



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 108779727 B

(45) 授权公告日 2021.12.10

(21) 申请号 201780018469.X

(22) 申请日 2017.11.10

(65) 同一申请的已公布的文献号  
申请公布号 CN 108779727 A

(43) 申请公布日 2018.11.09

(30) 优先权数据  
2016-226926 2016.11.22 JP

(85) PCT国际申请进入国家阶段日  
2018.09.19

(86) PCT国际申请的申请数据  
PCT/JP2017/040555 2017.11.10

(87) PCT国际申请的公布数据  
W02018/096948 JA 2018.05.31

(73) 专利权人 马自达汽车株式会社  
地址 日本广岛县

(72) 发明人 井上淳 末冈贤也 松本浩太  
漆原友则

(74) 专利代理机构 永新专利商标代理有限公司  
72002

代理人 高迪

(51) Int.Cl.

F02D 41/04 (2006.01)

(续)

(56) 对比文件

US 2002059914 A1, 2002.05.23

JP 2003049691 A, 2003.02.21

US 2002059914 A1, 2002.05.23

JP 2015086797 A, 2015.05.07

JP 2011064152 A, 2011.03.31

CN 105020010 A, 2015.11.04

US 7252069 B2, 2007.08.07

CN 102140967 A, 2011.08.03

US 7252069 B2, 2007.08.07

CN 102140967 A, 2011.08.03

CN 103782024 A, 2014.05.07

JP 2016169650 A, 2016.09.23

JP 2001342883 A, 2001.12.14

JP S5820925 A, 1983.02.07

US 2013276753 A1, 2013.10.24

US 2014331959 A1, 2014.11.13

CN 103782024 A, 2014.05.07

JP 2012246783 A, 2012.12.13

JP 2012241592 A, 2012.12.10

CN 102650242 A, 2012.08.29

CN 102465784 A, 2012.05.23

JP 2010090794 A, 2010.04.22

(续)

审查员 冯远征

权利要求书2页 说明书34页 附图17页

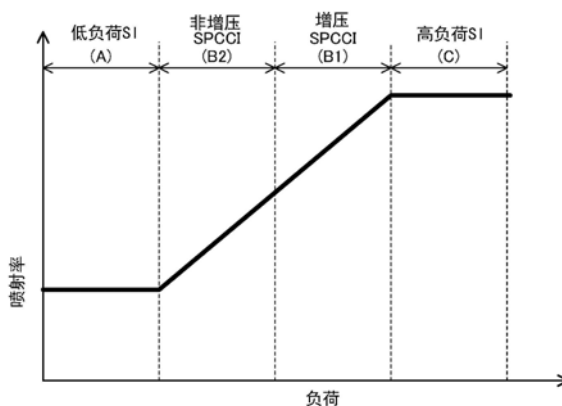
(54) 发明名称

压缩自点火式发动机的控制装置

(57) 摘要

提供利用点火控制压缩自点火的压缩自点火式发动机(1)的控制装置。具备喷油器(6)、火花塞(25)、以及控制器(10)。控制器(10)以分多次喷射燃料的方式控制喷油器(6),之后,在规定的点火定时对火花塞(25)输出控制信号以利用点火使未燃混合气通过自点火而燃烧。以与发动机的低负荷时相比,在高负荷时使在多次喷射中的较迟的时期喷射的燃料的量增多的方式进行控制。

CN 108779727 B



[转续页]

[接上页]

(51) Int.Cl.

*F02D 21/08* (2006.01)

*F02D 41/38* (2006.01)

*F02B 23/10* (2006.01)

(56) 对比文件

JP 2009108777 A, 2009.05.21

US 2005016496 A1, 2005.01.27

US 7168420 B1, 2007.01.30

1. 一种压缩自点火式发动机的控制装置, 将液体燃料作为燃料, 利用在燃烧室中的点火来控制压缩自点火, 具备:

喷油器, 安装于所述发动机, 且喷射向所述燃烧室中供给的燃料;

火花塞, 面向所述燃烧室中配设, 且对所述燃烧室中的混合气进行点火; 以及

控制器, 分别与所述喷油器及所述火花塞连接, 并且通过分别对所述喷油器及所述火花塞输出控制信号, 来使所述发动机运转,

所述控制器以分多次喷射燃料的方式控制所述喷油器, 之后, 在规定的点火定时对所述火花塞输出控制信号, 以利用点火使所述燃烧室中的未燃混合气通过自点火而燃烧,

所述控制器以如下方式进行控制, 与所述发动机的低负荷时相比, 在高负荷时使所述多次喷射中的在较迟的时期喷射的燃料的量增多,

所述控制器读取由指压传感器检测的所述燃烧室内的压力的变化, 基于所述燃烧室内的压力的变化, 修正分多次喷射的燃料各自的喷射量。

2. 一种压缩自点火式发动机的控制装置, 将液体燃料作为燃料, 利用在燃烧室中的点火来控制压缩自点火, 具备:

喷油器, 安装于所述发动机, 且喷射向所述燃烧室中供给的燃料;

火花塞, 面向所述燃烧室中配设, 且对所述燃烧室中的混合气进行点火; 以及

控制器, 分别与所述喷油器及所述火花塞连接, 并且通过分别对所述喷油器及所述火花塞输出控制信号, 来使所述发动机运转,

所述控制器以分多次喷射燃料的方式控制所述喷油器, 之后, 在规定的点火定时对所述火花塞输出控制信号, 以利用点火使所述燃烧室中的混合气通过火焰传播来燃烧, 并且使未燃混合气通过自点火而燃烧,

所述控制器通过调整热量比率来控制燃烧, 该热量比率是与混合气利用火焰传播燃烧时产生的热量相对于所述燃烧室中的混合气燃烧时产生的总热量的比例相关的指标,

所述控制器控制所述多次喷射中的在较迟的时期喷射的燃料的量, 从而根据所述发动机的运转状态来变更所述热量比率,

所述控制器读取由指压传感器检测的所述燃烧室内的压力的变化, 基于所述燃烧室内的压力的变化, 修正分多次喷射的燃料各自的喷射量。

3. 一种压缩自点火式发动机的控制装置, 利用在燃烧室中的点火来控制压缩自点火, 具备:

喷油器, 安装于所述发动机, 且喷射向所述燃烧室中供给的燃料;

活塞, 划分出所述燃烧室, 并且在朝向该燃烧室的天花板面的上表面形成有与所述喷油器对置的腔室;

火花塞, 面向所述燃烧室中配设, 且对所述燃烧室中的混合气进行点火; 以及

控制器, 分别与所述喷油器及所述火花塞连接, 并且通过分别对所述喷油器及所述火花塞输出控制信号, 来使所述发动机运转,

所述控制器对所述喷油器输出控制信号, 以进行从进气冲程至压缩冲程的前半为止的期间、以及从压缩冲程的后半至膨胀冲程的前半为止的期间的至少2次燃料喷射,

所述控制器在规定的点火定时对所述火花塞输出控制信号, 以在所述2次燃料喷射后, 利用点火使所述燃烧室中的未燃混合气通过自点火而燃烧,

所述控制器读取由指压传感器检测的所述燃烧室内的压力的变化,基于所述燃烧室内的压力的变化,修正所述至少2次燃料喷射各自的喷射量。

4.如权利要求1~3中任一项所述的压缩自点火式发动机的控制装置,  
作为与包含已燃气体的所述燃烧室中的总气体与燃料的质量比相关的指标的G/F被设定为18以上且50以下。

5.如权利要求4所述的压缩自点火式发动机的控制装置,  
所述混合气的空气过剩率 $\lambda$ 被设定为 $1.0 \pm 0.2$ 。

6.如权利要求1~3中任一项所述的压缩自点火式发动机的控制装置,  
所述发动机的几何学压缩比为13以上。

7.如权利要求1~3中任一项所述的压缩自点火式发动机的控制装置,  
所述点火的定时下的所述燃烧室中的状态满足以下条件的至少一个:  
温度为570K以上且800K以下;以及  
压力为400kPa以上且920kPa以下。

8.如权利要求4所述的压缩自点火式发动机的控制装置,  
所述点火的定时下的所述燃烧室中的状态满足涡流比为4以上。

## 压缩自点火式发动机的控制装置

### 技术领域

[0001] 本发明公开的技术涉及压缩自点火式发动机的控制装置。

### 背景技术

[0002] 在专利文献1中记载了在部分负荷区域中,燃烧室内的混合气通过压缩自点火燃烧的发动机。该发动机在部分负荷区域内的低负荷侧的运转区域中,通过在燃烧室内残留较热的已燃气体,来促进混合气的自点火。另外,该发动机在部分负荷区域内的高负荷侧的运转区域中,通过将冷却后的已燃气体导入燃烧室内从而难以引起压缩自点火,且在压缩上死点紧前,由火花塞进行点火。

[0003] 现有技术文献

[0004] 专利文献

[0005] 专利文献1:日本专利第4082292号公报

### 发明内容

[0006] 发明所要解决的课题

[0007] 关于压缩自点火方式下的燃烧,若对燃烧室中供给的燃料量增加,则点火时的压力变动增大,因此燃烧噪声增大,担心给乘坐者带来不快感。

[0008] 本发明公开的技术通过适当进行压缩自点火方式下的燃烧,来抑制燃烧噪声。

[0009] 解决课题所采用的技术手段

[0010] 本申请发明人们考虑了SI (Spark Ignition:火花点火) 燃烧与CI (Compression Ignition:压燃) 燃烧(或者自点火(Auto Ignition) 燃烧) 组合而成的燃烧方式。SI燃烧是通过对燃烧室中的混合气强制进行点火而开始的伴随火焰传播的燃烧。CI燃烧是通过燃烧室中的混合气压缩自点火而开始的燃烧。SI燃烧与CI燃烧组合而成的燃烧方式是:通过火花塞对燃烧室中的混合气强制点火,使混合气由于火焰传播而燃烧,并且由于SI燃烧的发热使燃烧室中的温度增高,从而未燃混合气通过自点火而燃烧的方式。通过调整SI燃烧的发热量,能够吸收压缩开始前的燃烧室中的温度的不均。根据压缩开始前的燃烧室中的温度,例如若利用点火定时的调整来调整SI燃烧的开始定时,则能够使未燃混合气在目标时期内自点火。由于SI燃烧对CI燃烧进行控制,因此以下将组合SI燃烧与CI燃烧组合而成的燃烧方式称作SPCCI (SPark Controlled Compression Ignition:火花点火控制压燃点火) 燃烧。

[0011] 根据本申请发明人们的研究得知,包括这样的SPCCI燃烧,为了适当进行压缩自点火方式下的燃烧,有效的是进行分段喷射,并调整该喷射量。

[0012] 具体而言,此文公开的技术涉及利用燃烧室中的点火,来控制压缩自点火的压缩自点火式发动机的控制装置。

[0013] 所述控制装置具备:喷油器,安装于所述发动机,且喷射向所述燃烧室中供给的燃料;火花塞,面向所述燃烧室中配设,且对所述燃烧室中的混合气进行点火;以及控制器,分

别与所述喷油器及所述火花塞连接,并且通过分别对所述喷油器及所述火花塞输出控制信号,来使所述发动机运转。

[0014] 并且,所述控制器以分多次喷射燃料的方式控制所述喷油器,之后,在规定的点火定时对所述火花塞输出控制信号,以利用点火使所述燃烧室中的未燃混合气通过自点火而燃烧,并且所述控制器以与所述发动机的低负荷时相比,在高负荷时使所述多次喷射中的在较迟的时期喷射的燃料的量增多的方式进行控制。

[0015] 此外,这里所说的“燃烧室”不限于在活塞达到压缩上死点时形成的空间。“燃烧室”的用语以广义使用。

[0016] 根据该构成,在出于后述的中负荷区域时等,进行压缩自点火方式下的燃烧。向燃烧室中喷射燃料的喷油器的喷射量、喷射定时由控制器控制。控制器以分多次喷射燃料的方式控制喷油器。喷射的燃料的总量根据发动机的负荷来设定,因此这里,该总量的燃料在规定的定时分多次喷射。此外,这里分开喷射的次数不限于后述的前段以及后段共2次,也可以是3次以上。

[0017] 进而,控制器以与低负荷时相比,在高负荷时使所述多次喷射中的在较迟的时期喷射的燃料的量增多的方式进行控制。即,燃料通过喷油器向燃烧室中的规定的方向喷出,但由于燃烧室如后述那样,由气缸头、气缸、以及在气缸内往返移动的活塞划分,因此燃烧室的状态动态变化。因此,根据喷射燃料的定时,燃烧所面向的燃烧室的区域也周期性地变化。

[0018] 在燃烧室中,根据其区域有可能温度产生不均。例如,在进行冷却的气缸的气缸套附近,温度容易降低,于此相对在不进行冷却的活塞的上表面附近,温度容易变高(高温区域)。在温度较高的高温区域附近,混合气也容易变为高温。

[0019] 因此,控制器在燃烧室的温度上升的发动机的高负荷时,增加在多次进行的燃料喷射中的较迟的时期喷射、且朝向高温区域的比例较大的燃料的量。据此,利用燃料的汽化潜热使高温区域的温度大幅降低,能够使温度相对较高的混合气的温度降低。其结果,能够抑制压缩自点火方式下的CI燃烧急剧变化,由于SI燃烧的比例相对变大,因此SI燃烧方式下的CI燃烧的控制性改善,能够抑制燃烧噪声。

[0020] 另外,所述控制装置也可以如以下那样构成。

[0021] 具体而言,具备:喷油器,安装于所述发动机,且喷射向所述燃烧室中供给的燃料;火花塞,面向所述燃烧室中配设,且对所述燃烧室中的混合气进行点火;以及控制器,分别与所述喷油器及所述火花塞连接,并且通过分别对所述喷油器及所述火花塞输出控制信号,来使所述发动机运转,所述控制器以分多次喷射燃料的方式控制所述喷油器,之后,在规定的点火定时对所述火花塞输出控制信号,以利用点火使所述燃烧室中的未燃混合气通过自点火而燃烧,所述控制器控制所述多次喷射中的在较迟的时期喷射的燃料的量,从而根据所述发动机的运转状态来变更热量比率,该热量比率是与混合气利用火焰传播燃烧时产生的热量相对于所述燃烧室中的混合气燃烧时产生的总热量的比例相关的指标。

[0022] 根据该构成,通过控制在多次喷射中的较迟的时期喷射的燃料的量,使热量比率根据发动机的运转状态而变更。这里“热量比率”定义为与混合气利用火焰传播燃烧时产生的热量相对于燃烧室中的混合气燃烧时产生的总热量的比例相关的指标(SI率)。

[0023] 燃料的喷射量的控制的响应性优异。因此,即使是极短时间也能够进行高精度的

控制,通过高精度地控制在较迟的时期喷射的燃料的量,从而能够根据发动机的运转状态适当变更SI率。其结果,由于SI燃烧方式下的CI燃烧的控制性改善,因此能够抑制燃烧噪声。

[0024] 另外,所述控制装置还可以如以下那样构成。

[0025] 具备:喷油器,安装于所述发动机,且喷射向所述燃烧室中供给的燃料;火花塞,面向所述燃烧室中配设,且对所述燃烧室中的混合气进行点火;以及控制器,分别与所述喷油器及所述火花塞连接,并且通过分别对所述喷油器及所述火花塞输出控制信号,来使所述发动机运转,所述控制器对所述喷油器输出控制信号,以进行从进气冲程至压缩冲程的前半为止的期间、以及从压缩冲程的后半至膨胀冲程的前半为止的期间的至少2次燃料喷射,所述控制器在规定的点火定时对所述火花塞输出控制信号,以在所述2次燃料喷射后,利用点火使所述燃烧室中的未燃混合气通过自点火而燃烧。

[0026] 根据该构成,进行从进气冲程至压缩冲程的前半为止的期间进行的燃料喷射(前段喷射)、以及从压缩冲程的后半至膨胀冲程的前半为止的期间进行的燃料喷射(后段喷射)的至少2次燃料喷射,之后,利用点火使未燃混合气通过自点火而燃烧。

[0027] 即,在前段喷射以及后段喷射这2个阶段喷射燃料,利用前段喷射使燃料在燃烧室中扩散,从而在燃烧前,在燃烧室中形成大致均匀的混合气。由于混合气大致均匀,因此能够实现未燃损耗的降低所带来的油耗的改善以及面烟雾的产生所带来的排放性能的改善。

[0028] 进而,由于在前段喷射中,朝向活塞的上表面中的腔室的外侧喷射燃料,因此混合气偏向温度较低的、燃烧室的周边部分地形成。另一方面,由于在后段喷射中,朝向腔室的内侧喷射燃料,因此混合气偏向温度较高的、燃烧室的中心部分地形成。由此,在燃烧室的中心部分与周边部分,在混合气形成温度差。若在混合气形成温度差,则燃烧开始的定时产生差异。其结果,与燃烧室的中心侧相比,周边侧的自点火方式下的燃烧产生延迟,能够使自点火方式下的燃烧作为整体缓慢地进行,因此能够降低燃烧噪声。

[0029] 作为关于包含已燃气体的所述燃烧室中的总气体、与燃料的质量比的指标的G/F也可以被设定为18以上且50以下。

[0030] 通过将G/F设定为18以上且50以下,能够适当地进行压缩自点火方式下的燃烧。

[0031] 所述混合气的空气过剩率 $\lambda$ 也可以被设定为 $1.0 \pm 0.2$ 。

[0032] 若将混合气的空气过剩率 $\lambda$ 设定为 $1.0 \pm 0.2$ ,则能够利用安装在发动机的排气通路的三元催化剂,净化废气。

[0033] 所述发动机的几何学压缩比也可以为13以上。

[0034] 由于SPCCI燃烧进行火花点火,因此也可以无需为了混合气的自点火而大幅度提高活塞达到压缩上死点的燃烧室内的温度。通过将几何学压缩比设定地较低,有利于发动机的冷却损耗的降低以及机械损耗的降低。

[0035] 所述点火的定时下的所述燃烧室中的状态也可以满足温度为570K以上且800K以下、以及压力为400kPa以上且920kPa以下中的至少一方。

[0036] 据此能够使SPCCI燃烧稳定化。

[0037] 所述点火的定时下的所述燃烧室中的状态也可以满足涡流比为4以上。

[0038] 通过增强燃烧室内的涡流,能够使混合气的G/F层级化。即使增大燃烧室整体的混合气的G/F,也能够稳定地进行SPCCI燃烧。

[0039] 发明效果

[0040] 根据所述的发动机的控制装置,使压缩自点火方式下的燃烧能够适当进行,能够抑制燃烧噪声。

### 附图说明

[0041] 图1是例示发动机的构成的图。

[0042] 图2是例示燃烧室的构成的图,上图相当于燃烧室的俯视图,下部为II-II剖视图。

[0043] 图3是例示燃烧室以及进气系统的构成的俯视图。

[0044] 图4是例示发动机的控制装置的构成的框图。

[0045] 图5是例示用于涡流比测定的试验台试验装置的图。

[0046] 图6是例示次级通路的开口比率与涡流比的关系的图。

[0047] 图7的上图是例示发动机的运转区域映射的图,下图是表示与上图不同的运转区域映射的图。

[0048] 图8的上图是概念性表示组合SI燃烧与CI燃烧而成的SPCCI燃烧的热效率的变化的图,中图是用于说明SPCCI燃烧中的SI率的定义的图,下图是用于说明SPCCI燃烧中的SI率的其他定义的图。

[0049] 图9是说明相对于发动机的负荷的高低的SI率的变化、燃烧室中的状态量的变化、进气阀以及排气阀的重叠期间的变化、以及燃料的喷射定时以及点火的定时的变化的图。

[0050] 图10的上图是例示在非增压SPCCI燃烧中,燃烧波形相对于发动机的负荷增大而变化的图,图10的下图是例示在增压SPCCI燃烧中,燃烧波形相对于发动机的负荷增大而变化的图。

[0051] 图11是表示ECU执行的发动机的控制的顺序的流程图。

[0052] 图12是说明SI率的调整的控制概念的图。

[0053] 图13的上图是表示混合气的G/F、与用于实现所希望的紊流燃烧速度的必要紊流能量的关系的图,中图是表示实现上图所示的必要紊流能量的燃烧室中的温度、与混合气G/F的关系的图,下图是表示实现上图所示的必要紊流能量的燃烧室中的压力、与混合气G/F的关系的图。

[0054] 图14是例示在SPCCI燃烧中,自点火定时相对于点火定时的变化的变化比率的平面上的等高线图,其中将纵轴设为混合气的EGR率,将横轴设为混合气的A/F。

[0055] 图15是说明用于求取在燃烧室中、在混合气的G/F层级化的状态下,使SPCCI燃烧成立所需的SI部的外部EGR率、与燃烧室整体的总EGR率的关系的研究方法的图。

[0056] 图16是例示在燃烧室中、在混合气的G/F层级化的状态下,使SPCCI燃烧成立所需的SI部的G/F、与燃烧室整体的G/F的关系的图。

[0057] 图17是例示在图7的下图所示的运转区域映射图中,各运转状态中的燃料喷射时期、点火时期、以及燃烧波形的图。

[0058] 图18是表示针对发动机的负荷的高低的燃料的喷射定时的图。

[0059] 图19是表示针对发动机的负荷的高低的燃料的喷射率的图。

## 具体实施方式

[0060] 以下,基于附图详细说明发动机的控制装置的实施方式。以下的说明为发动机的控制装置的一例。图1是例示发动机的构成的图。图2是例示燃烧室的构成的剖视图,图2的上图相当于燃烧室的俯视图,下部是II-II剖视图。图3是例示燃烧室以及进气系统的构成的图。此外,图1中的进气侧是纸面左侧,排气侧是纸面右侧。图2及图3中的进气侧是纸面右侧,排气侧是纸面左侧。图4是例示发动机的控制装置的构成的框图。

[0061] 发动机1是通过燃烧室17反复进气冲程、压缩冲程、膨胀冲程以及排气冲程而运转的4冲程发动机。发动机1搭载于四轮汽车。汽车通过发动机1运转而行驶。发动机1的燃料在该构成例中为汽油。燃料也可以是包含生物乙醇等的汽油。发动机1的燃料只要是至少包含汽油的液体燃料,则可以是任意燃料。

[0062] (发动机的结构)

[0063] 发动机1具备气缸体12和载置在该气缸体12上的气缸头13。在气缸体12的内部形成有多个气缸11。在图1以及图2中,仅示出一个气缸11。发动机1为多气缸发动机。

[0064] 活塞3滑动自如地内插于各气缸11内。活塞3经由连杆14连结于曲轴15。活塞3与气缸11以及气缸头13一同划分出燃烧室17。此外,“燃烧室”并不限定于活塞3达到压缩上死点时形成的空间的意思。“燃烧室”这一词语有时以广义使用。换句话说,“燃烧室”有时与活塞3的位置无关地意指由活塞3、气缸11以及气缸头13形成的空间。

[0065] 如图2所示,气缸头13的下表面、换句话说燃烧室17的天花板面由倾斜面1311、倾斜面1312构成。倾斜面1311成为从进气侧朝向后述的喷油器6的喷射轴心X2而上升的斜面。倾斜面1312成为从排气侧朝向喷射轴心X2而上升的斜面。燃烧室17的天花板面为所谓的屋脊形状。

[0066] 活塞3的上表面朝向燃烧室17的天花板面而隆起。在活塞3的上表面形成有腔室31。腔室31从活塞3的上表面凹陷。腔室31具有浅盘形状。腔室31在活塞3位于压缩上死点附近时,面向后述的喷油器6。

[0067] 腔室31的中心相对于气缸11的中心轴X1向排气侧偏离。腔室31的中心与喷油器6的喷射轴心X2一致。腔室31具有凸部311。凸部311设置于喷油器6的喷射轴心X2上。凸部311为大致圆锥状。凸部311从腔室31的底部朝向气缸11的天花板面向上延伸。

[0068] 另外,腔室31具有设置在凸部311的周围的凹陷部312。凹陷部312以包围凸部311的整周的方式设置。腔室31具有相对于喷射轴心X2而对称的形状。

[0069] 凹陷部312的周侧面从腔室31的底面朝向腔室31的开口而相对于喷射轴心X2倾斜。凹陷部312中的腔室31的内径从腔室31的底部朝向腔室31的开口逐渐扩大。

[0070] 此外,燃烧室17的形状不限于图2例示的形状。例如腔室31的形状、活塞3的上表面的形状、以及燃烧室17的天花板面的形状等能够适当地进行变更。

[0071] 发动机1的几何学压缩比设定为13以上且30以下。如后述那样,发动机1在一部分的运转区域中,进行SI燃烧与CI燃烧组合而成的SPCCI燃烧。SPCCI燃烧利用SI燃烧方式下的发热与压力上升,控制CI燃烧。该发动机1无需为了混合气的自点火而提高活塞3达到压缩上死点时的燃烧室17的温度(换句话说,压缩端温度)。换句话说,发动机1虽然进行CI燃烧,但能够将其几何学压缩比设定得较低。通过降低几何学压缩比,有利于冷却损耗的降低以及机械损耗的降低。发动机1的几何学压缩比作为一例,在标准规格(燃料的辛烷值价为

91程度)中可以设为14~17,在高辛烷值的规格(燃料的辛烷值价为96程度)中可以设为15~18。

[0072] 在气缸头13按每个气缸11形成有进气口18。如图3所示,进气口18具有第1进气口181以及第2进气口182这两个进气口。第1进气口181以及第2进气口182排列在曲轴15的轴向上,换句话说发动机1的前-后方向上。进气口18与燃烧室17连通。虽省略了详细的图示,但进气口18为所谓的滚流口(tumble port)。换句话说,进气口18具有在燃烧室17中形成滚流那样的形状。

[0073] 在进气口18配设有进气阀21。进气阀21对燃烧室17与进气口18之间进行开闭。进气阀21利用动阀机构在规定的定时进行开闭。动阀机构可采用将阀定时以及/或者阀升程设为可变的可变动阀机构。在该构成例中,如图4所示,可变动阀机构具有进气电动S-VT(Sequential-Valve Timing:可变气阀正时)23。进气电动S-VT23构成为使进气凸轮轴的旋转相位在规定的角度范围内连续地变更。由此,进气阀21的开阀时期以及闭阀时期连续地变化。此外,进气动阀机构也可以具有油压式的S-VT来代替电动S-VT。

[0074] 另外在气缸头13按每个气缸11形成有排气口19。如图3所示,排气口19也具有第1排气口191以及第2排气口192这两个排气口。第1排气口191以及第2排气口192排列在发动机1的前-后方向上。排气口19与燃烧室17连通。

[0075] 在排气口19配设有排气阀22。排气阀22对燃烧室17与排气口19之间进行开闭。排气阀22利用动阀机构在规定的定时进行开闭。该动阀机构采用将阀定时以及/或者阀升程设为可变的可变动阀机构即可。在该构成例中,如图4所示,可变动阀机构具有排气电动S-VT24。排气电动S-VT24构成为使排气凸轮轴的旋转相位在规定的角度范围内连续地变更。由此,排气阀22的开阀时期以及闭阀时期连续地变化。此外,排气动阀机构也可以具有油压式的S-VT来代替电动S-VT。

[0076] 后述详细内容,该发动机1利用进气电动S-VT23以及排气电动S-VT24,来调整进气阀21的开阀时期与排气阀22的闭阀时期的重叠期间的长度。由此,将燃烧室17中的残留气体扫清。另外,通过调整重叠期间的长度,使内部EGR(Exhaust Gas Recirculation:废气再循环)气体导入燃烧室17中,或者封入燃烧室17中。在该构成例中,进气电动S-VT23以及排气电动S-VT24构成作为状态量设定器件之一的内部EGR系统。此外,内部EGR系统不限于由S-VT构成。

[0077] 在气缸头13按每个气缸11安装有喷油器6。喷油器6构成为向燃烧室17中直接喷射燃料。喷油器6配设于进气侧的倾斜面1311与排气侧的倾斜面1312交叉的屋脊的谷部。如图2所示,喷油器6的喷射轴心X2与气缸11的中心轴X1相比配设于排气侧。喷油器6的喷射轴心X2与中心轴X1平行。如上所述,喷油器6的喷射轴心X2与腔室31的凸部311的位置一致。喷油器6与腔室31对置。此外,喷油器6的喷射轴心X2也可以与气缸11的中心轴X1一致。在该情况下,也优选喷油器6的喷射轴心X2与腔室31的凸部311的位置一致。

[0078] 虽省略了详细的图示,但喷油器6由具有多个喷孔的多喷孔型的燃料喷射阀构成。如图2中双点划线所示那样,喷油器6以燃料喷雾从燃烧室17的中央呈放射状扩散的方式喷射燃料。喷油器6在本构成例中具有10个喷孔,喷孔在周向上以等角度配置。如图2的上图所示,喷孔的轴相对于后述的火花塞25,位置在周向上偏离。换句话说,火花塞25夹在相邻的两个喷孔的轴之间。由此,从喷油器6喷射的燃料的喷雾与火花塞25直接接触,避免沾湿电

极。

[0079] 如后述那样,喷油器6有时在活塞3位于压缩上死点附近的定时喷射燃料。在该情况下,若喷油器6喷射燃料,则燃料喷雾与新气混合且沿腔室31的凸部311向下流动,并且沿凹陷部312的底面以及周侧面从燃烧室17的中央向径向的外侧呈放射状扩散流动。之后,混合气到达腔室31的开口,沿进气侧的倾斜面1311以及排气侧的倾斜面1312,从径向的外侧朝向燃烧室17的中央流动。

[0080] 此外,喷油器6不限于多喷孔型的喷油器。喷油器6也可以采用外开阀型(outward lifling valve)的喷油器。

[0081] 喷油器6与燃料供给系统61连接。燃料供给系统61具备构成为贮存燃料的燃料箱63、以及将燃料箱63与喷油器6相互连结的燃料供给路62。在燃料供给路62夹设有燃料泵65与共轨64。燃料泵65向共轨64加压输送燃料。燃料泵65在该构成例中是由曲轴15驱动的柱塞式的泵。共轨64构成为将从燃料泵65加压输送来的燃料以高燃料压力蓄积。若喷油器6开阀,则在共轨64蓄积的燃料从喷油器6的喷孔向燃烧室17中喷射。燃料供给系统61构成为能够将30MPa以上的高压力的燃料供给喷油器6。燃料供给系统61的最高燃料压力例如可以设为120MPa左右。对喷油器6供给的燃料的压力也可以根据发动机1的运转状态而变更。此外,燃料供给系统61的构成不限于上述构成。

[0082] 在气缸头13按每个气缸11安装有火花塞25。火花塞25对燃烧室17中的混合气强制进行点火。火花塞25在该构成例中与气缸11的中心轴X1相比配设于进气侧。火花塞25位于2个进气口18之间。火花塞25从上方朝向下方向接近燃烧室17的中央的方向倾斜,并安装于气缸头13。如图2所示,火花塞25的电极面向燃烧室17中且位于燃烧室17的天花板面的附近。此外,火花塞25的配设位置不限于图2的构成例。火花塞25也可以与气缸11的中心轴X1相比配设于排气侧。另外,也可以将火花塞25配设在气缸11的中心轴X1上,且将喷油器6配设于与中心轴X1相比靠进气侧或者排气侧。

[0083] 在发动机1的一侧面连接有进气通路40。进气通路40与各气缸11的进气口18连通。进气通路40是供向燃烧室17导入的气体流动的通路。在进气通路40的上游端部配设有过滤新气的空气净化器41。在进气通路40的下游端附近配设有稳压箱42。虽省略了详细的图示,与稳压箱42相比靠下游的进气通路40构成按每个气缸11分支的独立通路。独立通路的下游端与各气缸11的进气口18连接。

[0084] 在进气通路40中的空气净化器41与稳压箱42之间配设有节流阀43。节流阀43构成为通过调整阀的开度来调整向燃烧室17中的新气的导入量。节流阀43构成状态量设定器件之一。

[0085] 另外在进气通路40且节流阀43的下游配设有增压机44。增压机44构成为将导入燃烧室17的气体增压。在该构成例中,增压机44是由发动机1驱动的机械式的增压机。机械式的增压机44也可以采用例如双螺旋(lysholm、利肖姆)式。机械式的增压机44可以是任意构成。机械式的增压机44也可以是罗茨式、叶片式、或者离心式。此外,增压机既可以采用电动式的增压机,也可以采用由排气能量驱动的涡轮增压机。

[0086] 在增压机44与发动机1之间夹设有电磁离合器45。电磁离合器45在增压机44与发动机1之间从发动机1向增压机44传递驱动力,或切断驱动力的传递。如后述那样,ECU10通过切换电磁离合器45的切断以及连接,使增压机44切换开启与关闭。换句话说,该发动机1

构成为能够对增压机44将导入燃烧室17的气体增压、以及增压机44不将导入燃烧室17的气体增压进行切换。

[0087] 在进气通路40中的增压机44的下游配设有中间冷却器46。中间冷却器46构成为将在增压机44中压缩后的气体冷却。中间冷却器46可以构成为例如水冷式。

[0088] 在进气通路40连接有旁通通路47。旁通通路47以绕开增压机44以及中间冷却器46的方式将进气通路40中的增压机44的上游部与中间冷却器46的下游部相互连接。更具体而言，旁通通路47与稳压箱42连接。在旁通通路47配设有空气旁通阀48。空气旁通阀48调整在旁通通路47中流动的气体的流量。

[0089] 在关闭增压机44时(换句话说,在切断电磁离合器45时),将空气旁通阀48设为全开。由此,在进气通路40中流动的气体绕开增压机44向发动机1的燃烧室17导入。发动机1以非增压、换句话说自然进气的状态运转。

[0090] 在开启增压机44时(换句话说,连接了电磁离合器45时),穿过增压机44的气体的一部分穿过旁通通路47向增压机的上游回流。通过调整空气旁通阀48的开度,能够调整回流量,因此能够调整向燃烧室17导入的气体的增压压力。此外,可以定义为,增压时是指稳压箱42内的压力超过大气压时,非增压时是指稳压箱42内的压力为大气压以下时。

[0091] 在该构成例中,由增压机44、旁通通路47、空气旁通阀48构成增压系统49。空气旁通阀48构成状态量设定器件之一。

[0092] 发动机1具有使燃烧室17内产生涡流的涡流产生部。如图3所示,涡流产生部是安装于进气通路40的涡流控制阀56。涡流控制阀56配设于与第1进气口181相连的主通路401、以及与第2进气口182相连的次级通路402中的次级通路402。涡流控制阀56是能够缩窄次级通路的剖面的开度调整阀。若涡流控制阀56的开度较小,则在发动机1的前后方向上排列的第1进气口181以及第2进气口182之中,从第1进气口181向燃烧室17流入的进气流量相对增加且从第2进气口182向燃烧室17流入的进气流量相对减少,因此燃烧室17内的涡流增强。若涡流控制阀56的开度较大,则从第1进气口181以及第2进气口182分别向燃烧室17流入的进气流量大致均等,因此燃烧室17内的涡流减弱。若涡流控制阀56设为全开,则不产生涡流。此外,如空心的箭头所示那样,涡流按图3中逆时针方向回旋(也参照图2的空心的箭头)。

[0093] 此外,涡流产生部也可以代替在进气通路40安装涡流控制阀56、或者除了安装涡流控制阀56外还采用能够错开两个进气阀21的开阀期间,仅从一方进气阀21向燃烧室17中导入进气的构成。通过两个进气阀21中的仅一方进气阀21开阀,从而使进气不均等地导入燃烧室17中,因此能够使燃烧室17中产生涡流。并且,涡流产生部也可以通过设计进气口18的形状来使燃烧室17中产生涡流的构成。

[0094] 这里,对燃烧室17内的涡流的强度进行定义。在本构成例中,用“涡流比”表示燃烧室17内的涡流的强度。“涡流比”能够通过按每次阀升程测定进气流横向角速度并积分而得的值除以发动机角速度而得的值来定义。进气流横向角速度能够基于使用了图5所示的试验台试验装置的测定来求取。即,该图所示的装置按下述方式构成,将气缸头13上下反转地设置于基台,将进气口18连接于图外的进气供给装置,另一方面,在该气缸头13上设置气缸36,在其上端连接具有蜂窝状转子37的脉冲积算器38。脉冲积算器38的下表面定位在距离气缸头13与气缸体的贴合面 $1.75D$ (此外, $D$ 为气缸腔直径)的位置。能够利用脉冲积算器38

计测由于与进气供给对应地在气缸36内产生的涡流(参照图5的箭头)而作用于蜂窝状转子37的转矩,并基于此求取进气流横向角速度。

[0095] 图6示出该发动机1中的涡流控制阀56的开度与涡流比的关系。图6利用相对于次级通路402的全开剖面的开口比率来表示涡流控制阀56的开度。在涡流控制阀56全闭时,次级通路402的开口比率为0%,若涡流控制阀56的开度增大,则次级通路402的开口比率变得大于0%。在涡流控制阀56全开时,次级通路402的开口比率为100%。如图6例示那样,若该发动机1将涡流控制阀56设为全闭,则涡流比为6左右。若设涡流比为4以上,则涡流控制阀56的开度在开口比率为0~15%的范围内调整即可。

[0096] 在发动机1的另一侧面连接有排气通路50。排气通路50与各气缸11的排气口19连通。排气通路50是供从燃烧室17排出的废气流动的通路。虽省略了详细的图示,排气通路50的上游部分构成按每个气缸11分支的独立通路。独立通路的上游端与各气缸11的排气口19连接。

[0097] 在排气通路50配设有具有一个以上的催化转换器的废气净化系统。废气净化系统在本构成例中具有两个催化转换器。上游的催化转换器配设于发动机室内。上游的催化转换器具有三元催化剂511、以及GPF(Gasoline Particulate Filter:汽油颗粒过滤器)512。下游的催化转换器配设于发动机室外。下游的催化转换器具有三元催化剂513。此外,废气净化系统不限于图例的构成。例如,也可以省略GPF。另外,催化转换器不限于具有三元催化剂。并且,三元催化剂以及GPF的排列顺序也可以适当地变更。

[0098] 在进气通路40与排气通路50之间连接有构成外部EGR系统的EGR通路52。EGR通路52是用于使已燃气体的一部分再循环到进气通路40的通路。EGR通路52的上游端连接于排气通路50中的上游的催化转换器与下游的催化转换器之间。EGR通路52的下游端连接于进气通路40中的增压机44的上游。更具体而言,EGR通路52的下游端连接于旁通通路47的中途。在EGR通路52中流动的EGR气体不穿过旁通通路47的空气旁通阀48而是进入进气通路40中的增压机44的上游。

[0099] 在EGR通路52配设有水冷式的EGR冷却器53。EGR冷却器53构成为将已燃气体冷却。另外在EGR通路52配设有EGR阀54。EGR阀54构成为调整在EGR通路52中流动的已燃气体的流量。通过调整EGR阀54的开度,能够调整已冷却的已燃气体、换句话说外部EGR气体的再循环量。

[0100] 在该构成例中,EGR系统55由包括EGR通路52以及EGR阀54而构成的外部EGR系统、以及包括上述的进气电动S-VT23以及排气电动S-VT24而构成的内部EGR系统构成。另外EGR阀54构成状态量设定器件之一。外部EGR系统的EGR通路52连接于与催化转换器相比靠下游的位置,且具有EGR冷却器53,因此能够将比内部EGR系统温度低的已燃气体供给燃烧室17。

[0101] 发动机的控制装置具备用于使发动机1运转的ECU(Engine Control Unit)10。ECU10是以周知的微型计算机为基础的控制装置。ECU10具备执行程序的中央处理器(Central Processing Unit:CPU)101、例如由RAM(Random Access Memory)、ROM(Read Only Memory)构成且储存程序以及数据的存储器102、以及进行电信号的输入输出的输入输出总线103。ECU10为控制器的一例。

[0102] 如图1及图4所示,ECU10与各种传感器SW1~SW16连接。传感器SW1~SW16向ECU10输出检测信号。传感器中包含以下的传感器。

[0103] 即,配置于进气通路40中的空气净化器41的下游且检测在进气通路40中流动的新气的流量的气流传感器SW1以及检测新气的温度的第1进气温度传感器SW2;配置于比进气通路40中的EGR通路52的连接位置靠下游且增压机44的上游,并且检测流入增压机44的气体的压力的第1压力传感器SW3;配置于进气通路40中的增压机44的下游且与旁通通路47的连接位置相比靠上游,并且检测从增压机44流出的气体的温度的第2进气温度传感器SW4;安装于稳压箱42且检测增压机44的下游的气体的压力的第2压力传感器SW5;与各气缸11对应地安装于气缸头13,并且检测各燃烧室17内的压力的指压传感器SW6;配置于排气通路50并且检测从燃烧室17排出的废气的温度的排气温度传感器SW7;配置于比排气通路50中的上游的催化转换器更靠上游且检测废气中的氧浓度的线性氧传感器SW8;配置于上游的催化转换器中的三元催化剂511的下游且检测废气中的氧浓度的拉姆达氧传感器SW9;安装于发动机1且检测冷却水的温度的水温传感器SW10;安装于发动机1且检测曲轴15的旋转角的曲柄角传感器SW11;安装于油门踏板机构且检测与油门踏板的操作量对应的油门开度的油门开度传感器SW12;安装于发动机1且检测进气凸轮轴的旋转角的进气凸轮角传感器SW13;安装于发动机1且检测排气凸轮轴的旋转角的排气凸轮角传感器SW14;配置于EGR通路52且检测EGR阀54的上游以及下游的差压的EGR差压传感器SW15;以及安装于燃料供给系统61的共轨64并且检测对喷油器6供给的燃料的压力的燃压传感器SW16。

[0104] ECU10基于这些检测信号,判断发动机1的运转状态且计算各器件的控制量。ECU100向喷油器6、火花塞25、进气电动S-VT23、排气电动S-VT24、燃料供给系统61、节流阀43、EGR阀54、增压机44的电磁离合器45、空气旁通阀48以及涡流控制阀56输出与计算后的控制量有关的控制信号。

[0105] 例如,ECU10基于油门开度传感器SW12的检测信号与预先设定的映射图,设定发动机1的目标转矩且决定目标增压压力。并且,ECU10基于目标增压压力、以及从第1压力传感器SW3和第2压力传感器SW5的检测信号获得的增压机44的前后差压,调整空气旁通阀48的开度,由此进行反馈控制以使增压压力成为目标增压压力。

[0106] 另外,ECU10基于发动机1的运转状态与预先设定的映射图来设定目标EGR率(换句话说,EGR气体相对于燃烧室17中的总气体的比率)。并且,ECU10基于目标EGR率、以及基于油门开度传感器SW12的检测信号的吸入空气量,来决定目标EGR气体量,并且基于从EGR差压传感器SW15的检测信号获得的EGR阀54的前后差压来调整EGR阀54的开度,由此进行反馈控制以使导入燃烧室17中的外部EGR气体量成为目标EGR气体量。

[0107] 并且,ECU10在规定的控制条件成立时执行空燃比反馈控制。具体而言,ECU10基于由线性氧传感器SW8和拉姆达氧传感器SW9检测到的排气中的氧浓度,调整喷油器6的燃料喷射量,以使混合气的空燃比成为所希望的值。

[0108] 此外,其他的ECU10执行的发动机1的控制的详细内容在后叙述。

[0109] (发动机的运转区域)

[0110] 图7的上图例示出发动机1的运转区域映射图701。运转区域映射图701由负荷以及转速确定。运转区域映射图701针对负荷的高低分为3个区域。具体而言,3个区域为包含怠速运转的低负荷区域(A),包含全开负荷的高负荷区域(C),以及低负荷区域(A)与高负荷区域(C)之间的中负荷区域(B)。在运转区域映射图701中,发动机1以改善油耗以及改善排放性能为主要目的,在中负荷区域中,进行压缩自点火方式下的燃烧。以下,按顺序说明低负

荷区域、中负荷区域、以及高负荷区域的各区域中的燃烧方式。

[0111] (低负荷区域)

[0112] 发动机1的运转状态处于低负荷区域时(换句话说,发动机1以低于第1负荷的低负荷运转时)的燃烧方式为,通过火花塞25对燃烧室17中的混合气进行点火从而使混合气利用火焰传播而燃烧的SI燃烧。这是为了将可靠地确保燃烧稳定性优先。以下,有时将低负荷区域中的燃烧方式称作低负荷SI燃烧。

[0113] 发动机1的运转状态处于低负荷区域时,混合气的空燃比(A/F)为理论空燃比(A/F $\approx$ 14.7)。此外,在以下的说明中,混合气的空燃比、空气过剩率 $\lambda$ 、以及G/F的值意指点火定时下的值。若将混合气的空燃比设为理论空燃比,则由于三元催化剂能够净化从燃烧室17排出的排出气体,因此发动机1的排放性能良好。混合气的A/F只要落入三元催化剂的净化窗口中即可。混合气的空气过剩率 $\lambda$ 可以设为 $1.0\pm 0.2$ 。

[0114] 为了改善发动机1的油耗性能,在发动机1的运转状态处于低负荷区域时,EGR系统55向燃烧室17中导入EGR气体。混合气的G/F,换句话说燃烧室17中的总气体与燃料的质量比设定为18以上且30以下。混合气的G/F也可以设定为18以上50以下。混合气的EGR稀薄。混合气的稀释率较高。若将混合气的G/F设为例如25,则在低负荷运转区域中,不致使混合气自点火而能够稳定地进行SI燃烧。在低负荷区域中,混合气的G/F与发动机1的负荷的高低无关地维持为大致固定。据此,在低负荷区域的全域中,SI燃烧稳定化。另外,发动机1的油耗改善且排放性能良好。

[0115] 发动机1的运转状态处于低负荷区域时,由于燃料量较少,为了将混合气的 $\lambda$ 设为 $1.0\pm 0.2$ 并且G/F设为18以上且50以下,必须使导入燃烧室17中的气体的填充量小于100%。具体而言,发动机1执行调整节流阀43的开度的节流、以及/或者使进气阀21的闭阀时期延迟至进气下死点以后的米勒循环。

[0116] 另外,发动机1在运转状态处于低负荷区域时,根据需要调整涡流控制阀56的开度。

[0117] 此外,在低负荷区域内的低负荷低转速区域中,也可以通过进一步减少气体的填充量,来提高混合气的燃烧温度以及废气的温度。由此,有利于将催化转换器维持在活性状态。

[0118] (中负荷区域)

[0119] 发动机1的运转状态处于中负荷区域时,燃料的喷射量变多。由于燃烧室17的温度增高,因此能够稳定地进行自点火。为了实现油耗改善以及改善排放性能,发动机1在中负荷区域中进行CI燃烧。

[0120] 关于自点火方式下的燃烧,若压缩开始前的燃烧室17中的温度不均则自点火的定时变化较大。因此,发动机1在中负荷区域中,进行SI燃烧与CI燃烧组合而成的SPCCI燃烧。SPCCI燃烧是通过火花塞25对燃烧室17中的混合气强制点火,使混合气利用火焰传播而燃烧,且通过燃烧室17中的温度由于SI燃烧的发热而增高,使未燃混合气利用自点火而燃烧的方式。通过调整SI燃烧的发热量,能够吸收压缩开始前的燃烧室17中的温度的不均。即使压缩开始前的燃烧室17中的温度不均,例如通过点火定时的调整来调整SI燃烧的开始定时,则能够使未燃混合气在目标的定时自点火。

[0121] 在SPCCI燃烧中,为了高精度地控制自点火的定时,与变更点火定时对应地,自点

火的定时不得不变化。优选自点火的定时随着点火定时的变更而变化的灵敏度较高。

[0122] 根据本申请发明人们的研究得知,只要混合气的G/F为18以上且50以下,则能够稳定地进行SPCCI燃烧,并且自点火的定时随着点火定时的变更而变化。在发动机1的运转状态处于中负荷区域时,发动机1将燃烧室17中的状态设为混合气的 $\lambda$ 为 $1.0 \pm 0.2$ 且混合气的G/F为18以上且50以下。

[0123] 另外,发动机1根据需要调整涡流控制阀56的开度。在发动机1的运转状态处于中负荷区域时,涡流控制阀56被设为全闭或者关闭侧的规定的开度。在燃烧室17中形成比较强的涡流。在点火的定时,涡流比可以设为4以上。

[0124] 通过高精度地控制SPCCI燃烧中的自点火的定时,在发动机1的运转状态处于中负荷区域时,能够避免燃烧噪声的增大。另外,通过尽可能地提高混合气的稀释率来进行CI燃烧,能够改善发动机1的油耗性能。并且,通过将混合气的 $\lambda$ 设定为 $1.0 \pm 0.2$ ,由于能够利用三元催化剂净化废气,因此发动机1的排放性能良好。

[0125] 如上所述,在低负荷区域中,将混合气的G/F设为18以上且50以下(例如25)且将混合气的 $\lambda$ 设为 $1.0 \pm 0.2$ 。在发动机1的运转状态处于低负荷区域时与处于中负荷区域时之间的情况下,燃烧室17中的状态量不会较大变动。因此,针对发动机1的负荷变更的发动机1的控制的可靠性提高。

[0126] 在发动机1的运转状态处于中负荷区域时,与处于低负荷区域时不同,由于燃料量增多,因此无需调整向燃烧室17中导入的气体的填充量。节流阀43的开度全开。

[0127] 在发动机1的负荷增高,燃料量进一步增加时,想要将混合气的 $\lambda$ 设为 $1.0 \pm 0.2$ 并且将混合气的G/F设为18以上且50以下,若为自然进气的状态则向燃烧室17中导入的气体量不足。因此,在与中负荷区域中的规定负荷(换句话说,第3负荷)相比负荷较高的区域中,增压机44对导入燃烧室17中的气体进行增压。中负荷区域(B)被分为与规定负荷相比负荷更高的区域且进行增压的第1中负荷区域(B1)、以及为规定负荷以下的区域且不进行增压的第2中负荷区域(B2)。规定负荷例如为1/2负荷。第2中负荷区域是与第1中负荷区域相比负荷较低的区域。以下,有时将第1中负荷区域中的燃烧方式称作增压SPCCI燃烧,将第2中负荷区域中的燃烧方式称作非增压SPCCI燃烧。

[0128] 在不进行增压的第2中负荷区域中,随着燃料量增加,向燃烧室17中导入的新气增加,另一方面,EGR气体减少。若发动机1的负荷增高则混合气的G/F变小。由于将节流阀43的开度设为全开,因此发动机1通过调整导入燃烧室17中的EGR气体的量,来调整导入燃烧室17中的新气的量。在第2中负荷区域中,燃烧室17中的状态量为,例如混合气的 $\lambda$ 大致固定在1.0,另一方面,混合气的G/F在25~28的范围内变更。

[0129] 与此相对,在进行增压的第1中负荷区域中,发动机1随着燃料量增加而一同增加向燃烧室17中导入的新气以及EGR气体。即使发动机1的负荷增高,混合气的G/F也大致固定。在第1中负荷区域中,燃烧室17中的状态量为例如混合气的 $\lambda$ 大致固定在1.0,且混合气的G/F大致固定在25。

[0130] (高负荷区域)

[0131] 发动机1的运转状态处于高负荷区域时的燃烧方式为SI燃烧。这是为了优先可靠地避免燃烧噪声。以下,有时将高负荷区域中的燃烧方式称作高负荷SI燃烧。

[0132] 在发动机1的运转状态处于高负荷区域时,混合气的 $\lambda$ 为 $1.0 \pm 0.2$ 。另外,混合气的

G/F设定为18以上且30以下。也可以将混合气的G/F设定为18以上50以下。在高负荷区域中,节流阀43的开度全开,增压机44进行增压。

[0133] 在高负荷区域中,发动机1随着负荷增高而减少EGR气体的量。若发动机1的负荷增高则混合气的G/F变小。与EGR气体的减少量相应地,导入燃烧室17中的新气的量增加,因此能够增加燃料量。有利于提高发动机1的最大输出。

[0134] 另外,发动机1根据需要调整涡流控制阀56的开度。在发动机1的运转状态处于高负荷区域时与处与中负荷区域时之间的状态下,燃烧室17中的状态量不会较大变动。针对发动机1的负荷变更的发动机1的控制的鲁棒性提高。

[0135] 如上所述,发动机1在高负荷区域中虽然进行SI燃烧,但存在容易产生过早点火、爆震等的异常燃烧的问题。

[0136] 因此,发动机1构成为通过设计在高负荷区域中燃料喷射的形态来避免异常燃烧。具体而言,ECU10向燃料供给系统61以及喷油器6输出控制信号,以30MPa以上的高燃料压力、且在压缩冲程后期至膨胀冲程初期为止的期间(以下,将该期间称作延迟期间)内的定时向燃烧室17内喷射燃料。另外,ECU10向火花塞25输出控制信号以在燃料的喷射后、在压缩上死点附近的定时对混合气进行点火。此外,以下将以高燃料压力且在延迟期间内的定时向燃烧室17中喷射燃料的情况称作高压延迟喷射。

[0137] 高压延迟喷射通过缩短混合气反应的时间来避免异常燃烧。即,混合气反应的时间是(1)喷油器6喷射燃料的期间(换句话说,喷射期间)、(2)燃料的喷射结束后,在火花塞25的周围形成可燃混合气为止的期间(换句话说,混合气形成期间)、(3)通过点火开始的SI燃烧结束为止的期间(换句话说,燃烧期间)相加的时间。

[0138] 若以高燃料压力向燃烧室17中喷射燃料,则喷射期间以及混合气形成期间分别缩短。若喷射期间以及混合气形成期间缩短,则能够使开始燃料的喷射的定时接近点火定时。高压延迟喷射以高压向燃烧室17中喷射燃料,所以在压缩冲程后期至膨胀冲程初期为止的延迟期间内的定时进行燃料喷射。

[0139] 若通过高燃料压力向燃烧室17中喷射燃料,则燃烧室17中的紊流能量变高。若使燃料喷射的定时接近压缩上死点,则能够以燃烧室17中的紊流能量较高的状态开始SI燃烧。其结果,燃烧期间缩短。

[0140] 高压延迟喷射能够使喷射期间、混合气形成期间、以及燃烧期间分别缩短。与在进气冲程中向燃烧室17中喷射燃料的情况相比,高压延迟喷射能够使混合气反应的时间大幅度缩短。高压延迟喷射由于混合气反应的时间缩短而能够避免异常燃烧。

[0141] 在发动机控制的技术领域中,为了避免异常燃烧,以往使点火定时滞后。然而,若延迟点火定时则油耗性能下降。高压延迟喷射可以不使点火定时滞后。通过利用高压延迟喷射,可改善油耗性能。

[0142] 若将燃料压力例如设为30MPa以上,则能够有效地缩短喷射期间、混合气形成期间以及燃烧期间。此外,燃料压力优选根据燃料的性状而适当地设定。燃料压力的上限值作为一例也可以设为120MPa。

[0143] 这里,在发动机1的转速较低时,由于曲柄角度以相同角度量变化时的时间较长,因此通过高压延迟喷射缩短混合气的可反应时间在避免异常燃烧上格外有效。另一方面,若发动机1的转速增高,则曲柄角度以相同角度量变化时的时间缩短。因此,缩短混合气的

可反应时间在避免异常燃烧上并不十分有效。

[0144] 另外,由于高压延迟喷射在达到压缩上死点附近时才向燃烧室17中喷射燃料,因此在压缩冲程中,在燃烧室17中,不含燃料的气体、换言之比热比较高的气体被压缩。若在发动机1的转速较高时进行高压延迟喷射,则压缩上死点处的燃烧室17中的温度,换句话说压缩端温度变高。由于压缩端温度变高,可能会导致爆震等的异常燃烧。

[0145] 因此,该发动机1将高负荷区域(C)分为低转速侧的第1高负荷区域(C1)、与第1高负荷区域(C1)相比转速较高的第2高负荷区域(C2)。第1高负荷区域也可设为包含将高负荷区域内三等分成低转速、中转速以及高转速这3个区域时的低转速以及中转速区域。第2高负荷区域也可设为包含将高负荷区域内三等分成低转速、中转速以及高转速这3个区域时的高转速区域。

[0146] 在第1高负荷区域中,喷油器6接收ECU10的控制信号,进行上述的高压延迟喷射。在第2高负荷区域中,喷油器6接收ECU10的控制信号,在进气冲程中的规定定时进行燃料喷射。在进气冲程中进行的燃料喷射无需高燃料压力。ECU10向燃料供给系统61输出控制信号,以使燃料压力低于高压延迟喷射的燃料压力(例如使燃料压力小于40MPa)。通过降低燃料压力,发动机1的机械阻力损耗降低,因此有利于改善油耗。

[0147] 通过在进气冲程中向燃烧室17中喷射燃料,燃烧室17中的气体的比热比下降,因此压缩端温度变低。由于压缩端温度变低,因此发动机1能够避免异常燃烧。由于无需为了避免异常燃烧使点火定时滞后,因此在第2高负荷区域中,火花塞25与第1高负荷区域同样地在压缩上死点附近的定时对混合气点火。

[0148] 在第1高负荷区域中,利用高压延迟喷射而不致使混合气自点火,因此发动机1能够进行稳定的SI燃烧。在第2高负荷区域中,利用进气冲程中的燃料喷射而不致使混合气自点火,因此发动机1能够进行稳定的SI燃烧。

[0149] (SPCCI燃烧)

[0150] 这里,对SPCCI燃烧进行说明。图8的上图示出波形801,该波形801例示出SPCCI燃烧中的热效率相对于曲柄角的变化。在压缩上死点附近,准确地是在压缩上死点之前的规定定时,若火花塞25对混合气点火,则基于火焰传播的燃烧开始。SI燃烧时的放热比CI燃烧时的放热平稳。因此,热效率的波形的倾斜相对变小。虽未图示,但SI燃烧时的燃烧室17中的压力变动( $dp/d\theta$ )也比CI燃烧时平稳。

[0151] 若燃烧室17中的温度以及压力通过SI燃烧而增高,则未燃混合气自点火。在波形801的例中,在压缩上死点附近,热效率的波形的倾斜由小向大变化。换句话说,热效率的波形在CI燃烧开始的定时具有拐点。

[0152] 在CI燃烧开始后,SI燃烧与CI燃烧并行进行。CI燃烧与SI燃烧相比放热较大,因此热效率相对变大。但是,由于CI燃烧在压缩上死点后进行,因此活塞3由于做功而下降。避免了CI燃烧方式下的热效率的波形的倾斜过大。CI燃烧时的 $dp/d\theta$ 也比较平稳。

[0153]  $dp/d\theta$ 能够用作表示燃烧噪声的指标,如上所述SPCCI燃烧能够减小 $dp/d\theta$ ,因此能够避免燃烧噪声变得过大。燃烧噪声能够抑制为允许等级以下。

[0154] SPCCI燃烧由于CI燃烧结束而结束。CI燃烧与SI燃烧相比,燃烧期间较短。SPCCI燃烧与SI燃烧相比,燃烧结束时期提前。换言之,SPCCI燃烧能够使膨胀冲程中的燃烧结束时期接近压缩上死点。SPCCI燃烧与SI燃烧相比有利于发动机1的油耗性能的改善。

[0155] 因此,SPCCI燃烧能够兼顾燃烧噪声的防止、以及油耗性能的提高。

[0156] 这里,定义SI率作为表示SPCCI燃烧的特性的参数。SI率定义为与由SI燃烧产生的热量相对于由SPCCI燃烧产生的总热量的比例相关的指标。SI率是由燃烧方式不同的两个燃烧产生的热量比率。SI率也可以设为由SI燃烧产生的热量相对于由SPCCI燃烧产生的热量的比率。在例如波形801中,SI率能够由SI率 = (SI燃烧的面积) / (SPCCI燃烧的面积) 来表示。也可以出于在波形801中由SI燃烧进行燃烧的燃料的比例的意思,而将所述SI率称作SI燃料比例。

[0157] SI率是在SI燃烧与CI燃烧组合而成的SPCCI燃烧中,SI燃烧与CI燃烧之比。若SI率较高,则SI燃烧的比例较高,若SI率低,则CI燃烧的比例较高。

[0158] SI率不限于上述的定义。SI率可考虑各种定义。例如,SI率也可以设为由SI燃烧产生的热量相对于由CI燃烧产生的热量的比率。换句话说,在波形801中也可以设为SI率 = (SI燃烧的面积) / (CI燃烧的面积)。

[0159] 另外,在SPCCI燃烧中,热效率的波形在开始CI燃烧的定时具有拐点。因此,如图8的中图的附图标记802所示,也可以将热效率的波形中的拐点设为边界,将与边界相比更靠提前侧的范围设为SI燃烧,将滞后侧的范围设为CI燃烧。在这种情况下中,关于SI率,如对波形802附加影线所示那样,与边界相比更靠提前侧的范围的面积为 $Q_{SI}$ ,滞后侧的范围的面积为 $Q_{CI}$ ,所以既可以设为SI率 =  $Q_{SI} / (Q_{SI} + Q_{CI})$ ,也可以设为SI率 =  $Q_{SI} / Q_{CI}$ 。另外,也可以基于与边界相比更靠提前侧的范围的一部份的面积而非全面积、以及与边界相比更靠滞后侧的范围的一部份的面积,定义SI率。

[0160] 另外,也可以不基于放热来定义SI率,而是根据与边界相比更靠提前侧的范围的曲柄角度 $\Delta \theta_{SI}$ 、滞后侧的范围的曲柄角度 $\Delta \theta_{CI}$ ,设为SI率 =  $\Delta \theta_{SI} / (\Delta \theta_{SI} + \Delta \theta_{CI})$ ,或设为SI率 =  $\Delta \theta_{SI} / \Delta \theta_{CI}$ 。

[0161] 并且,也可以根据与边界相比更靠提前侧的范围的热效率的峰值 $\Delta P_{SI}$ 、滞后侧的范围的热效率的峰值 $\Delta P_{CI}$ ,设为SI率 =  $\Delta P_{SI} / (\Delta P_{SI} + \Delta P_{CI})$ ,或设为SI率 =  $\Delta P_{SI} / \Delta P_{CI}$ 。

[0162] 除此以外,也可以根据与边界相比更靠提前侧的范围中的热效率的倾斜 $\phi_{SI}$ 、滞后侧的范围中的热效率的倾斜 $\phi_{CI}$ ,设为SI率 =  $\phi_{SI} / (\phi_{SI} + \phi_{CI})$ ,或设为SI率 =  $\phi_{SI} / \phi_{CI}$ 。

[0163] 另外,这里,基于热效率的波形,根据面积(换句话说,放热量的大小)、横轴的长度(换句话说,曲柄角度的大小)、纵轴的长度(换句话说,热效率的大小)、或者倾斜(换句话说,热效率的变化率)来定义SI率。虽省略了图示,但也可以基于燃烧室17中的压力(P)的波形,同样地根据面积、横轴的长度、纵轴的长度或者倾斜定义SI率。

[0164] 另外,在SPCCI燃烧中,热效率或者压力的燃烧波形的拐点不一定总是明确地出现。作为不基于拐点的SI率的定义,也可以采用下述那样的定义。换句话说,如图8的下图的附图标记803所示那样,在燃烧波形中,也可以将与压缩上死点(TDC)相比提前侧的范围设为SI燃烧,将与压缩上死点相比滞后侧的范围设为CI燃烧。在此基础上,与上述同样地,根据面积( $Q_{SI}, Q_{CI}$ )、横轴的长度( $\Delta \theta_{SI}, \Delta \theta_{CI}$ )、纵轴的长度( $\Delta P_{SI}, \Delta P_{CI}$ )、或者倾斜( $\phi_{SI}, \phi_{CI}$ )来定义SI率。

[0165] 并且,SI率也可以不基于在燃烧室17中实际燃烧的燃烧波形来定义而是基于燃料量来定义。如后述那样,在进行SPCCI燃烧的中负荷区域中,有时进行包括前段喷射与后段喷射的分段喷射。通过后段喷射向燃烧室17中喷射的燃料由于从喷射至点火的时间较短,

因此未在燃烧室17中扩散而是位于火花塞25的附近。因此,通过后段喷射向燃烧室17中喷射的燃料主要利用SI燃烧而燃烧。另一方面,通过前段喷射向燃烧室17中喷射的燃料主要利用CI燃烧而燃烧。因此,能够基于前段喷射所喷射的燃料量( $m_1$ )、后段喷射所喷射的燃料量( $m_2$ )定义SI率。换句话说,既可以设为SI率= $m_2/(m_1+m_2)$ ,也可以设为SI率= $m_2/m_1$ 。

[0166] (SPCCI燃烧的稳定化)

[0167] 这里,说明用于稳定地进行SPCCI燃烧的条件。根据本申请发明人们的研究,新发现了为了适当地进行SPCCI燃烧,在至混合气自点火为止的期间,必须使火焰传播方式下的SI燃烧稳定化。若SI燃烧不稳定则包含CI燃烧的燃烧整体不能稳定化。

[0168] 与SI燃烧的稳定性的因素之一是紊流燃烧速度。若紊流燃烧速度高则SI燃烧稳定化。紊流燃烧速度受到混合气的空燃比(或者空气过剩率 $\lambda$ )、混合气的EGR率(换句话说,稀释率)、燃烧室中的温度及压力、以及燃烧室中的紊流能量等的影响。

[0169] 本申请发明人们对于用于实现SI燃烧的稳定性的确保所需的紊流燃烧速度的混合气的空气过剩率 $\lambda$ 、混合气的稀释率(这里是燃烧室中的总气体与燃料的质量比即G/F)、燃烧室中的温度以及压力、以及燃烧室中的紊流能量,通过模拟进行了研究。该模拟的条件是,通过发动机以低负荷运转且仅将内部EGR气体向燃烧室中导入,从而尽可能地提高燃烧室中的温度。

[0170] 从可靠地避免伴随爆震的产生的较大的燃烧噪声的观点出发,混合气的G/F的下限为18。换句话说,若降低混合气的G/F,则即使产生未燃混合气的自点火,也能够将该现象视作爆震。另外,在这样的稀薄混合气的燃烧中,若为了防止NO<sub>x</sub>的排出而利用三元催化剂,则混合气的空气过剩率 $\lambda$ 为 $1.0 \pm 0.2$ 。

[0171] 从改善发动机的油耗性能的观点出发,优选混合气的G/F较大。因此,如图13的上图所示,本申请发明人们研究了混合气的G/F、与实现所希望的紊流燃烧速度所需的紊流能量的关系(附图标记1301的图表)。此外,发动机的转速为2000rpm且进行低负荷运转。另外,向燃烧室中导入有内部EGR气体。进气阀的闭阀时期为 $91^\circ$ ABDC。发动机的几何学压缩比为18。

[0172] 根据图表1301,混合气的 $\lambda$ 为1.2时的G/F的特性线成为在30附近饱和的饱和曲线。另一方面,发动机的转速为2000rpm时,紊流能量能够实现 $40\text{m}^2/\text{s}^2$ 。新发现了即使实现了超过 $40\text{m}^2/\text{s}^2$ 的紊流能量,混合气的G/F也几乎不会大于30。根据图表1301,在确保SI燃烧的稳定性的基础上,混合气的G/F的上限为30。

[0173] 根据以上的研究,需要将混合气的G/F设定为18以上且30以下。根据图表1301,在混合气的 $\lambda$ 为1.0或者1.2且G/F的范围为18以上且30以下时,SI燃烧的稳定化所需的紊流能量的范围为 $17 \sim 40\text{m}^2/\text{s}^2$ 。

[0174] 图13的中图示出了在与图表1301相同的条件下,用于实现所希望的紊流燃烧速度所需的燃烧室中的、点火定时下的温度与混合气的G/F的关系(附图标记1302的图表)。根据图表1302,在混合气的 $\lambda$ 为1.0或者1.2且G/F的范围为18以上且30以下时,点火定时下的燃烧室中的必要温度 $T_{Ig}$ (K)为 $570 \sim 800\text{K}$ 。

[0175] 图13的下图示出了在与图表1301相同的条件下,用于实现所希望的紊流燃烧速度所需的燃烧室中的、点火定时下的压力、与混合气的G/F的关系(附图标记1303的图表)。根据图表1303,混合气的 $\lambda$ 为1.0或者1.2且G/F的范围为18以上且30以下时,点火定时下的燃

烧室中的必要压力 $PIg$  (kPa) 为400~920kPa。

[0176] 此外,虽省略了图示,也可以使发动机的几何学压缩比在13~20的范围中变更,对于混合气的G/F与用于实现所希望的紊流燃烧速度所需的紊流能量的关系几乎无影响。

[0177] 另外,图13示出了发动机的转速为2000rpm时的模拟结果,但由于发动机的转速变高时则燃烧室内的气体的流动增强,因此容易获得所希望的紊流燃烧速度。上述的混合气的G/F、燃烧室中的必要温度 $TIg$ 、以及必要压力 $PIg$ 的数值范围分别不限于特定的发动机的运转状态。

[0178] 如上所述,SPCCI燃烧,利用SI燃烧控制自点火的定时,为了以在目标的定时下未燃混合气进行自点火的方式高精度地控制自点火的定时,与变更点火定时对应地,自点火的定时也不得不变化。希望自点火的定时随着点火定时的变更而变化的灵敏度较高。

[0179] 图14是表示通过实验获得的自点火定时相对于点火定时的变化的变化比率(= (自点火定时的曲柄角变化)/(点火定时的曲柄角变化))的等高线图1401。变化比率表示将点火定时在曲柄角中变更 $1^\circ$ 时的、自点火定时的曲柄角变化的大小。变化比率的值越大,自点火的定时相对于点火定时的变更的变化灵敏度越高,变化比率的值越小,自点火的定时相对于点火定时的变更的变化灵敏度越低。

[0180] 等高线图1401的纵轴为混合气的EGR率,横轴为混合气的A/F。越向图的右上方,自点火的定时相对于点火定时的变更的变化灵敏度越低,越向图的左下方,自点火的定时的变化灵敏度越高。根据等高线图1401可知,在由混合气的 $\lambda$ 为 $1.0 \pm 0.2$ 且G/F的范围为18以上且30以下的虚线包围的范围中,相对于点火定时的变更,自点火的定时的灵敏度变化较大。此外,出于燃烧稳定性的观点,优选EGR率的上限为40%。

[0181] 即,将燃烧室中的状态设为混合气的 $\lambda$ 为 $1.0 \pm 0.2$ 且G/F为18以上且30以下,则SI燃烧稳定化,其结果,在SPCCI燃烧中使未燃混合气准确地在目标的定时准确自点火。

[0182] 在所述的研究中,混合气的G/F最大为30。与此相对,本申请发明人们研究了为了进一步改善油耗性能而提高混合气的稀释度。

[0183] 由于SPCCI燃烧为SI燃烧与CI燃烧的组合,故本申请发明人们着眼于使燃烧室内中混合气的G/F层级化。换句话说,SPCCI燃烧中的SI燃烧是利用火花塞25点火的混合气的燃烧。火花塞25的附近的混合气主要通过SI燃烧而燃烧。另一方面,SPCCI燃烧中的CI燃烧是SI燃烧开始后的未燃混合气的自点火方式下的燃烧。远离火花塞25的周围的混合气主要通过CI燃烧而燃烧。

[0184] 例如若在燃烧室17内产生强涡流,则能够将将在活塞3的顶面的腔室31内滞留的残留气体(换句话说,已燃气体)向腔室31外逐出。若使燃烧大致均等地分布于燃烧室17的整体,则火花塞25的附近的混合气的G/F相对的减小了腔室31内残留气体的消除量,远离火花塞25的周围的混合气的G/F相对增大包含残留气体的量。能够使燃烧室17内的混合气的G/F层级化。

[0185] 本申请发明人们,按照图15所示的顺序,对于在使混合气的G/F层级化的状态下SPCCI燃烧稳定化的条件,通过模拟进行了研究。在该模拟中,如图15的附图标记1506中示意性地示出那样,设想将燃烧室17中划分为火花塞25的附近的SI部、以及SI部的周围的CI部,分别对SI部以及CI部确定混合气的G/F。其中,SI部的混合气的空气过剩率 $\lambda$ 、以及CI部的混合气的空气过剩率 $\lambda$ 均为1。另外,设为SI部的G/F小于CI部的G/F。

[0186] 在模拟时,本申请发明人们首先假定以下的三个制约条件(1)~(3)作为用于稳定地进行SPCCI燃烧的制约条件。

[0187] 制约条件(1):作为稳定地进行SI燃烧的条件,利用图13的上图的结果,从而将SI部的混合气的G/F设为22以下。如上所述,由于SI部不包含残留气体,是包含外部EGR气体的混合气,因此将SI部的混合气的G/F设为22以下这一制约条件(1)也可以说是将外部EGR率设为34%以下。

[0188] 制约条件(2):CI部的混合气的G/F小于100且燃烧室达到压缩上死点时的CI部的温度超过1050K。CI燃烧与SI燃烧相比,即使混合气被稀释也稳定地燃烧。然而,混合气的稀释度存在限度,根据本申请发明人们进行的实验,若混合气的G/F小于100,则在CI燃烧中,在从压缩上死点至死点后10°CA为止的范围内存在燃烧重心的状态下,能够确保所希望的燃烧稳定性。

[0189] 另外,含有汽油的燃料的自点火温度一般为1050K,这在本申请发明人们进行的实验中也得到了确认。因此,若CI部的混合气的G/F小于100且压缩上死点中的CI部的温度超过1050K,则可实现稳定的CI燃烧。

[0190] 制约条件(3):由于SPCCI燃烧将SI燃烧与CI燃烧组合,因此若SI燃烧的比例变高则CI燃烧的比例变低,若SI燃烧的比例变低,则CI燃烧的比例变高。若SI燃烧的比例过低,则CI燃烧的比例过高,结果燃烧噪声变大。用作为通过SI燃烧进行燃烧的燃料的比例的“SI燃料比例”来表示SPCCI燃烧中的SI燃烧的比例(换句话说,上述的SI率)。若在SPCCI燃烧中仅进行SI燃烧,则SI燃料比例为1。随着在SPCCI燃烧中SI燃烧的比例变小,SI燃料比例与1相比逐渐减小。

[0191] 图15的附图标记1504的图表示出在发动机1的压缩比与SI燃料比例的关系中,SPCCI燃烧中的燃烧噪声为允许值以下的区域、以及SPCCI燃烧中的燃烧噪声超过允许值的区域。如图表1504所示,与发动机的压缩比无关地,在SPCCI燃烧中若不使SI燃料比例大于某种程度以上便不能将燃烧噪声抑制为允许值以下。燃烧噪声的允许值的具体值能够确定为适当的值。此外,根据图表1504,发动机的压缩比越高,压缩上死点中的燃烧室内的温度越高,CI燃烧可能会急剧变化,因此若不能增大SI燃料比例便不能将燃烧噪声抑制为允许值以下。若发动机的压缩比降低则压缩上死点中的燃烧室内的温度变低,CI燃烧不会急剧变化,因此即使减小SI燃料比例,也能够将燃烧噪声抑制为允许值以下。

[0192] 在本研究中,如图15的附图标记1501的矩阵所示,分别变更SI部的EGR率与燃烧室整体的总EGR率这两个参数,探索满足上述的制约条件(1)~(3)的范围。在图例中,使外部EGR率按每5%进行变更,使总的EGR率按每10%变更。此外,这些EGR率的变更宽度分别能够确定为适当的宽度。关于探索,例如在将外部EGR率固定为某值后,一边变更总EGR率一边探索满足制约条件(1)~(3)的总EGR率的范围。并且,一边变更外部EGR率的值一边反复探索。

[0193] 这里,通过不改变SI部的EGR率与总EGR率的关系地变更SPCCI燃烧中的SI燃料比例,能够满足上述的制约条件(1)~(3)。因此,如附图标记1502的矩阵所示,通过相对于矩阵1501的纵一列(换句话说,按每个外部EGR率的值)变更SI燃料比例,来探索满足制约条件(1)~(3)的总EGR率的范围。

[0194] 图15的附图标记1503的图表例示出矩阵1502的探索结果。图表1503是发动机的压缩比为16且外部EGR率为20%时的探索结果的例子。在由横轴为SI燃料比例、纵轴为总EGR

率表示的图表1503中,区域(II)是点划线的左侧的区域,是SI燃料比例为0.5以下的区域。如图表1504所示,该区域相当于发动机的压缩比为16时,SPCCI燃烧中燃烧噪声能够被允许的SI燃料比例的下限。换句话说,区域(II)是不满足制约条件(3)的区域。关于区域(II),由于在SPCCI燃烧中SI燃烧的比例较小,因此相当于燃烧噪声超过允许值的区域。

[0195] 区域(III)是图表1503中虚线的上侧的区域。该区域是总EGR率较大的区域。区域(III)是由于CI部的混合气的G/F过大而无法确保SPCCI燃烧中的CI燃烧的燃烧稳定性的区域。换句话说,区域(III)是不满足制约条件(2)的区域。

[0196] 区域(IV)是图表1503中实线的下侧的区域。该区域是总EGR率较小的区域。区域(IV)是压缩上死点中的CI部的温度降低、SPCCI燃烧中CI部的混合气稳定而不再进行自点火的区域。换句话说,区域(IV)也是不满足制约条件(2)的区域。

[0197] 图1503的区域(I)是满足制约条件(2)以及(3)的区域。

[0198] 如以上说明那样,基于矩阵1501、矩阵1502以及图表1503,一边按每个外部EGR率变更SI燃料比例,一边探索满足制约条件的总EGR率的范围。其结果,作为矩阵1501的探索结果的一例,获得图15的附图标记1505的图表。图表1505在将横轴设为SI部的外部EGR率、将纵轴设为总EGR率的平面中,示出了满足制约条件(1)~(3)的区域。如图15中双箭头所示那样,图表1503与图表1505示出了在某特定的外部EGR率(图例中EGR率为20%)中满足制约条件的总EGR率的范围。

[0199] 图16例示出实现了在将混合气的G/F层级化后的状态下稳定的SPCCI燃烧的、SI部的G/F(横轴)与燃烧室整体的总G/F(纵轴)的关系。图16的图表1601是将图15的图表1505中的纵轴以及横轴分别由EGR率改为G/F的图表。在图表1601中附加了影线的区域内为满足制约条件的区域。若SI部的G/F与燃烧室内的总G/F的关系包含在该区域内,则SPCCI燃烧稳定。

[0200] 图表1601所示的地区的上侧的线1602相当于,在该线以上CI部被过度稀释化而CI燃烧变得不稳定的限度中,用于确保能够避免燃烧噪声的SI燃料比例的线。另外,该地区的右侧的线1603相当于,用于确保SI部的SI燃烧的稳定性界限线(换句话说,用于满足制约条件(1)的线)。该地区的下侧的线1604是用于确保CI部的温度使自点火稳定的线。该线是在图表1601中向右上升的线。若发动机的压缩比 $\epsilon$ 变高,则该线如点划线所示那样向上侧位移,若发动机的压缩比 $\epsilon$ 降低,则该线如双点划线所示那样向下侧位移。

[0201] 在图表1601中进一步追加了线1605。该线1605是用于避免伴随爆震的产生的燃烧噪声的线,相当于在图13中也示出的G/F=18的线。该线1605与上述的线1604交叉。如上所述,若在线1604之上,则在SPCCI燃烧中,平均的燃烧噪声满足允许值,但如果总EGR率小于线1605,则可能会产生爆震(异常燃烧),因此必须优先该线1605。

[0202] 根据以上的研究,通过使燃烧室内的G/F层级化,用于使SPCCI燃烧稳定化的总G/F的范围成为18以上且50以下。此时,SI部的G/F的范围为14以上且22以下。若SI部的G/F增大,则为了使SPCCI燃烧稳定化而必须增大总G/F。另外,若发动机1的压缩比 $\epsilon$ 较高,则为了使SPCCI燃烧稳定化而必须使总G/F比压缩比 $\epsilon$ 较低时大。

[0203] 若使G/F层级化,则与图13示出的G/F的范围相比能够将混合气进一步稀释,因此有利于发动机的油耗性能的提高。G/F的层级化例如能够通过燃烧室17内产生强涡流,或通过设计燃烧室17的形状,或将两者组合来实现。

[0204] 此外,将燃烧室内的G/F层级化的情况下,SI部的混合气设定为空气过剩率 $\lambda$ 为 $1.0 \pm 0.2$ 且EGR率为34%以下。如图14中由双点划线包围那样,若混合气的空气过剩率 $\lambda \approx 1$ 且EGR率为34%以下,则自点火的定时相对于点火定时的变更的变化灵敏度较高。换句话说,将燃烧室内的G/F层级化的情况下,若将总G/F设为18以上且50以下、SI部的G/F设为14以上且22以下,并且设为燃烧室内整体的空气过剩率 $\lambda \approx 1$ ,则在SPCCI燃烧中,能够使自点火的定时相对于点火定时的变更而高精度地变化。

[0205] (发动机的运转控制)

[0206] 发动机1在运转区域映射图701中,根据运转状态切换SI燃烧与SPCCI燃烧。发动机1还根据发动机1的运转状态变更SI率。由此,能够兼顾抑制燃烧噪声的产生、与实现油耗的改善。

[0207] 图9例示出针对发动机1的负荷的高低SI率的变化、燃烧室17中的状态量的变化、进气阀的开阀期间以及排气阀的开阀期间的变化、以及燃料的喷射定时以及点火定时的变化。图9与图7的运转区域映射图701对应。以下,在以规定的转速而发动机1的负荷逐渐增高的假设中,对发动机1的运转控制进行说明。

[0208] (低负荷区域(低负荷SI燃烧))

[0209] 在低负荷区域(A)中,发动机1进行低负荷SI燃烧。在发动机1的运转状态处于低负荷区域时,SI率固定为100%。

[0210] 如上所述,在低负荷区域中,混合气的G/F固定在18~50之间。发动机1向燃烧室17中导入与燃料量对应的量的新气以及已燃气体。如上所述,新气的导入量通过节流、以及/或者米勒循环进行调整。由于稀释率较高,因此为了使SI燃烧稳定化而提高燃烧室17中的温度。发动机1在低负荷区域中将内部EGR气体向燃烧室17中导入。涡流控制阀56的开度被适当地调整。

[0211] 内部EGR气体通过夹着排气上死点设置进气阀21以及排气阀22均闭阀的负重叠(negative overlap)期间而导入燃烧室17中(换句话说,将已燃气体封闭在燃烧室17中)。内部EGR气体量的调整通过利用进气电动S-VT23调整进气阀21的开阀时期、以及利用排气电动S-VT24调整排气阀22的开阀时期,并通过适当地设定负重叠期间的长度来进行。此外,也可以通过设置进气阀21以及排气阀22均开阀的正重叠(positive)期间,从而将内部EGR气体导入燃烧室17中。

[0212] 在低负荷区域中,向燃烧室17中导入的填充量调整为小于100%。随着燃料量增大,向燃烧室17中导入的新气的量以及内部EGR气体的量逐渐增加。低负荷区域中的EGR率例如为40%。

[0213] 喷油器6在进气冲程中向燃烧室17中喷射燃料。在燃烧室17中,空气过剩率 $\lambda$ 为 $1.0 \pm 0.2$ 且G/F为18~50,形成均匀的混合气。空气过剩率 $\lambda$ 优选为1.0~1.2。通过在压缩上死点前的规定的定时,火花塞25对混合气进行点火,从而不致使混合气自点火而是利用火焰传播燃烧。

[0214] (第2中负荷区域(非增压SPCCI燃烧))

[0215] 若发动机1的负荷增高,运转状态进入第2中负荷区域(B2),则发动机1由低负荷SI燃烧切换为非增压SPCCI燃烧。SI率小于100%。燃料量随着发动机1的负荷增高而增加。在第2中负荷区域中,负荷较低时,随着燃料量的增大而增加CI燃烧的比例。SI率随着发动机1

的负荷增高而逐渐变小。SI率在图9的例中减少至50%以下的规定值(最小值)。

[0216] 由于燃料量增加,在第2中负荷区域中,燃烧温度增高。若燃烧室17中的温度过高,则CI燃烧开始时的放热激烈。这样会导致燃烧噪声增大。

[0217] 因此,在第2中负荷区域中,为了调整燃烧室17中的压缩开始前的温度,针对发动机1的负荷变化而变更内部EGR气体与外部EGR气体的比例。换句话说,随着发动机1的负荷增高,逐渐减少较热的内部EGR气体,并逐渐增加冷却后的外部EGR气体。负重叠期间为,在第2中负荷区域中,随着负荷增高,由最大变更至零。内部EGR气体在第2中负荷区域中,若负荷变得最高则成为零。此外,设置进气阀21以及排气阀22的正重叠期间的情况也相同。通过重叠期间的调整来调整燃烧室17中的温度的结果是能够调整SPCCI燃烧的SI率。

[0218] EGR阀54的开度在第2中负荷区域中,以外部EGR气体随着负荷增高而增加的方式进行变更。向燃烧室17中导入的外部EGR气体的量若由EGR率表示,则例如在0~30%之间进行调整。在第2中负荷区域中,随着发动机1的负荷增高,EGR气体由内部EGR气体置换为外部EGR气体。通过EGR率的调整也能够调整燃烧室17中的温度,因此能够调整SPCCI燃烧的SI率。

[0219] 此外,在低负荷区域与第2中负荷区域之间,向燃烧室17中导入的EGR气体量连续。在第2中负荷区域中的负荷较低的区域中,与低负荷区域相同地,内部EGR气体大量导入燃烧室17中。由于燃烧室17中的温度增高,因此在发动机1的负荷较低时,混合气可靠地自点火。在第2中负荷区域中的负荷较高的区域中,外部EGR气体导入燃烧室17中。由于燃烧室17中的温度降低,因此在发动机1的负荷较高时,能够抑制伴随CI燃烧的燃烧噪声。

[0220] 在第2中负荷区域中,向燃烧室17中导入的填充量为100%。节流阀43的开度为全开。通过调整内部EGR气体与外部EGR气体相加的EGR气体量,将导入燃烧室17中的新气的量调整为与燃料量对应的量。

[0221] 随着在非增压SPCCI燃烧中CI燃烧的比例增大,自点火的定时提前。若自点火的定时早于压缩上死点,则CI燃烧开始时的放热激烈。这样会导致燃烧噪声增大。因此,关于发动机1,若发动机1的负荷达到规定负荷L1,则随着发动机1的负荷增高,SI率逐渐增大。

[0222] 换句话说,发动机1随着燃料量的增大而增加SI燃烧的比例。具体而言,如图10的上图所示,在非增压SPCCI燃烧中,随着燃料量增加,点火定时逐渐提前。如上所述,通过减少内部EGR气体的导入量且增加外部EGR气体的导入量,来进行燃烧室17中的温度的调整,因此即使随着燃料量增加而提高了SI率,也能够抑制压缩上死点处的温度上升。即使负荷增高,SI燃烧的热效率的倾斜也几乎不变。若使点火定时提前,则SI燃烧的放热量增加SI燃烧提前开始的量。

[0223] 抑制SI燃烧方式下的燃烧室17中的温度上升的结果是未燃混合气在压缩上死点以后的定时自点火。由于SI燃烧的放热量增加,因此即使发动机1的负荷增高,CI燃烧方式下的放热也几乎相同。因此,通过与发动机1的负荷增高对应地逐渐将SI率设定地较高,能够避免燃烧噪声增大。此外,负荷越高,非增压SPCCI燃烧的燃烧重心越滞后。

[0224] 在第2中负荷区域中,涡流控制阀56设定为全闭或者关闭侧的规定开度。在燃烧室17中形成涡流比为4以上的强涡流。由此,在腔室31内滞留的残留气体被逐出腔室31外。

[0225] 在第2中负荷区域中,喷油器6在压缩冲程中,分成前段喷射与后段喷射两次向燃烧室17中喷射燃料。前段喷射在离开点火定时的定时喷射燃料,后段喷射在接近点火定时

的定时喷射燃料。喷油器6在进行前段喷射时,由于活塞3与上死点分离,喷射的燃料喷雾到达朝向上死点上升的活塞3的上表面的腔室31外。腔室31外的区域形成挤气区171(参照图2)。通过前段喷射而喷射的燃料在活塞3上升期间停留在挤气区171,在挤气区171中形成混合气。

[0226] 在喷油器6进行后段喷射时,由于活塞3距离上死点较近,喷射的燃料喷雾进入腔室31中。通过后段喷射而喷射的燃料在腔室31内的区域中形成混合气。这里,“腔室31内的区域”可以设为包括将腔室31的开口向燃烧室17的顶部投影而成的投影面起至腔室31的开口为止的区域、以及腔室31中的区域。腔室31内的区域也可以指燃烧室17中的挤气区171以外的区域。燃料在燃烧室17的整体中大致均等地分布。

[0227] 随着通过后段喷射向腔室31中喷射燃料,在腔室31内的区域中产生气体的流动。若距离点火定时的时间较长,则燃烧室17中的紊流能量随着压缩冲程的进行而衰减。然而,后段喷射的喷射定时与前段喷射相比距离点火定时较近,因此能够保持腔室31中的紊流能量较高的状态,由火花塞25对腔室31内的区域的混合气点火。由此,SI燃烧的燃烧速度提高。若SI燃烧的燃烧速度提高,则由于SI燃烧稳定化,因此SI燃烧方式下的CI燃烧的控制性提高。

[0228] 在燃烧室17的整体中,混合气的空气过剩率 $\lambda$ 为 $1.0 \pm 0.2$ 且G/F为18~50。由于残留气体被从腔室31逐出,因此火花塞25附近的混合气的G/F为14~22。燃烧室17中的G/F层级化。另一方面,由于燃料大致均等地分布,因此能够实现未燃损耗的降低所带来的油耗改善,以及避免烟雾的产生所带来的排放性能的改善。此外,在燃烧室17的整体中,空气过剩率 $\lambda$ 优选为1.0~1.2。

[0229] 通过在压缩上死点前的规定的定时,火花塞25对混合气点火,从而混合气通过火焰传播而燃烧。之后,未燃混合气在目标定时自点火,并进行CI燃烧。通过后段喷射而喷射的燃料主要进行SI燃烧。通过前段喷射而喷射的燃料主要进行CI燃烧。由于在压缩冲程中进行前段喷射,因此能够防止诱发通过前段喷射而喷射的燃料过早点火等的异常燃烧。另外,能够使通过后段喷射而喷射的燃料稳定地利用火焰传播而燃烧。通过将燃烧室17内的混合气的G/F层级化且将燃烧室17整体的G/F设为18~50,从而能够稳定地进行SPCCI燃烧。

[0230] (第1中负荷区域(增压SPCCI燃烧))

[0231] 若发动机1的负荷进一步提高,发动机1的运转状态进入第1中负荷区域(B1),则增压机44进行新气以及外部EGR气体的增压。向燃烧室17中导入的新气的量、以及外部EGR气体的量均随着发动机1的负荷增高而增加。向燃烧室17中导入的外部EGR气体的量若通过EGR率来表示,则例如为30%。EGR率与发动机1的负荷的高低无关地大致固定。因此,混合气的G/F也与发动机1的负荷的高低无关地大致固定。此外,在第2中负荷区域与第1中负荷区域之间,向燃烧室17中导入的EGR气体量连续。

[0232] SI率为小于100%的规定值,且相对于发动机1的负荷的高低而固定或者大致固定。在将第2中负荷区域的SI率、特别是比规定负荷L1的负荷高且随着发动机1的负荷增高而逐渐变大的SI率,与第1中负荷区域的SI率进行比较时,发动机1的负荷较高的第1中负荷区域的SI率高于第2中负荷区域的SI率。在第1中负荷区域与第2中负荷区域的边界中,SI率连续。

[0233] 这里,在第1中负荷区域中,针对发动机1的负荷发生变化,也可以使SI率稍微变

化。第1中负荷区域中的SI率相对于发动机1的负荷的变化的变化率,小于第2中负荷区域的高负荷侧中的SI率的变化率。

[0234] 如图10的下图所示,在增压SPCCI燃烧中,也随着燃料量增加使点火定时逐渐提前。如上所述,由于利用增压而增加了向燃烧室17中导入的新气以及EGR气体量,因此热容量较大。即使燃料量增加,也能够抑制SI燃烧方式下的燃烧室中的温度上升。增压SPCCI燃烧的热效率的波形随着负荷增高,以相似形状变大。

[0235] 换句话说,SI燃烧的热效率的倾斜几乎不变,SI燃烧的放热量增加。在压缩上死点以下的几乎相同的定时,未燃混合气自点火。若发动机1的负荷增高则CI燃烧方式下的放热量增多。其结果,由于在第1中负荷区域中,SI燃烧的放热量与CI燃烧的放热量均增加,因此相对于发动机1的负荷的高低,SI率固定。虽然若CI燃烧的放热的峰值增高,则燃烧噪声变大,但在第1中负荷区域中,由于发动机1的负荷较高,故能够允许某种程度的大小的燃烧噪声。此外,负荷越高,增压SPCCI燃烧的燃烧重心越滞后。

[0236] 在第1中负荷区域中,夹着排气上死点设置进气阀21与排气阀22均开阀的正重叠期间。通过增压压力将燃烧室17中残留的已燃气体扫气。由此,燃烧室17中的温度降低,因此在发动机1的负荷较高时,能够抑制异常燃烧产生。另外,通过降低燃烧室17中的温度,在发动机1的负荷较高的区域中,能够将自点火的定时设为适当的定时,能够将SI率维持在规定的SI率。换句话说,通过重叠期间的调整能够调整SI率。并且,通过降已燃气体扫气,能够提高燃烧室17中的新气的填充量。

[0237] 在第2中负荷区域中,涡流控制阀56设定为全闭或者关闭侧的规定开度。在燃烧室17中形成涡流比4以上的强涡流。由此,在腔室31内滞留的残留气体被逐出腔室31外。

[0238] 在第1中负荷区域中与第2中负荷区域相同地,喷油器6在压缩冲程中分成前段喷射与后段喷射两次向燃烧室17中喷射燃料。前段喷射在离开点火定时的定时喷射燃料,后段喷射在接近点火定时的定时喷射燃料。燃料在燃烧室17的整体中大致均等地分布。在燃烧室17的整体中,混合气的空气过剩率 $\lambda$ 为 $1.0 \pm 0.2$ 且G/F为18~50。由于残留气体被从腔室31逐出,因此火花塞25附近的混合气的G/F为14~22。燃烧室17中的G/F层级化。另一方面,由于燃料在燃烧室17内的整体中大致均等地分布,因此能够实现未燃损耗的降低所带来的油耗的改善以及避免烟雾的产生所带来的排放性能的改善。此外,在燃烧室17的整体中,空气过剩率 $\lambda$ 优选为1.0~1.2。

[0239] 通过在压缩上死点前的规定的定时,火花塞25对混合气进行点火,从而使混合气利用火焰传播而燃烧。之后,未燃混合气在目标定时自点火,并进行CI燃烧。通过后段喷射而喷射的燃料主要进行SI燃烧。通过前段喷射而喷射的燃料主要进行CI燃烧。由于在压缩冲程中进行前段喷射,因此能够防止诱发通过前段喷射而喷射的燃料过早点火等的异常燃烧。另外,能够使通过后段喷射而喷射的燃料稳定地利用火焰传播而燃烧。通过使燃烧室17内的混合气的G/F层级化且将燃烧室17整体的G/F设为18~50,能够稳定地进行SPCCI燃烧。

[0240] (高负荷区域(高负荷SI燃烧))

[0241] 若发动机1的负荷进一步提高,发动机1的运转状态进入高负荷区域(C),则发动机1进行高负荷SI燃烧。因此,在高负荷区域中SI率为100%。

[0242] 节流阀43全开。增压机44在高负荷区域中也进行新气以及外部EGR气体的增压。EGR阀54通过调整开度,使外部EGR气体的导入量随着发动机1的负荷增高而逐渐减少。据

此,若发动机1的负荷增高则向燃烧室17中导入的新气增加。若新气的量增加,则能够增加燃料量,因此在提高发动机1的最大输出上较为有利。此外,在第1中负荷区域与高负荷区域之间,向燃烧室17中导入的EGR气体量连续。

[0243] 在高负荷区域中也与第1中负荷区域相同地,夹着排气上死点设置进气阀21与排气阀22均开阀的正重叠期间。通过增压压力将在燃烧室17中残留的已燃气体扫清。由此,抑制了异常燃烧的产生。另外,能够提高燃烧室17中的新气的填充量。

[0244] 在高负荷区域的低转速侧的区域(换句话说,第1高负荷区域(C1))中,如上所述,喷油器6在延迟期间内向燃烧室17中喷射燃料。在高负荷区域的高转速侧的区域(换句话说,第2高负荷区域(C2))中,喷油器6在进气冲程中向燃烧室17中喷射燃料。在这两个区域中均形成空气过剩率 $\lambda$ 为 $1.0 \pm 0.2$ 且G/F为18~50的大致均匀的混合气。在最高负荷中,空气过剩率 $\lambda$ 例如也可以设为0.8。另外,混合气的G/F在最高负荷中,例如也可以设为17。通过在压缩上死点前的规定的定时,火花塞25对混合气进行点火,从而使混合气利用火焰传播而燃烧。在高负荷区域中,通过高压延迟喷射或者进气冲程中的燃料喷射,从而不致使混合气自点火而是进行SI燃烧。

[0245] (SI率的调整)

[0246] 图11示出ECU10执行的发动机的运转控制的流程。ECU10基于各传感器SW1~SW16的检测信号,判断发动机1的运转状态,并且进行燃烧室17中的状态量的调整、喷射量的调整、喷射定时的调整、以及点火定时的调整以使燃烧室17中的燃烧成为与运转状态对应的SI率的燃烧。另外,ECU10在基于各传感器的检测信号判断为需要进行SI率的调整时,进行SI率的调整。

[0247] 首先,ECU在步骤S1中读入各传感器SW1~SW16的检测信号。接着,ECU10在步骤S2中基于检测信号判断发动机1的运转状态且设定目标SI率。目标SI率如图9所示。

[0248] ECU10在后续的步骤S3中,基于预先设定的燃烧模型,设定用于实现所设定的目标SI率的目标缸内状态量。具体而言,设定燃烧室17中的目标温度、目标压力、以及目标状态量。ECU10在步骤S4中设定实现目标缸内状态量所需的EGR阀54的开度、节流阀43的开度、空气旁通阀48的开度、涡流控制阀56的开度、以及进气电动S-VT23及排气电动S-VT24的相位角。ECU10基于预先设定且存储在ECU10中的映射图设定这些器件的控制量。ECU10基于所设定的控制量,对EGR阀54、节流阀43、空气旁通阀48、涡流控制阀56、以及进气电动S-VT23及排气电动S-VT24输出控制信号。通过各器件基于ECU10的控制信号来动作,燃烧室17中的状态量成为目标状态量。

[0249] ECU10进一步基于所设定的各器件的控制量,分别计算燃烧室17中的状态量的预测值以及推断值。状态量预测值是预测进气阀21闭阀前的燃烧室17中的状态量的值,如后述那样,用于进气冲程中的燃料的喷射量的设定。状态量推断值是推断进气阀21闭阀后的燃烧室17中的状态量的值,如后述那样,用于压缩冲程中的燃料的喷射量的设定,以及点火定时的设定。另外,状态量推断值如后述那样,也用于通过与实际的燃烧状态的比较进行的状态量误差的计算。

[0250] ECU10在步骤S5中,基于状态量预测值设定进气冲程中的燃料的喷射量。此外,在进气冲程中不进行燃料的喷射时,燃料的喷射量为零。在步骤S6中,ECU10控制喷油器6的喷射。换句话说,对喷油器6输出控制信号以在规定的喷射定时向燃烧室17中喷射燃料。

[0251] ECU10在步骤S7中,基于状态量推断值、进气冲程中的燃料的喷射结果,设定压缩冲程中的燃料的喷射量。此外,在压缩冲程中不进行燃料的喷射时,燃料的喷射量为零。在压缩冲程中进行分段喷射时,分别设定前段喷射的喷射量以及后段喷射的喷射量。ECU10在步骤S8中对喷油器6输出控制信号,以在基于预先设定的映射图的喷射定时向燃烧室17中喷射燃料。

[0252] ECU10在步骤S9中,基于状态量推断值、压缩冲程中的燃料的喷射结果来设定点火定时。ECU10在步骤S10中对火花塞25输出控制信号,以在设定的点火定时对燃烧室17中的混合气进行点火。

[0253] 通过由火花塞25对混合气进行点火,在燃烧室17中进行SI燃烧或者SPCCI燃烧。在步骤S11中,ECU10读入指压传感器SW6检测到的燃烧室17中的压力的变化,并基于该变化判断燃烧室17中的混合气的燃烧状态。另外,ECU10在步骤S12中,比较燃烧状态的检测结果与在步骤S4中推断出的状态量推断值,来计算状态量推断值与实际的状态量的误差。计算出的误差在本次以后的循环中用于步骤S4的推断。ECU10调整节流阀43、EGR阀54、涡流控制阀56、以及/或者空气旁通阀48的开度、以及进气电动S-VT23及排气电动S-VT24的相位角,以消除状态量误差。由此,导入燃烧室17的新气以及EGR气体量被调整。该状态量误差的反馈相当于,在ECU10基于目标SI率与实际的SI率的误差判断为需要进行SI率的调整时,调整SI率。

[0254] 另外,ECU10在步骤S8中,在基于状态量推断值预料到燃烧室17中的温度低于目标温度时,与基于映射图的喷射定时相比提前压缩冲程中的喷射定时,以能够提前点火定时。另一方面,ECU10在步骤S8中,在基于状态量推断值预料到燃烧室17中的温度高于目标温度时,与基于映射图的喷射定时相比滞后压缩冲程中的喷射定时,以能够使点火定时滞后。

[0255] 换句话说,如图12的P2所示,若燃烧室17中的温度较低,则通过火花点火开始SI燃烧后,未燃混合气自点火的定时 $\theta_{CI}$ 延迟,SI率从目标的SI率(参照P1)偏离。在该情况下,导致未燃燃料的增大、排放性能的降低。

[0256] 因此,在预料到燃烧室17中的温度低于目标温度时,ECU10使喷射定时提前,且在图11的步骤S10中,使点火定时 $\theta_{IG}$ 提前。如图12的P3所示,通过提前开始SI燃烧,能够通过SI燃烧产生足够的放热,因此在燃烧室17中的温度较低时,能够防止未燃混合气的自点火的定时 $\theta_{CI}$ 延迟。其结果,SI率接近目标的SI率。防止了未燃燃料的增大、排放性能的降低。

[0257] 另外,如图12的P4所示,若燃烧室17中的温度较高,则通过火花点火开始SI燃烧后未燃混合气立刻自点火,SI率从目标的SI率(参照P1)偏离。在该情况下,燃烧噪声增大。

[0258] 因此,在预料到燃烧室17中的温度高于目标温度时,ECU10使喷射定时滞后,且在图11的步骤S10中,使点火定时 $\theta_{IG}$ 滞后。如图12的P5所示,由于延迟开始SI燃烧,因此在燃烧室17中的温度较高时,能够防止未燃混合气的自点火的定时 $\theta_{CI}$ 提前。其结果,SI率接近目标的SI率近。避免了燃烧噪声增大。

[0259] 这些喷射定时的调整以及点火定时的调整,相当于在ECU10判断为需要进行SPCCI燃烧中的SI率的调整时,调整SI率。通过调整喷射定时,在被提前或者滞后的点火定时,能够在燃烧室17中形成适当的混合气。火花塞25能够可靠地对混合气进行点火,且未燃混合气能够在适当的定时自点火。

[0260] 此外,在图12中,基于实际的燃烧状态,通过节流阀43、EGR阀54、空气旁通阀48、涡

流控制阀56、进气电动S-VT23、以及排气电动S-VT24的控制来调整燃烧室17中的状态量这一点,与在图11的步骤S12以及步骤S4中说明的情况相同。

[0261] 该发动机1利用包括节流阀43、EGR阀54、空气旁通阀48、涡流控制阀56、进气电动S-VT23、以及排气电动S-VT24的状态量设定器件,来调整SI率。通过调整燃烧室17中的状态量,能够进行SI率的大致调整。与此同时,发动机1通过调整燃料的喷射定时以及点火定时,来调整SI率。通过喷射定时以及点火定时的调整,例如能够进行气缸间差异的修正,或进行自点火定时的微调。通过两阶段进行SI率的调整,发动机1能够准确实现与运转状态对应的目标SPCCI燃烧。

[0262] 此外,ECU10进行的发动机1的控制不限于基于上述的燃烧模型的控制。

[0263] <辅助性的控制>

[0264] 如上所述,通过控制SI率,能够稳定地实现SPCCI燃烧。

[0265] 然而,即使在SPCCI燃烧的情况下,在发动机1的负荷较高的运转区域中,由于燃烧室17的温度上升,故容易引起自点火。也容易产生过早点火、爆震等的异常燃烧。因此,担心SI燃烧方式下的CI燃烧的控制变得不稳定,热量比率(SI率)降低,不能调整为所希望的SI率。特别是,在发动机1的转速较低的运转区域,在燃烧室17中残存的燃烧热增加、燃烧室17的温度上升,故该趋势较强。

[0266] 因此,在发动机1的负荷较高的运转区域,若能降低燃烧室17的温度,换句话说混合气的温度,则能够弥补伴随SI率的降低的SI率的不足,能够进行更稳定的SPCCI燃烧。

[0267] 因此,在发动机1的负荷较高的区域产生SI率的不足的情况下,作为弥补SI率的不足的一个方式,考虑利用向燃烧室17的内部喷射的燃料。以下,对该辅助性的控制方式进行说明。

[0268] 图18示出表示相对于发动机1的负荷的高低的、燃料的喷射定时的图表。该图表示出发动机1的转速为2000旋转时的情况。如图表所示,在低负荷区域(A)中,如上所述,喷油器6在进气冲程中(在图例中,曲柄角为约300度bTDC)向燃烧室17中,喷射1次总量的燃料。

[0269] 然后,在第2中负荷区域(B2)中,如上所述,喷油器6在压缩冲程中,分成前段喷射与后段喷射两次向燃烧室17中喷射燃料。前段喷射在离开点火定时的定时(在图例中,曲柄角为约80度bTDC)喷射燃料,后段喷射在接近点火定时的、活塞位于压缩上死点附近的定时(在图例中,曲柄角为约40度bTDC)喷射燃料。

[0270] 例如,前段喷射在进气冲程至压缩冲程的前半为止的期间进行,后段喷射在压缩冲程的后半至膨胀冲程的前半为止的期间进行。这里,压缩冲程的前半以及后半能够定义为降压缩冲程二等分时的其前半部分以及后半部分。膨胀冲程的前半也同样地能够定义为将膨胀冲程二等分时的其前半部分。

[0271] 在前段喷射中设定为,燃料被朝向活塞3的上表面中的腔室31的外侧喷射,混合气偏向位于燃烧室17的周边部分。另一方面,在后段喷射中设定为,燃料被朝向腔室31的内侧喷射,混合气偏向位于燃烧室17的中心部分。据此,使混合气在燃烧室17的中心部分与周边部分与形成温度差。

[0272] 即,设定为燃烧室17的周边部分的混合气与燃烧室17的中心部分的混合气相比,温度较低。例如,由于在燃烧室17的周边部分存在冷却的气缸11(气缸套),因此位于其周边的混合气的温度容易低于位于燃烧室17的中心侧的混合气。若在混合气形成温度差,则在

燃烧开始的定时产生差异,能够使燃烧室17的周边部分的燃烧,换句话说自点火方式下的燃烧相对延迟。通过与燃烧室17的中心侧相比,使周边侧以自点火方式进行的燃烧产生延迟,从而能够使自点火方式下的燃烧在整体上缓慢地进行

[0273] 若燃料的量较多,则例如在增压SPCCI燃烧中,如图10的下图所示,由于SI燃烧、CI燃烧的放热量增加,燃烧一口气开始,其结果,燃烧噪声增大。与此相对,若在燃烧室17的中心部分与周边部分,如上所述在混合气形成温度差,则由于燃烧的开始定时的差异,即使放热量增加,也能够使SI燃烧以及CI燃烧比较缓慢地发生,因此能够降低燃烧噪声。

[0274] 在第1中负荷区域(B1)中,也从第2中负荷区域(B2)起连续地进行分段喷射,与第2中负荷区域同样地,喷油器6在压缩冲程中,分成前段喷射与后段喷射两次向燃烧室17中喷射燃料。

[0275] 然后,在高负荷区域(C)中,喷油器6在延迟期间内向燃烧室17中喷射燃料。另外,喷油器6在进气冲程中向燃烧室17中喷射燃料。此外,也可以在高负荷区域中也继续进行分段喷射,图例示出了该情况。

[0276] 如图18所示,在进行SPCCI燃烧的中负荷区域中,为了实现在燃烧室17中形成大致均匀的混合气这一要求,进行前段喷射以及后段喷射的定时相对于发动机1的负荷高低变化而保持固定。另外,喷射燃料的总量也根据发动机1的负荷而设定,不能变更。

[0277] 因此,在发动机1的负荷较高的运转区域,为了使混合气的温度降低,考虑以与发动机1的低负荷侧相比,在高负荷侧使面向燃烧室17的高温区域的燃料的比例变高的方式,由ECU10控制喷油器6。具体而言,相对于在前段喷射中喷射的燃料,增加在后段喷射中喷射的燃料的比例,以使朝向活塞3的上表面的燃料的量增加。

[0278] 图19示出表示相对于发动机1的负荷的高低的燃料的喷射率(在后段喷射中喷射的燃料的量/在前段喷射中喷射的燃料的量)的图表。在低负荷区域(A)中,在进气冲程中,由于总量的燃料被1次喷射,因此在前段喷射中喷射的燃料的量为100%,在后段喷射中不喷射燃料,喷射率为零。

[0279] 然后,在第2中负荷区域(B2)中,分成前段喷射与后段喷射两次向燃烧室17中喷射燃料,但在图例中,喷射率被控制为呈一次函数地逐渐增加。即,在前段喷射中喷射的燃料的量逐渐减少,伴随与此在后段喷射中喷射的燃料的量逐渐增加。在前段喷射以及后段喷射双方中喷射的燃料的总量不变化,而是使燃料的比例变化。

[0280] 第1中负荷区域(B1)中,在后段喷射中喷射的燃料的比例也从第2中负荷区域(B2)起连续地增加。由此,在这些中负荷区域中,在燃烧室17中,朝向温度容易增高的活塞3的上表面(高温区域)的燃料的量逐渐增加。与活塞3的上表面接触的燃料利用其汽化潜热从活塞3的上表面夺走热量。因此,通过增加朝向活塞3的上表面的燃料的量,能够与其对应地降低活塞3的上表面的温度。此外,喷射率的变化也可以不呈一次函数。例如,既可以以阶跃状变化,也可以以曲线状变化。

[0281] 其结果,与低负荷侧相比,在高负荷侧由于能够进一步降低燃烧室17中的温度相对较高的混合气的温度,因此能够将燃烧室17的混合气的温度整体降低。其结果,在发动机1的负荷较高的区域中,SPCCI燃烧的稳定性提高,能够抑制SI率的降低。

[0282] 然后,在高负荷区域(C)中喷射率固定,在前段喷射中喷射的燃料的量设定得比在后段喷射中喷射的燃料的量少。在高负荷区域(C)中,向燃烧室17中喷射的燃料的比例几乎

都是在延迟期间内喷射的后段喷射(在前段喷射中喷射的燃料的比例实际上为零),该喷射率几乎成为上限值。

[0283] 通过对上述的发动机1的ECU10适用这样的利用了向燃烧室17的内部喷射的燃料的辅助性的控制方式,即使在高负荷侧的区域也能够有效地降低燃烧室17的温度。其结果,在发动机1的负荷较高的区域中,SPCCI燃烧的稳定性提高,能够抑制SI率的降低。

[0284] <发动机的运转区域映射图的其他构成例>

[0285] 图7的下图示出发动机1的运转区域映射图的其他构成例。发动机1的运转区域映射图702相对于负荷的高低以及转速的高低而分成五个区域。具体而言,五个区域为包括怠速运转且在低转速以及中转速的区域中展开的低负荷区域(1)-1,与低负荷区域相比负荷较高且在低转速以及中转速的区域中展开的中负荷区域(1)-2,是与中负荷区域(1)-2相比负荷较高的区域且包括全开负荷的高负荷区域的中转速区域(2),在高负荷区域中与中转速区域(2)相比转速较低的低转速区域(3),以及与低负荷区域(1)-1、中负荷区域(1)-2、高负荷中转速区域(2)、高负荷低转速区域(3)相比转速较高的高转速区域(4)。这里,低转速区域、中转速区域、以及高转速区域分别设为将发动机1的全运转区域按转速方向大致三等分成低转速区域、中转速区域以及高转速区域时的低转速区域、中转速区域、以及高转速区域即可。在图7的例中,将小于转速N1设为低转速,将转速N2以上设为高转速,将转速N1以上且小于N2设为中转速。转速N1例如可以设为1200rpm程度,转速N2例如可以设为4000rpm左右。

[0286] 在运转区域映射图702中,以改善油耗以及排放性能为主要目的,在低负荷区域(1)-1、中负荷区域(1)-2、以及高负荷中转速区域(2)中,发动机1进行压缩自点火方式下的燃烧。在发动机1以低负荷运转时、以及发动机1以高负荷运转时,也进行SPCCI燃烧这点与运转区域映射图701不同。另外,发动机1在其他的区域,具体而言在高负荷低转速区域(3)以及高转速区域(4)中,进行火花点火方式下的燃烧。以下,参照图17所示的燃料喷射时期以及点火时期详细说明各区域中的发动机1的运转。

[0287] (低负荷区域(1)-1)

[0288] 发动机1在低负荷区域(1)-1中运转时,发动机1进行SPCCI燃烧。

[0289] 图17的附图标记601示出发动机1在低负荷区域(1)-1中,以附图标记601的运转状态运转时的燃料喷射时期(附图标记6011,6012)及点火时期(附图标记6013),以及燃烧波形(换句话说,表示热效率相对于曲柄角的变化波形,附图标记6014)各自的一例。

[0290] 发动机1在低负荷区域(1)-1中运转时,在燃烧室17中形成较强的涡流。发动机1在低负荷区域(1)-1中运转时,涡流比为4以上。涡流在燃烧室17的外周部增强,在中央部减弱。涡流控制阀(SCV)56为全闭或者关闭侧的规定的开度。如上所述,由于进气口18为滚流口,因此在燃烧室17中,形成具有滚流成分与涡流成分的斜向涡流。

[0291] 发动机1在低负荷区域(1)-1中运转时,混合气的空燃比(A/F)在燃烧室17的整体中与理论空燃比相比较稀薄。换句话说,在燃烧室17的整体中,混合气的空气过剩率 $\lambda$ 超过1。更详细而言,在燃烧室17的整体中,混合气的A/F为30以上。据此,能够抑制RawNO<sub>x</sub>的产生,能够改善排放性能。

[0292] 发动机1在低负荷区域(1)-1中运转时,EGR系统55根据需要向燃烧室17中导入EGR气体。

[0293] 发动机1在低负荷区域(1)-1中运转时,在燃烧室17内的中央部与外周部之间,混合气层级化。燃烧室17内的中央部是配置有火花塞25的部分,外周部是中央部的周围、接近气缸11的气缸套的部分。也可以定义为燃烧室17内的中央部是涡流较弱的部分,外周部是涡流较强的部分。

[0294] 中央部的混合气的燃料浓度与外周部的燃料浓度相比较浓。具体而言,中央部的混合气的A/F为20以上30以下,外周部的混合气的A/F为35以上。

[0295] 发动机1在低负荷区域(1)-1中运转时,喷油器6基本上在压缩冲程中将燃料分多次向燃烧室17中喷射。通过燃料的分段喷射、以及燃烧室17中的强涡流,从而在燃烧室17的中央部与外周部,混合气层级化。

[0296] 在燃料喷射结束后,在压缩上死点前的规定的定时,火花塞25对燃烧室17的中央部的混合气进行点火(参照附图标记6013)。由于中央部的混合气的燃料浓度相对较高,因此改善了点火性且火焰传播方式下的SI燃烧稳定化。通过SI燃烧稳定化,从而在适当的定时开始CI燃烧。在SPCCI燃烧中,改善了CI燃烧的控制性。其结果,发动机1在低负荷区域(1)-1中运转时,兼顾燃烧噪声的产生的抑制、与燃烧期间的缩短所带来的油耗性能的改善。

[0297] (中负荷区域(1)-2)

[0298] 发动机1在中负荷区域(1)-2中运转时,也与低负荷区域(1)-1同样地,发动机1进行SPCCI燃烧。中负荷区域(1)-2与运转区域映射图701中的中负荷区域(B)对应。

[0299] 图17的附图标记602示出发动机1在中负荷区域(1)-2中,以附图标记602的运转状态运转时的燃料喷射时期(附图标记6021,6022)及点火时期(附图标记6023),以及燃烧波形(附图标记6024)各自的一例。

[0300] EGR系统55在发动机1的运转状态处于中负荷区域(1)-2时,向燃烧室17中导入EGR气体。

[0301] 发动机1在中负荷区域(1)-2中运转时,也与低负荷区域(1)-1同样地,在燃烧室17中形成涡流比为4以上的强涡流。涡流控制阀(SCV)56为全闭或者关闭侧的规定的开度。通过增强涡流,能够将腔室31中滞留的残留气体从腔室31中逐出。其结果,能够使火花塞25附近的SI部的混合气的G/F与SI部周围的CI部的混合气的G/F不同。据此,如上所述,将燃烧室17整体的总G/F设为18以上且50以下,则能够使SPCCI燃烧稳定化。

[0302] 另外,通过增强涡流,由于燃烧室17内的紊流能量增高,因此发动机1在中负荷区域(1)-2中运转时,SI燃烧的火焰迅速传播而使SI燃烧稳定化。通过SI燃烧稳定而使CI燃烧的控制性提高。通过使SPCCI燃烧中的CI燃烧的定时合理化,能够抑制燃烧噪声的产生,且实现油耗性能的改善。另外,能够抑制循环间中的转矩的不均。

[0303] 发动机1在中负荷区域(1)-2中运转时,混合气的空燃比(A/F)在燃烧室17的整体中为理论空燃比( $A/F \approx 14.7$ )。通过三元催化剂将从燃烧室17排出的排出气体净化,发动机1的排放性能良好。混合气的A/F落入三元催化剂的净化窗口中即可。因此,混合气的空气过剩率 $\lambda$ 设为 $1.0 \pm 0.2$ 即可。

[0304] 发动机1在中负荷区域(1)-2中运转时,喷油器6进行进气冲程中的燃料喷射(附图标记6021)、与压缩冲程中的燃料喷射(附图标记6022)。通过在进气冲程中进行第1喷射6021,能够使燃料在燃烧室17中大致均等地分布。通过在压缩冲程中进行第2喷射6022,能

够利用燃料的汽化潜热降低燃烧室17中的温度。能够防止包含由第1喷射6021喷射的燃料的混合气过早点火。

[0305] 通过喷油器6进行进气冲程中的第1喷射6021与压缩冲程中的第2喷射6022,在燃烧室17中,作为整体形成空气过剩率 $\lambda$ 为 $1.0 \pm 0.2$ 的混合气。由于混合气的燃料浓度大致均匀,因此能够实现未燃损耗的降低所带来的油耗的改善,以及避免烟雾的产生所带来的排放性能的改善。空气过剩率 $\lambda$ 优选为 $1.0 \sim 1.2$ 。另外,燃烧室17整体的总G/F为18以上且50以下,火花塞25附近的SI部的G/F为 $14 \sim 22$ 。

[0306] 通过在压缩上死点前的规定的定时,火花塞25对混合气进行点火(附图标记6023),使混合气利用火焰传播燃烧。基于火焰传播的燃烧开始后,未燃混合气在目标定时自点火,进行CI燃烧。通过后段喷射而喷射的燃料主要进行SI燃烧。通过前段喷射而喷射的燃料主要进行CI燃烧。通过将燃烧室17整体的总G/F设为18以上且50以下,将火花塞25附近的SI部的G/F设为 $14 \sim 22$ ,能够使SPCCI燃烧稳定化。

[0307] 这里,如图7的下图所示,增压机44被关闭的区域(参照S/C OFF)为低负荷区域(1)-1的一部分以及中负荷区域(1)-2的一部分。详细而言,在低负荷区域(1)-1中的低转速侧的区域中,增压机44被关闭(off)。在低负荷区域(1)-1中的高转速侧的区域中,为了与发动机1的转速增高对应地确保必要的进气填充量,使增压机44开启(on),提高增压压力。另外,在中负荷区域(1)-2中的低负荷低转速侧的区域中,增压机44被关闭,在中负荷区域(1)-2中的高负荷侧的区域中,为了与燃料喷射量增加对应地确保必要的进气填充量,使增压机44开启,在高转速侧的区域中,为了与发动机1的转速增高对应地确保必要的进气填充量,使增压机44开启。

[0308] 此外,在高负荷中转速区域(2)、高负荷低转速区域(3)、以及高转速区域(4)的各区域中,在该全域中增压机44开启。

[0309] (高负荷中转速区域(2))

[0310] 发动机1在高负荷中转速区域(2)中运转时,也与低负荷区域(1)-1以及中负荷区域(1)-2同样地,发动机1进行SPCCI燃烧。

[0311] 图17的附图标记603示出发动机1在高负荷中转速区域(2)中以附图标记603的运转状态运转时的燃料喷射时期(附图标记6031,6032)及点火时期(附图标记6033)、以及燃烧波形(附图标记6034)各自的一例。另外,图17的附图标记604示出与附图标记603的运转状态相比转速较高时的燃料喷射时期(附图标记6041)及点火时期(附图标记6042)、以及燃烧波形(附图标记6043)各自的一例。

[0312] EGR系统55在发动机1的运转状态处于高负荷中转速区域(2)时,向燃烧室17中导入EGR气体。发动机1随着负荷增高而减少EGR气体的量。在全开负荷中,也可以将EGR气体设为零。

[0313] 另外,发动机1在高负荷中转速区域(2)中运转时,也与低负荷区域(1)-1同样地,在燃烧室17中形成涡流比为4以上的强涡流。涡流控制阀(SCV)56为全闭或者关闭侧的规定的开度。

[0314] 发动机1在高负荷中转速区域(2)中运转时,混合气的空燃比(A/F)在燃烧室17的整体中,为理论空燃比或者与理论空燃比相比较浓(换句话说,混合气的空气过剩率 $\lambda$ 为 $\lambda \cong 1$ )。

[0315] 发动机1在高负荷中转速区域(2)中的低转速侧运转时,喷油器6在进气冲程中进行喷射燃料(附图标记6031)且在压缩冲程的末期喷射燃料(附图标记6032)。压缩冲程的末期可以设为将压缩冲程三等分成初期、中期、以及末期时的末期。

[0316] 在进气冲程开始的前段喷射6031,可以在进气冲程的前半开始燃料喷射。进气冲程的前半可以设为将进气冲程二等分成前半与后半时的前半。具体而言,前段喷射可以在上死点前 $280^{\circ}\text{CA}$ 开始燃料喷射。

[0317] 若将前段喷射6031的喷射开始设为进气冲程的前半,虽省略了图示,则通过燃料喷雾与腔室31的开口边缘部接触,一部分的燃料进入燃烧室17的挤气区171,剩余的燃料进入腔室31内的区域。涡流在燃烧室17的外周部中增强,在中央部中减弱。因此,进入挤气区171的一部分的燃料进入涡流,进入腔室31内的区域的剩余的燃料进入涡流的内侧。进入涡流的燃料在进气冲程至压缩冲程期间,在涡流中滞留,在燃烧室17的外周部中形成CI燃烧用的混合气。进入涡流的内侧的燃料在进气冲程至压缩冲程期间,也在涡流的内侧滞留,在燃烧室17的中央部中形成SI燃烧用的混合气。

[0318] 发动机1在高负荷中转速区域(2)中运转时,配置有火花塞25的中央部的混合气的空气过剩率 $\lambda$ 优选为1以下,外周部的混合气的空气过剩率 $\lambda$ 为1以下,优选小于1。中央部的混合气的空燃比(A/F)例如可以设为13以上且理论空燃比(14.7)以下。中央部的混合气的空燃比也可以比理论空燃比稀薄。另外,外周部的混合气的空燃比例如可以设为11以上且理论空燃比以下,优选设为11以上且12以下。若将燃烧室17的外周部的空气过剩率 $\lambda$ 设为小于1,则外周部由于混合气中的燃料量增加而能够利用燃料的汽化潜热降低温度。燃烧室17的整体的混合气的空燃比可以设为12.5以上且理论空燃比以下,优选设为12.5以上且13以下。

[0319] 压缩冲程的末期进行的后段喷射6032,例如也可以在上死点前 $10^{\circ}\text{CA}$ 开始燃料喷射。通过在上死点的紧前进行后段喷射,能够利用燃料的汽化潜热降低燃烧室内的温度。通过前段喷射6031喷射的燃料在压缩冲程期间低温氧化反应进展,在上死点前中向高温氧化反应转变,但通过在上死点的紧前进行后段喷射6032,使燃烧室内的温度降低,能够抑制由低温氧化反应向高温氧化反应转变,能够抑制过早点火发生。此外,前段喷射的喷射量与后段喷射的喷射量的比例作为一例可以设为95:5。

[0320] 火花塞25在压缩上死点附近对燃烧室17的中央部的混合气进行点火(附图标记6033)。火花塞25例如在压缩上死点以后进行点火。由于火花塞25配置于燃烧室17的中央部,因此利用火花塞25的点火,中央部的混合气开始火焰传播方式下的SI燃烧。

[0321] 在高负荷区域中,由于燃料喷射量增多且燃烧室17的温度也增高,因此成为CI燃烧容易提前开始的状况。换言之,在高负荷区域中,容易发生混合气的过早点火。然而,如上所述,燃烧室17的外周部的温度利用燃料的汽化潜热而降低,因此能够避免在对混合气进行火花点火后,CI燃烧立即开始。

[0322] 如上所述,若火花塞25对中央部的混合气进行点火,SI燃烧由于高紊流能量,燃烧速度加快而稳定化,且SI燃烧的火焰顺着燃烧室17内的强涡流沿周向传播。这样,在燃烧室17的外周部中的周向上的规定的位置,未燃混合气进行压缩点火,开始CI燃烧。

[0323] 在该SPCCI燃烧的构思中,通过在燃烧室17中使混合气层级化、以及在燃烧室17中产生强涡流,从而能够在至CI燃烧的开始为止充分进行SI燃烧。其结果,能够抑制燃烧噪声

的产生且燃烧温度不过高、也抑制了NO<sub>x</sub>的生成。另外,能够抑制循环间的转矩的不均。

[0324] 另外,由于外周部的温度较低,CI燃烧变得缓慢,能够抑制燃烧噪声的产生。并且,利用CI燃烧使燃烧期间缩短,因此在高负荷区域中实现转矩的提高以及热效率的提高。因此,该发动机1通过在负荷较高的区域中进行SPCCI燃烧,能够避免燃烧噪声且改善油耗性能。

[0325] 发动机1在高负荷中转速区域(2)中的高转速侧运转时,喷油器6在进气冲程中开始燃料喷射(附图标记6041)。

[0326] 在进气冲程开始的前段喷射6041与上述同样地可以在进气冲程的前半开始燃料喷射。具体而言,前段喷射6041可以在上死点前280°CA开始燃料喷射。前段喷射的结束有时超过进气冲程而发生在压缩冲程中。通过将前段喷射6041的喷射开始设为进气冲程的前半,能够在燃烧室17的外周部中形成CI燃烧用的混合气,且在燃烧室17的中央部中形成SI燃烧用的混合气。配置有火花塞25的中央部的混合气与上述同样地,优选空气过剩率 $\lambda$ 为1以下,外周部的混合气的空气过剩率 $\lambda$ 为1以下,优选小于1。中央部的混合气的空燃比(A/F)例如可以设为13以上且理论空燃比(14.7)以下。中央部的混合气的空燃比也可以比理论空燃比稀薄。另外,外周部的混合气的空燃比例如可以为11以上且理论空燃比以下,优选11以上且12以下。燃烧室17的整体的混合气的空燃比可以为12.5以上且理论空燃比以下,优选12.5以上且13以下。

[0327] 若发动机1的转速增高,则通过前段喷射6041喷射的燃料发生反应的时间缩短。因此,能够省略用于抑制混合气的氧化反应的后段喷射。

[0328] 火花塞25在压缩上死点附近,对燃烧室17的中央部的混合气进行点火(附图标记6042)。火花塞25例如在压缩上死点以后进行点火。

[0329] 如上所述,通过使混合气层级化,在高负荷中转速区域(2)中,能够抑制燃烧噪声且使SPCCI燃烧稳定化。

[0330] (高负荷低转速区域(3))

[0331] 发动机1在高负荷低转速区域(3)中运转时,发动机1进行SI燃烧而非SPCCI燃烧。高负荷低转速区域(3)与运转区域映射图701中的第1高负荷区域(C1)对应。

[0332] 图17的附图标记605示出发动机1在高负荷低转速区域(3)中,以附图标记605的运转状态运转时的燃料喷射时期(附图标记6051,6052)及点火时期(附图标记6053)、以及燃烧波形(附图标记6054)各自的一例。

[0333] EGR系统55在发动机1的运转状态处于高负荷低转速区域(3)时,向燃烧室17中导入EGR气体。发动机1随着负荷增高而减少EGR气体的量。在全开负荷中,EGR气体设为零即可。

[0334] 发动机1在高负荷低转速区域(3)中运转时,混合气的空燃比(A/F)在燃烧室17的整体中为理论空燃比(A/F $\approx$ 14.7)。混合气的A/F收束于三元催化剂的净化窗口中即可。因此,混合气的空气过剩率 $\lambda$ 设为 $1.0\pm 0.2$ 即可。通过将混合气的空燃比设为理论空燃比,从而在高负荷低转速区域(3)中改善油耗性能。此外,发动机1在高负荷低转速区域(3)中运转时,将燃烧室17的整体的混合气的燃料浓度就空气过剩率 $\lambda$ 来说设为1以下,且为高负荷中转速区域(2)中的空气过剩率 $\lambda$ 以上,优选大于高负荷中转速区域(2)中的空气过剩率 $\lambda$ 。

[0335] 在运转区域映射图702中,发动机1在高负荷低转速区域(3)中运转时,喷油器6在

进气冲程中、以及压缩冲程末期至膨胀冲程初期为止的延迟期间各自的定时,向燃烧室17内喷射燃料(附图标记6051,6052)。通过分成两次喷射燃料,能够减少在延迟期间内喷射的燃料量。通过在进气冲程中喷射燃料(附图标记6051),能够充分确保混合气的形成时间。另外,通过在延迟期间喷射燃料(附图标记6052),能够在点火紧前提高燃烧室17中的流动,有利于SI燃烧的稳定化。

[0336] 火花塞25在燃料的喷射后、压缩上死点附近的定时,对混合气进行点火(附图标记6053)。火花塞25例如也可以在压缩上死点后进行点火。混合气在膨胀冲程中进行SI燃烧。由于SI燃烧在膨胀冲程中开始,因此CI燃烧不开始。

[0337] 发动机1在高负荷低转速区域(3)中运转时,与在高负荷中转速区域(2)中运转时相比使涡流减弱。在高负荷低转速区域(3)中运转时,涡流控制阀(SCV)56的开度与在高负荷中转速区域(2)中运转时相比较大。涡流控制阀56的开度例如设为50%左右(换句话说,半开)即可。

[0338] 如图2的上图中点划线的箭头所示那样,喷油器6的喷孔的轴相对于火花塞25,位置在周向上偏离。从喷孔喷射的燃料利用燃烧室17中的涡流沿周向流动。利用涡流能够迅速地将燃料输送至火花塞25的附近。燃料能够在被输送至火花塞25的附近期间汽化。

[0339] 另一方面,若涡流过强,则燃料被沿周向吹走,从火花塞25的附近离开,不能迅速向火花塞25的附近输送燃料。因此,发动机1在高负荷低转速区域(3)中运转时,与在高负荷中转速区域(2)中运转时相比减弱涡流。由此,由于能够迅速向火花塞25的附近输送燃料,因此能够实现混合气的点火性的改善以及SI燃烧的稳定化。

[0340] (高转速区域(4))

[0341] 若发动机1的转速较高,则曲柄角变化 $1^\circ$ 所需时间缩短。因此,例如在高负荷区域中的高转速区域中,如上所述,在燃烧室17内难以进行混合气的层级化。若发动机1的转速增高,则难以进行上述的SPCCI燃烧。

[0342] 因此,发动机1在高转速区域(4)中运转时,发动机1进行SI燃烧而非SPCCI燃烧。此外,高转速区域(4)由低负荷至高负荷地在负荷方向的全域中扩展。

[0343] 图17的附图标记606示出发动机1在高转速区域(4)中,以附图标记606的运转状态运转时的燃料喷射时期(附图标记6061)及点火时期(附图标记6062),以及燃烧波形(附图标记6063)各自的一例。

[0344] EGR系统55在发动机1的运转状态处于高转速区域(4)时,向燃烧室17中导入EGR气体。发动机1随着负荷增高而减少EGR气体的量。在全开负荷中,将EGR气体设为零即可。

[0345] 发动机1在高转速区域(4)中运转时,将涡流控制阀(SCV)56设为全开。在燃烧室17内不产生涡流,仅产生滚流。通过将涡流控制阀56全开,能够在高转速区域(4)中提高填充效率,且能够降低泵损耗。

[0346] 发动机1在高转速区域(4)中运转时,混合气的空燃比(A/F)基本上在燃烧室17的整体中为理论空燃比(A/F=14.7)。混合气的空气过剩率 $\lambda$ 设为 $1.0 \pm 0.2$ 即可。此外,在高转速区域(4)内的包含负荷的负荷区域中,也可以将混合气的空气过剩率 $\lambda$ 设为小于1。

[0347] 发动机1在高转速区域(4)中运转时,喷油器6在进气冲程开始燃料喷射(参照附图标记6061)。喷油器6一次性喷射燃料。通过在进气冲程中开始燃料喷射,能够在燃烧室17中形成均匀或者大致均匀的混合气。另外,在发动机1的转速较高时,由于能够尽可能长时间

地确保燃料的汽化时间,因此也能够实现未燃损耗的降低以及抑制煤烟的产生。

[0348] 火花塞25在燃料的喷射结束后、且压缩上死点前的适当的定时,对混合气进行点火(参照附图标记6062)。

[0349] 附图标记说明

[0350] 1 发动机

[0351] 10 ECU(控制器)

[0352] 17 燃烧室

[0353] 23 进气电动S-VT(状态量设定器件,可变动阀机构)

[0354] 24 排气电动S-VT(状态量设定器件,可变动阀机构)

[0355] 25 火花塞

[0356] 49 增压系统(状态量设定器件)

[0357] 44 增压机

[0358] 43 节流阀(状态量设定器件)

[0359] 48 空气旁通阀(状态量设定器件)

[0360] 54 EGR阀(状态量设定器件)

[0361] 55 EGR系统(状态量设定器件)

[0362] 56 涡流控制阀(状态量设定器件)

[0363] 6 喷油器

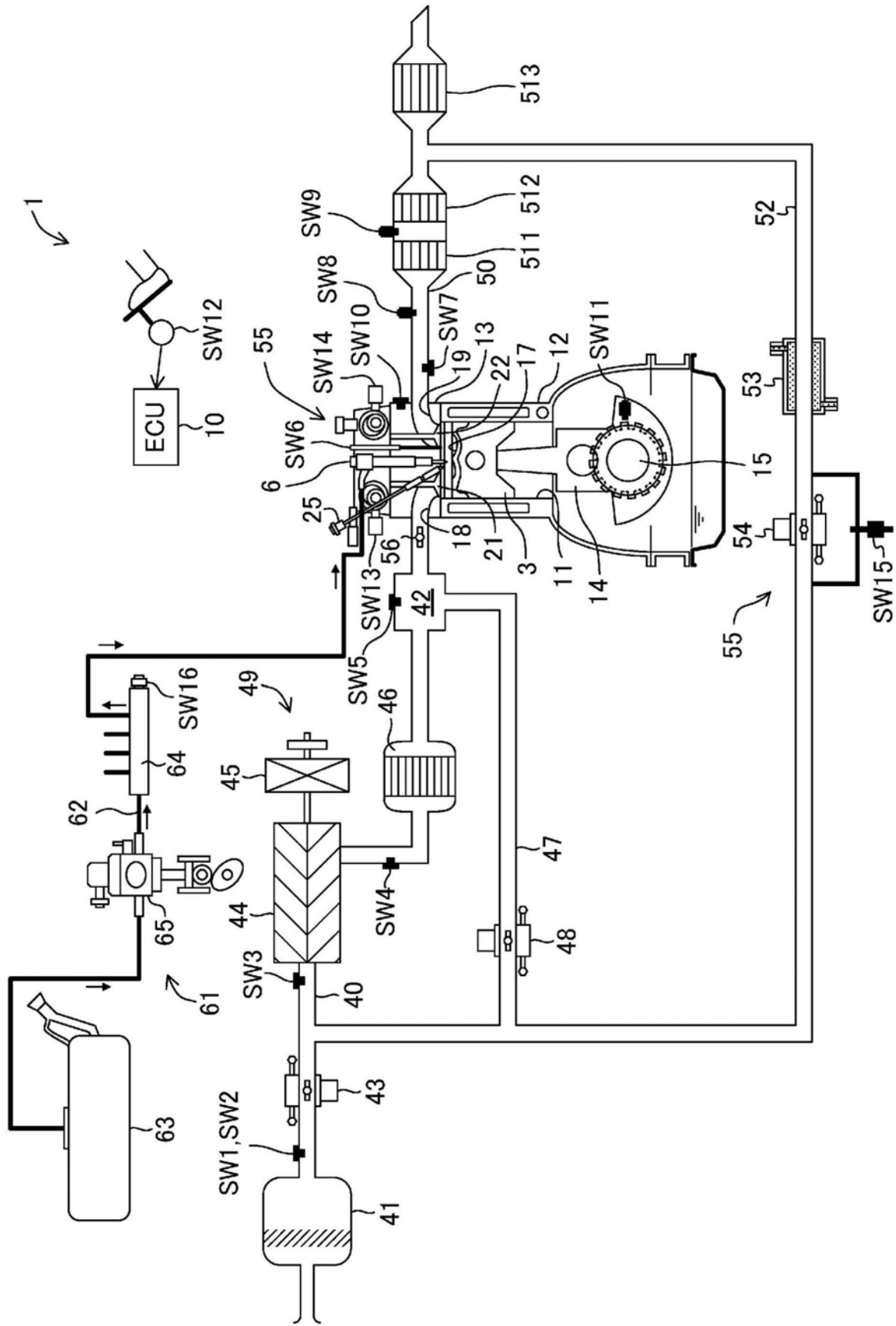


图1

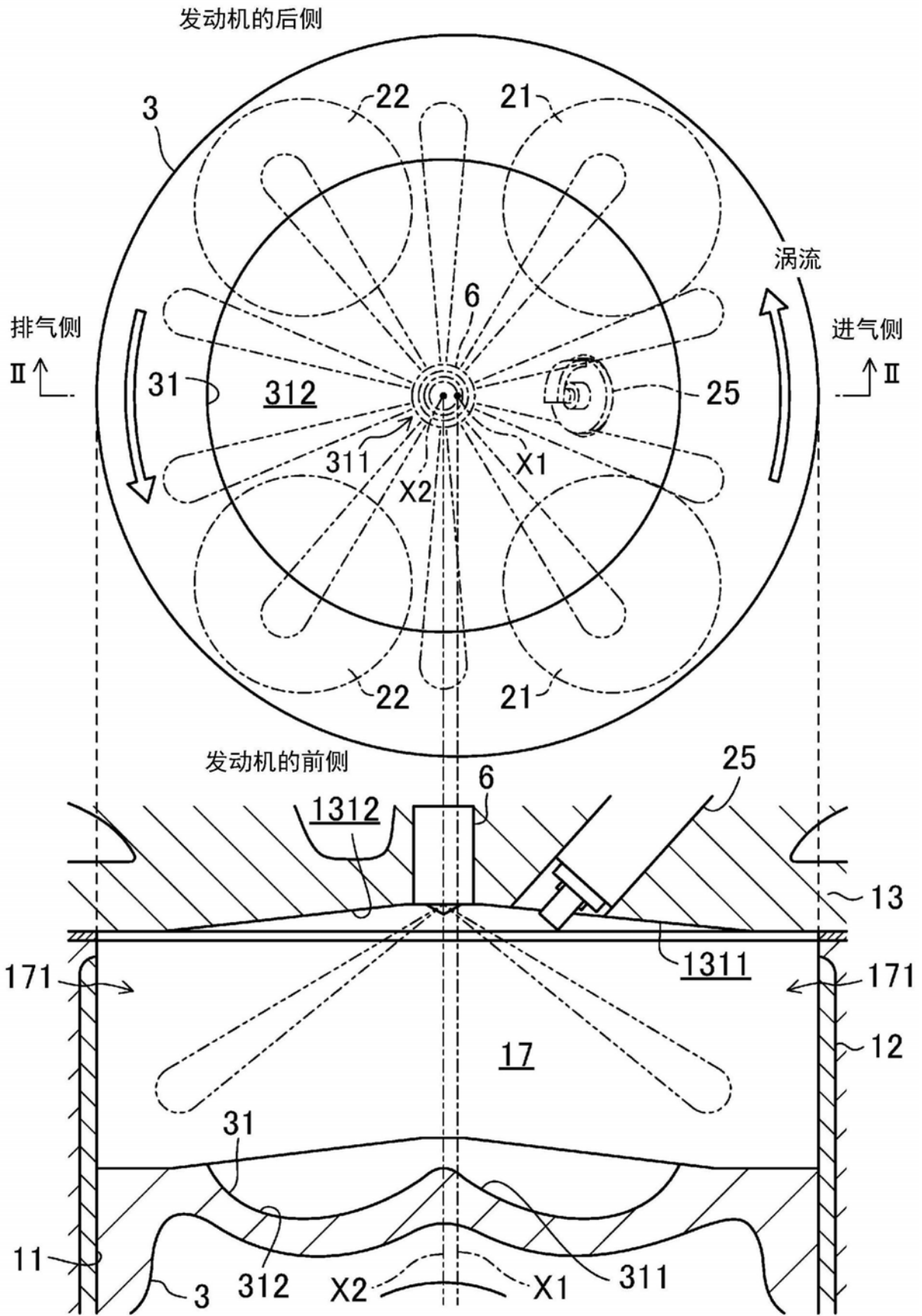


图2

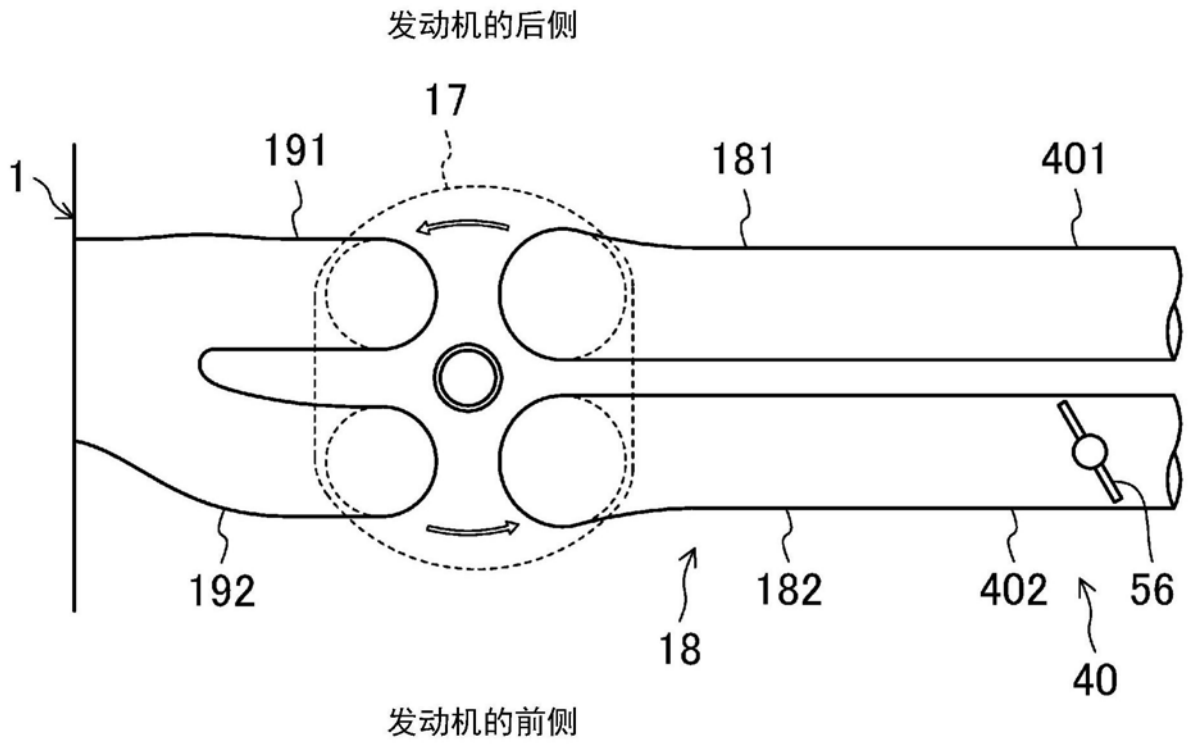


图3

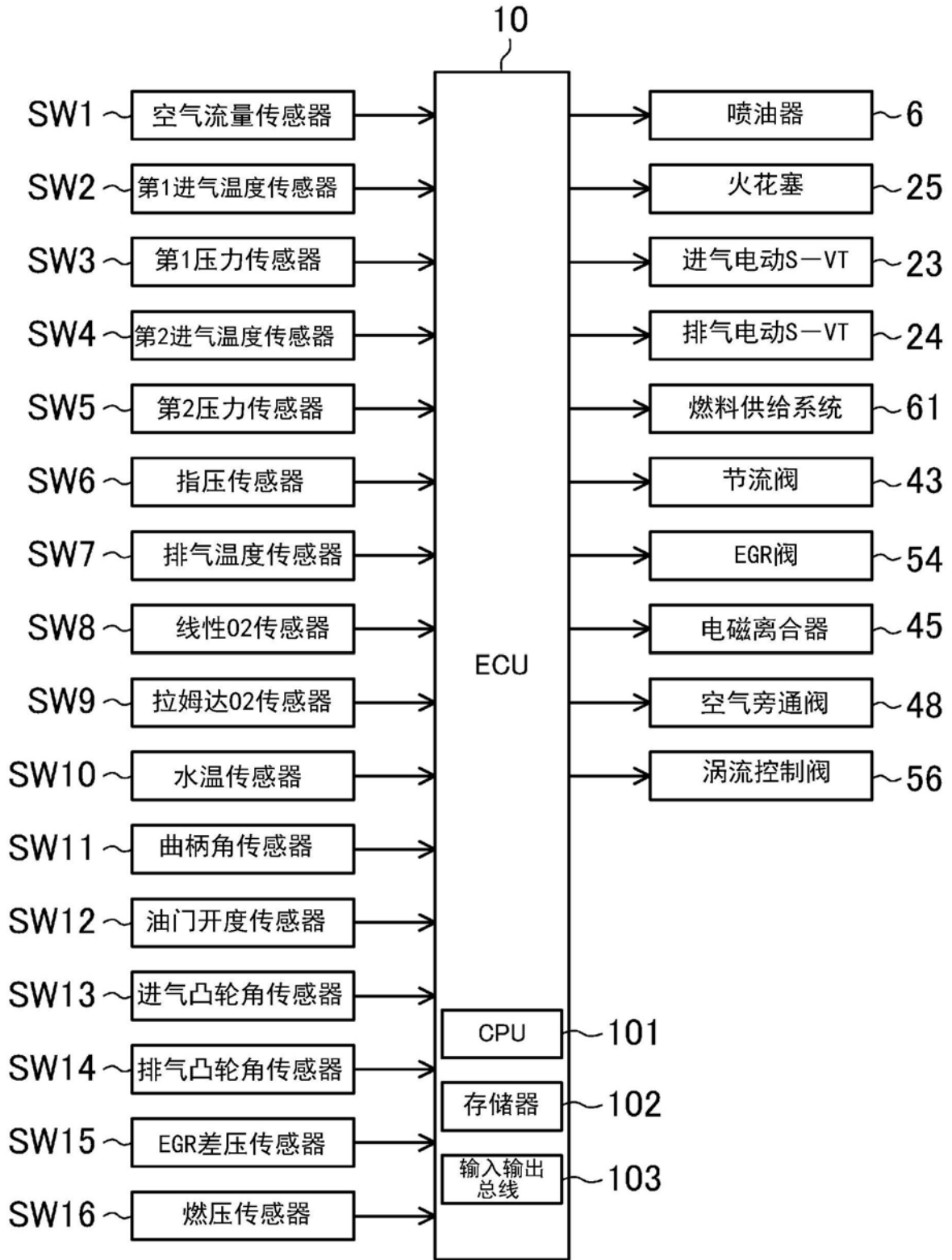


图4

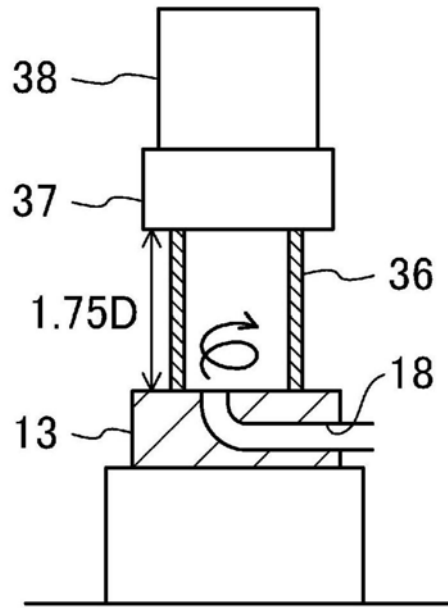


图5

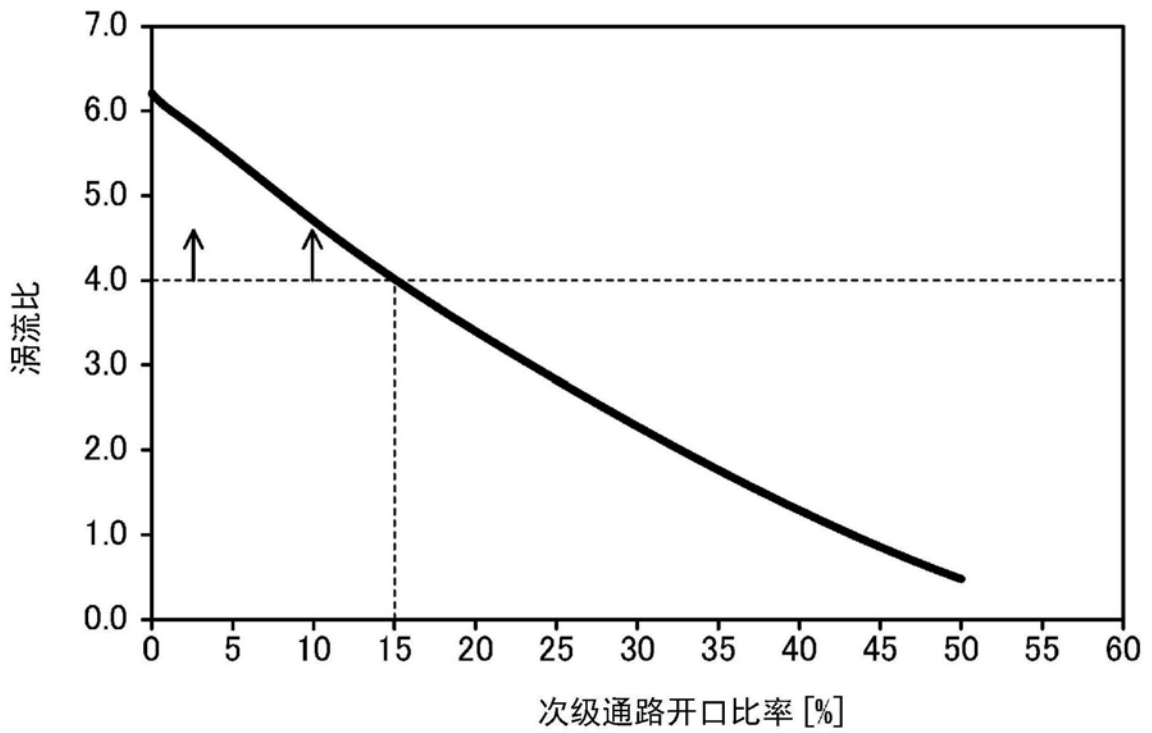


图6

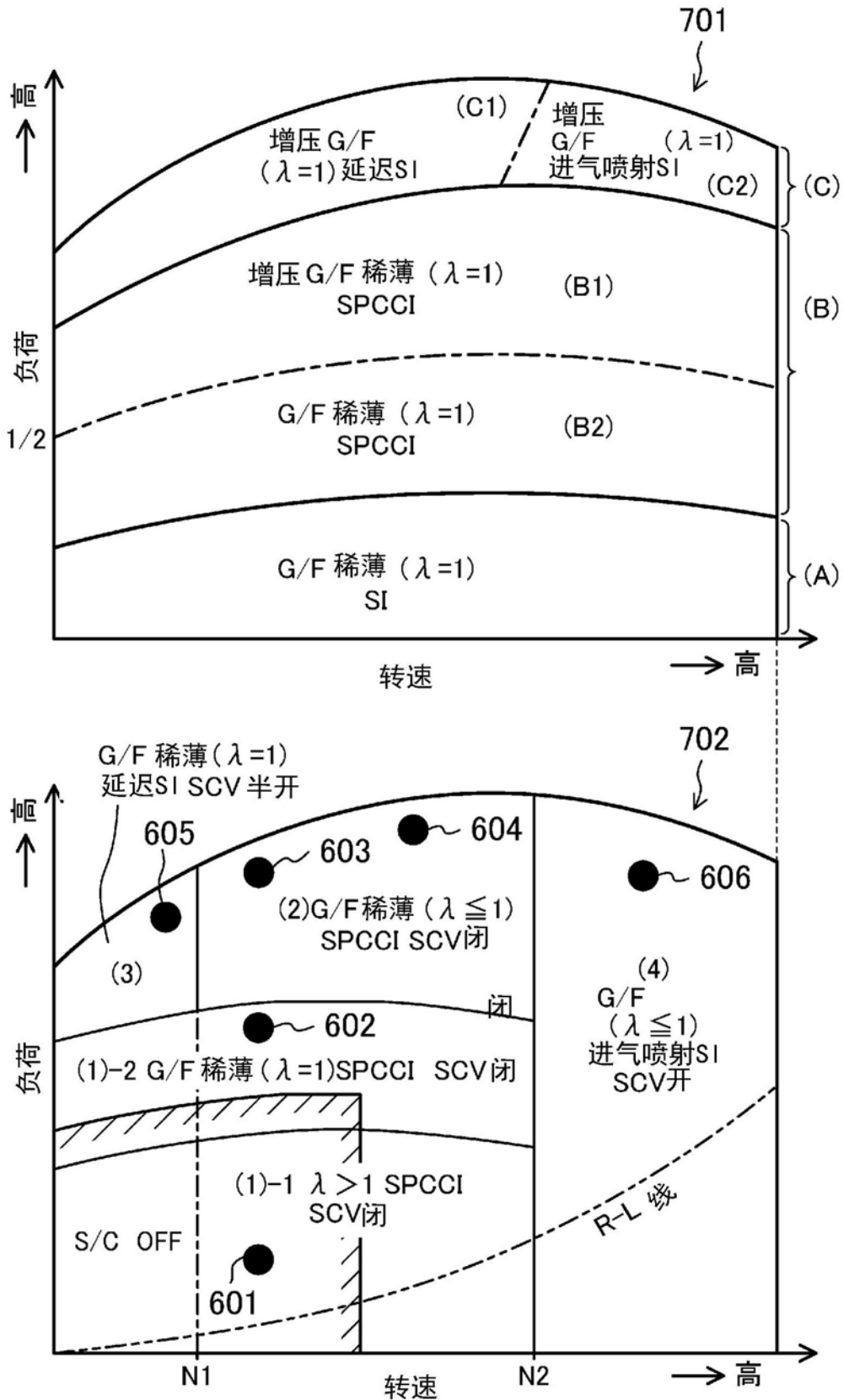


图7

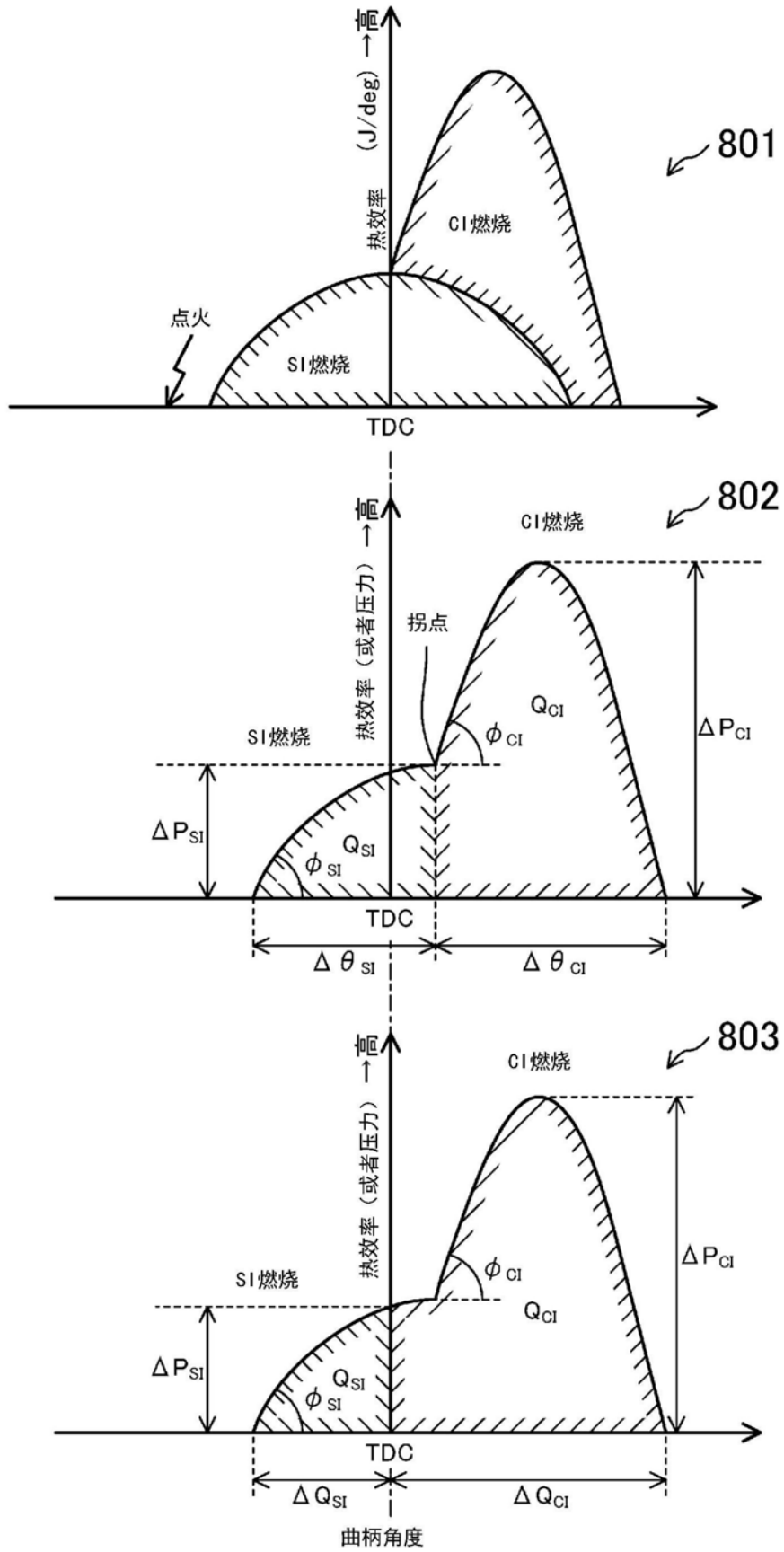


图8

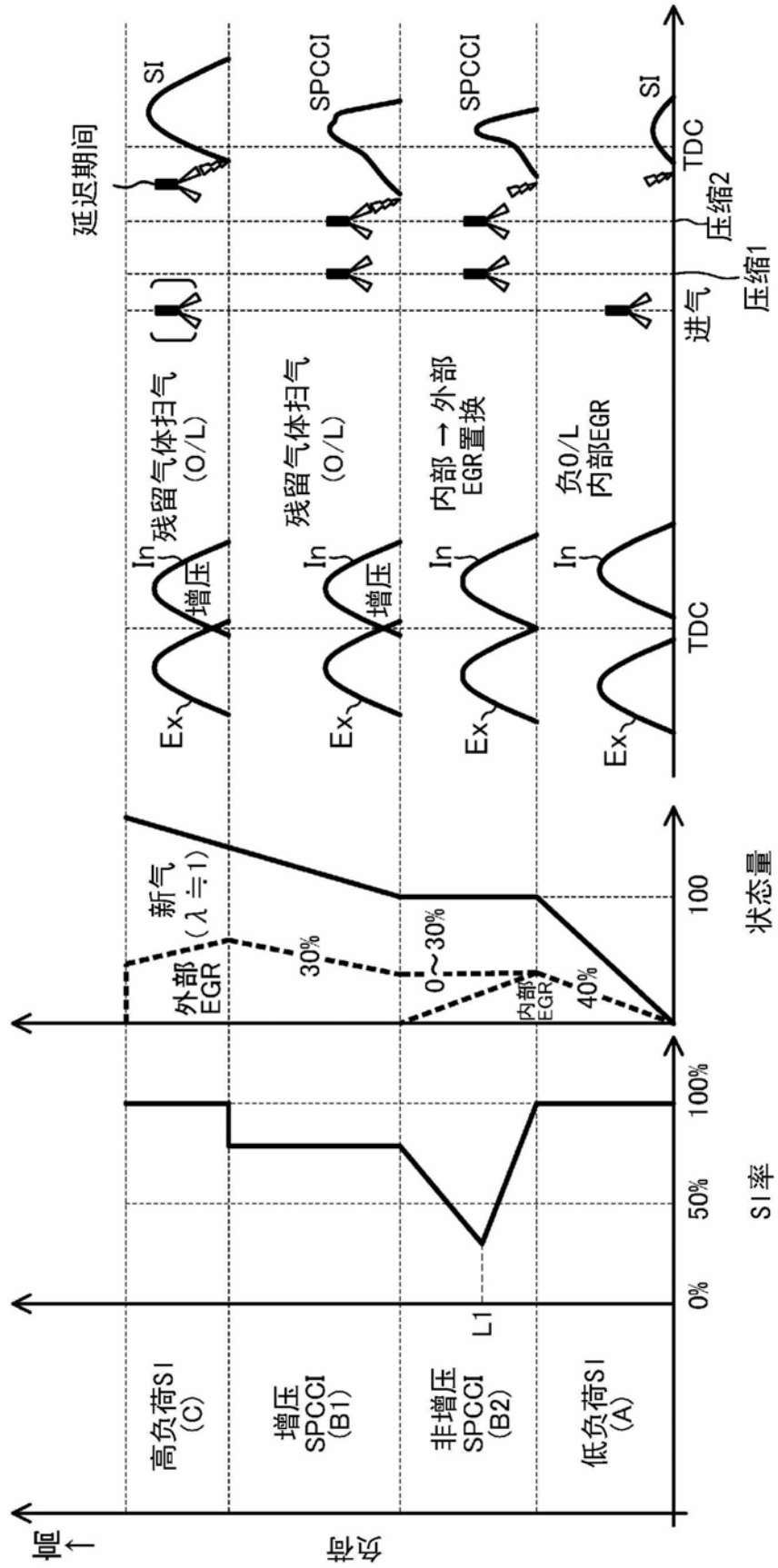


图9

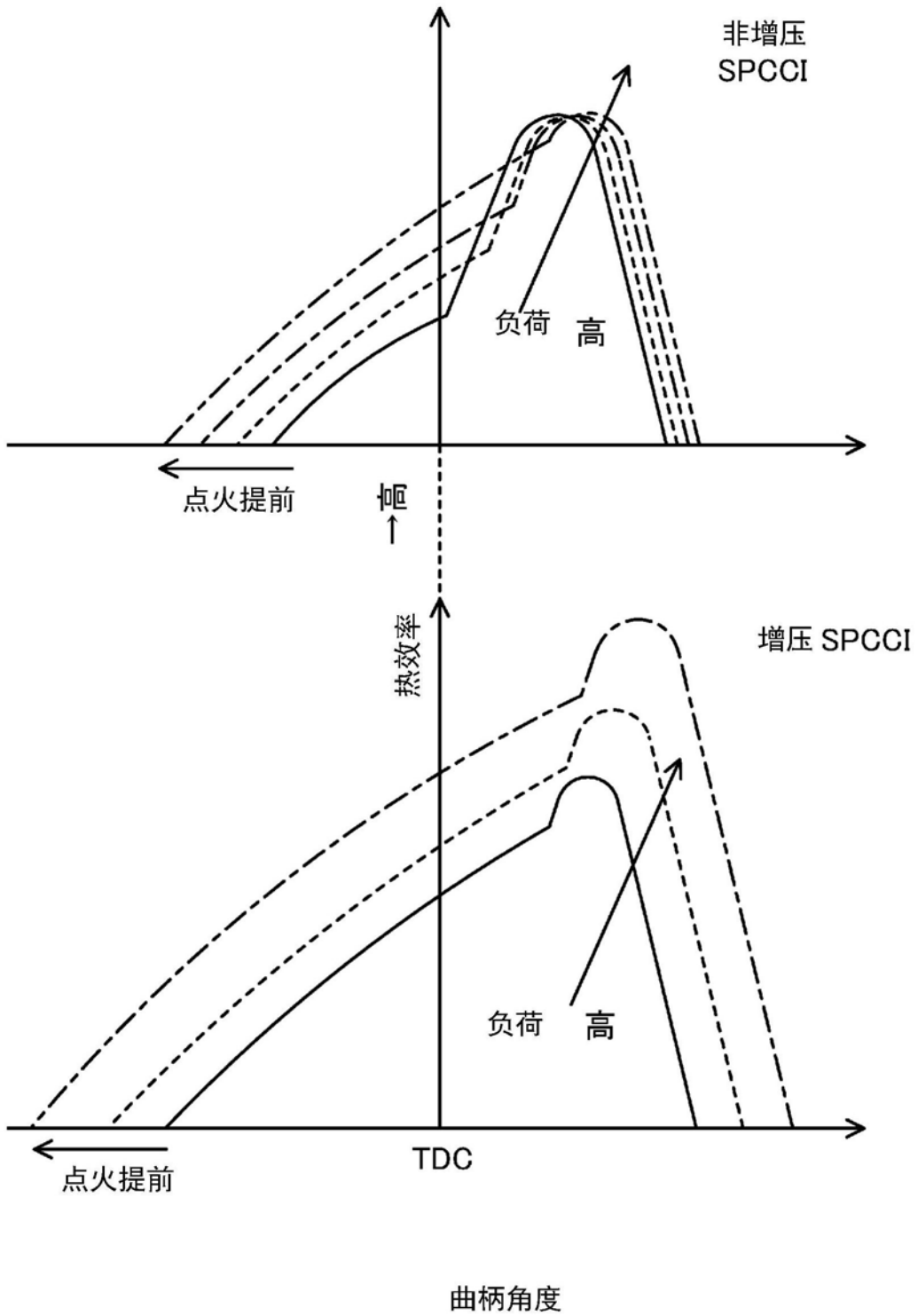


图10

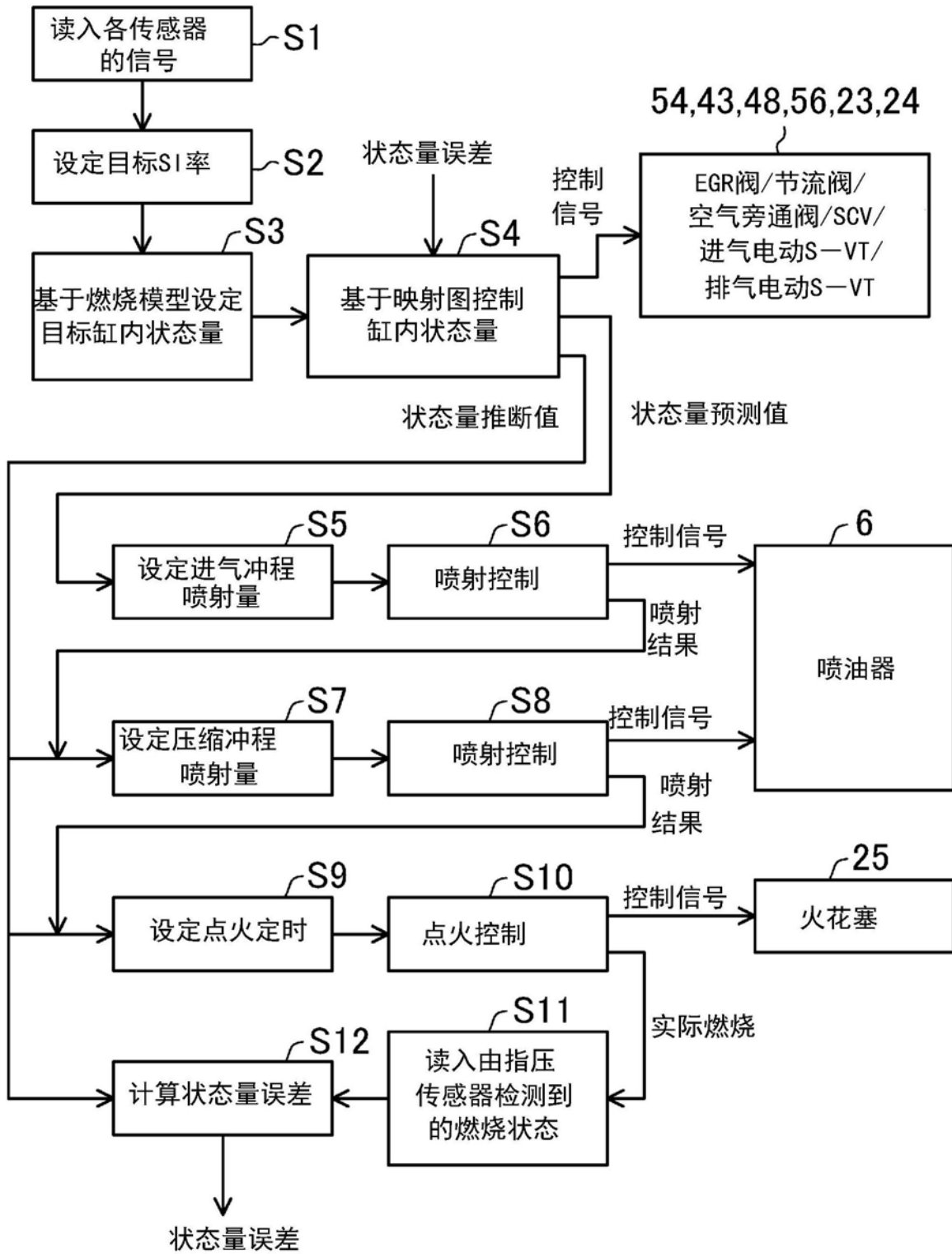


图11

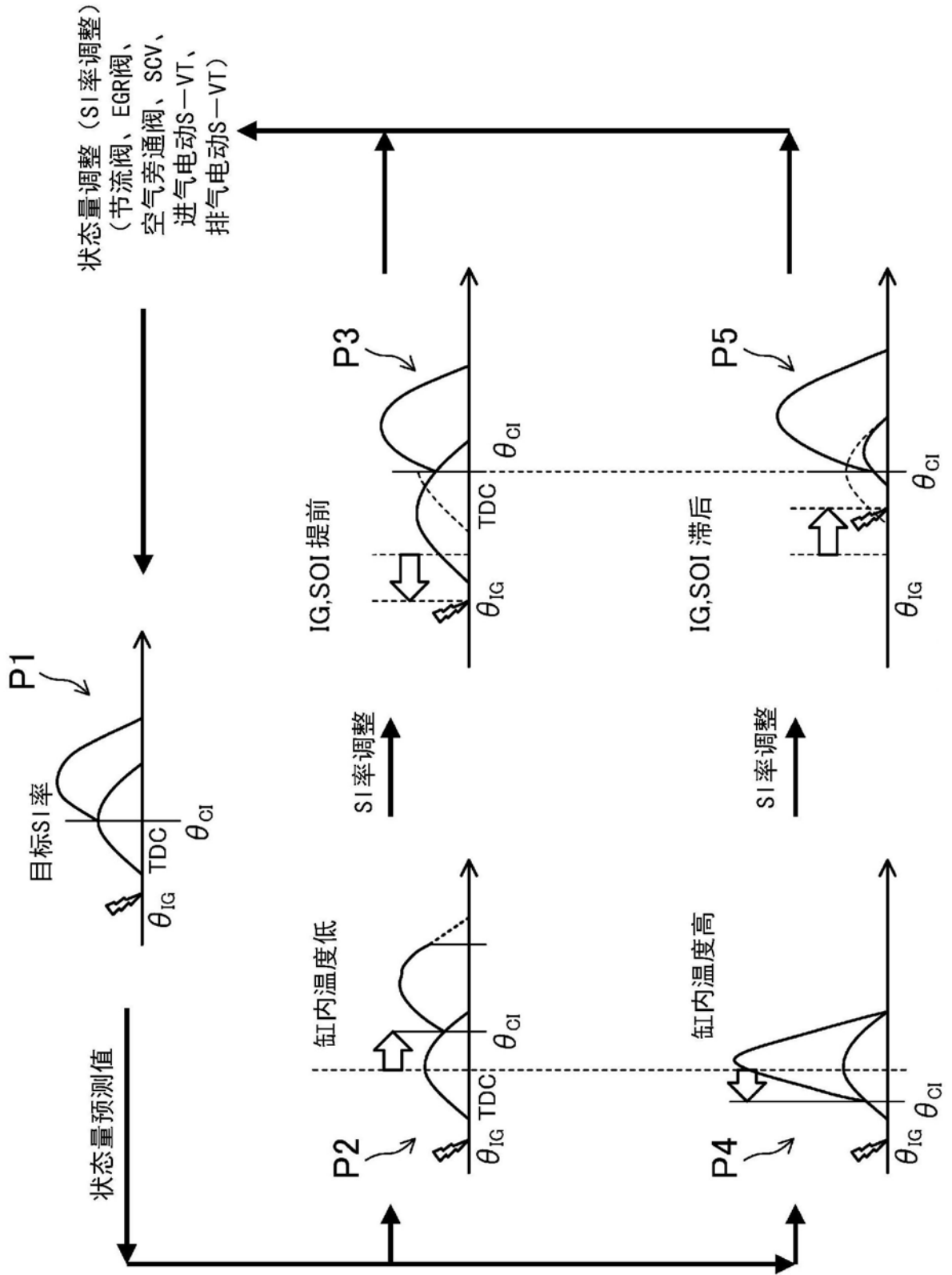


图12

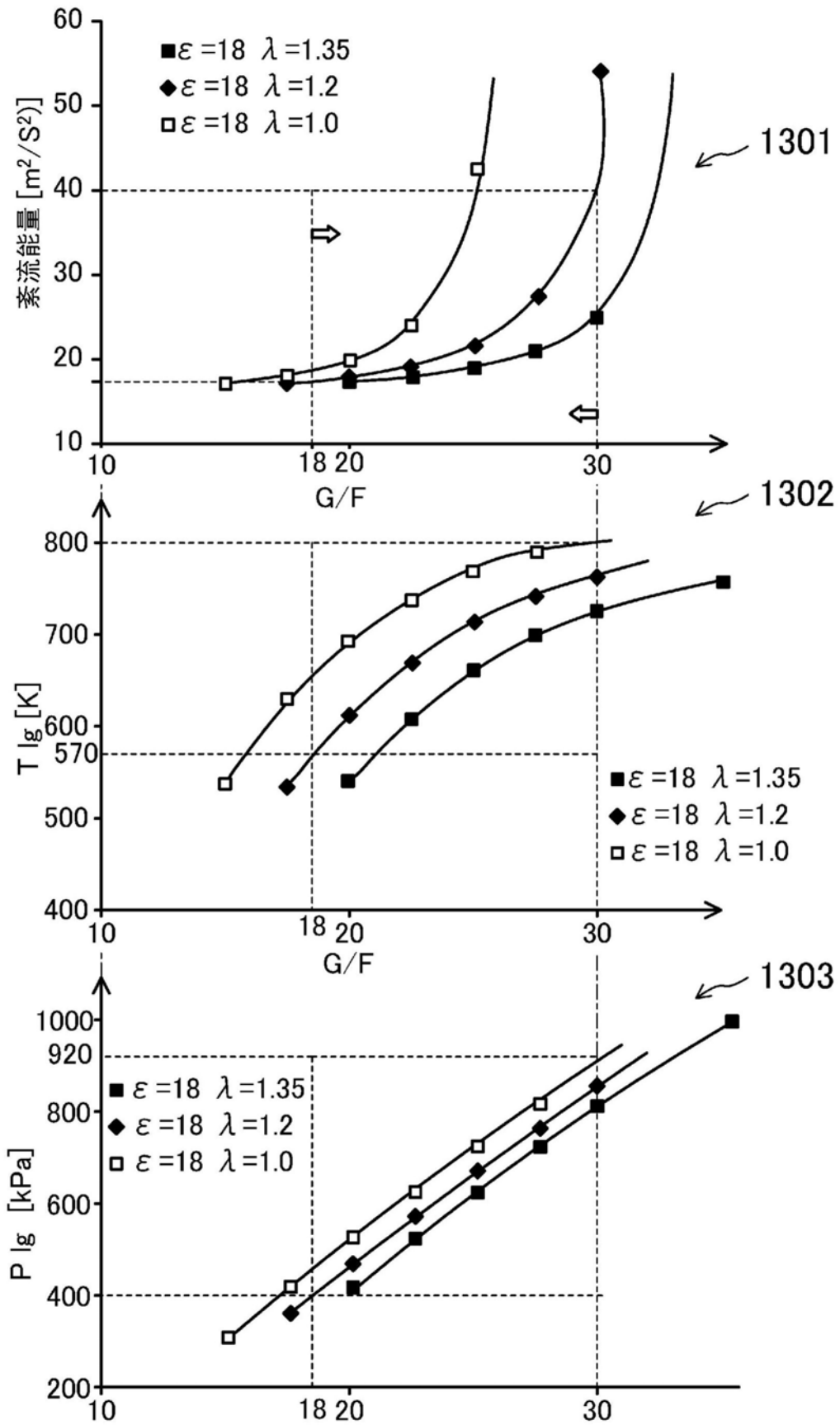


图13

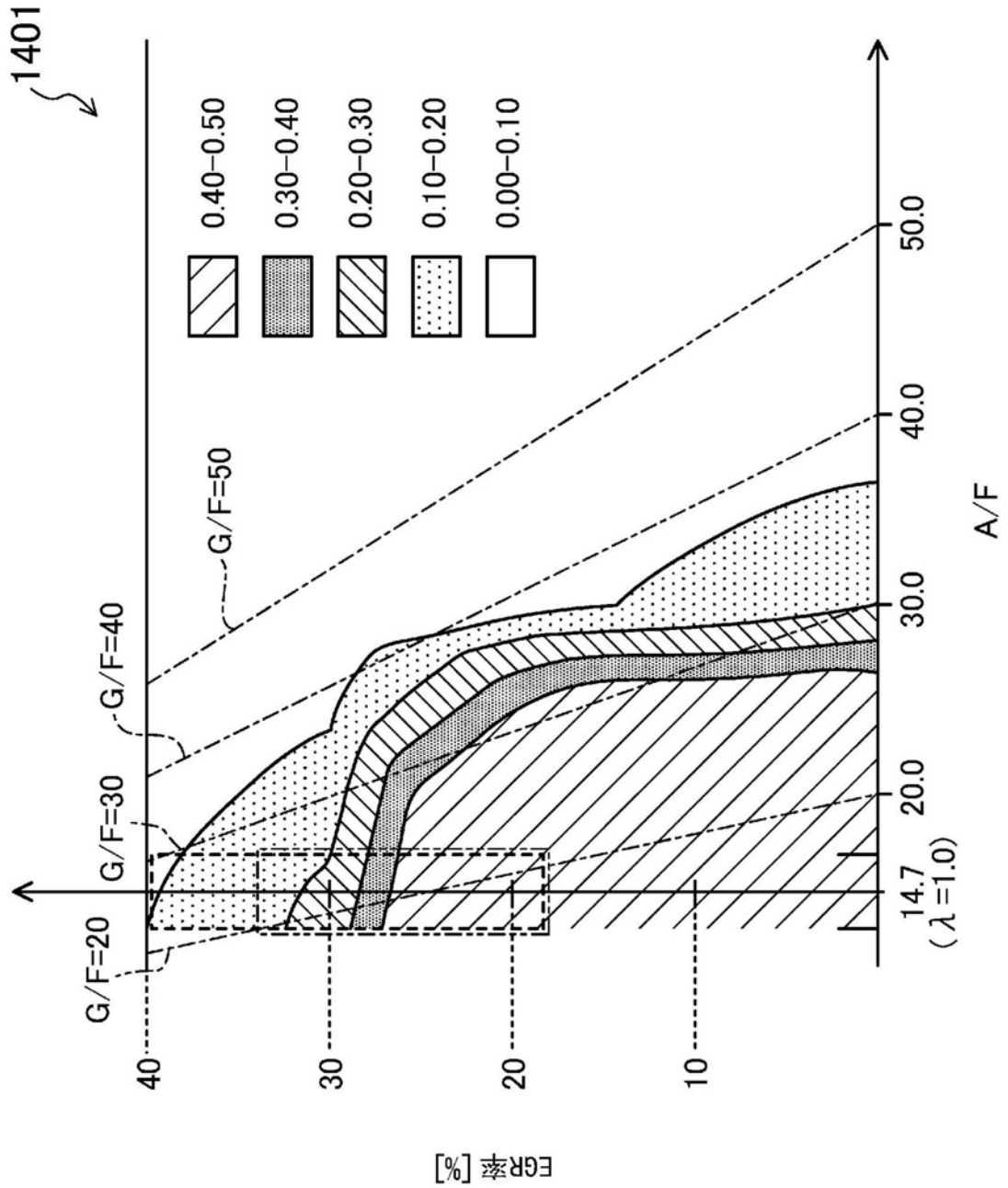


图14

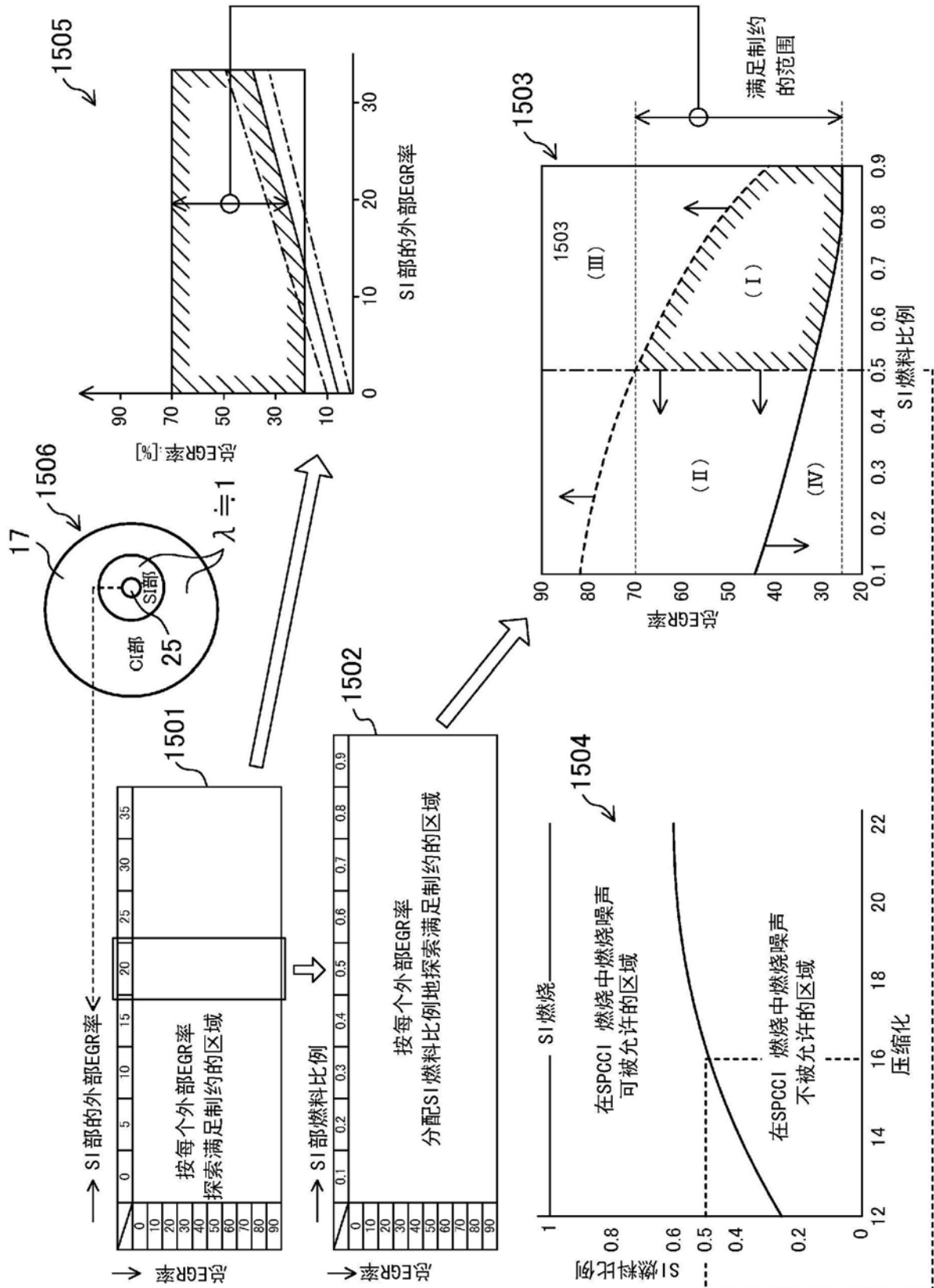


图15

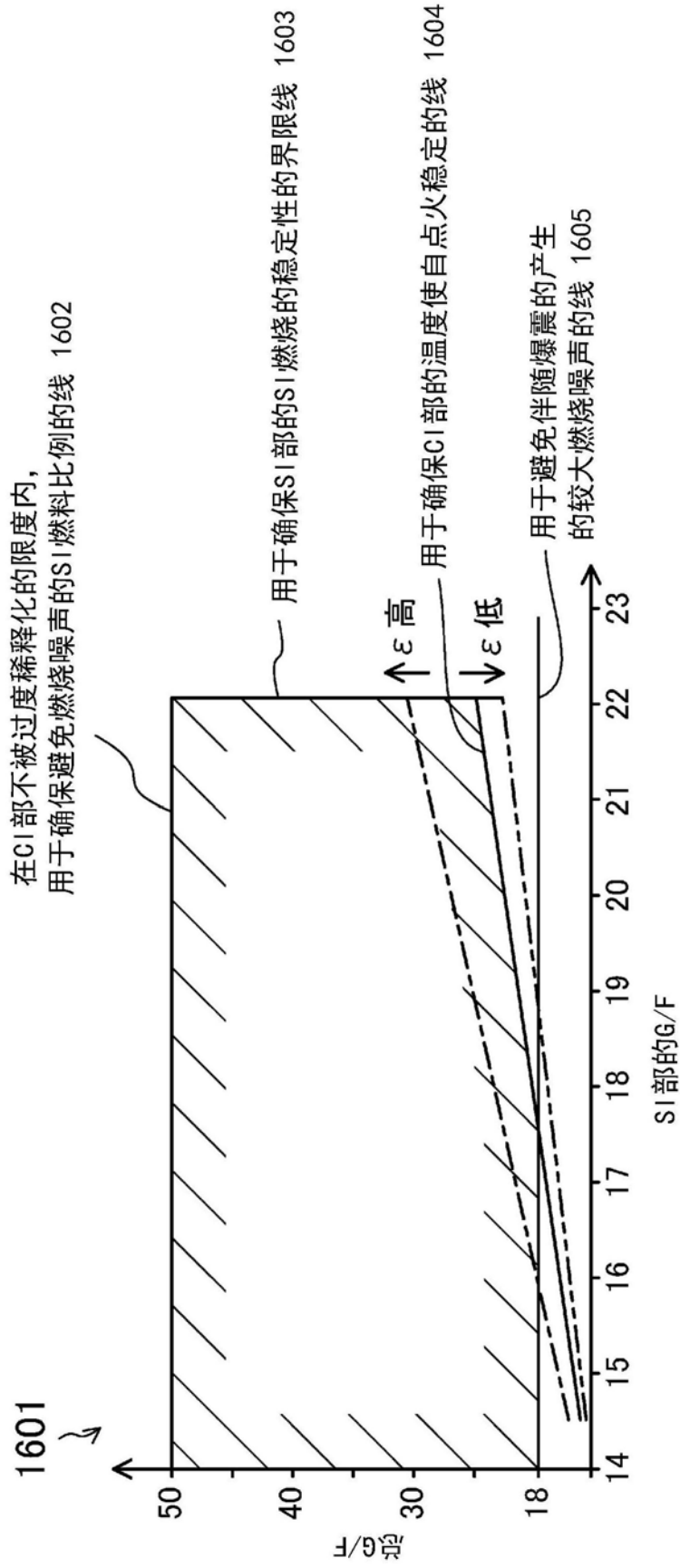


图16

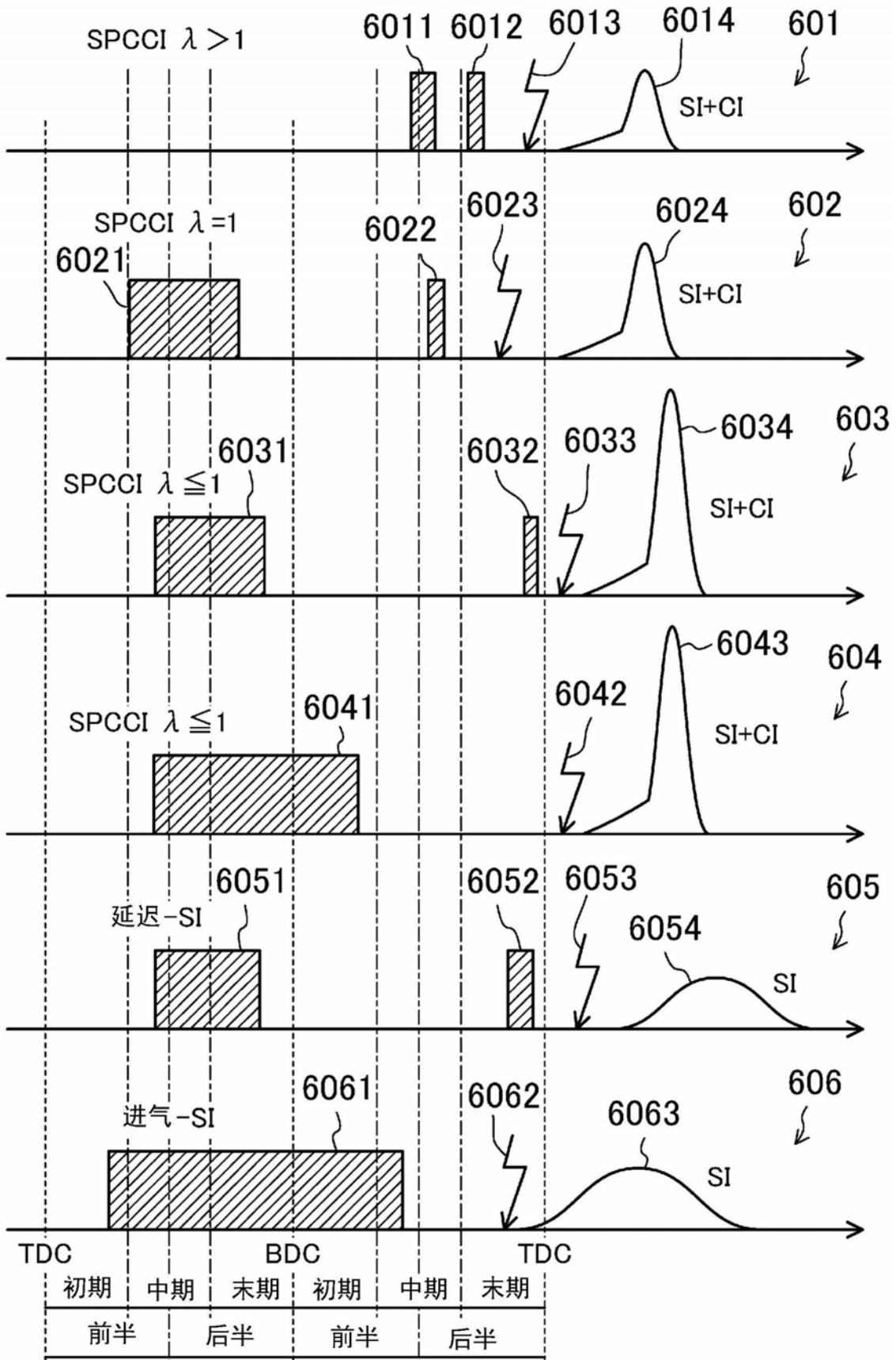


图17

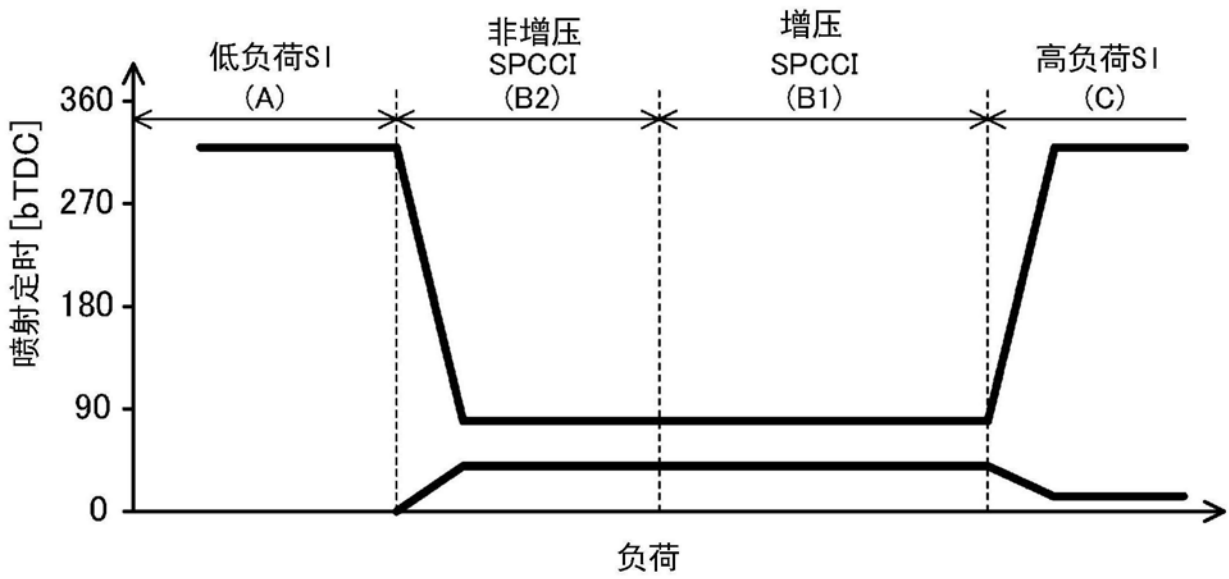


图18

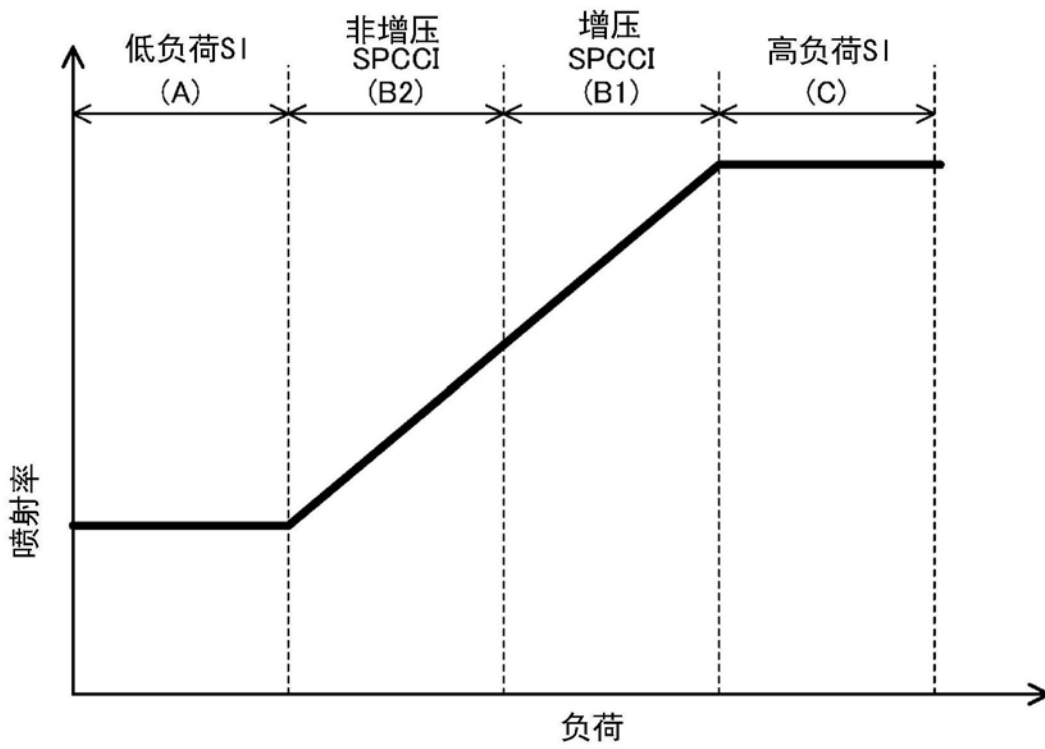


图19