



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 105121816 B

(45)授权公告日 2017.06.30

(21)申请号 201480022438.8

(22)申请日 2014.03.26

(65)同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 105121816 A

(43)申请公布日 2015.12.02

(30)优先权数据
2013-090059 2013.04.23 JP

(85)PCT国际申请进入国家阶段日
2015.10.20

(86)PCT国际申请的申请数据
PCT/JP2014/058406 2014.03.26

(87)PCT国际申请的公布数据
W02014/174969 JA 2014.10.30

(73)专利权人 日产自动车株式会社
地址 日本神奈川县

(72)发明人 釜田忍 碓太介 大津翔

(74)专利代理机构 北京天昊联合知识产权代理有限公司 11112

代理人 何立波 张天舒

(51)Int.Cl.
F02D 15/02(2006.01)
F02D 41/10(2006.01)
F02D 45/00(2006.01)

(56)对比文件
CN 102906395 A, 2013.01.30, 说明书0146-0151段, 图1, 2, 19-21.

JP 2005163739 A, 2005.06.23, 说明书第0039-0044段.

US 2004112310 A1, 2004.06.17, 全文.

JP 2005155507 A, 2005.06.16, 全文.

JP 2012057514 A, 2012.03.22, 说明书第0005, 0006, 0010, 0012, 0014, 0021-0024, 0026-0031, 0035-0041段和图1, 6, 8, 12.

JP 2006183604 A, 2006.07.13, 全文.

审查员 闫周

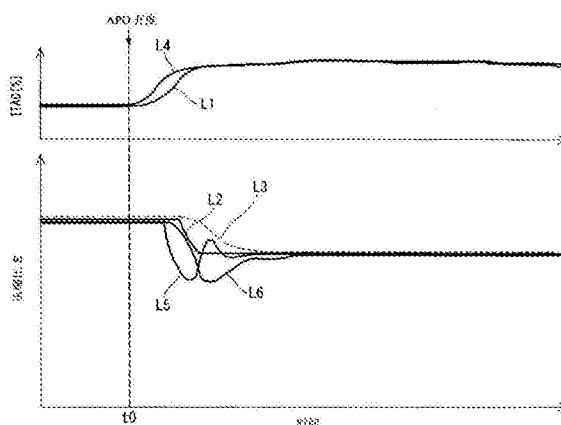
权利要求书1页 说明书8页 附图12页

(54)发明名称

内燃机的控制装置以及控制方法

(57)摘要

根据与当前时刻相比在规定时间 T_{act} 之后吸入到气缸(7)内的进气量, 对与当前时刻相比在规定时间 T_{act} 之后的目标压缩比 $\epsilon(t+T_{act})$ 进行计算, 以使得规定时间 T_{act} 之后的实际的压缩比 $\epsilon_r(t+T_{act})$ 与规定时间 (T_{act}) 之后的目标压缩比 $\epsilon(t+T_{act})$ 一致的方式, 计算针对驱动可变压缩比机构(9)的电动机(31)的控制指令值 (t) 。由此, 使实际压缩比高精度地追随目标压缩比。



1. 一种内燃机的控制装置, 具有:
可变压缩比机构, 其能够变更内燃机的压缩比;
预测进气量计算单元, 其基于上述内燃机的内燃机负荷, 对从当前起经过规定时间之后的进气量进行计算;
目标压缩比计算单元, 其基于由上述预测进气量计算单元计算出的预测进气量, 对从当前起经过规定时间之后的目标压缩比进行计算; 以及
控制指令值计算单元, 其对使得实际的压缩比成为上述目标压缩比的上述可变压缩比机构的控制指令值进行计算,
上述规定时间为与上述可变压缩比机构的响应延迟时间相当的时间。
2. 根据权利要求1所述的内燃机的控制装置, 其中,
上述内燃机负荷是基于加速器开度而计算的。
3. 根据权利要求1或2所述的内燃机的控制装置, 其中,
上述规定时间为大于或等于上述可变压缩比机构的响应延迟的时间。
4. 根据权利要求1或2所述的内燃机的控制装置, 其中,
上述预测进气量是利用当前的加速器开度或者当前的进气负压中的至少一方面而计算的。
5. 根据权利要求1或2所述的内燃机的控制装置, 其中,
上述目标压缩比被设定为以上述预测进气量能够避免异常燃烧的压缩比。
6. 一种内燃机的控制方法, 该内燃机具有可变压缩比机构, 该可变压缩比机构能够变更内燃机的压缩比,
在该控制方法中,
基于上述内燃机的内燃机负荷, 对从当前起经过规定时间之后的预测进气量进行计算,
基于预测进气量, 对从当前起经过规定时间之后的目标压缩比进行计算,
对使得实际的压缩比成为上述目标压缩比的上述可变压缩比机构的控制指令值进行计算,
利用上述控制指令值控制上述可变压缩比机构,
上述规定时间为与上述可变压缩比机构的响应延迟时间相当的时间。
7. 根据权利要求1或2所述的内燃机的控制装置, 其中,
具有驱动所述可变压缩比机构的电动机,
与所述电动机的状态相对应而对所述规定时间进行校正。
8. 根据权利要求7所述的内燃机的控制装置, 其中,
与所述电动机的温度状态相对应而对所述规定时间进行校正。
9. 根据权利要求7所述的内燃机的控制装置, 其中,
与所述电动机的电源电压状态相对应而对所述规定时间进行校正。

内燃机的控制装置以及控制方法

技术领域

[0001] 本发明涉及内燃机的控制装置以及控制方法。

背景技术

[0002] 在能够变更内燃机压缩比的内燃机中,在低负荷运转时控制为相对高的压缩比,在高负荷运转时控制为相对低的压缩比。因此,例如像加速时等那样在运转状态从低负荷运转状态变化为高负荷运转状态时,随着负荷的增加而使内燃机压缩比降低。这样,在伴随着运转状态的变化而使内燃机压缩比降低的情况下,如果因压缩比的响应延迟而使得实际的压缩比高于目标值,则有可能产生爆震。

[0003] 因此,例如在专利文献1中公开有如下内燃机的控制装置,即,针对根据当前的内燃机负荷(吸入空气量)而计算出的第1目标压缩比,进行了考虑了由可变压缩比机构引起的压缩比的响应延迟的相位提前处理,而计算出第2目标压缩比,将压缩比朝向该第2目标压缩比进行控制。

[0004] 在这样的专利文献1中,在可变压缩比机构的压缩比的响应性优于吸入空气量的响应性的情况下,能够计算出第2目标压缩比,能够使实际的压缩比充分接近本来的压缩比即第1目标压缩比。

[0005] 但是,在吸入空气量的响应性优于可变压缩比机构的压缩比的响应性这样的情况下,第2目标压缩比有可能无法追随第1目标压缩比。

[0006] 专利文献1:日本特开2005-163739号公报

发明内容

[0007] 因此,本发明的内燃机的控制装置的特征在于,具有:预测进气量计算单元,其基于内燃机的内燃机负荷而对从当前起经过规定时间之后的进气量进行计算;目标压缩比计算单元,其基于由上述预测进气量计算单元计算出的预测进气量而对从当前起经过规定时间之后的目标压缩比进行计算;以及控制指令值计算单元,其对使得实际的压缩比成为上述目标压缩比的可变压缩比机构的控制指令值进行计算。

[0008] 根据本发明,即使在过渡时的进气量的响应性优于过渡时的压缩比的响应性的情况下,也能够使实际的压缩比高精度地追随目标压缩比。

附图说明

[0009] 图1是表示本发明所涉及的内燃机的控制装置的系统结构的概况的说明图。

[0010] 图2是示意性地表示在本发明所涉及的内燃机的控制装置中应用的可变压缩比机构的说明图。

[0011] 图3是示意性地表示可变压缩比机构的连杆姿态的说明图,(A)表示高压压缩比位置,(B)表示低压压缩比位置。

[0012] 图4是表示可变压缩比机构的活塞动作的特性图。

[0013] 图5是示意性地表示可变压缩比机构中的处于低压缩比位置和高压缩比位置的控制连杆和控制轴等的位置关系的说明图。

[0014] 图6是表示过渡时的填充效率和压缩比的变化时序图。

[0015] 图7是表示本发明所涉及的可变压缩比机构的控制流程的概况的框图。

[0016] 图8是目标压缩比计算对应图。

[0017] 图9是表示填充效率ITAC(t)的计算次序的框图。

[0018] 图10是表示规定时间Tact的计算次序的框图。

[0019] 图11是表示预测填充效率ITAC(t+Tact)的计算次序的框图。

[0020] 图12是表示预测进气量 $Q_c(t+Tact)$ 的计算次序的流程图。

[0021] 图13是表示控制指令值(t)的计算次序的框图。

[0022] 图14是表示压缩比响应线图的一个例子的说明图。

具体实施方式

[0023] 下面,基于附图对本发明的一个实施例进行详细说明。首先,利用图1对应用了本发明的内燃机1的基本结构进行说明。该内燃机1作为驱动源而搭载于车辆中,具备:进气阀侧动阀机构4,其驱动进气阀2;排气阀侧动阀机构5,其驱动排气阀3;以及可变压缩比机构9,其通过变更在气缸体6的气缸7内往返运动的活塞8的上止点位置而能够变更内燃机压缩比。

[0024] 进气阀侧动阀机构4及排气阀侧动阀机构5例如分别是通常的直动式的动阀机构,进气、排气阀2、3的升程动作角、升程中心角的相位始终恒定。

[0025] 在经由进气阀2与燃烧室10连接的进气通路11设置有:节气门13,其对进气集气部12的上游侧进行开闭而调整吸入空气量(进气量);以及燃料喷射阀14,其位于进气集气部12的下游侧并喷射燃料。节气门13是能够相对于由驾驶者进行的对加速器踏板的操作而独立地调整开度的电控的部件,由未图示的致动器驱动。

[0026] 并且,在进气通路11中,在节气门13的上游侧设置有增压器15和空气流量计16。

[0027] 增压器15对吸入的空气进行加压并将其送入到内燃机1的燃烧室10中,例如应用由内燃机1的曲轴17驱动的机械式增压器(机械增压器)、利用排气能量的排气涡轮式增压器(涡轮增压器)。空气流量计16位于增压器15的上游侧。

[0028] 另外,在进气通路11中,在节气门13和增压器15之间设置有:进气压力传感器18,其检测进气压力;以及进气温度传感器19,其检测进气温度。

[0029] 在经由排气阀3与燃烧室10连接的排气通路20中设置有检测排气空燃比的空燃比传感器21。

[0030] 发动机控制单元(ECU)22为具有CPU、ROM、RAM以及输入输出接口的周知的电子计算机,除了上述空气流量计16的检测信号、上述进气压力传感器18的检测信号(Boost(t))、上述进气温度传感器19的检测信号($T_m(t)$)以外,还输入有来自检测大气压的大气压传感器23的大气压传感器信号、来自检测节气门13的开度的节气门传感器24的节气门传感器信号($TVO(t)$)、来自检测进气集气部12内的压力的集气部内压力传感器25的集气部内压力传感器信号、来自检测内燃机1的冷却水温度的水温传感器26的水温传感器信号($T_w(t)$)、来自检测内燃机转速的曲轴转角传感器27的曲轴转角传感器信号($N_e(t)$)、来自检测爆震的

有无的爆震传感器28的爆震传感器信号、来自检测相当于负荷(驾驶者的要求负荷)的加速器踏板的踏入量的加速器开度传感器29的加速器开度信号($AP0(t)$)、来自检测驱动可变压缩比机构8的电动机31的转角的电动机转角传感器32的电动机转角传感器信号、来自检测电动机31的温度的电动机温度传感器33的电动机温度传感器信号($T_{mo}(t)$)、来自检测电动机31的电源电压的电源电压传感器34的电源电压传感器信号($VB(t)$)等各种信号。此外,根据由电动机转角传感器32检测出的电动机31的转角,可知通过可变压缩比机构9而实现的当前的内燃机压缩比即实际压缩比 $\epsilon_r(t)$ 。

[0031] 并且,ECU22基于这些输入信号而向燃料喷射阀14、对燃烧室10内的混合气体进行点火的火花塞35、节气门13、可变压缩比机构9等输出控制信号,统一控制燃料喷射量、燃料喷射定时、点火定时、节气门开度、内燃机压缩比等。

[0032] 如图2及图3所示,可变压缩比机构9利用由多个连杆将活塞8和曲轴17的曲轴销40连结的多连杆式活塞一曲轴机构,具有:下连杆41,其以能够旋转的方式安装于曲轴销40上;上连杆42,其将该下连杆41和活塞8连结;控制轴43,其设置有偏心轴部44;以及控制连杆45,其将偏心轴部44和下连杆41连结。上连杆42的一端以能够旋转的方式安装于活塞销46上,另一端通过第1连结销47而能够旋转地与下连杆41连结。控制连杆45的一端通过第2连结销48而能够旋转地与下连杆41连结,另一端能够旋转地安装于偏心轴部44上。

[0033] 控制轴43配置为与曲轴17平行,且能够旋转地支撑于气缸体6。并且,经由齿轮机构49而利用电动机31对该控制轴43进行旋转驱动,控制该控制轴43的旋转位置。

[0034] 利用电动机31变更控制轴43的旋转位置,从而还如图3所示,利用控制连杆45而使得下连杆41的姿态变化,伴随着活塞8的活塞动作(行程特性)即活塞8的上止点位置及下止点位置的变化,连续地变更・控制内燃机压缩比。

[0035] 根据利用了这种多连杆式活塞一曲轴机构的可变压缩比机构9,通过与内燃机运转状态相对应地对内燃机压缩比进行优化而实现燃料消耗率、输出的改善,在此基础上,与利用一根连杆将活塞和曲轴销连结的单连杆机构相比,能够将活塞行程特性(参照图4)本身优化为例如接近单振动的特性。另外,与单连杆机构相比,能够使相对于曲轴行程的活塞行程变长,能够实现内燃机整体高度的缩短化、高压压缩比化。并且,通过对上连杆42的倾斜进行优化,能够降低・优化作用于活塞8、气缸7的轴向载荷,能够实现活塞8、气缸7的轻量化。

[0036] 另外,如果从高压压缩比侧向低压压缩比侧的变更延迟,则有可能过渡地产生爆震等,因此如图5所示,该可变压缩比机构9构成为使得高压压缩比侧的压缩比变更速度比低压压缩比侧的压缩比变更速度大。具体而言,在高压压缩比位置的设定中构成为,与低压压缩比位置的设定相比,控制连杆45的连杆中心线与将控制轴43的旋转中心和偏心轴部44的中心连结的偏心线所成的角度接近直角,力矩的力臂长度增大,电动机31的驱动力矩增大,进而变更速度增大。

[0037] 并且,在这样的本实施例的内燃机1中,在与可变压缩比机构9的响应延迟量的时间相当的规定时间 T_{act} 之后预测吸引到气缸7内的进气量,根据该预测的进气量而计算与当前相比在时间 T_{act} 之后的目标压缩比 $\epsilon(t+T_{act})$,以使得时间 T_{act} 之后的实际的压缩比 $\epsilon_r(t+T_{act})$ 与时间 T_{act} 之后的目标压缩比 $\epsilon(t+T_{act})$ 一致的方式,对驱动可变压缩比机构9的电动机31进行控制。

[0038] 图6是表示过渡时的填充效率和压缩比的变化时序图。如果在时刻 t_0 由驾驶者踏入加速器踏板,则进气量增加,如特性线L1所示,填充效率(ITAC)增加。另外,由驾驶者踏入加速器踏板,运转状态从低负荷状态向高负荷状态变化,因此伴随着填充效率(ITAC)的变化,目标压缩比如特性线L2所示那样变化。将该目标压缩比(特性线L2)设定为能够防止爆震、提前点火、失火等的异常燃烧发生的值。

[0039] 如果将这种目标压缩比(特性线L2)设为针对可变压缩比机构9的控制指令值(针对电动机31的控制指令值),则由于可变压缩比机构9的响应延迟而如虚线所示的特性线L3那样,过渡时的压缩比并非高精度地追随目标压缩比(特性线L2),有可能产生爆震等。

[0040] 因此,在本实施例的内燃机1中,首先在与可变压缩比机构9的响应延迟量的时间相当的规定时间 T_{act} 之后,预测吸入到气缸7内的进气量。图6中的特性线L4表示与当前时刻相比在时间 T_{act} 之后吸入到气缸7中的进气量。并且,根据与当前时刻相比在时间 T_{act} 之后吸入到气缸7内的进气量,计算与当前时刻相比在时间 T_{act} 之后的目标压缩比 $\epsilon(t+T_{act})$,以使得规定时间 T_{act} 之后的实际的压缩比 $\epsilon_r(t+T_{act})$ 与规定时间(T_{act})之后的目标压缩比 $\epsilon(t+T_{act})$ 一致的方式,计算针对对可变压缩比机构9进行驱动的电动机31的控制指令值(t)。图6中的特性线L5相当于通过压缩比换算而得到的针对电动机31的控制指令值(t)。

[0041] 如果以特性线L5所示那样的控制指令值(t)控制电动机31,则实际的压缩比如图6中的特性线L6所示那样进行变化。因此,即使在过渡时出现压缩比的响应延迟,且过渡时的进气量的响应性优于压缩比的响应性的情况下,实际的压缩比(特性线L6)也不会超过目标压缩比(特性线L2),能够使实际的压缩比(特性线L6)高精度地追随目标压缩比(特性线L2)。另外,压缩比的控制精度改善,因此能够防止过渡时的爆震等的发生。

[0042] 图7是表示本发明所涉及的可变压缩比机构9的控制流程的概况的框图。

[0043] S1为填充效率计算单元(详情后述),基于由进气压力传感器18检测出的进气压力 $Boost(t)$ 、由加速器开度传感器29检测出的加速器开度 $AP0(t)$ 、由进气温度传感器19检测出的进气温度 $T_m(t)$ 、以及由曲轴转角传感器27检测出的内燃机转速 $N_e(t)$,对当前的填充效率 $ITAC(t)$ 以及吸入到气缸7内的进气量 $Q_c(t)$ 进行计算。

[0044] S2为目标压缩比计算单元(详情后述),基于由S1计算出的填充效率 $ITAC(t)$ 、以及由曲轴转角传感器27检测出的内燃机转速 $N_e(t)$ 而计算目标压缩比 $\epsilon(t)$ 。例如利用图8所示的目标压缩比计算对应图,将目标压缩比 $\epsilon(t)$ 设定为,越是高负荷高速旋转则越低。

[0045] S3为规定时间计算单元(详情后述),基于由电动机温度传感器33检测出的电动机温度 $T_{mo}(t)$ 、以及由电源电压传感器34检测出的电源电压 $V_B(t)$,计算规定时间 T_{act} 。该规定时间 T_{act} 是与可变压缩比机构9的响应延迟相当的时间,例如为200msec左右的长度。此外,可以将该规定时间 T_{act} 设定为比可变压缩比机构9的响应延迟长的时间。

[0046] S4为填充效率预测单元(详情后述),基于进气压力 $Boost(t)$ 、加速器开度 $AP0(t)$ 、进气温度 $T_m(t)$ 、内燃机转速 $N_e(t)$ 、节气门开度 $TV0(t)$ 、由S1计算出的进气量 $Q_c(t)$ 、以及由S3计算出的规定时间 T_{act} ,对与当前相比在时间 T_{act} 之后的填充效率即预测填充效率 $ITAC(t+T_{act})$ 进行计算。

[0047] S5为目标压缩比预测单元(详情后述),基于由S4计算出的预测填充效率 $ITAC(t+T_{act})$ 、以及内燃机转速 $N_e(t)$,对规定时间 T_{act} 之后的预测目标压缩比 $\epsilon(t+T_{act})$ 进行计

算。例如利用图8所示的目标压缩比计算对应图,将预测目标压缩比 $\varepsilon(t+T_{act})$ 设定为,越是高负荷高速旋转则越低。

[0048] S6为控制指令值计算单元(详情后述),基于由S2计算出的目标压缩比 $\varepsilon(t)$ 、由S3计算出的规定时间 T_{act} 、由S5计算出的预测目标压缩比 $\varepsilon(t+T_{act})$ 、以及由电动机转角传感器32检测出的当前的实际压缩比 $\varepsilon_r(t)$,计算针对驱动可变压缩比机构9的电动机31的控制指令值 (t) 。此外,该控制指令值 (t) 相当于上述的图6中的特性线L5。

[0049] 利用图9对上述的填充效率计算单元(图7中的S1)进行详细叙述。

[0050] S11为进气状态推定单元,基于进气压力 $Boost(t)$ 、加速器开度 $AP0(t)$ 、进气温度 $T_m(t)$ 、以及内燃机转速 $N_e(t)$,对进气负压推定值 $P_m(t)$ 以及体积效率推定值 $ITAV(t)$ 进行计算。S12为进气量计算单元,基于进气温度 $T_m(t)$ 、内燃机转速 $N_e(t)$ 、由S11计算出的进气负压推定值 $P_m(t)$ 以及体积效率推定值 $ITAV(t)$,对吸入到气缸7内的进气量 $Q_c(t)$ 进行计算。这里,如果将气缸7的容积设为 V_c (固定值),将气体常数设为 R ,将单位从 $[rpm]$ 变换为 $[rad/s]$ 的内燃机转速 $N_e(t)$ 设为 ω ,则利用下式(1)计算进气量 $Q_c(t)$ 。

[0051] [式1]

$$[0052] \quad Q_c(t) = \frac{\omega}{\pi} \frac{ITAV(t) V_c P_m(t)}{R T_m(t)} \quad \dots (1)$$

[0053] S13为填充效率变换单元,基于内燃机转速 $N_e(t)$ 、以及由S12计算出的进气量 $Q_c(t)$ 而计算填充效率 $ITAC(t)$ 。

[0054] 利用图10对上述的规定时间计算单元(图7中的S3)进行详细叙述。

[0055] 驱动可变压缩比机构9的电动机31的响应性受到电动机31的温度状态、电动机31的电源电压的影响。因此,与电动机31的温度、电动机31的电源电压相对应地对预先设定的标称值(固定值)进行校正,由此对与可变压缩比机构9的响应时间相当的规定时间 T_{act} 进行计算。这里,上述标称值为驾驶者踏入加速器踏板而使得压缩比变化时的压缩比变化时间,在本实施例中,设定为在规定状态下利用可变压缩比机构9使压缩比从“14”变化为“12”时所需的时间。

[0056] S31为温度校正值计算单元,利用预先设定的对应图对与电动机温度 $T_{mo}(t)$ 相应的温度校正值进行计算。

[0057] 温度校正值例如在电动机温度 $T_{mo}(t)$ 为预先设定的规定的基准温度时变为“0”(未校正),如果电动机温度 $T_{mo}(t)$ 比上述基准温度高则变为正值,如果电动机温度 $T_{mo}(t)$ 比上述基准温度低则变为负值。并且,计算出电动机温度 $T_{mo}(t)$ 越高于上述基准温度则使得规定时间 T_{act} 越长这样的温度校正值,计算出电动机温度 $T_{mo}(t)$ 越低于上述基准温度则使得规定时间 T_{act} 越短这样的温度校正值。此外,在计算温度校正值时,还能够取代电动机温度 $T_{mo}(t)$ 而使用内燃机1的冷却水温度 $T_w(t)$ 。

[0058] S32为电压校正值计算单元,利用预先设定的对应图对与电源电压 $V_B(t)$ 相应的电压校正值进行计算。

[0059] 电压校正值例如在电源电压 $V_B(t)$ 为预先设定的规定的基准电压时变为“0”(未校正),如果电源电压 $V_B(t)$ 比上述基准电压高则变为负值,如果电源电压 $V_B(t)$ 比上述基准电压低则变为正值。并且,计算出电源电压 $V_B(t)$ 越高于上述基准电压则使得规定时间 T_{act} 越

短这样的电压校正值,计算出电源电压VB(t)越低于上述基准电压则使得规定时间Tact越长这样的电压校正值。

[0060] 并且,在S33中,利用由S31计算出的温度校正值和由S32计算出的电压校正值对固定值即上述标称值进行校正,计算出规定时间Tact。

[0061] 利用图11对上述的填充效率预测单元(图7中的S4)进行详细叙述。

[0062] S41为进气状态推定单元,基于进气压力Boost(t)、加速器开度AP0(t)、进气温度Tm(t)、以及内燃机转速Ne(t),对进气负压推定值Pm(t)、体积效率推定值ITAV(t)、以及进气系统的阻力即阻力值Cv(t)进行计算。这里,在S41中,利用通常的进气系统的物理模型,以使得进气压力Boost(t)和进气负压推定值Pm(t)相等的方式对进气负压推定值Pm(t)、体积效率推定值ITAV(t)以及阻力值Cv(t)进行计算。此外,可以取代进气负压推定值Pm(t)而从S41向S42输出进气压力Boost(t)。

[0063] S42为预测进气量计算单元,利用节气门开度TV0(t)、进气温度Tm(t)、内燃机转速Ne(t)、由S1计算出的进气量Qc(t)、由S3计算出的规定时间Tact、由S41计算出的进气负压推定值Pm(t)、体积效率推定值ITAV(t)以及阻力值Cv(t),并利用通常的物理模型,对与当前相比在时间Tact之后吸入到气缸7中的预测进气量Qc(t+Tact)进行计算。

[0064] S43为预测填充效率变换单元,基于内燃机转速Ne(t)、以及由S42计算出的预测进气量Qc(t+Tact),对与当前相比在时间Tact之后的填充效率即预测填充效率ITAC(t+Tact)进行计算。

[0065] 这里,利用图12对上述的预测进气量计算单元(图11中的S42)进行详细叙述。

[0066] 在S101中,读入进气量Qc(t)、节气门开度TV0(t)、规定时间Tact、进气负压推定值Pm(t)、体积效率推定值ITAV(t)、阻力值Cv(t)、进气温度Tm(t)、以及内燃机转速(Ne(t))。

[0067] 在S102中,将进气负压推定值的初始值Pm(0)设为Pm(t)。在S103中,将体积效率推定值的初始值ITAV(0)设为ITAV(t)。在S104中,将阻力值的初始值Cv(0)设为Cv(t)。在S105中,将时间i的初始值设为“0”。

[0068] 在S106中,判定时间i是否达到规定时间Tact,如果时间i未达到规定时间Tact则进入S107,如果时间i达到规定时间Tact则进入S110。在S107中,对固定值即时间ΔT进行计时并进入S108。

[0069] 在S108中,对ΔPm进行计算。如果将进气集气部12的容积设为Vm、将气体常数设为R、将节气门通过进气量设为Qt,则利用下式(2)对ΔPm进行计算。

[0070] [式2]

$$[0071] \quad \Delta Pm = \frac{R Tm(t)}{Vm} (Qt - Qc(t)) \Delta T \quad \cdots (2)$$

[0072] 这里,如果将大气压设为P0、将根据节气门开度TV0(t)而计算出的节气门开口面积设为A(t),则利用下式(3)对上述式(2)中的节气门通过进气量Qt进行计算。

[0073] [式3]

$$[0074] \quad Qt = \frac{P0}{\sqrt{R Tm(t)}} Cv(t) A(t) \theta(t) \quad \cdots (3)$$

[0075] 另外,如果将比热比设为 k 、将适合值设为 $Const$,则上述式(3)中的 $\theta(t)$ 变为如下式(4)、(5)所示。

[0076] [式4]

$$[0077] \quad \text{当 } \frac{P_m(t)}{P_0} > Const \text{ 时 } \theta(t) = \sqrt{\left[\frac{2k}{k-1} \left\{ \left(\frac{P_m(t)}{P_0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_m(t)}{P_0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right\} \right]} \cdots (4)$$

[0078] [式5]

$$[0079] \quad \text{当 } \frac{P_m(t)}{P_0} \leq Const \text{ 时 } \theta(t) = 0.685 \cdots (5)$$

[0080] 在S109中,将对前次值 $P_m(i-1)$ 加上此次由S108计算出的 ΔP_m 所得的结果作为经过了时间 i 时的进气负压推定值 $P_m(i)$,并进入S106。

[0081] 在S110中,将与当前相比在规定时间 T_{act} 之后的进气负压推定值 $P_m(t+T_{act})$ 作为由S109计算出的最新的进气负压推定值 $P_m(i)$ 并进入S111。

[0082] 在S111中,根据由S110计算出的进气负压推定值 $P_m(t+T_{act})$,对与当前相比在规定时间 T_{act} 之后的预测进气量 $Q_c(t+T_{act})$ 进行计算。

[0083] 利用图13对上述的控制指令值计算单元(图7中的S6)进行计算。

[0084] S61为电动机响应预测单元,利用由电动机转角传感器32检测出的当前的实际压缩比 $\epsilon_r(t)$ 、以及由S2计算出的目标压缩比 $\epsilon(t)$,并利用通常的物理模型,对与当前相比在规定时间 T_{act} 之后的实际压缩比 $\epsilon_r(t+T_{act})$ 进行计算。

[0085] 在S62中,从由S5计算出的预测目标压缩比 $\epsilon(t+T_{act})$ 减去由S61计算出的实际压缩比 $\epsilon_r(t+T_{act})$ 并将其结果向S64输出。

[0086] 在S63中,利用由S3计算出的规定时间 T_{act} 对过渡时的压缩比变化量 $\Delta \epsilon$ 进行计算。例如,如果可变压缩比机构9能够使压缩比在压缩比14~8之间变化,则在实际压缩比为“14”的状态下,对压缩比在作为目标的目标压缩比阶梯性地向“8”切换时且在规定时间(T_{act})之后变化至何种程度进行计算,由此能够计算出压缩比变化量 $\Delta \epsilon$ 。

[0087] 具体而言,利用图14所示那样的压缩比响应线图计算压缩比变化量 $\Delta \epsilon$ 。图14表示在可变压缩比机构9中,在压缩比为“14”的状态下作为目标的目标压缩比阶梯性地向“8”切换时的压缩比的变化。从压缩比的目标值阶梯性地向“8”切换起的规定时间(T_{act})之后的压缩比为“ $S(T_{act})$ ”,从“14”减去该“ $S(T_{act})$ ”,由此计算出成为基准的可变压缩比机构的动作量即压缩比变化量 $\Delta \epsilon$ ($\Delta \epsilon = \text{最大压缩比} - S(T_{act})$)。

[0088] 在S64中,利用由S63计算出的压缩比变化量 $\Delta \epsilon$ 除来自S62的输出并将其结果向S65输出。

[0089] 在S65中,对由S2计算出的目标压缩比 $\epsilon(t)$ 加上来自S64的输出,并将其结果作为针对驱动可变压缩比机构9的电动机31的控制指令值(t)而输出。

[0090] 即,在控制指令值计算单元中,根据以当前的目标压缩比 $\epsilon(t)$ 控制可变压缩比机构9的情况下的规定时间 T_{act} 之后的实际压缩比 $\epsilon_r(t+T_{act})$ 、和规定时间 T_{act} 之后的预测目标压缩比 $\epsilon(t+T_{act})$ 的差值,计算针对电动机31的控制指令值(t)。

[0091] 此外,在进气阀侧动阀机构4中还能够采用可变动阀机构,该可变动阀机构能够对进气阀2的开闭时期进行变更。在该情况下,在计算预测填充效率 $ITAC(t+T_{act})$ 时,还需要进气阀2的开阀时期以及闭阀时期的信息,因此将进气阀2的开阀时期以及闭阀时期输入至

上述填充效率预测单元(图7中的S4)。

[0092] 另外,在上述实施例中,在计算预测进气量 $Q_c(t+T_{act})$ 、进气量 $Q_c(t)$ 时使用节气门开度 $TV_0(t)$,但还能够取代节气门开度 $TV_0(t)$ 而利用由集气部内压力传感器25检测出的检测值对预测进气量 $Q_c(t+T_{act})$ 、进气量 $Q_c(t)$ 进行计算。在该情况下,利用传感器直接检测进气负压,因此能够高精度地计算预测进气量 $Q_c(t+T_{act})$ 、进气量 $Q_c(t)$ 。因此,能够高精度地计算针对电动机31的控制指令值 (t) ,能够使实际的压缩比以更高的精度追随目标压缩比。

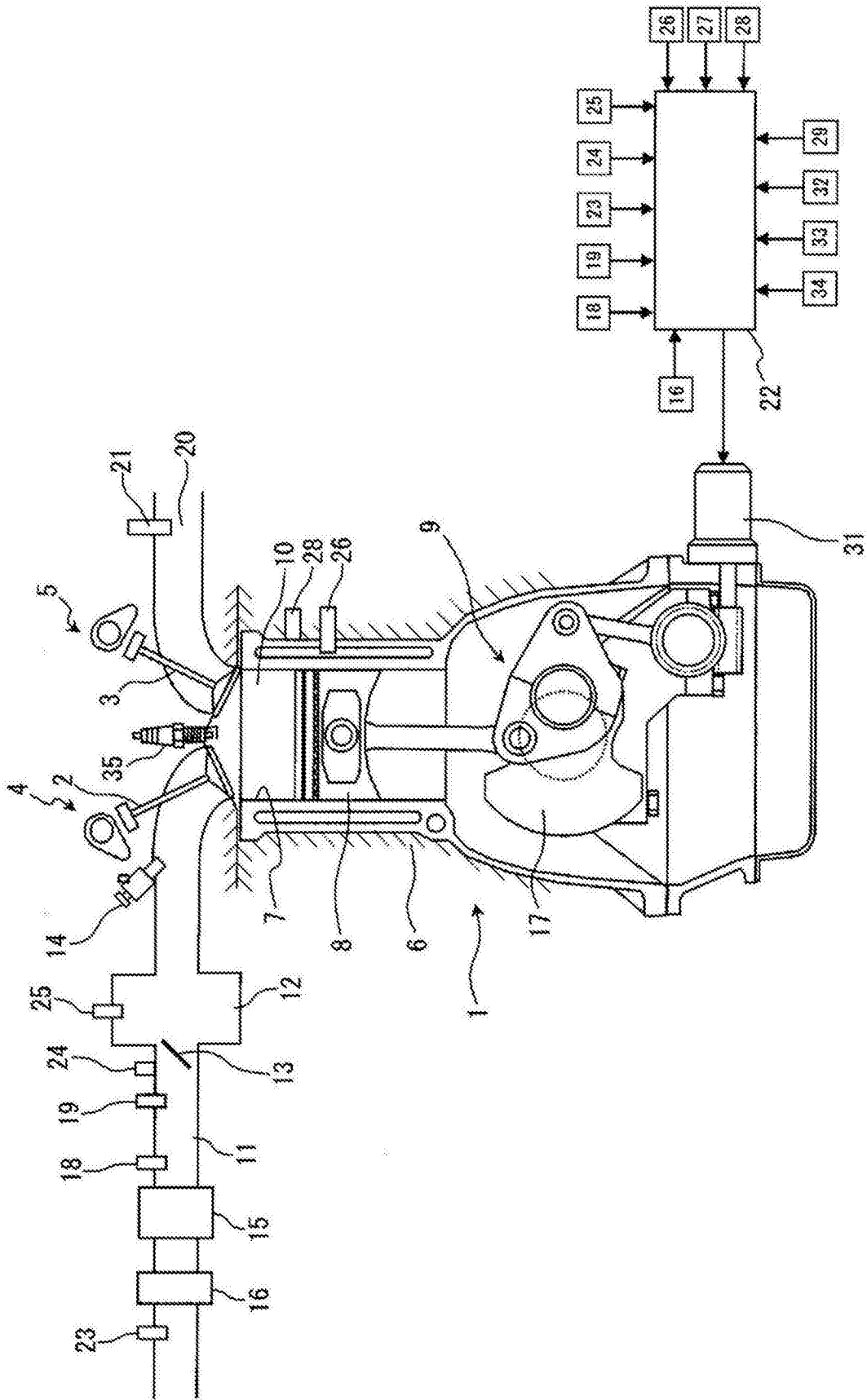


图1

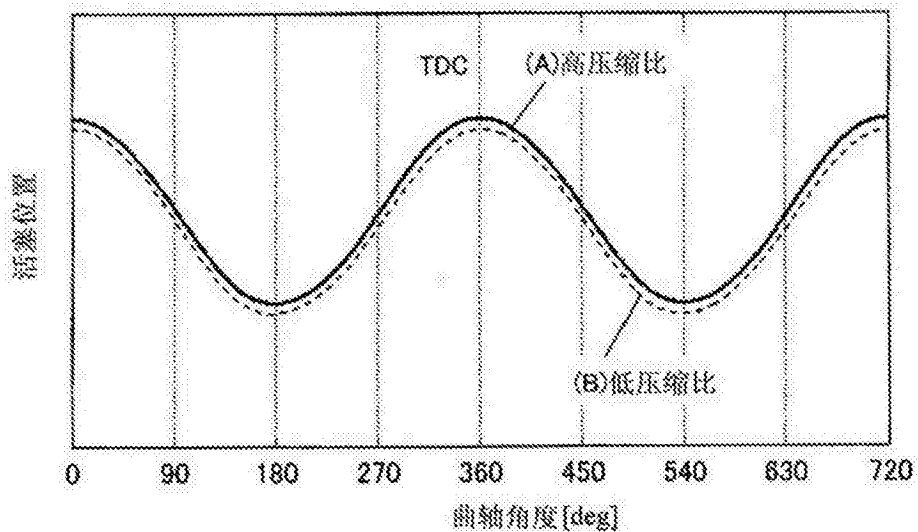


图4

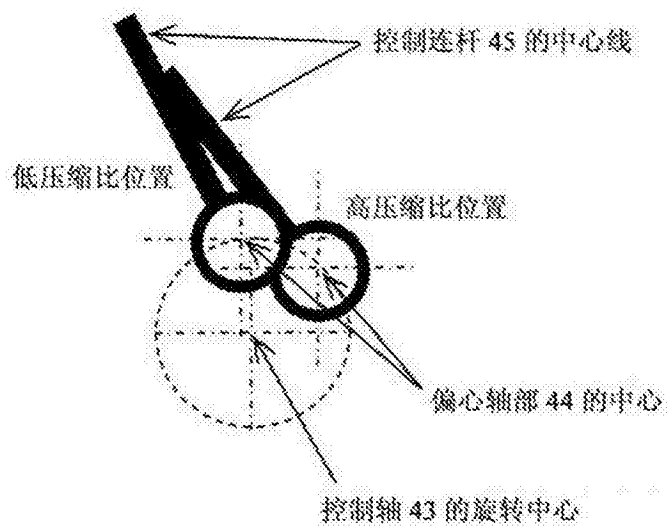


图5

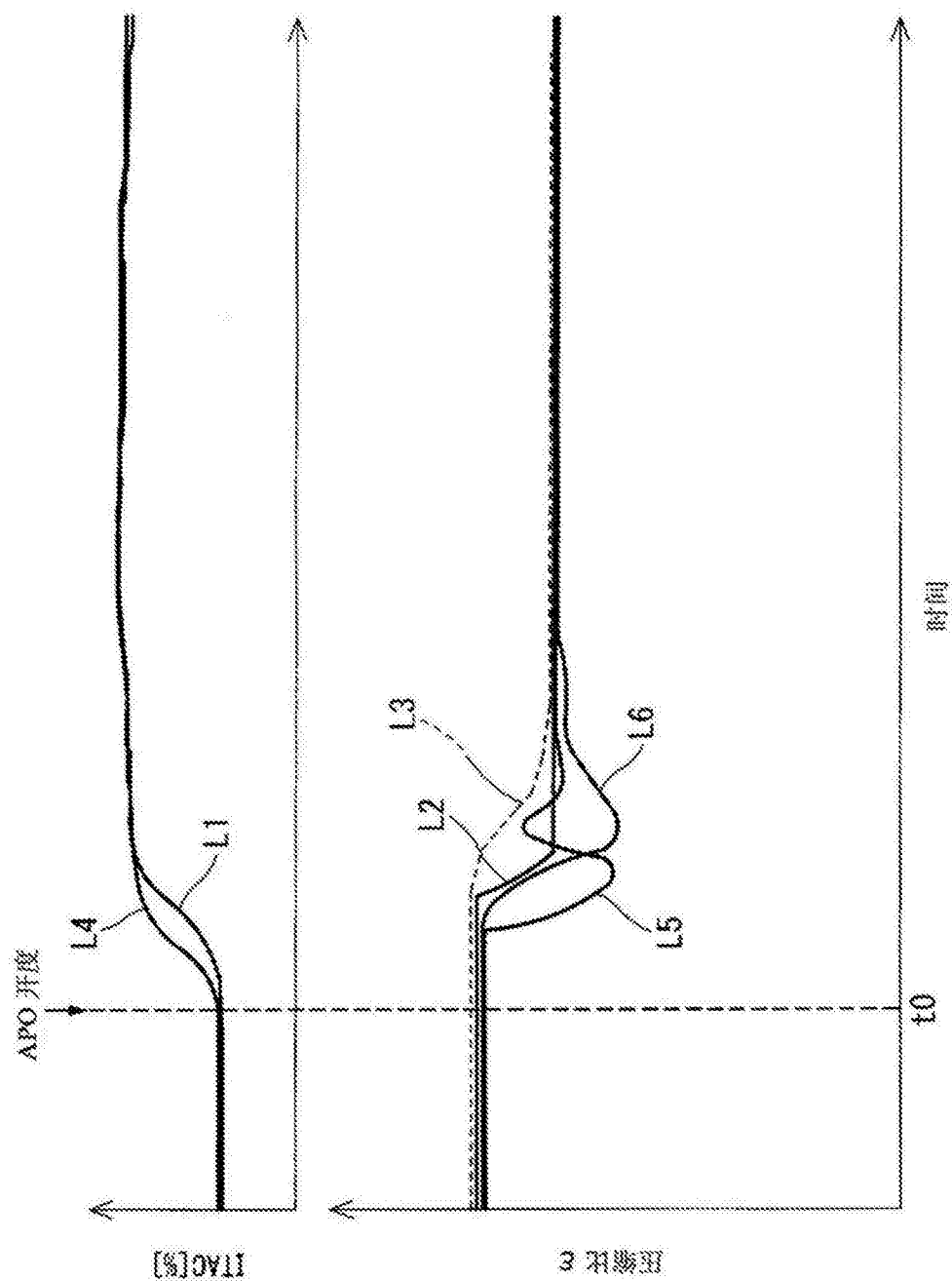


图6

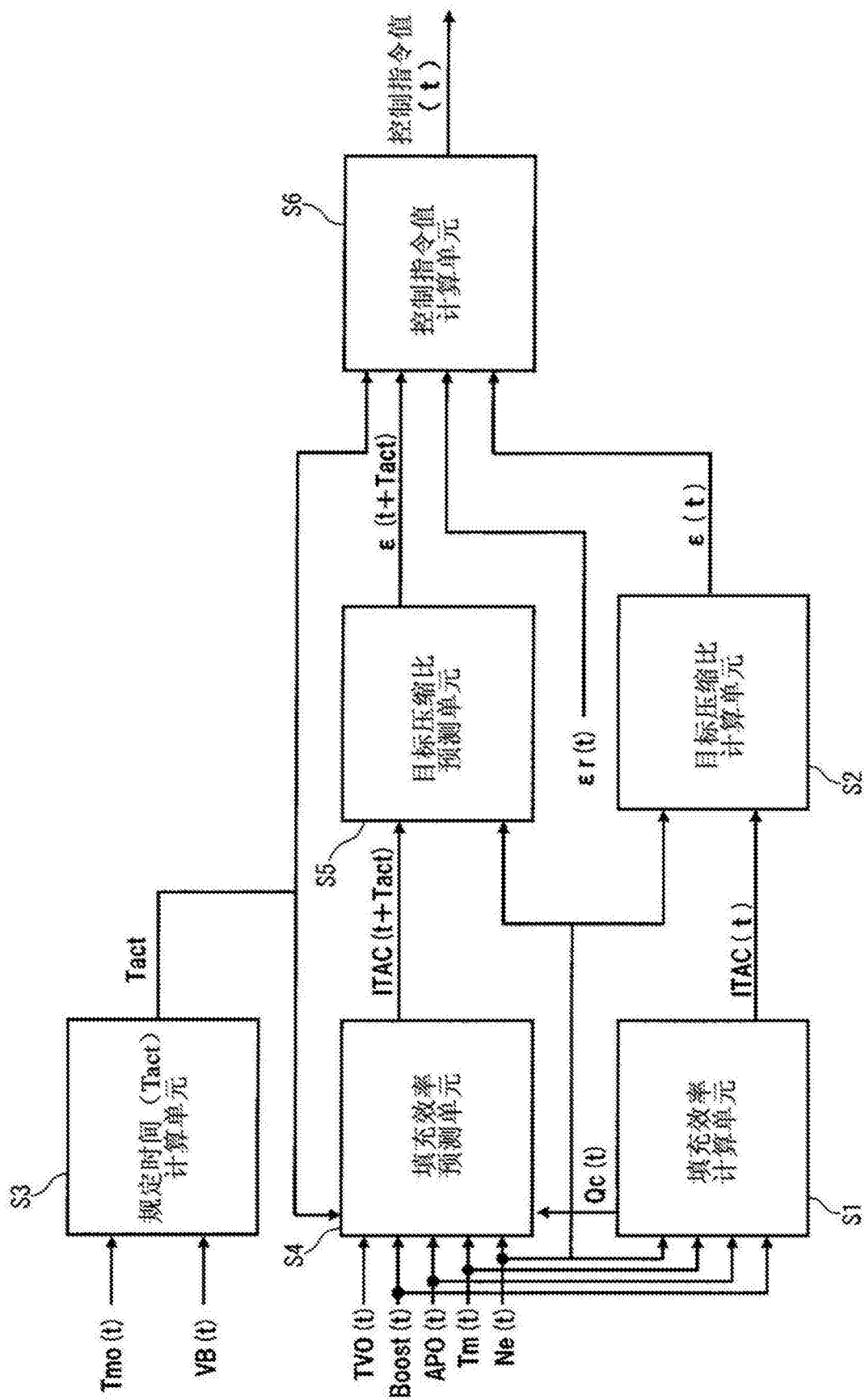


图7

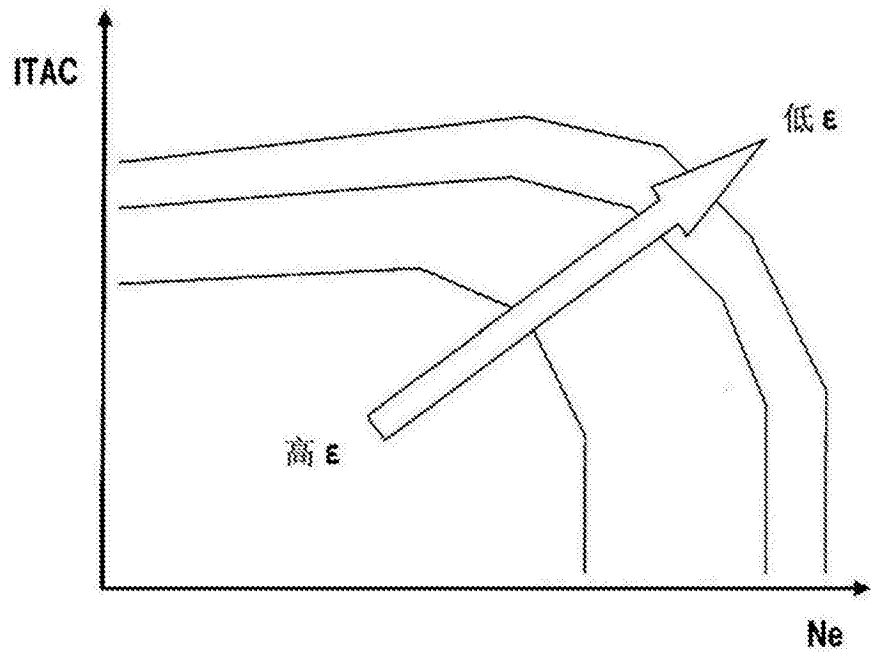


图8

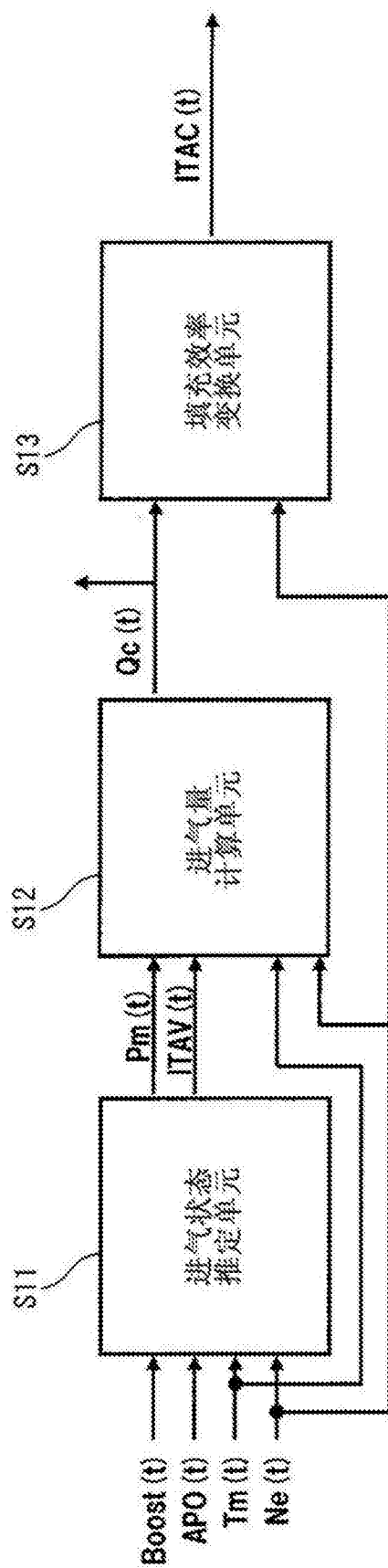


图9

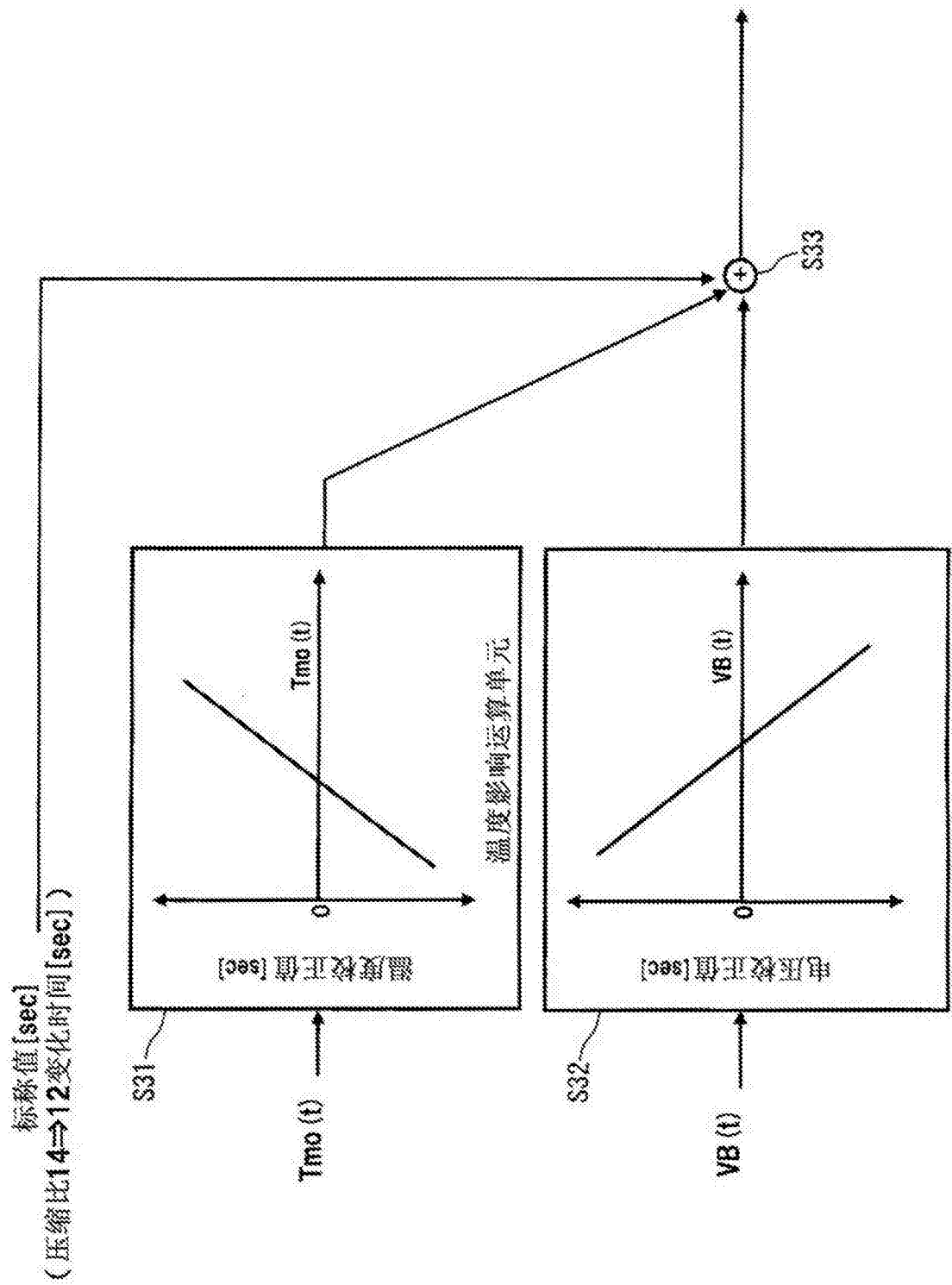


图10

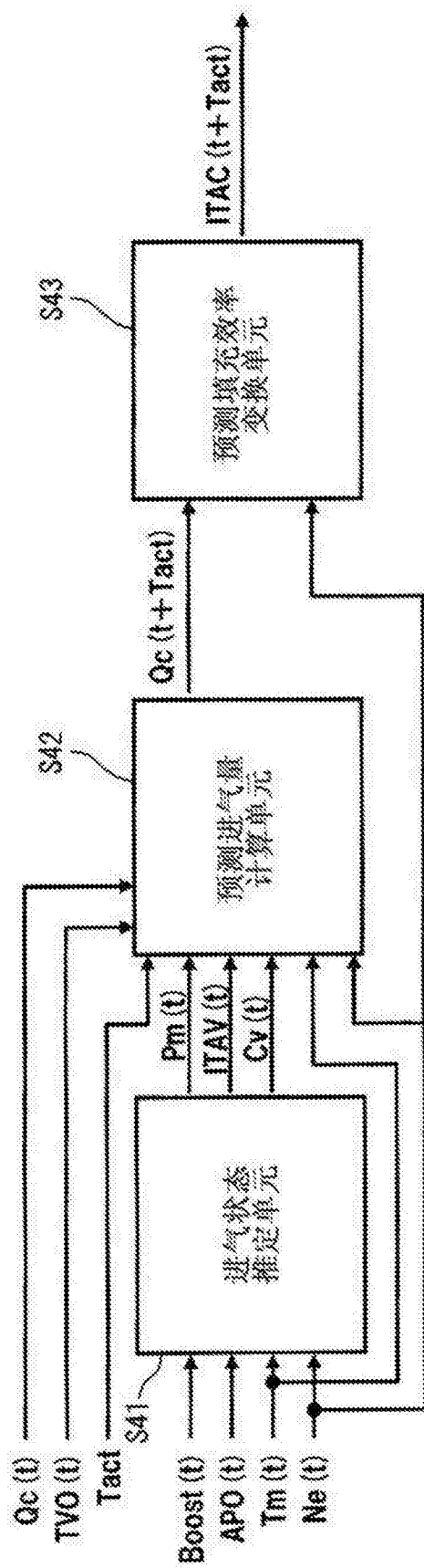


图11

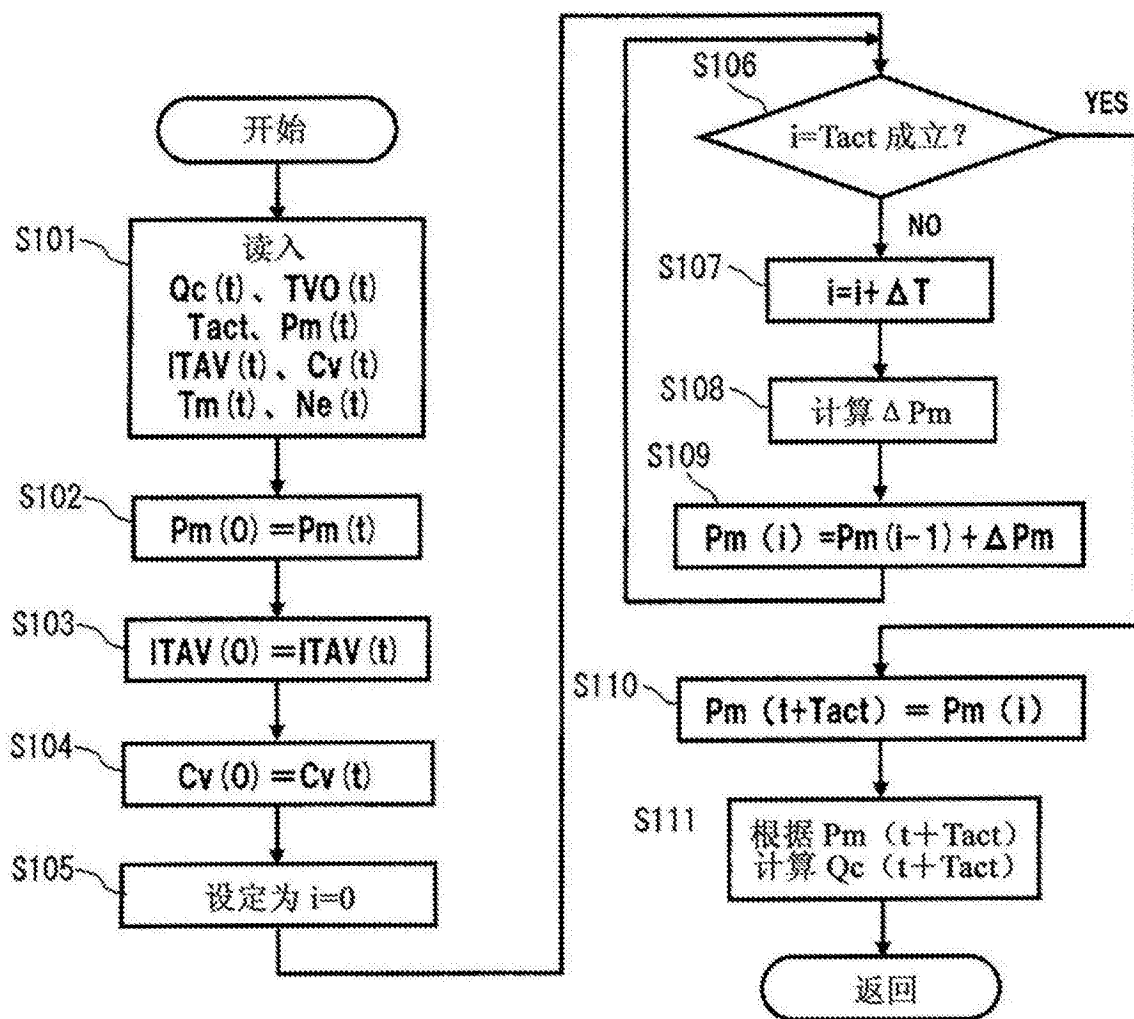


图12

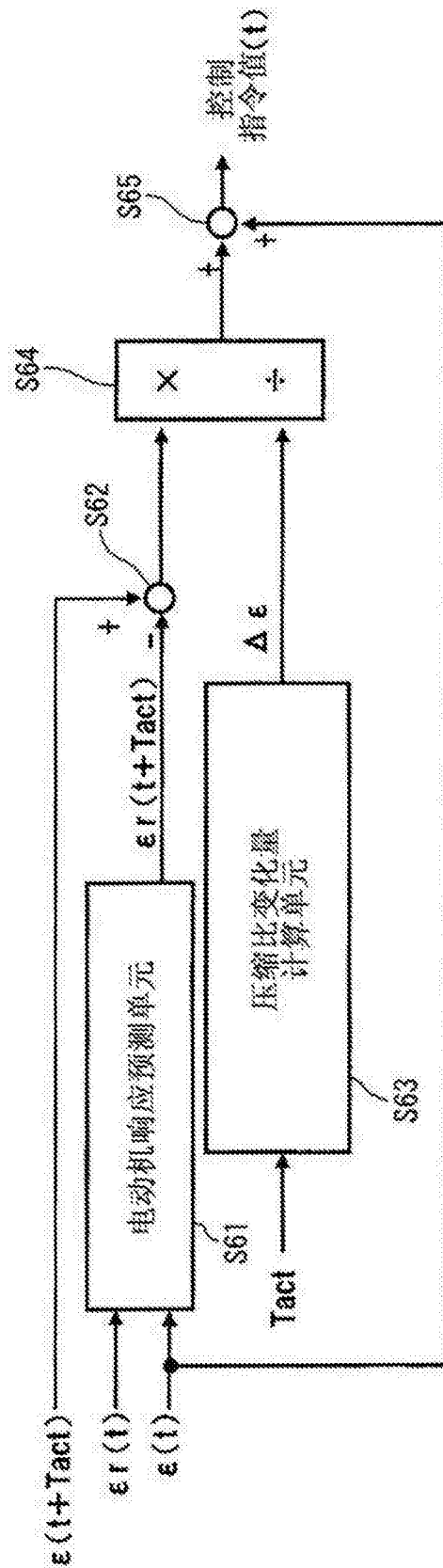


图13

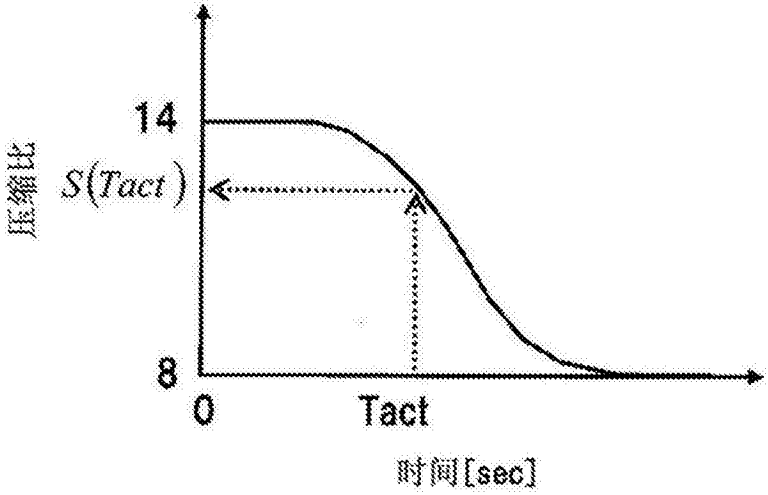


图14