



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 101793199 A

(43) 申请公布日 2010.08.04

(21) 申请号 201010108228.4

(22) 申请日 2010.01.29

(30) 优先权数据

2009-023944 2009.02.04 JP

(71) 申请人 丰田自动车株式会社

地址 日本爱知县丰田市

(72) 发明人 富松亮 吉冈卫

(74) 专利代理机构 北京集佳知识产权代理有限公司

11227

代理人 王艳江 潘炜

(51) Int. Cl.

F02D 13/02 (2006.01)

F02D 21/06 (2006.01)

F02D 41/02 (2006.01)

F02D 43/00 (2006.01)

F02M 25/07 (2006.01)

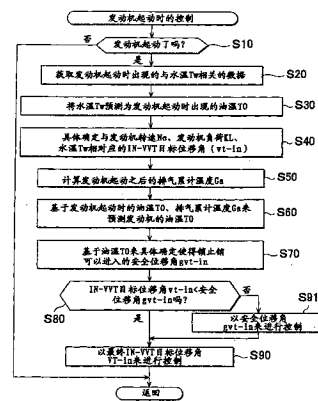
权利要求书 2 页 说明书 14 页 附图 13 页

(54) 发明名称

可变气门设备

(57) 摘要

一种可变气门设备,包括转动相位可变控制装置、锁止装置以及控制设备。控制设备包括第一特定确定装置(120)、第二特定确定装置和控制装置。第一特定确定装置基于发动机(200)的转速、发动机(200)的负荷以及油温将IN-VVT目标位移角具体确定为进气门目标位移角(步骤S40)。由于具体确定了IN-VVT目标位移角,所以待成为目标的重叠量是进气门打开正时与排气门打开正时之间的重叠的重叠量(OL),其中在进气门打开正时期间进气门(207)打开,在排气门打开正时期间排气门(209)打开。



1. 一种可变气门设备 (216), 其特征在于包括:

转动相位可变控制装置, 所述转动相位可变控制装置包括叶片 (219) 并用于根据工作流体的液压压力来改变进气侧凸轮轴 (212) 和排气侧凸轮轴 (214) 中的至少一个相对于曲轴的转动相位的相对转动相位, 所述进气侧凸轮轴 (212) 和所述排气侧凸轮轴 (214) 转动以分别打开和关闭内燃发动机 (200) 的进气门 (207) 和排气门 (209);

锁止装置, 所述锁止装置包括锁止销 (224), 所述锁止销能够在配合至形成于所述叶片中的锁止孔 (223) 以及未配合至所述锁止孔之间切换, 使得所述锁止销 (224) 在所述内燃发动机停机时通过机械地固定所述转动相位可变控制装置的至少一部分而处于使所述进气门和所述排气门中的至少一个的相对转动相位固定的锁止状态, 并在所述内燃发动机启动时中断所述锁止状态; 以及

控制设备 (100), 所述控制设备包括:

第一特定确定装置, 所述第一特定确定装置用于基于所述内燃发动机的转速、所述内燃发动机的负荷以及所述工作流体的温度来设定第一重叠量, 所述第一重叠量被要求作为进气门打开正时与排气门打开正时之间的重叠的重叠量, 其中在所述进气门打开正时期间所述进气门打开, 在所述排气门打开正时期间所述排气门打开;

第二特定确定装置, 所述第二特定确定装置用于基于所述工作流体的温度来设定第二重叠量, 所述第二重叠量是设定成使得当所述内燃发动机停机时所述相对转动相位被固定的重叠量; 以及

控制装置, 所述控制装置用于控制所述转动相位可变控制装置, 使得如果所述第一重叠量大于所述第二重叠量, 则所述重叠量变为等于所述第二重叠量; 并且所述控制装置用于控制所述转动相位可变控制装置, 使得如果所述第一重叠量小于或等于所述第二重叠量, 则所述重叠量变为等于所述第一重叠量。

2. 如权利要求 1 所述的可变气门设备, 其中, 如果所述工作流体的温度越高, 则所述第一重叠量越小。

3. 如权利要求 1 所述的可变气门设备, 其中, 如果所述工作流体的温度越高, 则所述第二重叠量越大。

4. 如权利要求 1 或 3 所述的可变气门设备, 进一步包括校正装置 (100), 所述校正装置用于校正所述第二重叠量, 使得如果由所述内燃发动机提供动力的车辆的速度越低, 则所述第二重叠量越小。

5. 如权利要求 1 或 2 所述的可变气门设备, 其中,

所述转动相位可变控制装置连接至所述进气侧凸轮轴以根据所述工作流体的液压压力来至少改变所述进气侧凸轮轴相对于所述曲轴的转动相位的所述相对转动相位; 并且

所述控制装置控制所述转动相位可变控制装置使得所述进气门打开正时被改变。

6. 如权利要求 5 所述的可变气门设备, 其中, 如果所述第一重叠量大于所述第二重叠量, 则所述控制装置控制所述转动相位可变控制装置以通过提前所述进气门打开正时使所述重叠量变为等于所述第二重叠量。

7. 如权利要求 1 或 3 所述的可变气门设备, 其中,

所述转动相位可变控制装置连接至所述排气侧凸轮轴以根据所述工作流体的液压压力来至少改变所述排气侧凸轮轴相对于所述曲轴的转动相位的所述相对转动相位; 并且

所述控制装置控制所述转动相位可变控制装置以改变所述排气门打开正时。

8. 如权利要求 7 所述的可变气门设备,其中,如果所述第一重叠量小于或等于所述第二重叠量,则所述控制装置控制所述转动相位可变控制装置以通过延迟所述排气门打开正时使所述重叠量变为等于所述第一重叠量。

9. 如权利要求 1 或 2 所述的可变气门设备,其中,如果所述第一重叠量大于所述第二重叠量,则所述工作流体的温度低于或等于  $-10^{\circ}\text{C}$ ;而如果所述第一重叠量小于或等于所述第二重叠量,则所述温度高于  $-10^{\circ}\text{C}$ 。

10. 如权利要求 1 或 2 所述的可变气门设备,其中,所述转动相位可变控制装置的至少一部分通过配合至所述锁止孔的所述锁止销被机械地固定。

11. 如权利要求 10 所述的可变气门设备,其中,所述锁止状态是这样一种状态:其中,所述进气侧凸轮轴的相对转动相位处于将所述叶片向所述叶片的活动范围内的延迟侧定位成最远的相位。

12. 如权利要求 1 或 2 所述的可变气门设备,其中,所述转动相位可变控制装置通过所述工作流体来改变所述相对转动相位。

13. 如权利要求 1 或 2 所述的可变气门设备,其中,所述第一重叠量是为了提高所述内燃发动机的燃烧效率所要求的重叠量。

## 可变气门设备

### 技术领域

[0001] 本发明涉及一种用于控制诸如 VVT(可变气门正时系统)等可变气门设备的可变气门设备。

### 背景技术

[0002] 关于前述类型的可变气门设备,日本专利申请公开 No. 5-156972(JP-A-5-156972)公开了一种机构,该机构能够经由诸如油等工作流体连续地改变进气侧凸轮轴和排气侧凸轮轴中的每一个相对于曲轴的转动相位的转动相位,即,位移角。更具体地,如上所述的可变气门设备例如具有:转子,该转子具有沿该转子的外周部分设置的叶片,且该转子固定至进气侧凸轮轴;以及,壳体,该壳体容纳转子,并且转动力从曲轴传递至该壳体。在这种设备中,根据供给至壳体的诸如油等工作流体的液压压力,叶片固定至壳体或者沿转动方向相对于壳体移动。当内燃发动机停机时,锁止销配合至固定在预定位置的叶片中的其中一个中形成的锁止孔中,使得进气侧凸轮轴的转动相位与曲轴的转动相位彼此固定。结合了具有如上所述机构的可变气门设备的技术通过提前进气门的打开/关闭正时,能够减少有效压缩比的降低,并且能够减少低温时的泵送损失。

[0003] 此外,日本专利申请公开 No. 2003-328789(JP-A-2003-328789)、日本专利申请公开 No. 2007-32415(JP-A-2007-32415)以及日本专利申请公开 No. 2004-169646(JP-A-2004-169646)公开了这样的技术:其中,如果冷却内燃发动机的冷却水的温度高,则通过将排气门的位移角设定至最大延迟角或者通过改变进气门的打开时长与排气门的打开时长之间的重叠量来使燃烧室中燃料的燃烧稳定。

[0004] 但是,根据具有能够经由诸如油等工作流体连续地改变进气侧凸轮轴的转动相位和排气侧凸轮轴的转动相位的机构的可变气门设备,例如,当油温低时,由于油的粘度随着油温变低而增大,所以变得难以在内燃发动机停机时固定曲轴和进气侧凸轮轴的转动相位。更具体地,例如,在作为工作流体的油的粘度增大的情况下,当发动机停机时,会出现转子的叶片由于摩擦而沿进气侧凸轮轴的转动方向在油内移动的速度的相对下降。如果内燃发动机在叶片以这种减小的速度移动的情况下停止运转,则当发动机停机时,叶片不能快速移动至叶片设计要被固定到的位置,因此,变得难以准确地将锁止销配合至叶片中形成的锁止孔中。

[0005] 另外,还需要能够通过将打开进气门的打开时长与打开排气门的打开时长之间的重叠量设定至适当值来实现改善内燃发动机的燃烧特性以及减少碳氢化合物(HC)气体产生的技术。

### 发明内容

[0006] 本发明提供了一种可变气门设备,所述可变气门设备即使在低温条件下也能够确实地实现将锁止销配合至锁止孔中,并且能够实现改善内燃发动机的燃烧特性以及减少碳氢化合物(HC)气体产生。

[0007] 本发明的一方面涉及一种可变气门设备,该可变气门设备包括:转动相位可变控制装置,所述转动相位可变控制装置包括叶片并用于根据工作流体的液压压力来改变进气侧凸轮轴和排气侧凸轮轴中的至少一个相对于曲轴的转动相位的相对转动相位,所述进气侧凸轮轴和所述排气侧凸轮轴转动以分别打开和关闭内燃发动机的进气门和排气门;锁止装置,所述锁止装置包括锁止销,所述锁止销能够在配合至形成于所述叶片中的锁止孔以及未配合至所述锁止孔之间切换,使得所述锁止销在所述内燃发动机停机时通过机械地固定所述转动相位可变控制装置的至少一部分而处于使相对转动相位固定的锁止状态,并在所述内燃发动机启动时中断所述锁止状态;以及控制设备。所述控制设备包括:第一特定确定装置,所述第一特定确定装置用于基于所述内燃发动机的转速、所述内燃发动机的负荷以及所述工作流体的温度来设定第一重叠量,所述第一重叠量被要求作为进气门打开正时与排气门打开正时之间的重叠的重叠量,其中在所述进气门打开正时期间所述进气门打开,在所述排气门打开正时期间所述排气门打开;第二特定确定装置,所述第二特定确定装置用于基于所述工作流体的温度来设定第二重叠量,所述第二重叠量是设定成使得当所述内燃发动机停机时所述相对转动相位被固定的重叠量;以及控制装置,所述控制装置用于控制所述转动相位可变控制装置,使得如果所述第一重叠量大于所述第二重叠量,则所述重叠量变为等于所述第二重叠量;并且所述控制装置用于控制所述转动相位可变控制装置,使得如果所述第一重叠量小于或等于所述第二重叠量,则所述重叠量变为等于所述第一重叠量。

[0008] 根据前述构造,所述第一特定确定装置基于所述内燃发动机的转速、作用在所述内燃发动机上的负荷、以及所述工作流体的温度来具体确定待成为进气门打开正时与排气门打开正时之间的重叠量的目标的第一重叠量,其中在所述进气门打开正时期间所述进气门打开,在所述排气门打开正时期间所述排气门打开。内燃发动机的转速、作用在内燃发动机上的负荷、以及工作流体的温度可以分别为通过经由各种传感器测量所获得的测量数据、或者也可以是预测数据。在具体确定第一重叠量的过程中参考内燃发动机的转速以及作用在内燃发动机上的负荷的目的在于实现在发动机运转期间减少 HC 气体的产生以及抑制由余留在内燃发动机中的残留气体所引起的燃烧效率的下降。除内燃发动机的转速以及作用在内燃发动机上的负荷之外还参考工作流体的温度的原因在于,依据工作流体的温度,即,依据相当于工作流体温度的内燃发动机的温度,余留在内燃发动机中的残留气体量会改变,且实现最佳燃烧状态的重叠量也会改变。

[0009] 在此应当注意,即使在具体确定待成为目标的第一重叠量的情况下,也会出现这样的状况:由于根据工作流体的温度而改变的工作流体的粘度,叶片在工作流体中的速度会改变使得当内燃发动机停机时叶片不能返回至锁止销能够配合至锁止孔中的位置。

[0010] 因此,所述第二特定确定装置基于所述工作流体的温度来具体确定第二重叠量,使得当所述发动机停机时能够固定所述相对转动相位。表述“使得当所述发动机停机时能够固定所述相对转动相位”意味着,当内燃发动机停机时,叶片能够移动至锁止销能够配合至锁止孔中的位置。即,第二特定确定装置具体确定对应于如下的叶片位置的第二重叠量:即,在该叶片位置,当内燃发动机停机时,锁止销能够配合至锁止孔中。

[0011] 所述控制装置控制所述转动相位可变控制装置,使得如果所述第一重叠量大于所述第二重叠量,则将所述重叠量设定成所述第二重叠量。如果所述第一重叠量小于或等于

所述第二重叠量,则所述控制装置控制所述转动相位可变控制装置以将所述重叠量设定成所述第一重叠量。换言之,所述控制装置控制所述转动相位可变控制装置以使得在内燃发动机运转期间减少 HC 气体的产生、改善内燃发动机的燃烧效率、以及在内燃发动机停机时将锁止销配合至锁止孔中成为可能。

[0012] 因此,能够根据工作流体的温度,换言之,内燃发动机的温度来确实地实现将锁止销配合至锁止孔中。此外,能够获得改善的内燃发动机的燃烧特性并减少碳氢化合物 (HC) 气体的产生。

[0013] 在根据本发明的前述方面的可变气门设备中,如果所述工作流体的温度越高,则所述第一重叠量可以越小。

[0014] 根据前述构造,在工作流体的温度已变低且因此诸如油等工作流体的粘度已变高的条件下,将叶片位置设定于使得当内燃发动机由于例如发动机停转而停机时锁止销能够配合至锁止孔中的位置。另外,在工作流体的温度低的条件下,如果第一重叠量大于第二重叠量,则重叠量由第二重叠量限制。因此,确保在发动机停机时将锁止销配合至锁止孔。此外,在第一重叠量小于或等于第二重叠量的情况下,对应于第一重叠量的叶片位置设定于使得当发动机停机时锁止销能够配合至锁止孔中的范围内。因此,即使将重叠量设定成第一重叠量,当发动机停机时,锁止销也能够配合至锁止孔中。

[0015] 在根据本发明的前述方面的可变气门设备中,如果所述工作流体的温度越高,则所述第二重叠量可以越大。

[0016] 根据这种构造,由于在工作流体的温度较高的情况下,使得用作为重叠量所能够设定到的第一重叠量的上限值的第二重叠量变得较大,所以能够设定为重叠量的第一重叠量的范围在工作流体的温度相对较高且工作流体的粘度因此相对较低时能够适当扩大。

[0017] 根据前述方面的可变气门设备可进一步包括校正装置,所述校正装置用于校正所述第二重叠量,使得如果由所述内燃发动机提供动力的车辆的速度越低,则所述第二重叠量越小。

[0018] 根据前述构造,即使在如下情况下:即,考虑到由所述内燃发动机提供动力的车辆的速度越低,则当内燃发动机停机时,即,在发动机停机的时刻,越难以将锁止销配合至锁止孔中,也可在内燃发动机停机时将锁止销配合至锁止孔中。更具体地,由于车辆速度越小则使第二重叠量越小以使得在发动机停机时可以将锁止销配合至锁止孔中,换言之,由于在内燃发动机运转期间,叶片位置被限制成使得车辆速度越低则第二重叠量越小,所以叶片能够在发动机停机时返回至可以将锁止销配合至锁止孔中的位置。

[0019] 在根据前述方面的可变气门设备中,所述转动相位可变控制装置可连接至所述进气侧凸轮轴以根据所述工作流体的液压压力来至少改变所述进气侧凸轮轴相对于所述曲轴的转动相位的所述相对转动相位;并且所述控制装置可控制所述转动相位可变控制装置使得所述进气门打开正时被改变。

[0020] 在根据前述方面的可变气门设备中,如果所述第一重叠量大于所述第二重叠量,则所述控制装置可控制所述转动相位可变控制装置以通过提前所述进气门打开正时使所述重叠量变为等于所述第二重叠量。

[0021] 根据前述构造,由于为了设定重叠量而将进气门打开正时提前,所以相比延迟排气门打开正时的情况,能够限制叶片位置使得锁止销能够确实地配合至锁止孔中。在内燃

发动机于进气门的气门打开正时提前的前提下停止运转时,当发动机停机时,由于进气门(以及排气门)的正时有可能沿内燃发动机的转动方向即沿正时延迟方向移位或返回,所以叶片有可能返回至可以将锁止销配合至锁止孔中的位置。

[0022] 在根据前述方面的可变气门设备中,所述转动相位可变控制装置可连接至所述排气侧凸轮轴以根据所述工作流体的液压压力来至少改变所述排气侧凸轮轴相对于所述曲轴的转动相位的所述相对转动相位;并且所述控制装置可控制所述转动相位可变控制装置以改变所述排气门打开正时。

[0023] 在根据前述方面的可变气门设备中,如果所述第一重叠量小于或等于所述第二重叠量,则所述控制装置可控制所述转动相位可变控制装置以通过延迟所述排气门打开正时使所述重叠量变为等于所述第一重叠量。

[0024] 根据这种构造,相比进气门打开正时沿正时提前方向移位的情况,能够进一步减少 HC 气体。

[0025] 在根据前述方面的可变气门设备中,如果所述第一重叠量大于所述第二重叠量,则所述工作流体的温度可低于或等于  $-10^{\circ}\text{C}$ ;而如果所述第一重叠量小于或等于所述第二重叠量,则所述温度可高于  $-10^{\circ}\text{C}$ 。

[0026] 在根据前述方面的可变气门设备中,所述转动相位可变控制装置的至少一部分可通过配合至所述锁止孔的所述锁止销被机械地固定,并且所述锁止状态是这样一种状态:其中,所述进气侧凸轮轴的相对转动相位处于将所述叶片向所述叶片的活动范围内的延迟侧定位成最远的相位。

[0027] 在根据前述方面的可变气门设备中,所述转动相位可变控制装置可通过所述工作流体来改变所述相对转动相位。

[0028] 在根据前述方面的可变气门设备中,所述第一重叠量可以是为了提高所述内燃发动机的燃烧效率所要求的重叠量。

## 附图说明

[0029] 从以下参考附图的示例实施方式的描述,本发明的前述以及进一步的目的、特征以及优点将变得清楚,其中,使用相同的数字表示相同的元件,并且其中:

[0030] 图 1 是示出装配有根据本发明实施方式的用于可变气门设备的控制设备的发动机系统的构造的示意图;

[0031] 图 2 是以图解的方式示出电子控制单元 (ECU) 的主要的电气组件的框图;

[0032] 图 3 是沿与进气凸轮轴正交的平面截取的可变气门正时系统 (VVT) 控制器的示意性剖视图;

[0033] 图 4 是 VVT 控制器的各部分的另一示意图;

[0034] 图 5 是与图 3 所示的 VVT 控制器相似的 VVT 控制器的示意性剖视图;

[0035] 图 6A 至图 6D 是示出摩擦、发动机负荷、使得能够实现锁止销进入的进气门 (IN) 的位移角的值和排气门 (EX) 的位移角的值与所要求的气门之间的重叠量之间的关系、以及叶片的返回速度相对于油温的变化的图;

[0036] 图 7 是顺序示出在 ECU 的控制下执行的用于 VVT 控制器的控制方法的主要过程的流程图;

[0037] 图 8 是示出油温与进气门的安全位移角之间的关系图；

[0038] 图 9A 是示出水温  $T_w$  和所估计的油温  $T_O$  相对于从发动机起动开始所经历的时间的变化图，而图 9B 是示出将作为进气门的位移角的目标的目标位移角（目标 VVT 位移角  $vt-in$ ）、进气门的安全位移角  $gvt-in$ 、以及进气门的 VVT 位移角  $vt-in$  随前述所经历的时间而变化的图；

[0039] 图 10 是顺序示出根据改型由 ECU 所执行的控制方法的主要过程的流程图；

[0040] 图 11A 至图 11D 是以图解的方式示出各种物理量随着发动机起动之后所经历的时间的变化图；

[0041] 图 12 是顺序示出根据改型的控制方法的主要过程的流程图（部分 1）；

[0042] 图 13 是顺序示出根据所述改型的控制方法的主要过程的流程图（部分 2）；

[0043] 图 14A 至图 14C 是以图解的方式示出各种物理量随发动机起动之后所经历的时间的变化图；

[0044] 图 15 的映射示出了优先考虑作为将在油温  $T_O$  与催化剂温度之间的关系中限定的各种区域中改变的各种位移角中的一个。

### 具体实施方式

[0045] 以下，将参考附图描述根据本发明的用于可变气门设备的控制设备的实施方式。附带地，根据本发明的“可变气门设备”可包括物理设备、力学设备、机械设备或电气设备，或者由前述设备适当组合的设备，所述设备能够改变与进气相关的进气门和与燃烧室的燃烧行程之后的已燃混合物的排出相关的排气门中的至少一个的气门打开正时和气门关闭正时（以下将在合适的时候统称为“气门正时”），并且特别是可包括转动相位变化装置以及锁止装置。

[0046] 首先，将参考图 1 至图 5 来描述装配有根据本发明实施方式的用于可变气门设备的控制设备的发动机系统的构造。图 1 是示出装配有根据本发明实施方式的用于可变气门设备的控制设备的发动机系统 10 的构造的示意图。

[0047] 在图 1 中，发动机系统 10 包括作为根据本发明的“控制设备”的示例的 ECU 100、以及作为本发明中的“内燃发动机”的示例的发动机 200。发动机 200 具有多个气缸，并构造成使得包含诸如汽油等燃料的混合物被喷射至诸如进气管、进气口等进气系统或者被直接喷射至气缸中的燃烧室内进行燃烧，并且，由燃烧引起的爆发力经由例如活塞、连杆、曲轴等被适当获取作为动力。

[0048] ECU 100 是电子控制单元，该电子控制单元包括（未示出的）CPU（中央处理单元）、ROM（只读存储器）、RAM（随机存取存储器）等，并且控制发动机 200 的动作。

[0049] 发动机 200 是作为车辆（未示出）的动力源的汽油发动机。将结合发动机的一些动作来描述发动机 200 的各部分的构造。

[0050] 发动机 200 是直列四缸发动机，其中，四个气缸 201 在气缸体中设置成一列。发动机 200 构造成能够将活塞（未示出）在各个气缸内的由气缸内的空气燃料混合物的燃烧引起的往复运动经由连杆和曲轴（连杆和曲轴都未示出）转变成转动运动。曲轴的转动位置由电连接至 ECU 100 的曲柄位置传感器（未示出）不断地检测，因此总是经由预定的控制总线被 ECU100 准确地获取，并由 ECU 100 用于例如气门正时、点火正时等（以下将对其进



行描述)的各种控制。气门正时中的术语“正时”不是时间概念,而是由曲柄角或者由与曲柄角相关的指标所限定的角度概念,并且“正时”是对应于具有时间跨度的时长的概念。因此,使气门打开正时或气门关闭正时变为相对较早或相对较晚也被表示为将所述正时“提前”或将所述正时“延迟”。

[0051] 当发动机 200 运转时,从外部吸入的空气被导引至进气管 202 中,并由空气滤清器 203 净化,随后供给至与各个气缸连通的进气歧管 202a。此外,所吸入空气的进气量由位于空气滤清器 203 下游的空气流量计 204 检测。空气流量计 204 电连接至 ECU 100,因而由空气流量计 204 检测到的进气量被 ECU 100 不断地获取。

[0052] 进气管 202 设置有节气门 205。根据节气门的开度来控制供给至进气歧管 202a 的进气量。节气门 205 是由诸如节气门马达(未示出)等电致动器驱动的电子控制节气门,且电连接至 ECU 100。节气门 205 的开度由 ECU 100 根据例如加速器踏板(未示出)的操作量、或者独立于加速器踏板的操作量来控制。此外,节气门开度即节气门 205 的开度由节气门开度传感器 206 检测,节气门开度传感器 206 设置在节气门 205 附近。节气门开度传感器 206 电连接至 ECU 100,因而由节气门开度传感器 206 检测到的节气门开度被 ECU 100 不断地获取。

[0053] 经由进气歧管 202a 供给的空气与通过从例如电子控制燃料喷射器(未示出)等喷射而供给至与进气歧管 202a 连通的每个气缸 201 的进气口(未示出)中的燃料的混合物经由两个进气门 207 被吸入每个气缸 201 的燃烧室中。在这种情况下,当进气门 207 打开时,该混合物被供给至每个气缸的燃烧室中。在包括电连接至 ECU 100 的喷射器等的燃料供给系统中,来自燃料供给系统的燃料喷射量和喷射正时(喷射曲柄角)由 ECU 100 控制。

[0054] 在每个气缸的燃烧室内,在燃烧行程期间,空气-燃料混合物由于被火花塞 208 点燃而燃烧。火花塞 208 电连接至 ECU 100(它们之间的控制线路未示出),因而火花塞 208 的点火正时(点火曲柄角)由 ECU 100 控制。当与排气口(未示出)连通的两个排气门 209 打开时,燃烧室中的已燃混合物作为排气被排出至排气口中。经由与排气口连通的排气歧管 210a 并经由排气管 210 排放排气。

[0055] 排气管 210 设置有三元催化剂 211,籍此净化排出至排气管 210 中的排气。在被排放至车辆外部之前,排气还由设置在三元催化剂 211 下游的另一催化装置净化。在容纳在发动机 200 的气缸体内的水套中,供给并循环冷却水。冷却水温度  $T_w$  即冷却水的温度由水温传感器 233 检测,并被与该水温传感器 233 电连接的 ECU 100 不断地获取。

[0056] 进气门 207 的打开和关闭动作由与各个进气门 207 相对应的固定至进气凸轮轴 212(即,本发明中的“进气侧凸轮轴”的示例)的进气凸轮 213 控制。进气凸轮轴 212 以可转动的方式支撑在气缸盖(未示出)上。

[0057] 另一方面,排气门 209 的打开和关闭动作由与各个排气门 209 相对应的固定至排气凸轮轴 214(即,本发明中的“排气侧凸轮轴”的示例)的排气凸轮 215 控制。排气凸轮轴 214 以可转动的方式支撑在气缸盖(未示出)上。

[0058] 特别是,在该实施方式中,VVT 控制器 216 设置在进气侧凸轮轴 212 的端部附近,因而能够以可变的方式控制进气门 207 的气门正时。

[0059] 接下来,将参考图 2 描述 ECU 100 的电气构造。图 2 是以图解的方式示出 ECU 100

的电气组件中的主要部分的框图。

[0060] 在图 2 中, ECU 100 包括作为本发明的“第一特定确定装置(第一特定确定部)”的示例的第一特定确定处理部 120、作为本发明的“第二特定确定装置(第二特定确定部)”的示例的第二特定确定处理部 130、作为本发明的“校正装置(校正部)”的示例的校正处理部 140、以及作为本发明的“控制装置”的示例的控制部 110。ECU 100 能够控制 VVT 控制器 216 和发动机系统 10 的全部动作,这将在稍后描述。

[0061] 将参考图 3 来描述 VVT 控制器 216 的构造。图 3 是在与进气凸轮轴 212 正交的平面上截取的 VVT 控制器 216 的示意性剖视图。

[0062] 在图 3 中, VVT 控制器 216 包括壳体 217 和转子 218。

[0063] 通过以螺栓等紧固壳体 217 的方式将壳体 217 固定至链轮(未示出)。链轮以可枢转的方式支撑在进气凸轮轴 212 的外周上,进气凸轮轴 212 沿垂直于图 3 的纸面的方向伸展。由于发动机 200 的曲轴的转动经由正时链条传递至链轮和壳体 217,所以链轮和壳体 217 能够与曲轴同步地转动。

[0064] 进气凸轮轴 212 由发动机 200 的轴承盖和气缸盖以可转动的方式支撑。通过以螺栓紧固转子 218 的方式经由止动件将转子 218 固定至受到可转动支撑的进气凸轮轴 212 的端部,由此转子 218 以可转动的方式容置在壳体 217 内。此外,在壳体 217 内形成有多个液体腔室。每个腔室都由形成在转子 218 的外周部分上的叶片 219 分成提前腔室 220 和延迟腔室 221。形成在转子 218 上的多个叶片 219 中的一个具有锁止孔 223。稍后将描述锁止孔 223 的操作。

[0065] 延迟侧通道部 222 形成为围绕进气凸轮轴 212 的外周的环形。延迟侧通道部 222 经由液压压力通道(未示出)与每个延迟腔室 221 连通。此外,与延迟侧通道部 222 相似,提前侧通道部(未示出)形成为围绕进气凸轮轴 212 的外周的环形,并经由液压压力通道(未示出)与每个提前腔室 220 连通。

[0066] VVT 控制器 216 配备有液压压力传递系统 225,液压压力传递系统 225 包括诸如延迟侧通道部 222、提前侧通道部等液压压力通道。

[0067] 接下来将参考图 4 描述液压压力传递系统 225。图 4 是以图解的方式示出液压压力传递系统 225 的构造的示意图。

[0068] 在图 4 中,液压压力传递系统 225 包括由弹簧 227 和电磁线圈 228 驱动的液压压力控制阀 226。液压压力控制阀 226 构造成使得阀体的位置能够在提前位置、延迟位置以及非传递位置之间切换,其中,在提前位置处,液压压力传递至提前腔室 220;在延迟位置处,液压压力传递至延迟腔室 221;在非传递位置处,液压压力既未传递至提前腔室 220 也未传递至延迟腔室 221。电磁线圈 228 经由驱动系统(未示出)电连接至 ECU 100,以能够根据由 ECU 100 的更高阶控制所控制的电磁线圈电流来改变液压压力控制阀 226 的阀体的位置。

[0069] 弹簧 227 是沿着图 4 中的向右方向推压液压压力控制阀 226 的弹性构件。在未向电磁线圈 228 供给电流的情况下,液压压力控制阀 226 由弹簧 227 推压以停止在如图 4 所示的延迟位置处。

[0070] 液压压力传递系统 225 包括泵 229。泵 229 通过来自发动机 200 的动力来工作,且能够从油盘 230 泵送发动机 200 的润滑油(即,本发明中的“工作流体”的示例)的一部分,且将油循环并供给至 VVT 控制器 216 的各部分。

[0071] 由泵 229 循环并供给的油经由连接至液压压力控制阀 226 的延迟侧输送路径 231 和提前侧输送路径 232、并且还经由连接至延迟侧输送路径 231 或提前侧输送路径 232 的延迟侧通道部 222 和提前侧通道部等供给至延迟腔室 221 和提前腔室 220。

[0072] 关于 VVT 控制器 216, 执行以下三种控制模式。

[0073] 在图 5 中, 在经由液压压力传递系统 225 至少将预定值的液压压力施加至提前腔室 220 和延迟腔室 221 的情况下当阀体被控制到液压压力控制阀 226 的非传递位置时, 进入保持模式。在保持模式期间, 由于维持了提前腔室 220 和延迟腔室 221 中的液压压力, 所以每个叶片 219 都由提前腔室 220 中的液压压力和延迟腔室 221 中的液压压力固定在适当的位置。随着曲轴的转动, 壳体 217 的转动传递至转子 218 和叶片 219。因此, 固定至转子 218 的进气凸轮轴 212 与转子 218 一起一体地受到转动驱动, 并且在进气凸轮轴 212 与曲轴之间维持恒定的转动相位差。

[0074] 如果改变提前腔室 220 和延迟腔室 221 中的液压压力, 则叶片 219 根据两侧腔室中的液压压力而在预定的运动范围内沿提前方向或延迟方向枢转。此时, 由于形成有叶片 219 的转子 218 也随同叶片 219 的枢转一起枢转, 所以进气凸轮轴 212 的转动相位相对于曲轴的转动相位改变, 即, 进气凸轮轴 212 与曲轴的转动相位差改变, 使得固定于进气凸轮轴 212 的进气门 207 的气门正时改变。

[0075] 在反馈模式中, ECU 100 根据发动机 200 在当前时间点的运转条件计算进气门 207 的气门正时的目标位移角, 并通过将对应于反馈电流值的信号供给至驱动电磁线圈 228 的驱动系统来控制电磁线圈 228。因此, 在反馈模式期间, 进气凸轮轴 212 的转动相位差以反馈方式收敛于所需值。

[0076] 在发动机 200 处于停机状态的时长期间, 或在紧随发动机 200 起动之后的特定时长期间, 执行强制最大延迟模式。现在将参考图 5 来描述强制最大延迟模式。图 5 是如图 3 所示的 VVT 控制器 216 的示意性剖视图。在图 5 中, 与图 3 中的部分相同的部分等由相同的参考数字来表示, 并适当省略其描述。

[0077] 在图 5 中, 如果随着发动机 200 停机, 供给至 VVT 控制器 216 的油的液压压力下降为或低于驱动叶片 219 所需的值, 则叶片 219 由于摩擦而枢转至延迟侧, 使得进气凸轮轴 212 的转动相位逐渐变化至延迟侧以最终达到最延迟状态 (即, 叶片 219 向在运动范围内的延迟侧定位成最远的状态)。在本实施方式中, 强行使叶片 219 的位置固定至最延迟位置的模式称为强制最大延迟模式。

[0078] 在对应于形成有锁止孔 223 的叶片 219 的最延迟位置的地方, 设置有锁止销 224, 其能够被配合至锁止孔 223 中以及不被配合至锁止孔 223 中。锁止销 224 由螺旋弹簧 (未示出) 沿待配合至锁止孔 223 中的方向常推压。当将处于高于或等于预定解除液压压力 (所述解除液压压力高于为了枢转叶片 219 所需要的液压压力) 的液压压力的油供给至锁止孔 223 且该液压压力克服了螺旋弹簧的推压时, 锁止销 224 撤回到预定的容置孔中, 该容置孔形成为使得叶片 219 的枢转不受到阻止。因此, 当随着发动机 200 停机, 即, 在停止发动机运转时, 叶片 219 停止在最延迟位置时, 锁止销 224 由螺旋弹簧推压以配合至锁止孔 223 中, 因此机械地防止即锁止叶片 219 的枢转。

[0079] 将油供给至锁止孔 223 的供给路径还用作为将油供给至延迟腔室 221 的供给路径, 因而锁止孔 223 中的液压压力保持为基本等于延迟腔室 221 中的液压压力。因此, 当延

迟腔室 221 中的液压压力变为等于或高于能够中断锁止状态的解除液压压力时,会解除由锁止销 224 所保持的锁止,因而能够物理地枢转叶片 219,即,能够以可变的方式控制进气门 207 的气门正时。

[0080] 如果电磁线圈 228 未通电,则液压压力控制阀 226 的阀体停止在延迟位置处,因而如果在发动机 200 起动之后,延迟腔室 221 中的液压压力随着油的液压压力上升而上升为或高于解除液压压力,则能够解除锁止销 224 的锁止状态。

[0081] 接下来,将参考图 1 至图 3、图 5 以及图 6A 至图 6D 来描述发动机系统 10 中可能发生的故障。图 6A 至图 6D 是以图解的方式示出摩擦、发动机负荷、使得能够实现锁止销进入的进气门 (IN) 的位移角的值和排气门 (EX) 的位移角的值与所要求的进气门和排气门之间的重叠量之间的关系、以及叶片 219 的返回速度相对于作为工作流体的示例的油的温度(以下称为“油温”)的变化的图。

[0082] 如图 6A 所示,摩擦随着油温上升而下降。这是因为随着油温上升,作为工作流体的油的粘度下降。如图 6B 所示,作用在发动机 200 上的负荷随着油温上升,即,随着摩擦下降而下降。如图 6C 所示,使得锁止销 224 能够在发动机 200 停机时配合至锁止孔 223 中的进气门的位移角 (IN-VVT 位移角) 和排气门的位移角 (EX-VVT 位移角) 二者随着油温而增大。另一方面,为了提高发动机 200 中的燃料的燃烧效率所要求的重叠量,即,进气门的位移角与排气门的位移角之间的重叠量,随着油温的上升而下降。如图 6D 所示,叶片 219 的返回速度,即,叶片 219 移动至锁止销 224 能够配合至锁止孔 223 中的位置处的速度,随着油温下降而下降。这是因为温度下降,作为工作流体的油的粘度增大,因而由油作用在叶片 219 上的阻力增大以阻止叶片 219 的运动。

[0083] 因此,如果温度变低,则变得难以在发动机 200 停止运转时固定曲轴的转动相位以及进气侧凸轮轴的转动相位。如果发动机 200 在叶片 219 正在移动的情况下停止运转,则叶片 219 不能迅速地移动至叶片 219 被设计成的在发动机运转停止时被固定至的位置,因而变得难以准确地将锁止销 224 配合至形成于其中一个叶片 219 中的锁止孔 223 中。并且,还有必要通过设定进气门打开正时与排气门打开正时之间的重叠量来实现提高发动机的燃烧特性以及减少碳氢化合物 (HC) 气体的产生,其中在进气门打开正时和排气门打开正时期,所述气门打开。

[0084] 因此,如下所述,通过本实施方式的 ECU 100 的独特处理操作以及独特的构造,能够通过将锁止销配合至锁止孔中实现叶片 219 的位置固定、以及实现燃料的燃烧特性的改善以及 HC 气体的减少。

[0085] 接下来,将参考图 7 对在 ECU 100 的控制下所执行的用于由 VVT 控制器控制气门正时的控制方法进行描述。图 7 是顺序示出在 ECU 100 的控制下执行的 VVT 控制器的控制方法的主要过程的流程图。

[0086] 在图 7 中,控制部 110 判定是否已起动发动机 200 (步骤 S10)。如果判定发动机 200 尚未起动,则再次执行步骤 S10 的过程。接下来,控制部 110 从诸如温度传感器等检测装置获取与发动机 200 起动时的水温  $T_w$  相关的数据 (步骤 S20)。接下来,在控制部 110 的控制下,已经从控制部 110 获取了与水温  $T_w$  相关的数据的第一特定确定处理部 120 将所获取的水温  $T_w$  预测为在发动机 200 起动时出现的油温  $T_0$  (步骤 S30)。附带地,代替从水温  $T_w$  预测油温  $T_0$ ,第一特定确定处理部 120 还可以直接从能够测量作为工作流体的油的温度即

油温  $T_0$  的诸如温度传感器等温度检测装置获取与油温  $T_0$  相关的数据。接下来,第一特定确定处理部 120 基于发动机 200 的转速  $N_e$ 、作用在发动机 200 上的负荷  $KL$  以及油温  $T_0$  来具体确定作为进气门目标位移角的 IN-VVT 目标位移角  $vt-in$ (步骤 S40)。由于 IN-VVT 目标位移角  $vt-in$  的具体确定,待设定为目标的重叠量被具体确定为进气门打开正时与排气门打开正时之间的重叠的重叠量  $OL$ ,其中在进气门打开正时期间进气门 207 打开,在排气门打开正时期间排气门 209 打开。待设定为目标的重叠量是本发明中的“第一重叠量”的示例。

[0087] 在具体确定待成为目标的重叠量时,即,在具体确定 IN-VVT 目标位移角  $vt-in$  时,参考发动机 200 的转速  $N_e$  以及作用在发动机 200 上的负荷  $KL$  的目的在于实现发动机 200 运转期间 HC 气体产生的减少以及抑制由余留在发动机 200 内的残留气体所引起的燃烧效率的下降。除了发动机 200 的转速  $N_e$  以及作用在发动机 200 上的负荷  $KL$  之外,参考油温  $T_0$  的原因在于,依据油温  $T_0$ ,即,依据相当于油温  $T_0$  的发动机 200 的温度,余留在发动机 200 内的残留气体的量会改变,并且实现最佳燃烧状态的重叠量会改变。

[0088] 接下来,控制部 110 计算通过累计发动机 200 起动之后产生的排气温度所获得的排气累计温度  $G_a$ (步骤 S50)。接下来,控制部 110 基于发动机 200 起动时的油温  $T_0$  以及排气累计温度  $G_a$  来预测发动机 200 的油温  $T_0$ 。接下来,第二特定确定处理部 130 具体确定安全位移角  $gvt-in$ ,安全位移角  $gvt-in$  限制进气门 207 的位移角使得当发动机 200 停机时,即,在发动机停机时,能够固定进气凸轮轴 212 的转动相对于曲轴的转动的相对相位,更具体地,锁止销 224 将配合在锁止孔 223 中以机械地固定即锁止叶片 219 的枢转(步骤 S70)。由于安全位移角  $gvt-in$  的具体确定,所以具体确定了将锁止销 224 配合在锁止孔 223 中且因此机械地固定即锁止叶片 219 的枢转的重叠量,换言之,具体确定了作为本发明中“第二重叠量”的示例的重叠量。

[0089] 接下来,控制部 110 判定 IN-VVT 目标位移角  $vt-in$  是否小于安全位移角  $gvt-in$ (步骤 S80)。如果判定 IN-VVT 目标位移角  $vt-in$  小于安全位移角  $gvt-in$ ,则控制部 110 使用 IN-VVT 位移角  $vt-in$  作为在控制 VVT 控制器 216 时所设定的最终 IN-VVT 位移角  $VT-in$ (步骤 S90)。换言之,在对应于 IN-VVT 目标位移角  $vt-in$  的重叠量小于对应于安全位移角  $gvt-in$  的重叠量的情况下,控制部 110 控制 VVT 控制器 216 使得 VVT 控制器 216 将进气门 207 的位移角设定至 IN-VVT 位移角  $vt-in$ (步骤 S90)。另一方面,如果 IN-VVT 位移角  $vt-in$  大于或等于安全位移角  $gvt-in$ ,则控制部 110 将安全位移角  $gvt-in$  设定为最终 IN-VVT 位移角  $VT-in$ ,并控制 VVT 控制器 216 的动作(步骤 S90)。

[0090] 接下来,将参考图 8 以及图 9A 和图 9B 来详细说明设定进气门 207 的位移角的原因。图 8 是示出油温  $T_0$  与进气门的安全位移角之间的关系的图。图 9A 是示出水温  $T_w$  和所估计的油温  $T_0$  相对于从发动机 200 起动开始所经历的时间的变化。图 9B 是示出待成为进气门位移角的目标的目标位移角(目标 VVT 位移角  $vt-in$ )、进气门的安全位移角  $gvt-in$ 、以及进气门的 VVT 位移角  $vt-in$  随前述所经历的时间而变化的图。

[0091] 如图 8 所示,已知,油温  $T_0$  越低,则安全位移角  $gvt-in$  倾向于变得越小。这是因为油温  $T_0$  的下降会增大作为工作流体的油的粘度。因此,油温  $T_0$  越低,换言之,发动机系统 10 运转所处的环境温度越低,则作为使得叶片 219 的位置能够改变至可将锁止销 224 配合至锁止孔 223 中的位置的位移角上限的安全位移角  $gvt-in$  越小。因此,油温  $T_0$  越低,即,

发动机系统 10 运转所处的环境温度越低,则 ECU 100 对 VVT 控制器 216 的控制越有效。

[0092] 如图 9A 所示,从发动机 200 起动开始所经历的时间越长,则水温  $T_w$  与所估计的油温  $T_0$  之间的差异越大。因此,相比基于水温  $T_w$  来具体确定 IN-VVT 位移角  $vt-in$  而言,更优选为基于所估计的油温  $T_0$  来具体确定 IN-VVT 位移角  $vt-in$ 。

[0093] 如图 9B 所示,随着从发动机 200 起动开始所经历的时间增加,IN-VVT 目标位移角  $vt-in$  和安全位移角  $gvt-in$  的大小对比关系反转。因此,如果 IN-VVT 目标位移角  $vt-in$  大于安全位移角  $gvt-in$ ,则将安全位移角  $gvt-in$  设定为 IN-VVT 位移角  $vt-in$ 。另一方面,如果 IN-VVT 目标位移角  $vt-in$  小于安全位移角  $gvt-in$ ,则将 IN-VVT 目标位移角  $vt-in$  设定为 IN-VVT 位移角  $vt-in$ 。

[0094] 此外,油温  $T_0$  越高,则安全位移角  $gvt-in$  越大。因此,作为工作流体的油的油温  $T_0$  越高,则能够使 IN-VVT 位移角  $vt-in$  的可设定范围越宽;例如,可通过延迟排气门 209 的气门打开正时来设定大的安全位移角  $gvt-in$ 。

[0095] 根据能够进行前述控制的 ECU 100,根据作为工作流体的油的油温  $T_0$ ,换言之,根据发动机 200 的温度,能够确实地实现将锁止销 224 配合至锁止孔 223,并且能够实现改善发动机 200 的燃烧特性并减少碳氢化合物 (HC) 的产生。

[0096] 附带地,按照根据本实施方式的 ECU 100,作为工作流体的油的油温  $T_0$  越低,即,发动机 200 的温度越低,则 IN-VVT 目标位移角  $vt-in$  变得越小。更具体地,例如,当发动机 200 停机时,由于发动机停转,所以在作为工作流体的油的油温  $T_0$  低且因此油的粘度高的条件下,叶片 219 的位置设定至能够将锁止销 224 配合至锁止孔 223 中的位置。另外,即使在低油温  $T_0$  的条件下,在 IN-VVT 目标位移角  $vt-in$  大于安全位移角  $gvt-in$  的情况下,IN-VVT 目标位移角  $vt-in$  由安全位移角  $gvt-in$  限制,因而确保在发动机停机时将锁止销配合至锁止孔中。此外,在 IN-VVT 目标位移角  $vt-in$  等于或小于安全位移角  $gvt-in$  的情况下,由于对应于 IN-VVT 目标位移角  $vt-in$  的叶片 219 的位置设定于使得能够在发动机停机时将锁止销配合至锁止孔中的范围内,因此,如果将 IN-VVT 位移角  $vt-in$  设定在 IN-VVT 目标位移角  $vt-in$  处,则能够在发动机停机时将锁止销 224 配合至锁止孔 223 中(锁止销的进入是可能的)。

[0097] 此外,根据 ECU 100,例如,在根据作为工作流体的油的油温来减小 IN-VVT 目标位移角  $vt-in$  的情况下,能够例如提前进气门 207 的打开正时。这是因为,在发动机 200 于进气门 207 的打开正时提前的情况下停机的状况下,进气门 207 和排气门 209 的正时有可能沿发动机 200 的转动方向即沿延迟方向移位或返回,因此,叶片 219 的位置有可能移位或返回至能够将锁止销 224 配合至锁止孔 223 中的位置。

[0098] 此外,按照根据本实施方式的控制方法,控制部 110 执行这样的处理:即,通过使用 VVT 控制器 216 执行的控制功能中的控制进气门 207 的打开/关闭正时的功能来执行改变进气门打开正时的控制。由于控制部 110 沿提前方向移位进气门打开正时,所以相比延迟排气门打开正时的情况,能够限制叶片 219 的位置使得能够确实地将锁止销 224 配合至锁止孔 223 中。

[0099] 接下来,将参考图 10 以及图 11A 至图 11D 对根据本实施方式的第一改型的 ECU 100 控制 VVT 控制器 216 的方法进行描述。图 10 是顺序示出根据本改型由 ECU 100 所执行的控制方法的主要过程的流程图。图 11A 至图 11D 是以图解的方式示出各种物理量随着发

动机 200 起动之后所经历的时间的变化的图。

[0100] 附带地,与 ECU 100 控制 VVT 控制器 216 的上述控制方法中相同的过程由相同的参考标记表示,并且以下省略其详细描述。

[0101] 参考图 10, ECU 100 如同在前述控制方法中一样执行步骤 S10 至 S70 的过程。接下来,与第一特定确定处理部 120、第二特定确定处理部 130、以及控制部 110 一起构成 ECU 100 的校正处理部 140 基于油温  $T_0$  以及安装发动机系统 10 的车辆的车辆速度  $V$  来具体确定安全位移角  $gvt-in$  的校正量  $K$  (步骤 S71)。在此应当注意,校正量  $K$  设定成使得装配有发动机系统 10 且由发动机系统 10 提供动力的车辆的速度  $V$  越小,则安全位移角  $gvt-in$  变得越小。接下来,校正处理部 140 通过以校正量  $K$  校正安全位移角  $gvt-in$  的方式来设定新的安全位移角  $Gvt-in$  (步骤 S72)。

[0102] 控制部 110 判定 IN-VVT 目标位移角  $vt-in$  是否小于安全位移角  $Gvt-in$  (步骤 S81)。如果判定 IN-VVT 目标位移角  $vt-in$  小于安全位移角  $Gvt-in$ ,则控制部 110 使用 IN-VVT 位移角  $vt-in$  用为当 VVT 控制器 216 受到控制时所设定的最终 IN-VVT 位移角  $VT-in$  (步骤 S93)。换言之,在对应于 IN-VVT 目标位移角  $vt-in$  的重叠量小于对应于安全位移角  $Gvt-in$  的重叠量的情况下,控制部 110 控制 VVT 控制器 216 使得 VVT 控制器 216 使进气门 207 的位移角变为等于 IN-VVT 位移角  $vt-in$ 。另一方面,在 IN-VVT 目标位移角  $vt-in$  大于或等于安全位移角  $Gvt-in$  的情况下,控制部 110 将安全位移角  $Gvt-in$  设定为最终 IN-VVT 位移角  $VT-in$  (步骤 S92),并相应地控制 VVT 控制器 216 的动作 (步骤 S93)。

[0103] 按照根据本改型的控制方法,即使在考虑到由发动机 200 提供动力的车辆的速度  $V$  越小则当发动机 200 停机时即在发动机 200 停机的时刻越难以将锁止销 224 配合至锁止孔 223 中的情况下,也可在发动机 200 停机时将锁止销 224 配合至锁止孔 223 中。更具体地,车辆速度  $V$  越低,则使降至对应于安全位移角  $Gvt-in$  的重叠量的重叠量越小,以在发动机停机时将锁止销 224 配合至锁止孔 223 中。换言之,叶片 219 的位置限制为使得能够采用在发动机 200 动作期间对应于安全位移角  $Gvt-in$  的重叠量。因此,在发动机停机时,能够将叶片 219 移动至可以将锁止销 224 配合至锁止孔 223 中的位置。

[0104] 接下来,将参考图 11A 至图 11D 来详细说明校正进气门 207 的安全位移角  $gvt-in$  的原因。

[0105] 如图 11A 所示,从发动机 200 起动开始所经历的时间越长,则水温  $T_w$  与所估计的油温  $T_0$  之间的差异变得越大。如图 11B 所示,车辆速度  $V$  在从发动机 200 的起动时间  $t_0$  开始经历了特定时间的  $t_1$  时刻处开始增加,并在  $t_2$  时刻至  $t_3$  时刻达到并保持于特定速度。在  $t_3$  时刻之后,车辆速度  $V$  减小,并在  $t_4$  时刻处变为 0。即,发动机 200 在  $t_4$  时刻处停机。如图 11C 所示,当发动机 200 的转速  $N_e$  增大时,作用在发动机 200 上的负荷  $KL$  增大。当转速  $N_e$  恒定时,负荷  $KL$  暂时减小并随后保持于特定值。当转速  $N_e$  下降时,负荷  $KL$  也减小。如图 11D 所示,在  $t_4$  时刻之前的时刻,目标 VVT 位移角  $vt-in$  的大小从比安全位移角  $Gvt-in$  大变为比安全位移角  $Gvt-in$  小。因此,进气门 207 的 VVT 位移角  $vt-in$  设定于安全位移角  $Gvt-in$  和目标 VVT 位移角  $vt-in$  中的一个,使得 VVT 位移角  $vt-in$  的大小尽可能小。以此方式,可确保将锁止销 224 配合至锁止孔 223 中。

[0106] 接下来,将参考图 12 至图 14C 来描述根据本实施方式的第二改型的由包括在发动机系统 10 中的 ECU 100 所执行的用于 VVT 控制器 216 的控制方法的另一改型。图 12 和图

13 是顺序示出根据本改型的控制方法的主要过程的流程图。图 14A 至图 14C 是以图解的方式示出物理量相对于发动机 200 起动之后所经历的时间的变化的图。

[0107] 在图 12 中,步骤 S10 到步骤 S90 的过程与前述控制方法中一样。在步骤 S90 之后,第二特定确定处理部 130 基于油温  $T_0$  来具体确定使得能够将锁止销 224 配合至锁止孔 223 中的排气门 209 的安全位移角  $gvt-ex$  (步骤 S82)。接下来,第二特定确定处理部 130 具体确定关于进气门 207 的 IN-VVT 限制位移角  $\Delta vt-in$  (步骤 S83)。控制部 110 将通过从 IN-VVT 目标位移角  $vt-in$  减去安全位移角  $gvt-in$  的方式获得的值设定为 IN-VVT 限制位移角  $\Delta vt-in$  (步骤 S84)。

[0108] 接下来,在图 13 中,控制部 110 判定 IN-VVT 限制位移角  $\Delta vt-in$  是否小于安全位移角  $Gvt-ex$  (步骤 S85)。如果判定 IN-VVT 限制位移角  $\Delta vt-in$  小于安全位移角  $Gvt-ex$ ,则控制部 110 使用 IN-VVT 限制位移角  $\Delta vt-in$  作为在控制 VVT 控制器 216 时所设定的 VVT 位移角  $vt-ex$ ,即,排气门 209 的位移角 (步骤 S86),然后通过使用最终 EX-VVT 目标位移角  $VT-ex$  来控制排气门 209 的 VVT 控制器 216 (步骤 S88)。另一方面,如果判定 IN-VVT 限制位移角  $\Delta vt-in$  大于或等于安全位移角  $Gvt-ex$ ,则控制部 110 通过使用最终 EX-VVT 目标位移角  $VT-ex$  来控制排气门 209 (步骤 S88)。

[0109] 接下来,将参考图 14A 至图 14C 来说明校正进气门 207 的安全位移角  $gvt-in$  的原因。

[0110] 如图 14A 所示,从发动机 200 起动开始所经历的时间越长,则水温  $T_w$  与所估计的油温  $T_0$  之间的差异变得越大。如图 14B 所示,在发动机 200 起动的起动时刻  $t_0$  之后的  $t_5$  时刻处,目标 VVT 位移角  $vt-in$  的大小从比安全位移角  $gvt-in$  大变为比安全位移角  $gvt-in$  小。因此,最终 VVT 位移角  $VT-in$  设定成等于目标 VVT 位移角  $vt-in$  和安全位移角  $gvt-in$  中较小的一个。如图 14C 所示,在  $t_5$  时刻之前的时刻,设定为作为排气门 209 的位移角的 EX-VVT 位移角的最终 EX-VVT 位移角  $VT-ex$  设定成等于 IN-VVT 限制位移角和 EX-VVT 位移角  $gvt-ex$  中较小的一个。

[0111] 通过以这种方式设定最终 EX-VVT 位移角,除了由上述控制方法所达到的效果之外,还达到了比沿提前方向移位进气门打开正时的情况更进一步减少 HC 气体的效果。

[0112] 接下来,将参考图 15 描述根据本实施方式的第三改型的由设置在发动机系统 10 中的 ECU 100 执行的控制方法中所涉及的映射。图 15 的映射示出了优先考虑作为将在油温  $T_0$  与催化剂温度之间的关系中限定的各种区域中优先改变的各种位移角中的一个。

[0113] 在图 15 中,在油温  $T_0$  低于或等于  $10^\circ\text{C}$  的温度区域中,优先考虑 IN-VVT,而将 EX-VVT 用于补偿。在从  $-10^\circ\text{C}$  到  $+10^\circ\text{C}$  的油温  $T_0$  的范围内,优先考虑 EX-VVT,而将 IN-VVT 用于补偿。在油温  $T_0$  高于或等于  $+10^\circ\text{C}$  且催化剂温度低于或等于催化剂活化温度 (例如,大约  $350^\circ\text{C}$ ) 的范围内,优先考虑 EX-VVT。在油温  $T_0$  高于或等于  $+10^\circ\text{C}$  且催化剂温度高于或等于催化剂活化温度的范围内,仅实施 IN-VVT 和 EX-VVT 中的一个。

[0114] 通过基于此映射来控制 VVT 控制器 216 的动作,在发动机 200 起动时优先考虑以 EX-VVT 放大重叠量,其中在发动机 200 起动期间,VVT 响应性高。但是,在催化剂温度高于或等于催化剂活化温度的情况下,能够通过使用 IN-VVT 和 EX-VVT 中的一个来扩大重叠量。此外,在 VVT 返回响应性受到顶销进入特性防护的限制的情况下,能够通过进气门的 IN-VVT 来补偿排气门的重叠量的不足。



[0115] 前述实施方式中的第一特定确定处理部 120、第二特定确定处理部 130 以及控制部 110 可构成诸如 ECU(电子控制单元)等各种处理单元、各种控制器、或者各种计算机系统的一些部分。

[0116] 本实施方式中的锁止状态与非锁止状态之间的切换,即,锁止销 224 配合至锁止孔 223 中与锁止销 224 未配合至锁止孔 223 中之间的切换,还可由例如包括用于供给工作流体的诸如泵等循环装置的供给设备来执行。

[0117] 前述实施方式中的转动相位可变控制装置可以是这样的装置:即,能够根据诸如油等工作流体的液压压力来改变进气侧凸轮轴和排气侧凸轮轴中的至少一个相对于曲轴的转动相位的相对转动相位(在本说明书中,也称为“转动相位差”)的装置,并且还可具有这样的构造:即,其中,能够随凸轮轴同步转动的叶片转子根据液压压力枢转至提前侧或延迟侧。

[0118] 前述实施方式中的锁止装置可由同样被转动相位可变控制装置使用的工作流体的液压压力驱动,并且当内燃发动机停止运转时,可以例如由于摩擦等、或者自然地随着液压压力的下降、或者根据适当的控制而处于锁止状态,在该锁止状态中,该装置以机械的方式固定(锁止)转动相位可变控制装置的至少一部分,例如,转子的叶片等。在这样的锁止状态下,锁止装置可将凸轮轴的转动相位差固定至比该转动相位差的可变动范围窄的范围,且典型地,可将转动相位差固定至单一值。锁止装置可包括锁止销,该锁止销能够在配合至锁止孔与未配合至锁止孔之间切换,使得可根据工作流体的液压压力在内燃发动机启动时中断锁止状态。

[0119] 尽管已在上例说明了本发明的一些实施方式,但是应当理解,本发明并不局限于示例性实施方式的细节,而是可以在不背离本发明的范围的情况下,以本领域技术人员可以想到的各种变化、修改或改进来具体化。

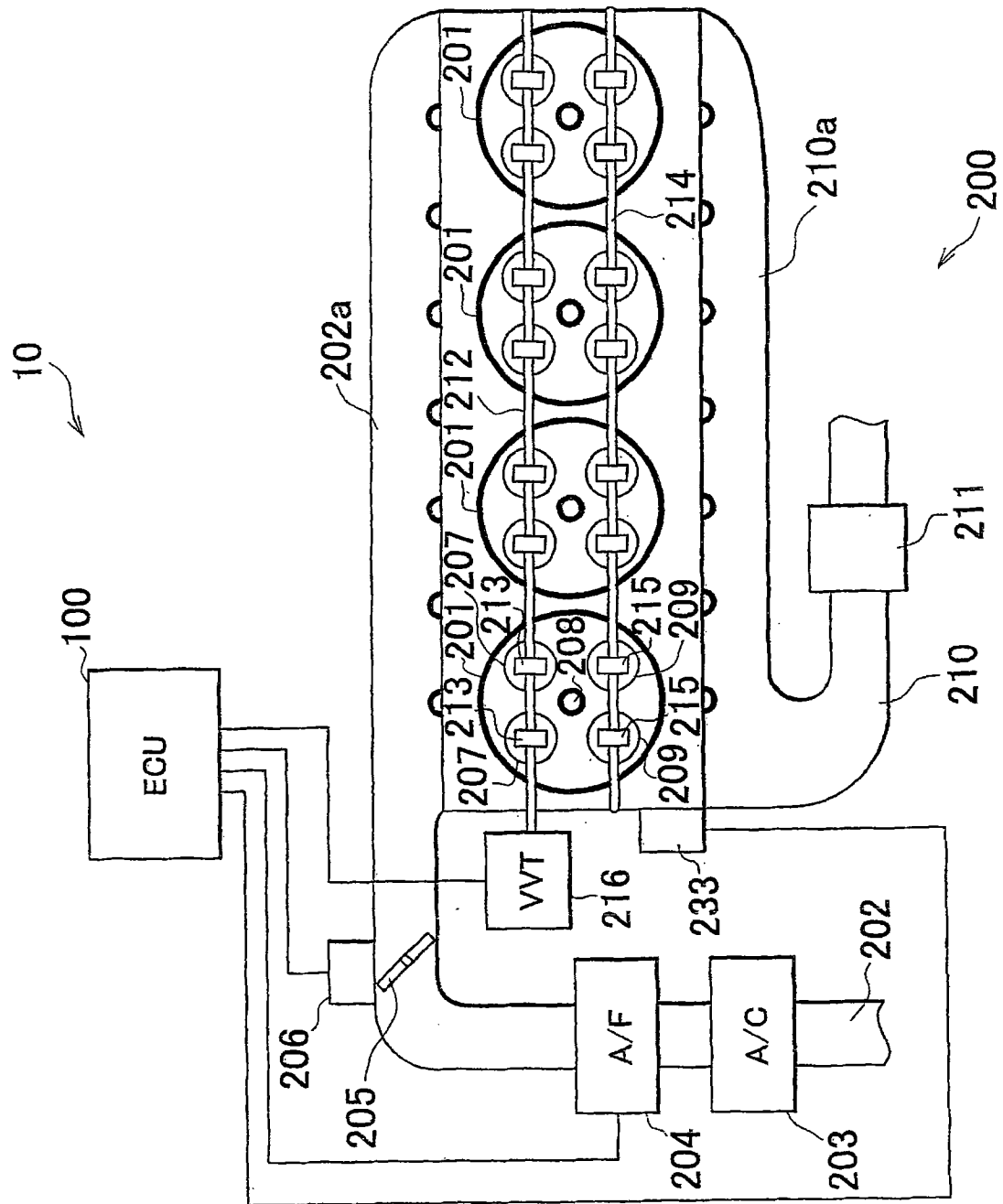


图 1

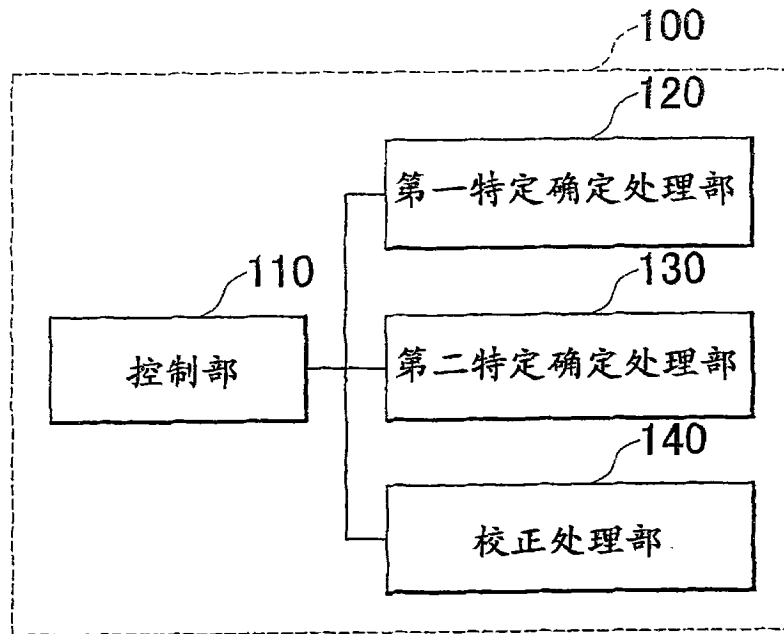


图 2

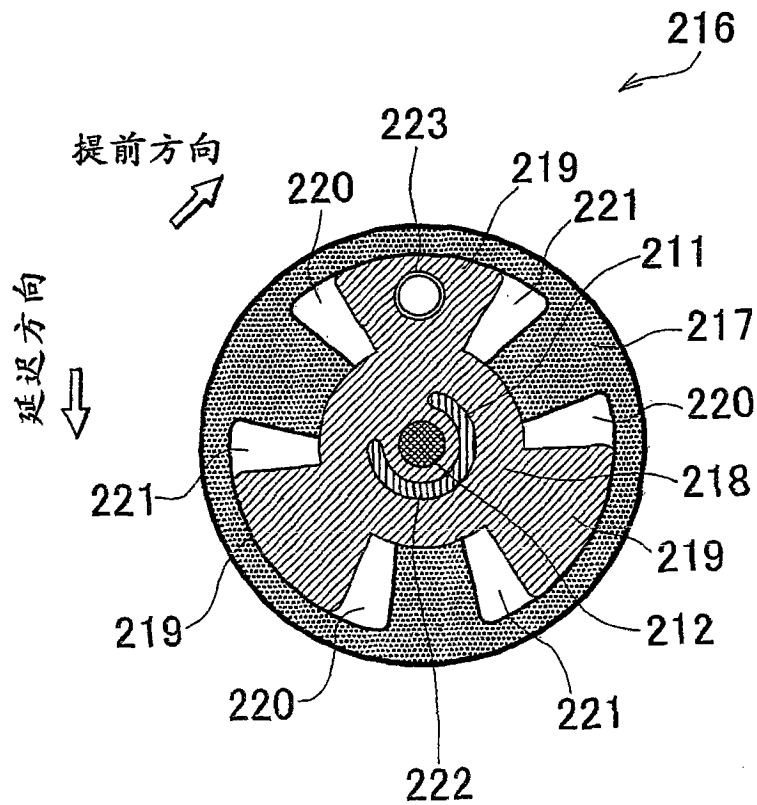


图 3

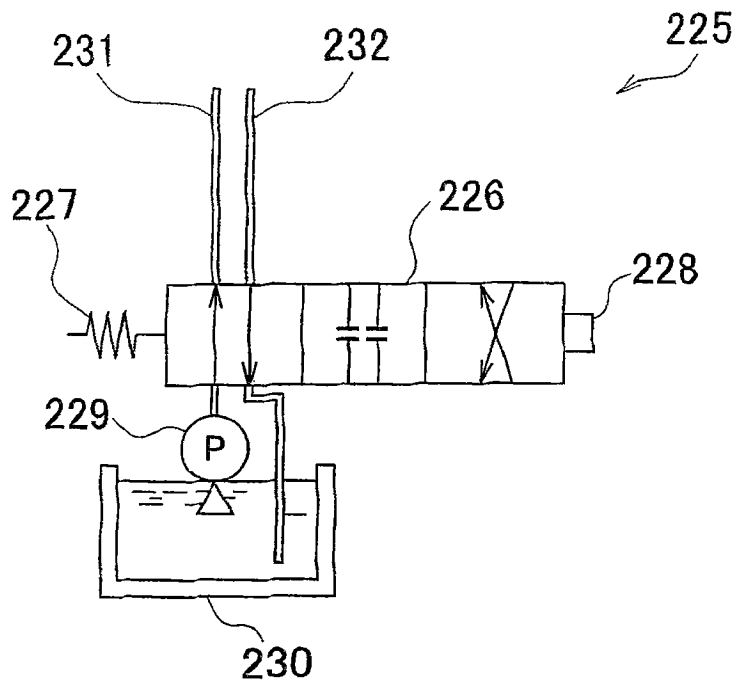


图 4

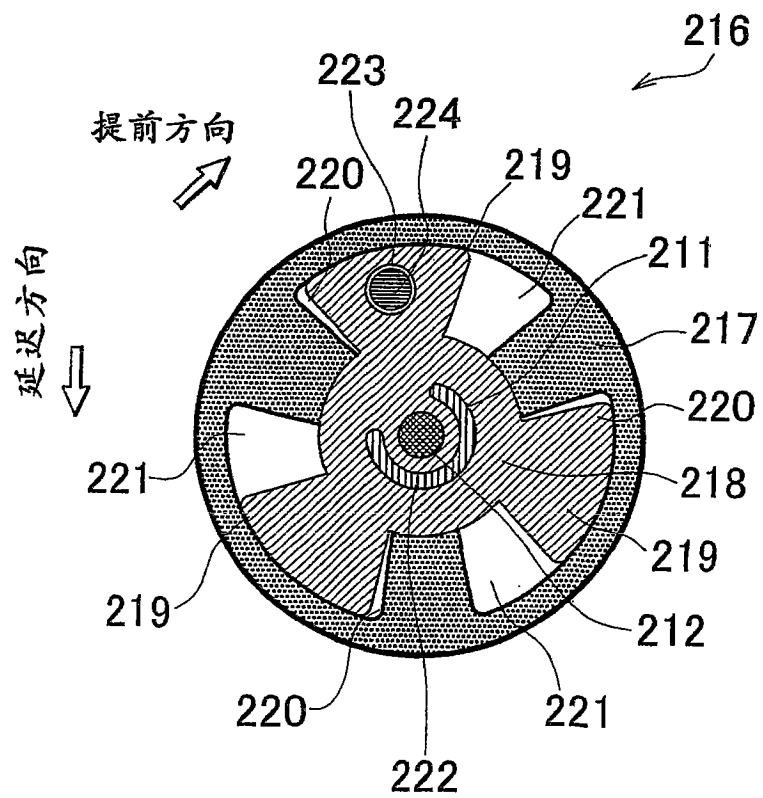


图 5

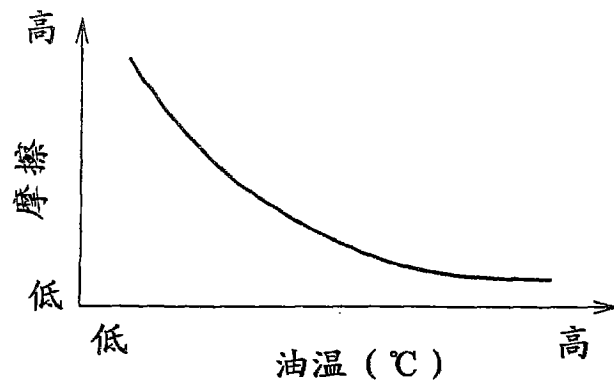


图 6A

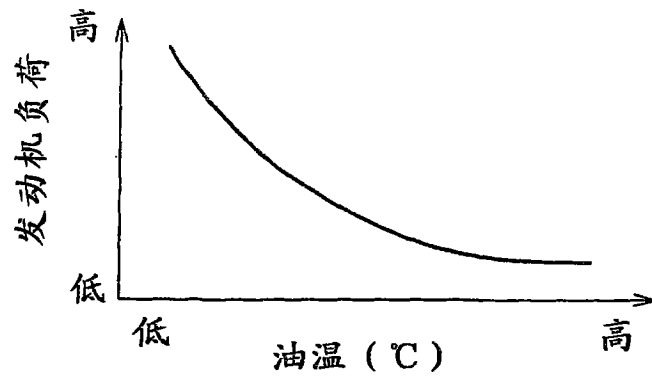


图 6B

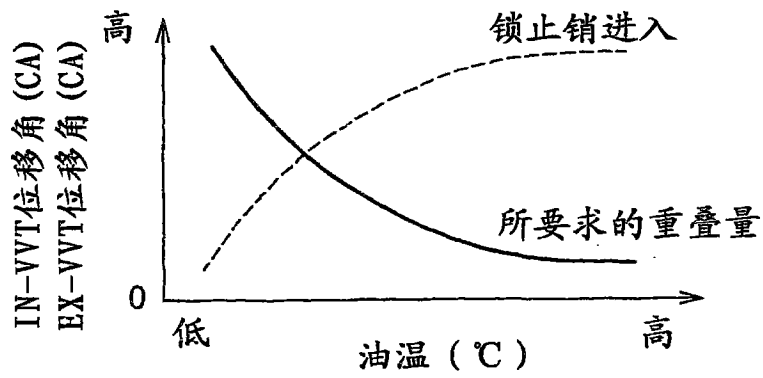


图 6C

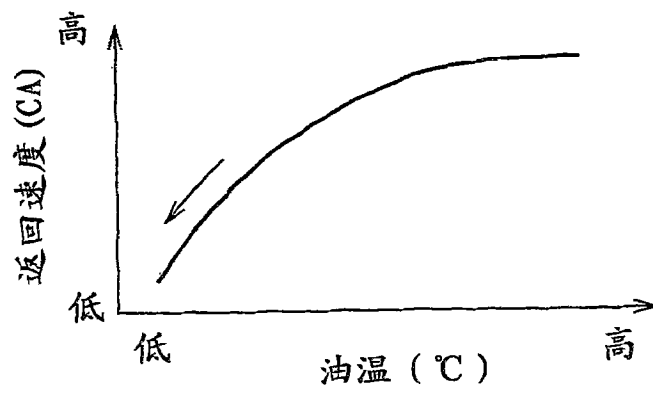


图 6D

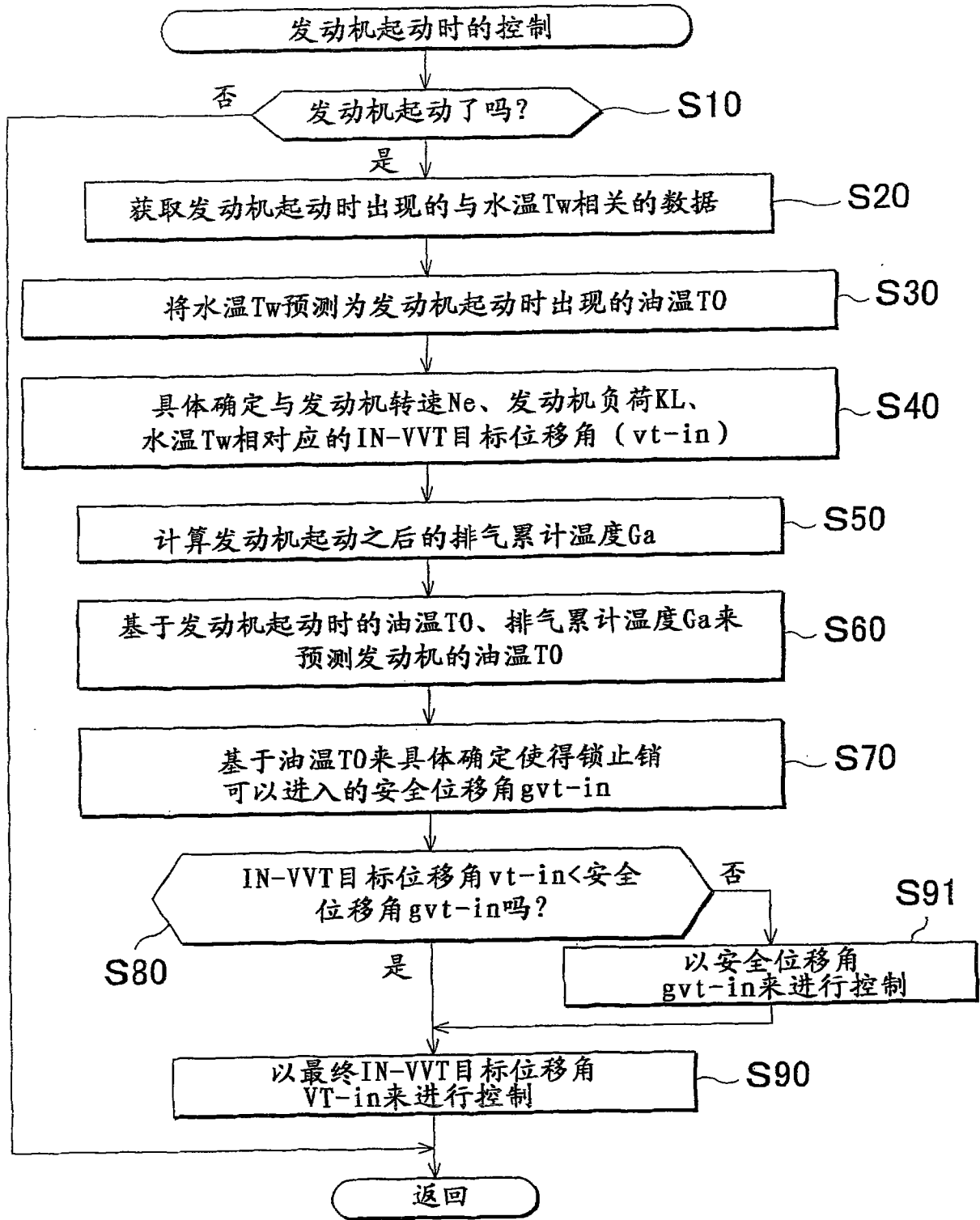


图7

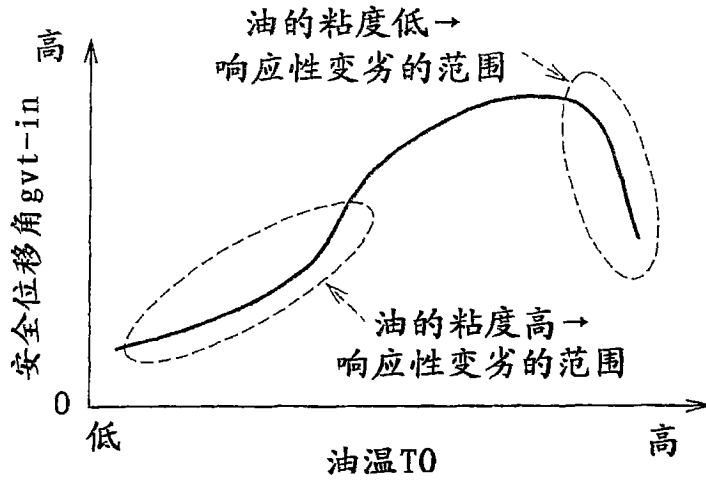


图 8

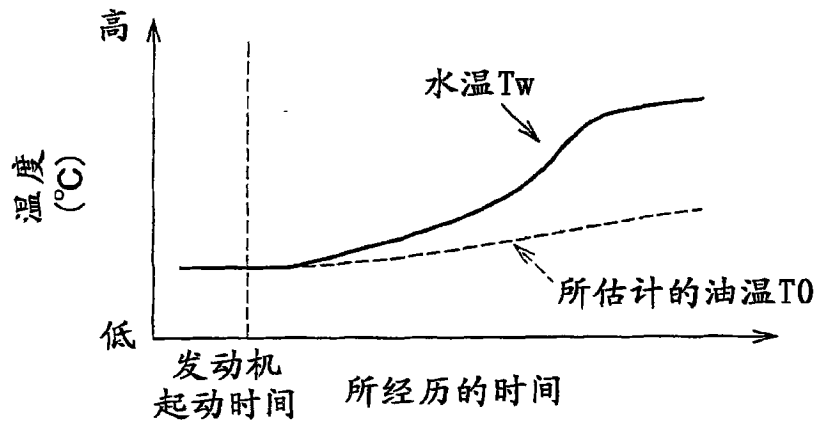


图 9A

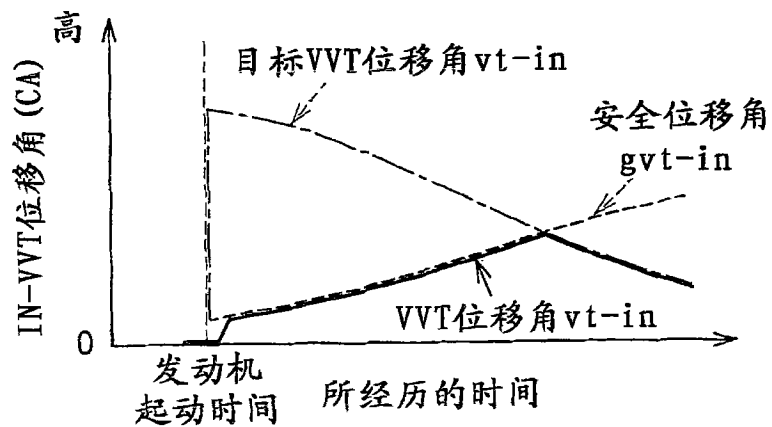


图 9B



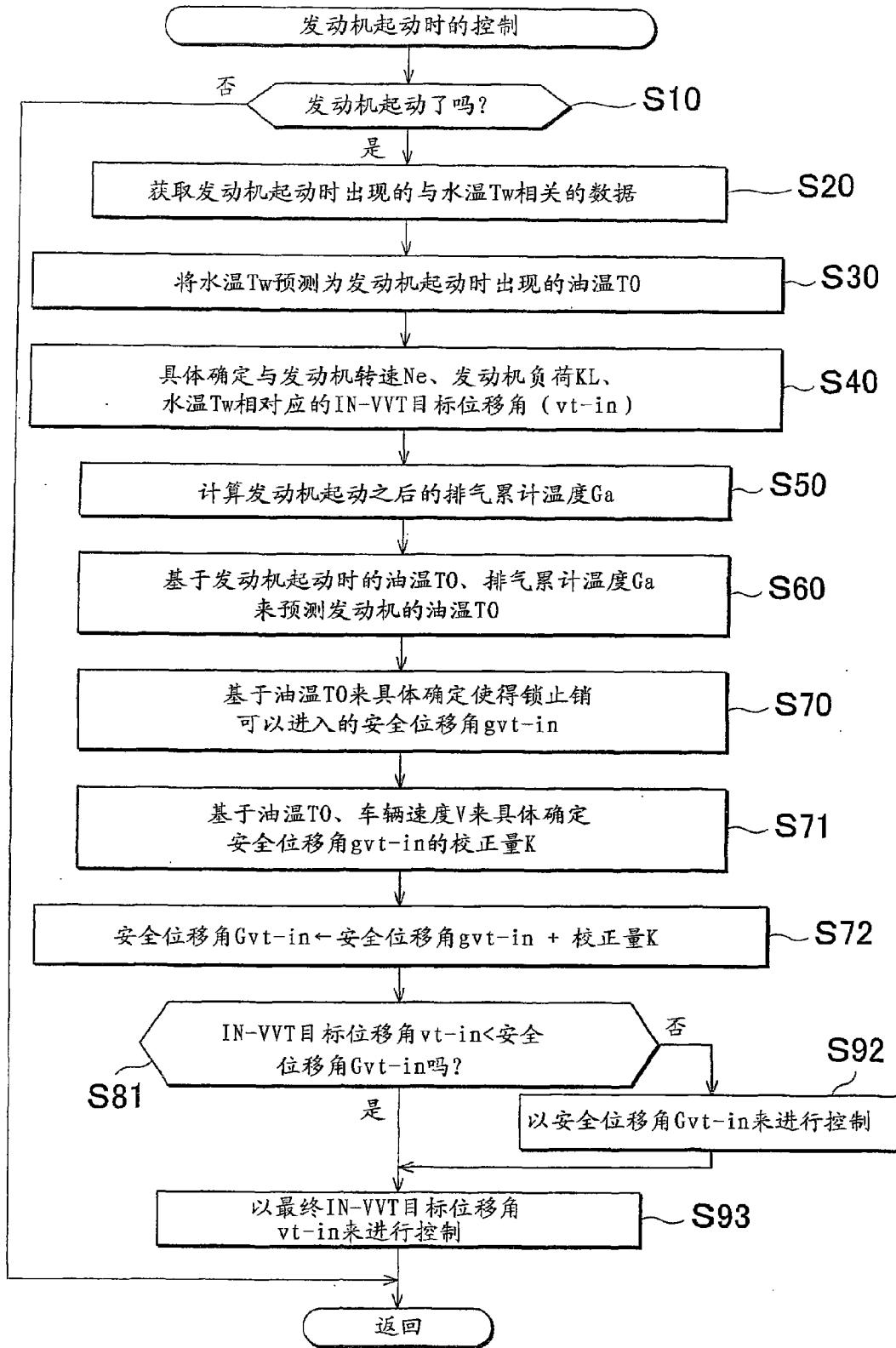


图 10

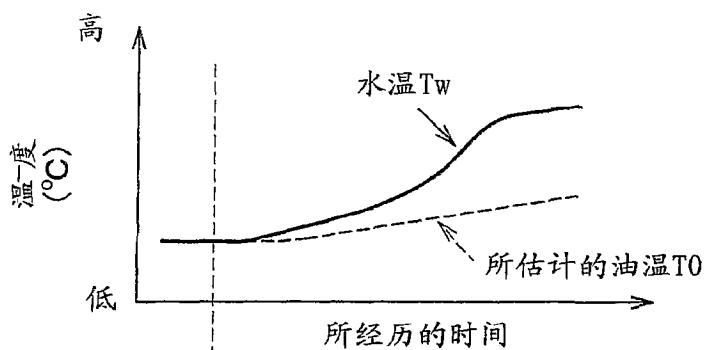


图 11A

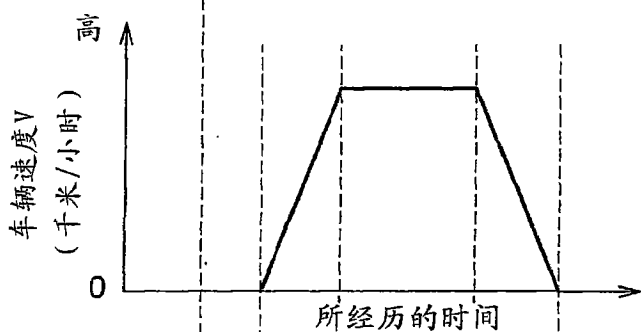


图 11B

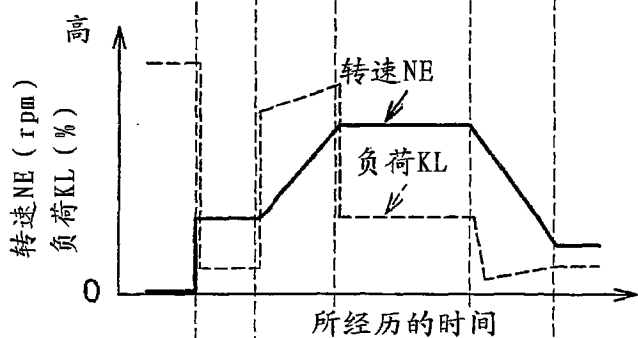


图 11C

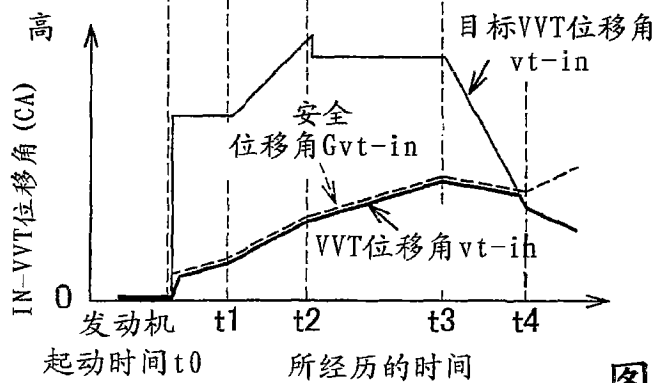


图 11D

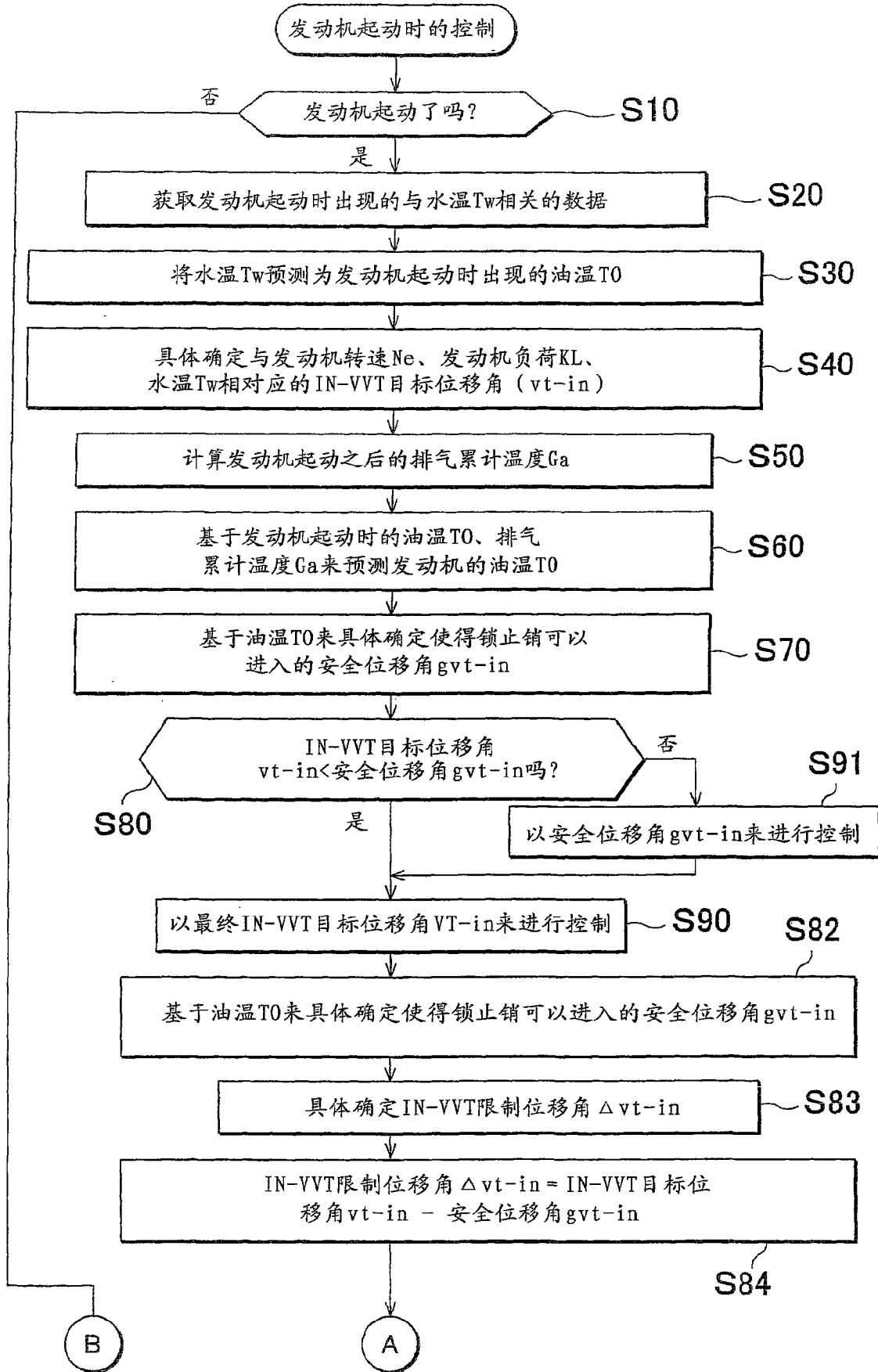


图 12

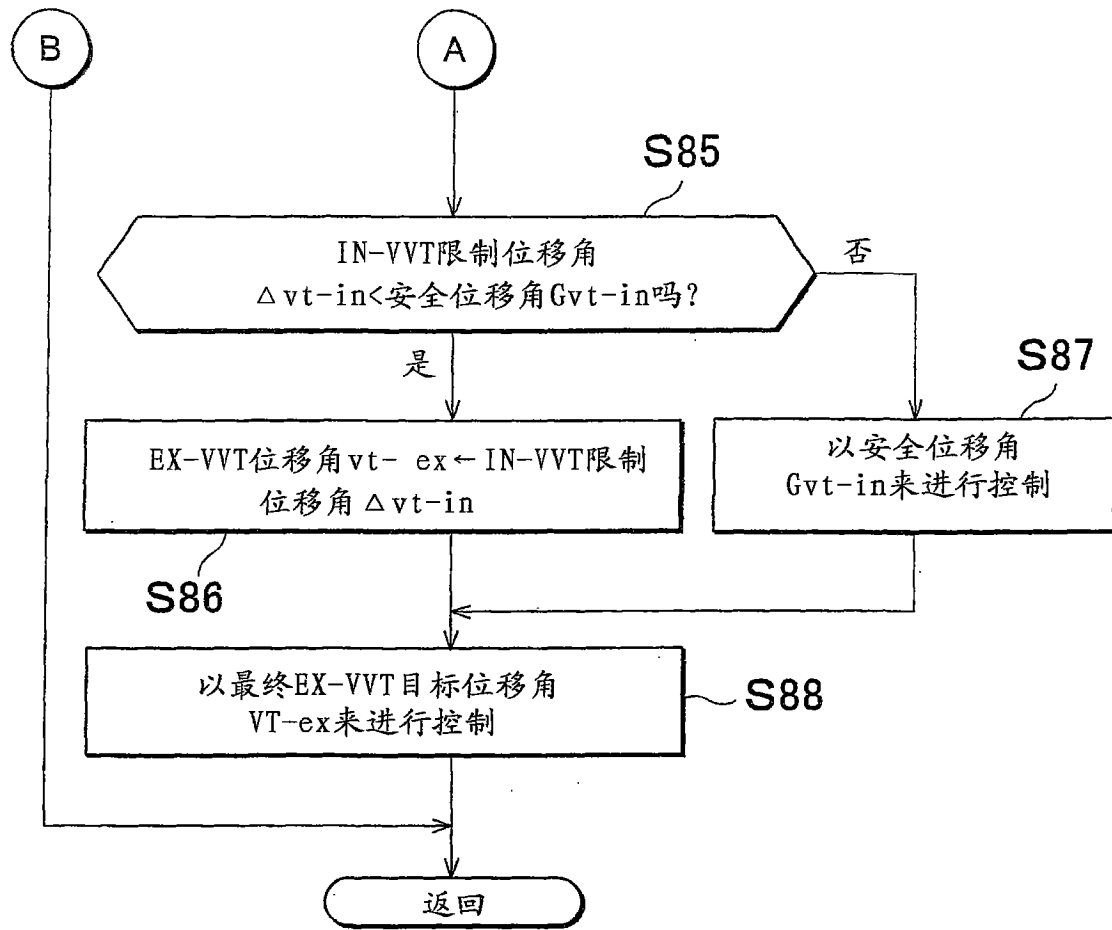


图 13

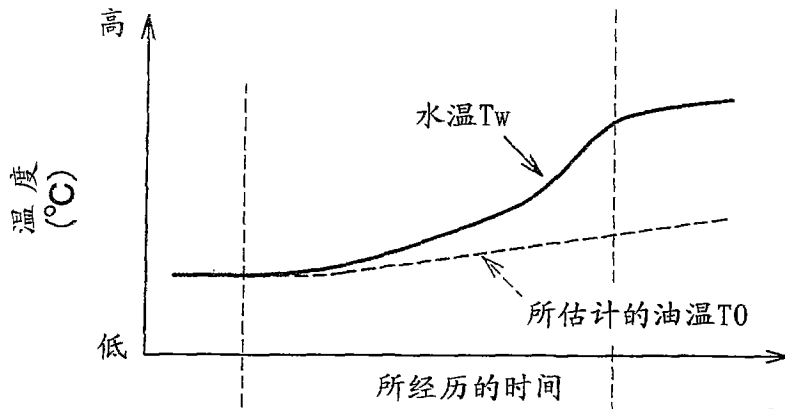


图14A

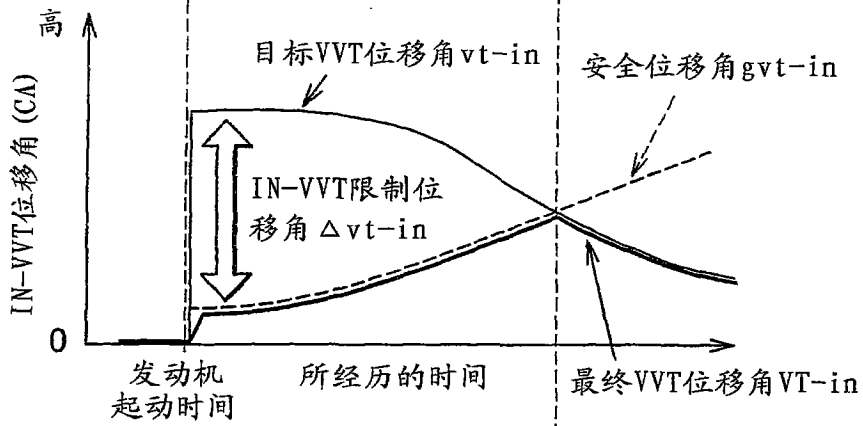


图14B

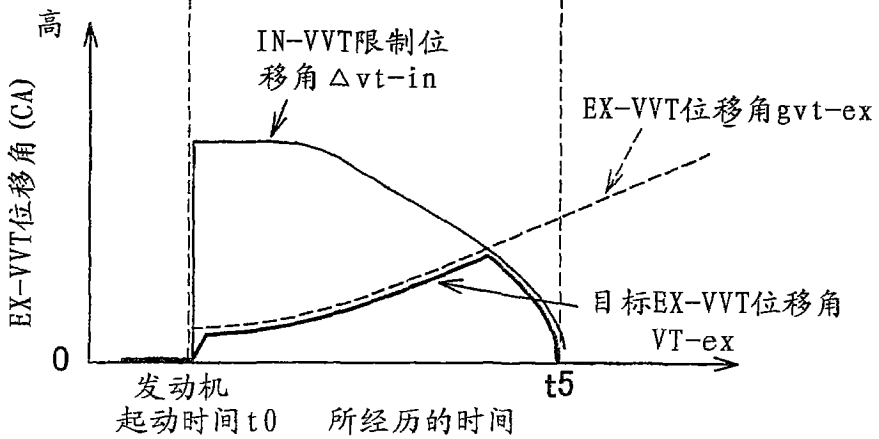


图14C

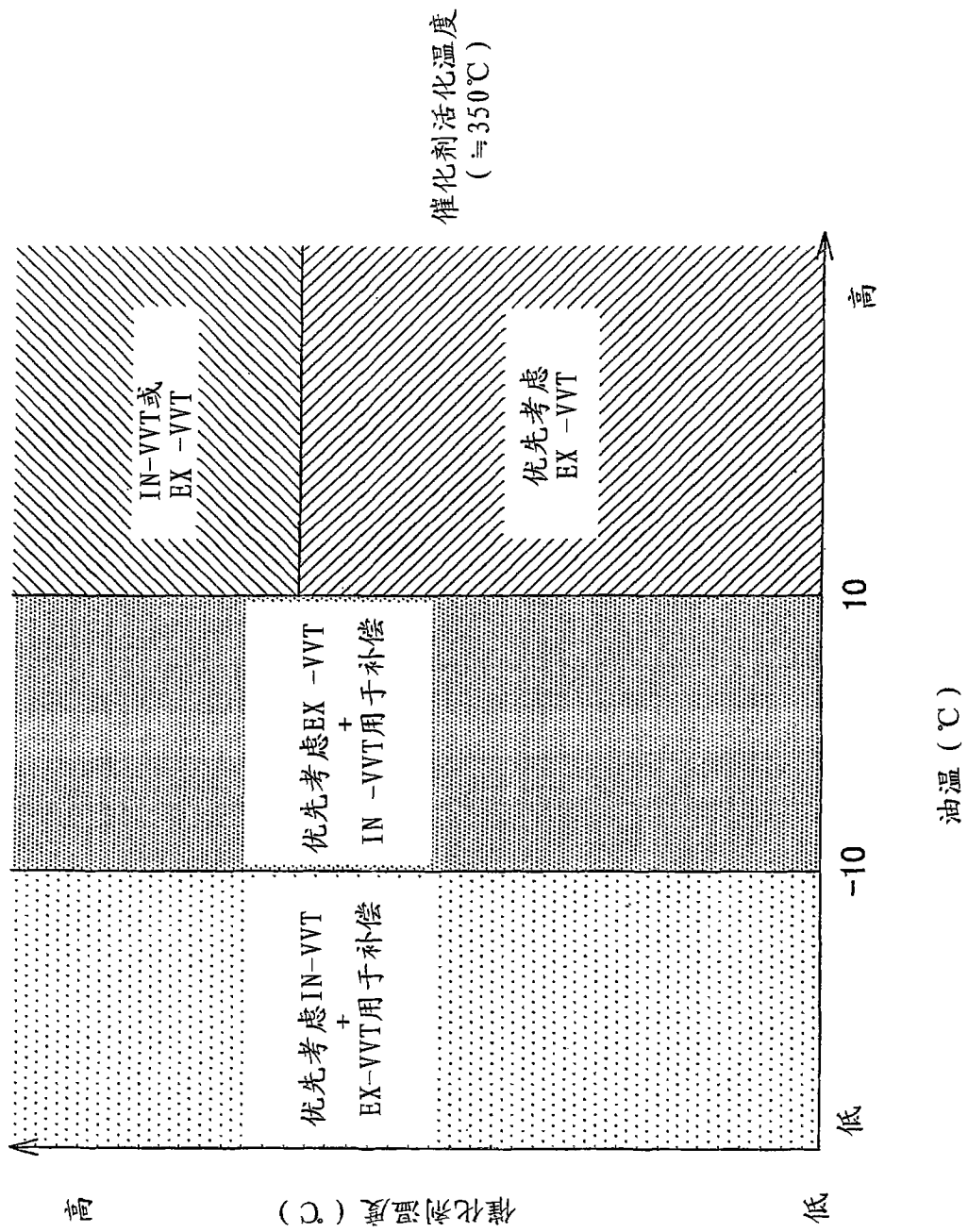


图 15