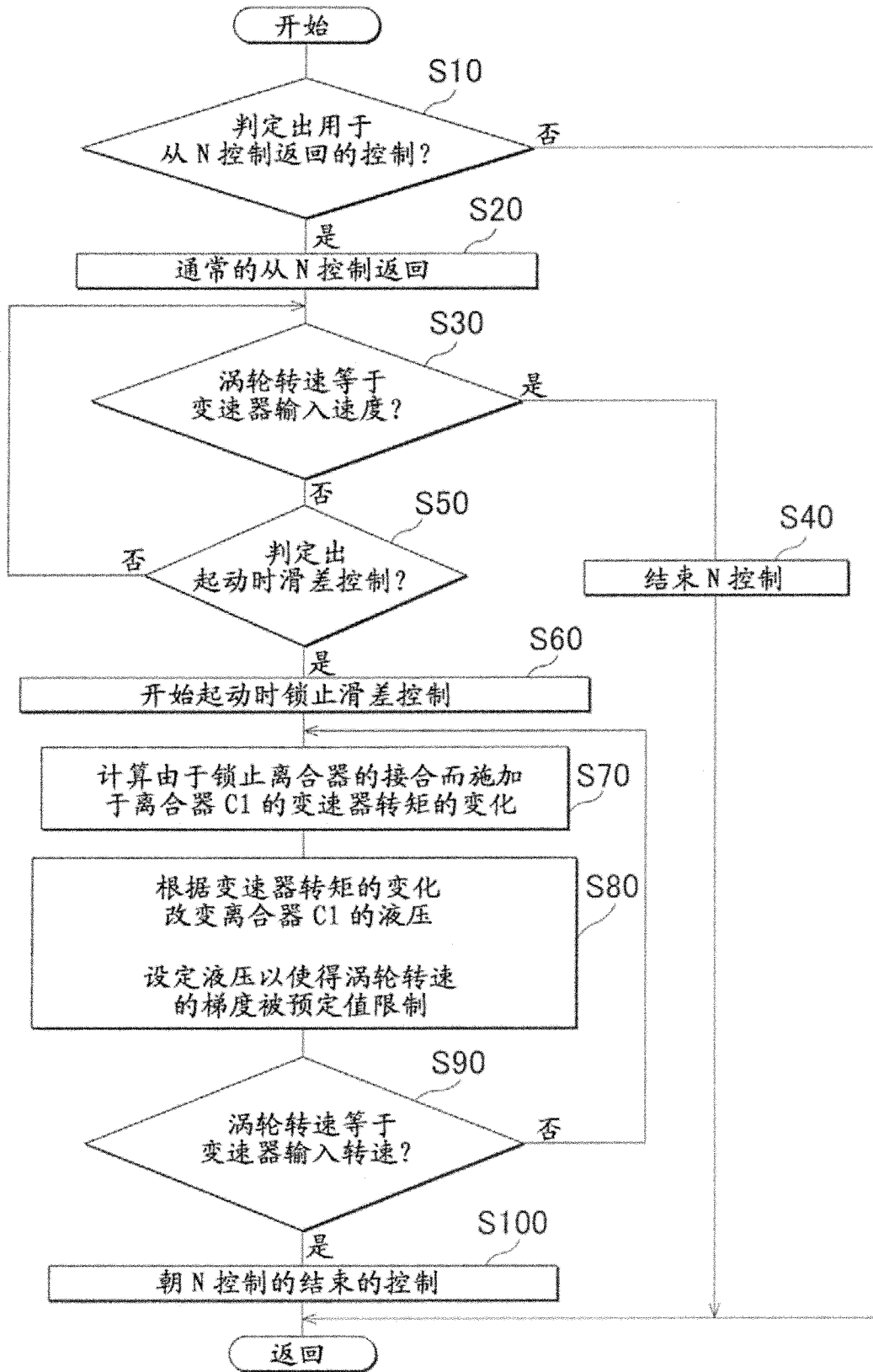


图 14

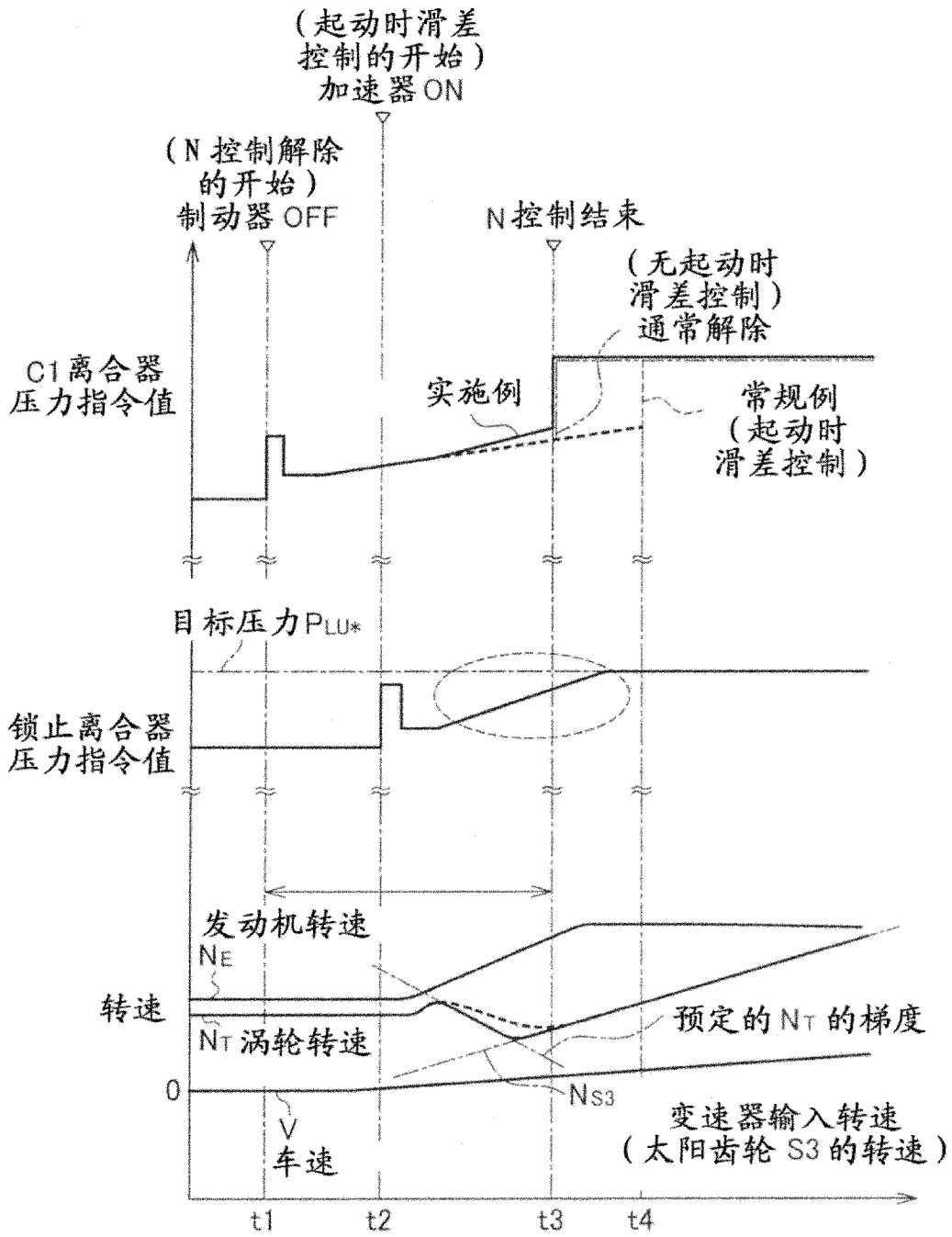


图 15

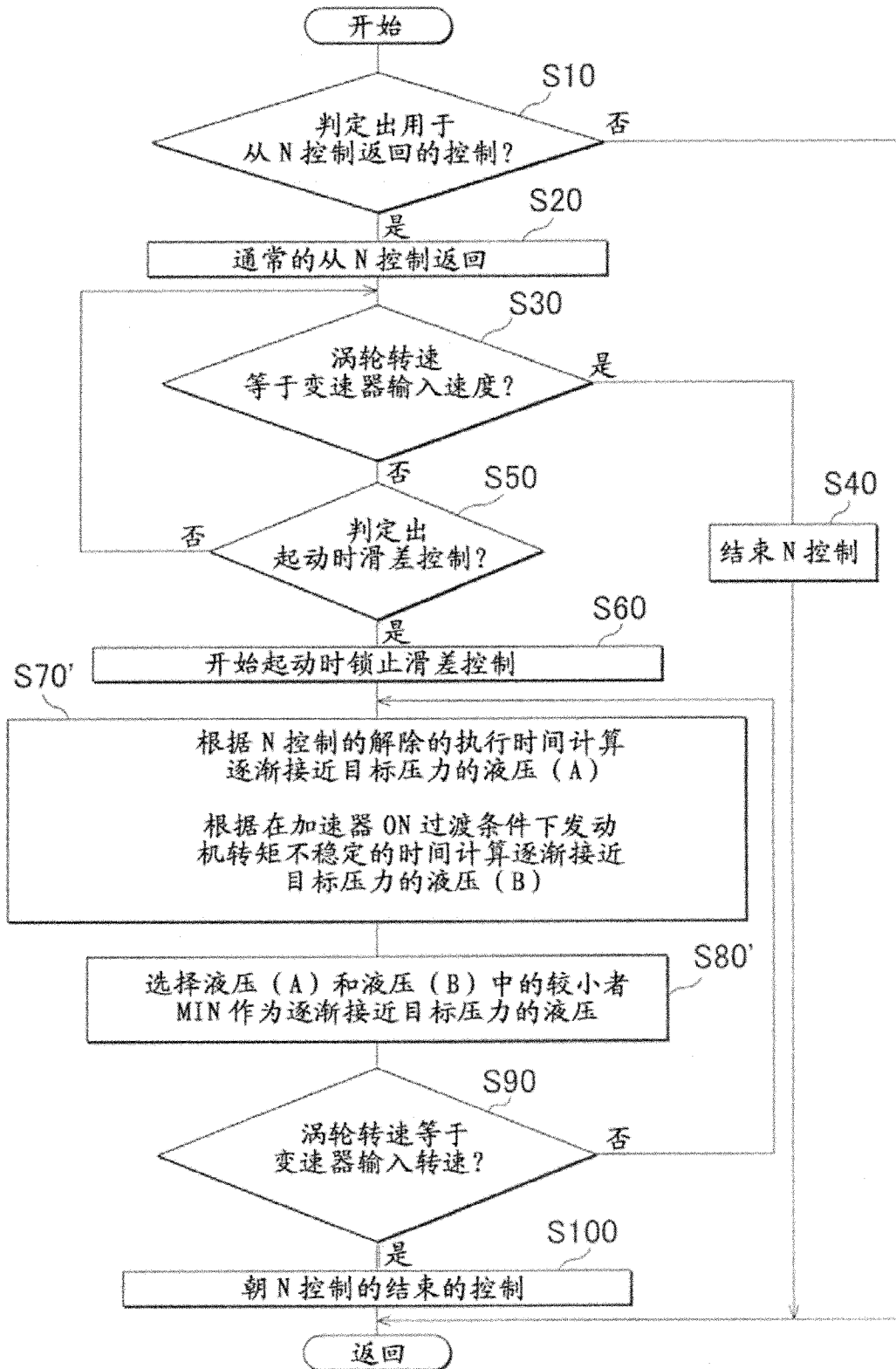


图 16



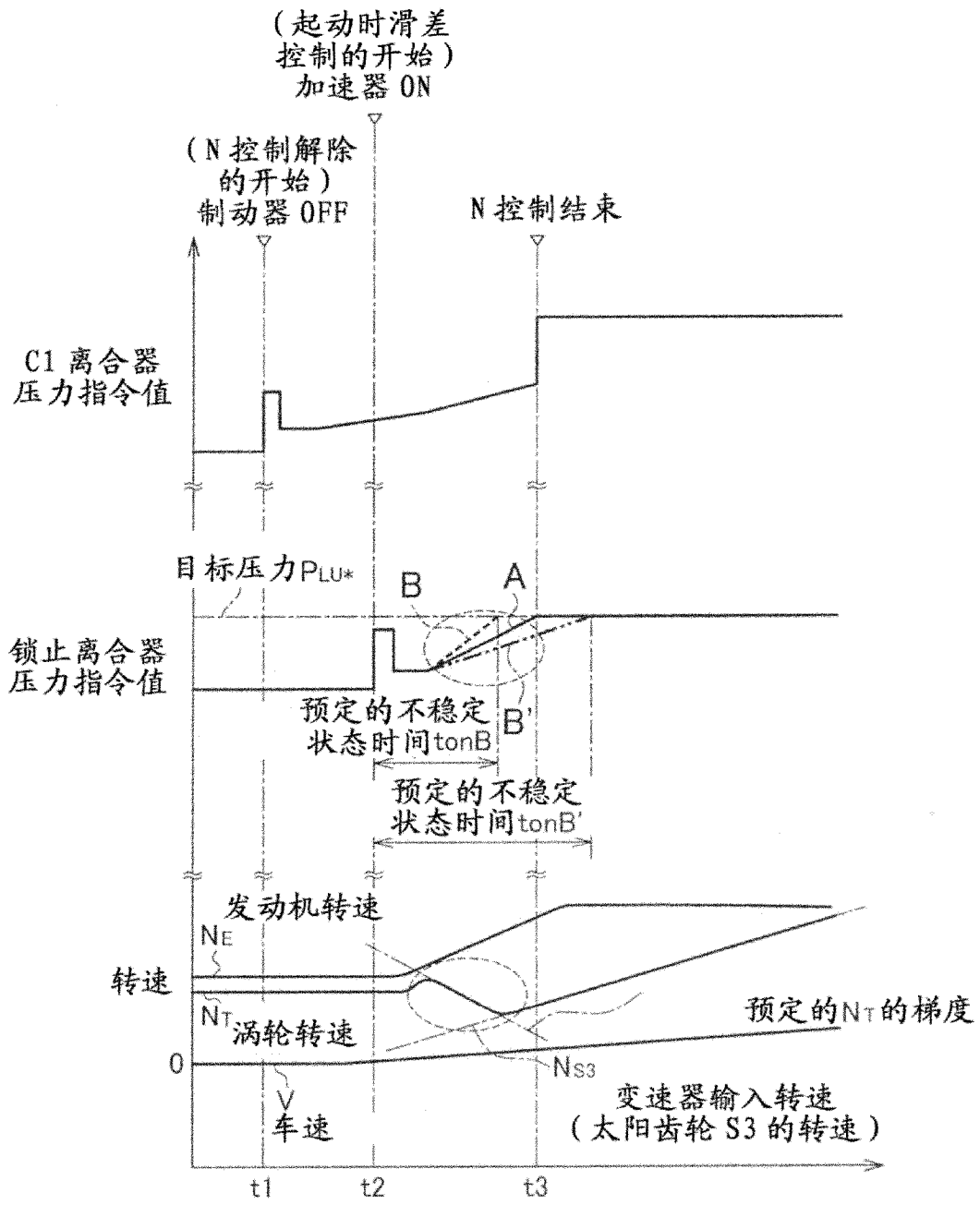


图 17