



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 103511145 A

(43) 申请公布日 2014. 01. 15

(21) 申请号 201310238492. 3

(22) 申请日 2013. 06. 17

(30) 优先权数据

2012-146741 2012. 06. 29 JP

(71) 申请人 马自达汽车株式会社

地址 日本广岛县安芸郡

(72) 发明人 西田正美 后藤桂治 宫寄陆男

(74) 专利代理机构 上海瀚桥专利代理事务所

(普通合伙) 31261

代理人 曹芳玲

(51) Int. Cl.

F02M 51/06 (2006. 01)

F02M 61/18 (2006. 01)

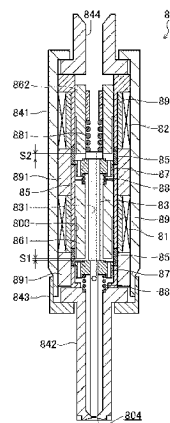
权利要求书1页 说明书17页 附图15页

(54) 发明名称

直喷发动机的燃料喷射阀

(57) 摘要

本发明涉及直喷发动机的燃料喷射阀,具备:在梢端部设置有喷口(84)的阀身(841、842);由内周面区划形成燃料通路(800)的筒状的壳体(85);开闭喷口(84)的阀体(83);在壳体(85)内在筒轴方向上可移动地设置,且由此使阀体(83)开闭的可动芯(871、872);和配置在壳体(85)的外侧的螺线管线圈(81、82),且在其通电时形成跨越夹入壳体(85)的内外的磁路,以此吸引可动芯(871、872)以使阀体(83)打开喷口(84)。燃料通路(800)内的最高燃料压力设定为40MPa以上的高燃料压力;燃料喷射阀(80)还具备与壳体(85)外嵌合地被安装的增强构件(891、892)。



1. 一种直喷发动机的燃料喷射阀，  
是将含有汽油的燃料向发动机的汽缸内直接喷射的直喷发动机的燃料喷射阀，  
具备：  
在梢端部设置有面对所述汽缸内的喷口的阀身；  
配设在所述阀身内的筒状的壳体，且由其内周面区划形成燃料通路；  
产生行程并开闭所述喷口的阀体；  
在所述壳体内在筒轴方向上可移动地设置，且由此使所述阀体产生行程的可动芯；和  
配置在所述壳体的外侧的螺线管线圈，且在其通电时形成跨越夹入所述壳体的内外的  
磁路，以此吸引所述可动芯以使所述阀体打开喷口；  
所述燃料通路内的最高燃料压力设定为 40MPa 以上的高燃料压力；  
还具备与所述壳体外嵌合地被安装的增强构件。
2. 根据权利要求 1 所述的直喷发动机的燃料喷射阀，其特征在于，所述增强构件与所  
述螺线管线圈在所述筒轴方向上相邻地配置，且包含构成所述磁路的一部分的磁性体而构  
成。
3. 根据权利要求 2 所述的直喷发动机的燃料喷射阀，其特征在于，  
所述磁性体为铁素体钢。
4. 根据权利要求 1 所述的直喷发动机的燃料喷射阀，其特征在于，所述增强构件包含  
介设在所述螺线管线圈和所述壳体之间的非磁性体而构成。
5. 根据权利要求 4 所述的直喷发动机的燃料喷射阀，其特征在于，所述非磁性体为奥  
氏体钢。

## 直喷发动机的燃料喷射阀

### 技术领域

[0001] 本发明公开的技术涉及直喷发动机的燃料喷射阀。

### 背景技术

[0002] 在例如专利文献 1 中,公开了螺线管驱动式的燃料喷射阀。该燃料喷射阀是外开阀式,并且具备:在阀身内区划形成燃料通路的筒状的壳体;在壳体内在筒轴方向上可移动地设置,并且使开闭喷口的阀体产生行程的可动芯;以及配置在壳体的外侧,且在其通电时形成跨越夹入壳体的内外的磁路,以此吸引可动芯以使阀体打开喷口的螺线管线圈而构成。

[0003] 专利文献 1:日本特开 2010-19194 号公报。

### 发明内容

[0004] 专利文献 1 记载的燃料喷射阀向发动机的汽缸内直接喷射燃料,因此燃料压力设定得比较高。区划形成燃料通路的壳体受到相当于燃料压力的内压,因此要求强度能够对抗其内压。因此,被设定的燃料压力越高,对壳体所要求的强度也越高。

[0005] 另一方面,壳体在螺线管驱动式的燃料喷射阀中,构成磁路的一部分,因此由透磁性高且剩磁少的材料、例如铁素体类金属构成。然而,铁素体类金属是强度上不利的材料。因此,试图将燃料压力设定得较高时,为了满足所需强度而必须使壳体的壁厚大幅度增厚。然而,过度增厚壳体的壁厚时,这次是不能形成能够跨越壳体的内外的磁路。像这样,在螺线管驱动式的燃料喷射阀中,存在难以提高燃料压力的问题。

[0006] 在这里公开的技术是鉴于上述问题而形成的,其目的在于在螺线管驱动式的燃料喷射阀中,能够设定较高的燃料压力。

[0007] 在这里公开的技术涉及将含有汽油的燃料向发动机的汽缸内直接喷射的直喷发动机的燃料喷射阀。

[0008] 该燃料喷射阀具备:在梢端部设置有面对所述汽缸内的喷口的阀身;配设在所述阀身内的筒状的壳体,且由其内周面区划形成燃料通路;产生行程并开闭所述喷口的阀体;在所述壳体内在筒轴方向上可移动地设置,且由此使所述阀体产生行程的可动芯;和配置在所述壳体的外侧的螺线管线圈,且其通电时形成跨越夹入所述壳体的内外的磁路,以此吸引所述可动芯以使所述阀体打开喷口。

[0009] 而且,所述燃料通路内的最高燃料压力设定为 40MPa 以上的高燃料压力,所述燃料喷射阀还具备与所述壳体外嵌合地被安装的增强构件。

[0010] 根据该结构,在向螺线管线圈通电时,形成能够跨越夹入壳体的内外的磁路,由此吸引可动芯,且阀体打开喷口。像这样,由壳体的内周面区划形成的燃料通路内的燃料通过喷口喷射至发动机的汽缸内。在这里,既可以形成为阀体就座于形成在阀身内的座面上,并且因可动芯被吸引而从其座面离座,以打开贯通形成在阀身的梢端部上的喷口的针阀,也可以形成为阀体就座于形成在阀身的外部的座面,并且因可动芯被吸引而阀体从其座面向

外离座,以打开环状的喷口的外开阀。

[0011] 像这样,在上述结构中,燃料通路内的最高燃料压力设定为 40MPa 以上的高燃料压力,因此存在因其较高的燃料压力而较高的内压作用于壳体上的情况,但是通过与壳体外嵌合地被安装的增强构件,在壳体上作用着从径向的外方向内方的对抗力,并且可以与较高的内压对抗。又,与通过使壳体的壁厚增厚而提高强度不同地,将壳体设置为双重管结构,以此可以将应力分散至内侧和外侧的两个管(即,壳体及增强构件)上,从而即便不增厚壳体的壁厚,也可以确保必要强度。即,通过比较薄壁的壳体,可以形成能够跨越壳体的内外的磁路的一部分。因此,在螺线管驱动式的燃料喷射阀中,可以设定较高的燃料压力。

[0012] 也可以是所述增强构件与所述螺线管线圈在所述筒轴方向上相邻地配置,且包含构成所述磁路的一部分的磁性体而构成。通过这样的结构,实现通过壳体的增强的高燃料压力化、和磁路的形成两者,从而实现螺线管驱动式的燃料喷射阀中的高燃料压力化。

[0013] 也可以是所述磁性体为铁素体钢。铁素体钢的透磁性高且剩磁少,因此有利于磁路的构成,并且有助于燃料喷射阀的高性能化。

[0014] 也可以是所述增强构件包含介设在所述螺线管线圈和所述壳体之间的非磁性体而构成。

[0015] 介设在螺线管线圈和壳体之间的增强构件包含磁性体而构成时,磁路会短路,并且不能吸引壳体内的可动芯。即,通过使介设在螺线管线圈和壳体之间的增强构件包含非磁性体而构成,可以形成能够跨越壳体的内外地形成且由此能够吸引可动芯的磁路。

[0016] 也可以是所述非磁性体为奥氏体钢。奥氏体钢具有较高的强度,因此有利于壳体的增强,并且可以使介设在螺线管线圈和壳体之间的增强构件成为薄壁。这将使螺线管线圈和壳体之间的间隔变窄,而有利于高效率的磁路的形成。

[0017] 如以上所述,根据上述直喷发动机的燃料喷射阀,在燃料通路的最高燃料压力设定为 40MPa 以上的高燃料压力的燃料喷射阀中,将增强构件安装为与壳体外嵌合,以此可以使从径向的外方向内方的对抗力作用于其壳体上,可以与较高的内压对抗,并且可以利用壳体和增强构件分散应力,因此可以使壳体的壁厚变得比较薄。其结果是,可以形成能够跨越壳体的内外的磁路,并且在螺线管驱动式的燃料喷射阀中实现较高的燃料压力的设定。

## 附图说明

[0018] 图 1 是示出火花点火式直喷汽油发动机的结构的概略图;

图 2 是与火花点火式直喷汽油发动机的控制有关的框图;

图 3 是例示发动机的运行区域的图;

图 4 (a) 是延迟喷射中的燃料喷射正时及点火正时的例示、和由此引起的热释放率的例示;

图 4 (b) 是进气行程喷射中的燃料喷射正时及点火正时的例示、和由此引起的热释放率的例示;

图 5 是示出喷射器的结构的剖视图;

图 6 是比较喷射器的大行程和小行程的特性的图;

图 7 是放大示出喷射器的第一螺线管线圈附近的结构的剖视图;

图 8 (a) 是示出在图 5 所示的结构的喷射器中, 仅向第一螺线管线圈通电时的可动芯的升程状态的图;

图 8 (b) 是示出在图 5 所示的结构的喷射器中, 仅向第二螺线管线圈通电时的可动芯的升程状态的图;

图 9 是示出与图 5 不同的结构的喷射器的剖视图;

图 10 (a) 是示出在图 9 所示的结构的喷射器中, 仅向第一螺线管线圈通电时的可动芯的升程状态的图;

图 10 (b) 是示出在图 9 所示的结构的喷射器中, 仅向第二螺线管线圈通电时的可动芯的升程状态的图;

图 11 (a) 是放大示出喷射器的梢端部分的结构的剖视图;

图 11 (b) 是例示设置于喷射器上的喷口的配置的仰视图;

图 12 是示出喷口的另一配置例的仰视图;

图 13 是示出发动机和高压燃料泵的配置关系及连接关系的概略图;

图 14 (a) 是示出高压燃料泵的结构剖视图, 并且是柱塞位于上死点的状态;

图 14 (b) 是示出高压燃料泵的结构剖视图, 并且是柱塞位于下死点的状态;

图 14 (c) 是图 14 (b) 的 C-C 剖视图;

图 15 是放大示出高压燃料泵的吸入阀附近的结构的剖视图。

## 具体实施方式

[0019] 以下, 基于附图说明实施形态。以下实施形态的说明只是例示。图 1、图 2 示出发动机 1 的概略结构。该发动机 1 是直喷发动机, 并且是搭载在车辆中, 且被供给至少含有汽油的燃料(具体的是, 汽油、或者汽油及乙醇的混合燃料(E25 等))的火花点火式四冲程发动机。发动机 1 具有设置有多个汽缸 18 (仅图示一个)的汽缸体 11、配设在该汽缸体 11 上的汽缸盖 12、和配设在汽缸体 11 的下侧并贮留润滑油的油底壳 13。在该示例的发动机 1 中, 尽管省略图示, 但是四个汽缸 18 配置为一列。在各汽缸 18 内嵌插有可往复运动的活塞 14, 该活塞 14 通过连杆 142 与曲轴 15 连接。在活塞 14 的顶面上形成有像柴油发动机中的凹腔型那样的腔室 141。腔室 141 在活塞 14 位于压缩上死点附近时, 与下述的喷射器 80 相对。

[0020] 汽缸盖 12、汽缸 18、和具有腔室 141 的活塞 14 区划燃烧室。另外, 燃烧室的形状并不限于图示的形状。例如腔室 141 的形状、活塞 14 的顶面形状、以及燃烧室的顶部的形状等是可以适当改变的。

[0021] 该发动机 1 以理论热效率的改善、和下述的压缩点火燃烧的安定化等为目的, 并设定为 15 以上的比较高的几何压缩比。另外, 几何压缩比只要在约 15 以上、20 以下的范围内适当设定即可。

[0022] 在汽缸盖 12 上, 对于每个汽缸 18 形成有进气道 16 及排气道 17, 并且在这些进气道 16 及排气道 17 上分别配设有开闭燃烧室侧的开口的进气门 21 及排气门 22。

[0023] 在分别驱动进气门 21 及排气门 22 的配气机构内, 在排气侧上设置有将排气门 22 的工作模式切换为通常模式和特殊模式的、例如油压工作式的可变机构(参照图 2。以下称为 VVL (Variable Valve Lift; 可变气门升程机构)) 71。VVL71 其结构的详细图示省

略,但是其包含具有一个凸轮尖的第一凸轮和具有两个凸轮尖的第二凸轮的凸轮轮廓(cam profile)不同的两种凸轮、以及将第一凸轮及第二凸轮中的任意一方的凸轮的工作状态选择性地向排气门传递的空转(lost motion)机构而构成。在将第一凸轮的工作状态传递至排气门 22 时,排气门 22 以在排气行程中仅一次开阀的通常模式进行工作,相对于此,在将第二凸轮的工作状态传递至排气门 22 时,排气门 22 以在排气行程中开阀的同时在进气行程中也开阀的所谓的排气的二度打开的特殊模式进行工作。VVL71 的通常模式和特殊模式根据发动机的运行状态能够切换。具体的是,特殊模式在进行与内部 EGR (Exhaust Gas Recirculation ;排气再循环)相关的控制时利用。另外,也可以采用在使这样的通常模式和特殊模式的切换成为可能的基础上,使排气门 22 通过电磁执行器驱动的电磁驱动式的配气机构。

[0024] 在排气侧的配气机构中,又设置有能够改变相对于曲轴 15 的排气凸轮轴的旋转相位的相位可变机构(以下称为 VVT (Variable Valve Timing ;可变气门正时机构))74。VVT74 只要适当采用液压式、电磁式或机械式的公知的结构即可,关于其详细的结构的图示省略。

[0025] 相对于具备 VVL71 及 VVT74 的排气侧的配气机构,在进气侧上,如图 2 所示设置有 VVT72、和可连续地改变进气门 21 的升程量的升程量可变机构(以下称为 CVVL (Continuously Variable Valve Lift ;连续可变气门升程机构))73。CVVL73 可以适当采用公知的各种结构,并且关于其详细的结构的图示省略。根据 VVT72 及 CVVL73,进气门 21 可以分别改变其开阀正时及闭阀正时、以及升程量。

[0026] 在汽缸盖 12 上,又,对于每个汽缸 18 安装有向汽缸 18 内直接喷射燃料的喷射器(燃料喷射阀)80。喷射器 80 配设为其喷口从燃烧室的顶面中央部分面向其燃烧室内。喷射器 80 在与发动机 1 的运行状态相对应的喷射正时,向燃烧室内直接喷射与发动机 1 的运行状态相对应的量的燃料。在该示例中,喷射器 80 是具有多个喷口的多喷口型的喷射器。借助于此,喷射器 80 将燃料喷射为使燃料喷雾以辐射状展开。喷射器 80 的结构的内容在下面说明。

[0027] 未图示的燃料箱和喷射器 80 之间通过燃料供给路径相连接。在该燃料供给路径上介设有包含高压燃料泵 90 和燃料轨(fuel rail)64,且能够以比较高的燃料压力向喷射器 80 供给燃料的燃料供给系统 62。高压燃料泵 90 从燃料箱向燃料轨 64 泵送燃料,并且燃料轨 64 能够将被泵送燃料以比较高的燃料压力储存。通过使喷射器 80 开阀,储存在燃料轨 64 中的燃料从喷射器 80 的喷口喷射。高压燃料泵 90 尽管详细内容在下面说明,但是是柱塞式的泵,并且由发动机 1 驱动。燃料供给系统 62 形成为能够将 40MPa 以上的较高的燃料压力的燃料向喷射器 80 供给的结构。向喷射器 80 供给的燃料的压力如下所述,根据发动机 1 的运行状态进行改变。另外,燃料供给系统 62 并不限于该结构。

[0028] 在汽缸盖 12 上还安装有对燃烧室内的混合气点火的火花塞 25、26 (参照图 2。另外,在图 1 中省略火花塞的图示)。该发动机 1 具有作为火花塞的第一火花塞 25 及第二火花塞 26 的两个火花塞。两个火花塞 25、26,在各汽缸 18 上分别设置两个的进气门 21 和排气门 22 之间的各位置上彼此相对地配置,并且贯通汽缸盖 12 内地安装以各自向汽缸 18 的中心轴朝斜下方延伸。这样,各火花塞 25、26 的梢端在配置于燃烧室的中央部分的喷射器 80 的梢端附近,面对燃烧室内地配置。

[0029] 发动机 1 的一侧面如图 1 所示与进气通路 30 连接以与各汽缸 18 的进气道 16 连通。另一方面,发动机 1 的另一侧面与排来自各汽缸 18 的燃烧室的已燃气体(排放气体)的排气通路 40 连接。

[0030] 在进气通路 30 的上游端部配设有过滤吸入空气的空气滤清器 31。又,在进气通路 3 中的下游端附近配设有缓冲罐 33。比缓冲罐 33 靠近下游侧的进气通路 30 形成为向每个汽缸 18 分叉的独立通路,并且这些各独立通路的下游端分别与各汽缸 18 的进气道 16 连接。

[0031] 在进气通路 30 中的空气滤清器 31 和缓冲罐 33 之间配设有冷却或加热空气的水冷式的中冷器/加热器 34、和调节向各汽缸 18 的吸入空气量的节气门 36。进气通路 30 又与绕过中冷器/加热器 34 的中冷器旁通通路 35 连接,在该中冷器旁通通路 35 上配设有用于调节通过该通路 35 的空气流量的中冷器旁通阀 351。通过中冷器旁通阀 351 的开度调节,调节中冷器旁通通路 35 的通过流量和中冷器/加热器 34 的通过流量的比例,以此调节导入汽缸 18 的新气的温度。

[0032] 排气通路 40 的上游侧的部分由具有向各汽缸 18 分叉而与排气道 17 的外侧端连接的独立通路、和集合该各独立通路的集合部的排气歧管构成。该排气通路 40 中排气歧管的下游侧分别与作为净化排气中的有害成分的排气净化装置的直接催化器(catalyst) 41 和底板催化器(underfoot catalyst) 42 相连接。直接催化器 41 及底板催化器 42 各自具备筒状壳体、和配置在其壳体内的流路上的例如三元催化器而构成。

[0033] 进气通路 30 中缓冲罐 33 和节气门 36 之间的部分与排气通路 40 中直接催化器 41 的上游侧的部分,通过用于将排气的一部分回流至进气通路 30 的 EGR 通路 50 相连接。该 EGR 通路 50 包含配设有用于将排气通过发动机冷却水进行冷却的 EGR 冷却器 52 的主通路 51、和用于绕过 EGR 冷却器 52 的 EGR 冷却器旁通通路 53 而构成。在主通路 51 中配设有用于调节排气向进气通路 30 的回流量的 EGR 阀 511,在 EGR 冷却器旁通通路 53 中配设有用于调节在 EGR 冷却器旁通通路 53 中流通的排气的流量的 EGR 冷却器旁通阀 531。

[0034] 这样构成的发动机 1 通过动力控制模块(以下称为 PCM (Powertrain Control Module))10 控制。PCM10 由具有 CPU(Central Processing Unit;中央处理单元)、存储器、计数定时器(counter timer)群、接口及连接这些单元的总线的微处理器构成。该 PCM10 构成控制器。

[0035] 对 PCM10 如图 1、图 2 所示输入各种传感器 SW1 ~ SW16 的检测信号。在该各种传感器中包含以下传感器。即是在空气滤清器 31 的下游侧,检测新气的流量的空气流量传感器 SW1 及检测新气的温度的进气温度传感器 SW2;配置于中冷器/加热器 34 的下游侧,且检测通过中冷器/加热器 34 后的新气的温度的第二进气温度传感器 SW3;配置于 EGR 通路 50 的与进气通路 30 的连接部附近,且检测外部 EGR 气体的温度的 EGR 气体温度传感器 SW4;安装于进气道 16 上,且检测即将流入汽缸 18 内之前的进气的温度的进气道温度传感器 SW5;安装于汽缸盖 12 上,且检测汽缸 18 内的压力的缸内压力传感器 SW6;配置于排气通路 40 的与 EGR 通路 50 的连接部附近,且分别检测排气温度及排气压力的排气温度传感器 SW7 及排气压力传感器 SW8;配置于直接催化器 41 的上游侧,且检测排气中的氧浓度的线性 O<sub>2</sub> 传感器 SW9;配置于直接催化器 41 和底板催化器 42 之间,且检测排气中的氧浓度的 λ 型 O<sub>2</sub> 传感器 SW10;检测发动机冷却水的温度的水温传感器 SW11;检测曲轴 15 的旋转角

的曲轴角传感器 SW12 ;检测与车辆的加速器手柄(图示省略)的操作量相对应的加速器开度的加速器开度传感器 SW13 ;进气侧及排气侧的凸轮角传感器 SW14、SW15 ;以及安装于燃料供给系统 62 的燃料轨(fuel rail)64 上,且检测向喷射器 80 供给的燃料压力的燃料压力传感器 SW16。

[0036] PCM10 基于这些检测信号执行各种运算,以判定发动机 1 和车辆等的状态,并且根据此状态向喷射器 80、第一火花塞 25 及第二火花塞 26、进气门侧的 VVT72 及 CVVL73、排气门侧的 VVL71 及 VVT74、燃料供给系统 62 以及各种阀(节气门 36、中冷器旁通阀 351、EGR 阀 511 以及 EGR 冷却器旁通阀 531)的执行器输出控制信号。这样 PCM10 运行发动机 1。

[0037] 图 3 示出发动机 1 的运行区域的一个示例。该发动机 1 以燃料消耗量的改善和排气排放性的改善等为目的,在发动机负荷相对低的低负荷域中,不执行通过火花塞 25、26 的点火,而执行通过压缩自动点火进行燃烧的压缩点火燃烧。然而,随着发动机 1 的负荷增高,在压缩点火燃烧中,燃烧过度急剧地进行,从而引起例如燃烧噪声等的问题。因此,在该发动机 1 中,在发动机负荷相对高的高负荷域中,停止压缩点火燃烧,而切换为利用火花塞 25、26 的火花点火燃烧。像这样,该发动机 1 形成为根据发动机 1 的运行状态,尤其是根据发动机 1 的负荷,切换执行压缩点火燃烧的 CI (Compression Ignition ;压缩点火) 模式、和执行火花点火燃烧的 SI (Spark Ignition) 模式的结构。然而,模式切换的边界线并不限于图中的示例。

[0038] 在 CI 模式下,基本上在例如进气行程至压缩行程中的比较提前的正时,喷射器 80 向汽缸 18 内喷射燃料,以此形成比较均匀的稀薄混合气(空气过剩率  $\lambda \geq 1$ , 例如  $\lambda \geq 2.5$ ),并且使该混合气在压缩上死点附近压缩自动点火。另外,燃料喷射量是根据发动机 1 的负荷而设定的。

[0039] 又,在 CI 模式下,通过 VVL71 的控制,执行将排气门 22 在进气行程中开阀的排气的二度打开,借助于此将内部 EGR 气体导入至汽缸 18 内。内部 EGR 气体的导入提高压缩端温度(压缩行程的上死点上的燃烧室的温度),并且使压缩点火燃烧稳定化。

[0040] 由于随着发动机负荷的上升而汽缸 18 内的温度自然升高,因此从避免过早点火的观点考虑,使内部 EGR 量下降。例如也可以通过 CVVL73 的控制,调节进气门 21 的升程量,以此调节内部 EGR 量。又,也可以通过节气门 36 的开度调节而调节内部 EGR 量。

[0041] 发动机负荷进一步提高,例如在图 3 所示的运行区域,在 CI 模式和 SI 模式的切换边界线附近,缸内温度过度升高,而存在难以控制压缩点火的情况。因此,在 CI 模式的运行区域中负荷较高的区域,减少导入至汽缸 18 内的内部 EGR 的比例,也可以取而代之增大 EGR 阀 511 的开度,以将通过 EGR 冷却器 52 冷却的外部 EGR 气体大量导入至汽缸 18 内。借助于此,可以较低地抑制缸内温度,从而可以控制压缩点火。

[0042] 相对于此,在 SI 模式中,详细的内容在下文叙述,但基本上在从进气行程至膨胀行程初期的期间,喷射器 80 向汽缸 18 内喷射燃料,以此形成均质或者分层化的混合气,并且在压缩上死点附近执行点火,以此对该混合气点火。在 SI 模式中,又,以理论空燃比 ( $\lambda = 1$ ) 运行发动机 1。这将使三元催化器的利用变得可能,因此有利于排放性能的改善。

[0043] 在 SI 模式中,使节气门 36 全开,另一方面,通过 EGR 阀 511 的开度调节将导入至汽缸 18 内的新气量和外部 EGR 气体量进行调节,以此调节填充量。这对泵损失的减少有效,并且对冷却损失的减少也有效。又,也具有通过导入冷却的外部 EGR 气体,对异常燃烧



的避免发挥作用的同时抑制 RawNO<sub>x</sub> 的产生的优点。另外,在全开负荷域中,通过将 EGR 阀 511 闭阀,中止外部 EGR。

[0044] 该发动机 1 的几何压缩比如上所述被设定为 15 以上(例如 18)。较高的压缩比提高压缩端温度及压缩端压力(压缩行程的上死点上的燃烧室的压力),因此在 CI 模式中,有利于压缩点火燃烧的稳定化。另一方面,该高压压缩比发动机 1 在高负荷域中切换为 SI 模式,因此存在容易发生过早点火和爆震等的异常燃烧的问题。

[0045] 因此,在该发动机 1 中,首先,发动机的运行状态位于包含最大负荷的高负荷的低速域(参照图 3 的(1)(2)。另外,在这里所称的“低速域”相当于将发动机 1 的运行区域划分为低速、中速、高速的三个区域时的低速域)时,执行燃料的喷射形态与以往较大不同的 SI 燃烧,以此避免异常燃烧。具体的是,该燃料的喷射形态是,与现有的相比大幅度高压化的燃料压力,在从压缩行程后期至膨胀行程初期的大幅度延迟的期间(以下,将该期间称为延迟(retard)期间)内,通过喷射器 80 执行向汽缸 18 内的燃料喷射(参照图 4(a))。以下,将该特征性的燃料喷射形态称为“高压延迟喷射”或简单称为“延迟喷射”。高压延迟喷射分别缩短燃料的喷射期间、混合气形成期间以及燃烧期间,从而缩短从燃料的喷射开始至燃烧的结束的未燃混合气的反应时间。其结果是,在发动机的负荷高、且低速的容易发生异常燃烧的区域可以避免异常燃烧。燃料压力只要设定为 40MPa 以上即可。即,以 40MPa 以上的较高的燃料压力执行燃料喷射时,湍流能量高,并发生快速燃烧而缩短燃烧期间。通过该特征性的燃料喷射避免异常燃烧。燃料压力只要根据含有汽油的使用燃料的性状适当设定即可,其上限也可以是 120MPa 左右。

[0046] 高压延迟喷射通过燃料的喷射形态的方案避免异常燃烧,因此可以使点火正时提前。点火正时如图 4(a)所示,设定在压缩上死点附近,并且点火通过驱动第一火花塞 25 及第二火花塞 26 中的任意一方进行。点火正时的提前化有利于热效率的改善及转矩的改善。另外,图 4(a)所示的喷射正时和点火正时等是例示,并不限于此。

[0047] 在进行该高压延迟喷射的运行区域中,在比最大负荷域(参照图 3 的(1))靠近低负荷侧的区域(参照图 3 的(2)),异常燃烧的发生与上述(1)的区域相比被抑制,因此也可以降低燃料压力的上限(例如 80MPa 左右),并将燃料喷射正时在压缩行程后期的范围内提前。

[0048] 另外,在压缩点火的控制易变得困难的、CI 模式的运行区域中负荷较高的区域,如上所述,也可以在减少内部 EGR 的导入比例的基础上,如高负荷侧的 SI 模式的运行区域(参照图 3 的(2))那样执行高压延迟喷射。通过这样做,抑制 CI 模式中燃烧压力的急剧的上升,因此可以抑制发动机的噪声增大。

[0049] 另一方面,发动机的运行状态位于高负荷的高速域(参照图 3 的(3)。另外,在这里所称的“高速域”相当于将发动机 1 的运行区域划分为低速、中速、高速的三个区域时的中速域及高速域)时,如图 4(b)所示,将燃料的喷射不在延迟期间进行,而是在进气门 21 处于开阀状态的进气行程期间内进行。以下,将该燃料喷射形态称为“进气行程喷射”。在进气行程喷射中,由于不需要较高的燃料压力,因此与高压延迟喷射时相比降低燃料压力(例如小于 40MPa)。借助于此,谋求由高压燃料泵 90 的驱动引起的发动机 1 的机械阻力损失的下降,有利于燃料消耗量的改善。

[0050] 高压延迟喷射通过在延迟期间内执行燃料喷射以缩短未燃混合气的可反应时间,

而该可反应时间的缩短在发动机 1 的转速比较低的低速域中,由于相对于曲轴角变化时间较长,因此是有效的,相对于此,在发动机 1 的转速比较高的高速域中,相对于曲轴角变化时间较短,因此不那么有效。相反地,在延迟喷射中,由于将燃料喷射时期设定在压缩上死点附近,因此在压缩行程中,不含燃料的、换而言之热容比高的空气被压缩。其结果是,在高速域中,压缩上死点上的汽缸 18 内的温度(即压缩端温度)增高,从而该高的压缩端温度导致爆震。因此,在高速时执行延迟喷射时,必须将点火正时延迟化,以避免爆震。

[0051] 因此,在该发动机 1 中,在作为高负荷的高速域的(3)的区域,不执行延迟喷射,而执行进气行程喷射。

[0052] 在进气行程喷射中,降低压缩行程中的缸内气体(即,包含燃料的混合气)的热容比,借助于此可以较低地抑制压缩端温度。像这样压缩端温度降低,可以抑制爆震,因此可以使点火正时提前。因此,在(3)的区域,与高压延迟喷射相同地在压缩上死点附近执行点火。然而,在(3)的区域,从缩短燃烧期间的观点考虑,使该点火成为将第一火花塞 25 及第二火花塞 26 一起驱动的双点点火。只要第一火花塞 25 及第二火花塞 26 同时执行点火即可。也可以将第一火花塞 25 及第二火花塞 26 隔着时间差进行驱动。

[0053] 如以上所述,在该发动机 1 中,在图 3 所示的(1)(2)区域,即高负荷的低旋转域,通过执行高压延迟喷射而避免异常燃烧且改善热效率。

[0054] 此外,在该发动机 1 中,在高负荷的高旋转域(图 3 所示的(3)的区域),通过执行进气行程喷射,避免异常燃烧且改善热效率。又,在高负荷的高旋转域,通过执行双点点火,从燃烧室内的多个火苗分别地火焰会扩散,因此火焰的扩散快而缩短燃烧期间。对于双点点火,即使点火正时成为压缩上死点以后,燃烧重心位置也尽可能位于提前侧,有利于热效率及转矩的改善、乃至燃料消耗量的改善。另外,火花塞的数量并不限于两个。火花塞既可以是三个以上,也可以是一个。也可以在高压延迟喷射时执行多点点火。高压延迟喷射也可以根据需要进行分次喷射,同样地进气行程喷射也可以根据需要进行分次喷射。其结果是,也可能存在进气行程中执行至少一次喷射,并且在压缩行程中也执行燃料喷射的情况。

[0055] (喷射器的基本结构)

图 5 是示出喷射器 80 的结构,该喷射器 80 形成为螺线管驱动式的结构,即利用通过对螺线管线圈通电所形成的磁路,直接吸引配设在燃料通路内的阀针(阀体)83 并使其产生行程,以此将形成于梢端面 804 的多个喷口 84 (也参照图 11)开阀。该喷射器 80 尤其是具有第一螺线管线圈 81、和第二螺线管线圈 82 两个螺线管线圈,并且形成为将阀针 83 的行程量可切换为相对小的行程量的第一行程量 S1、和相对大的行程量的第二行程量 S2 的结构。借如助于此,如图 6 中例示,形成为从小喷射量至大喷射量能够确保较高的燃料喷射精度的结构。这样的喷射器 80 如上所述,适用于从发动机 1 的运行状态位于低负荷区域且执行压缩点火燃烧时的小喷射量至发动机 1 的运行状态为高负荷区域时的大喷射量的广的范围内,要求高的燃料喷射精度的发动机 1 中。尤其是,发动机 1 使用含有汽油的燃料,并且燃料的喷射量的差异对排气排放性的恶化的敏感度高,如喷射量稍微偏离最合适值,则排气排放性会激烈恶化,又,燃料喷射量的差异对燃烧稳定性的恶化的敏感度高,因此尤其要求较高的燃料的喷射精度。

[0056] 该喷射器 80 的主体是将大径筒状的第一阀身 841、和从该第一阀身 841 的一端延伸,并且梢端关闭的小径筒状的第二阀身 842 通过结合构件 843 连接而构成。

[0057] 在所述第一阀身 841 内容纳有圆筒状的壳体 85, 并且通过该壳体 85 的内周面区划形成燃料通路 800。壳体 85 的上端部在喷射器 80 的基端(图 5 中的上端) 开口, 并且其下端部开口以与第二阀身 842 的基端开口连通, 借助于此, 用于将燃料从位于喷射器 80 的基端并与燃料轨 64 连通的燃料流入口 844 供给至位于喷射器 80 的梢端并开口的各喷口 84 的燃料通路 800 形成于喷射器 80 的内部。

[0058] 圆筒状的壳体 85 如下所述, 基本上由磁性体构成以在第一螺线管线圈 81 及第二螺线管线圈 82 通电时构成磁路的一部分。具体地壳体 85 例如由铁素体钢等的铁素体类金属形成。

[0059] 开闭各喷口 84 的阀针 83 在壳体 85 内与该壳体 85 成为同轴地配设。阀针 83 从壳体 85 的轴方向中央部附近向喷射器 80 的梢端延伸, 其梢端部位于第二阀身 842 的梢端部。在阀针 83 中, 在其基端面开口并且向梢端部延伸的孔 831 沿着其中心轴延伸而形成, 孔 831 在阀针 83 中的轴方向的中央部附近, 在其周面开口。该孔 831 发挥作为连接下述的第二可动芯 872 的上侧和第一可动芯 871 的下侧的燃料通路的一部分的功能。

[0060] 第一螺线管线圈 81 及第二螺线管线圈 82 分别在第一阀身 841 和壳体 85 之间在喷射器 80 的轴方向上隔着规定间隔配置为第一螺线管线圈 81 位于下侧、第二螺线管线圈 82 位于上侧。

[0061] 在壳体 85 内, 在夹着该壳体 85 与第一螺线管线圈 81 相对的位置上, 固定有筒状的第一固定芯 861, 并且在与第二螺线管线圈 82 相对的位置上相同地固定有筒状的第二固定芯 862。这些第一固定芯 861 及第二固定芯 862 由磁性体构成, 并且在第一螺线管线圈 81 及第二螺线管线圈 82 通电时各自独立地构成磁路的一部分。

[0062] 在第一固定芯 861 的下侧, 相对于该第一固定芯 861 的下端面设置规定大小的间隙 S1, 并且环状的第一可动芯 871 以外插在阀针 83 上的状态配设, 另一方面在第二固定芯 862 的下侧相对于该第二固定芯 862 的下端面设置规定的大小的间隙 S2, 并且环状的第二可动芯 872 以外插在阀针 83 上的状态配设。间隙 S1 和间隙 S2 设定为  $S1 < S2$ 。

[0063] 外插在阀针 83 上的第一可动芯 871 与形成于该阀针 83 的中央部的阶梯部接合, 另一方面, 同样地外插在阀针 83 上的第二可动芯 872 与形成于阀针 83 的上端部的阶梯部接合。第一可动芯 871 及第二可动芯 872 分别在壳体 85 内在轴方向上可往复移动地配置, 并且第一可动芯 871 向上方移动时, 通过第一可动芯 871 和阶梯部的接合, 阀针 83 向上方移动。又, 第二可动芯 872 向上方移动时, 也通过第二可动芯 872 和阶梯部的接合, 阀针 83 向上方移动。因此, 通过选择性地移动第一可动芯 871 及第二可动芯 872, 可以使阀针 83 产生行程。

[0064] 阀针 83 形成为由配设在其基端侧的弹簧 881 向下方施力, 借助于此通常时关闭各喷口 84 的结构。另一方面, 第一可动芯 871 及第二可动芯 872 形成为各自由弹簧 882、883 向上方施力, 借助于此, 通常时第一可动芯 871 及第二可动芯 872 维持与阀针 83 的各阶梯部接合的状态的结构。

[0065] 第一可动芯 871 及第二可动芯 872 分别由磁性体构成, 并且如图 7 放大示出那样, 第一螺线管线圈 81 通电时, 形成通过第一阀身 841、壳体 85、第一可动芯 871 及第一固定芯 861 (及下述的第一种的增强构件 891) 的磁路(参照上述图中的粗实线的箭头), 借助于此, 向上方吸引在壳体 85 内在轴方向上可往复移动的第一可动芯 871。随着第一可动芯 871 的

吸引,在其阶梯部上与第一可动芯 871 接合的阀针 83 也与弹簧 881 的施力(及如下述,由燃料压力引起的作用于阀针 83 的背压)反抗而向上方移动。第一可动芯 871 及阀针 83 各自向上方移动直至第一可动芯 871 与第一固定芯 861 抵接。即,阀针 83 仅产生与间隙 S1 相对应的第一行程量 S1 的行程。

[0066] 同样地,第二螺线管线圈通电时,尽管详细的图示省略,但是形成通过第一阀身 841、壳体 85、第二可动芯 872 以及第二固定芯 862 (及下述的第一种的增强构件 891)的磁路,借助于此,向上吸引第二可动芯 872。随着第二可动芯 872 的吸引,在其阶梯部上与第二可动芯 872 接合的阀针 83 与弹簧 881 的施力(及作用于阀针 83 的背压)反抗而向上方移动。第二可动芯 872 及阀针 83 分别仅产生与第二可动芯 872 抵接至第二固定芯 862 的间隙 S2 相对应的第二行程量 S2 的行程。

[0067] 在此,在壳体 85 中,在相当于第一固定芯 861 和第一可动芯 871 之间的间隙的位置、及相当于第二固定芯 862 和第二可动芯 872 之间的间隙的位置的共两个位置上分别介设有用于防止磁路的短路的非磁性体部分 851。这样的非磁性体部分 851 只要通过摩擦接合与分割为多个的壳体接合,以此设置于在轴方向上延伸的圆筒状的壳体 85 的中途部分即可。摩擦结合不会使壳体 85 及非磁性体部分 851 的壁厚变薄,而能够牢固地结合两者,并且如下所述,有利于提高受到由较高的燃料压力引起的内压的壳体 85 的强度。

[0068] (可实现喷射器的高燃料压力化的增强结构)

如上所述,燃料压力可以被设定为 40MPa 以上、例如最大为 120MPa 左右的高燃料压力,由此壳体 85 的内压增高。为了对抗该较高的内压,而必须使壳体 85 的壁厚增厚。然而,壳体 85 构成磁路的一部分,因此如上所述,例如由铁素体类金属构成,强度比较低。因此,壳体 85 试图单独地应对较高的内压时,其壁厚大幅度增厚。在这样的厚壁的壳体 85 中,已不能构成能够跨越壳体 85 的内外的磁路。

[0069] 因此,在喷射器 80 中,通过使增强构件从外侧嵌合在壳体 85 上,将区划燃料通路 800 的壳体实质上构成为双重管结构。具体地在喷射器 80 上设置有作为增强构件的与第一螺线管线圈 81 及第二螺线管线圈 82 在轴方向上相邻地配置的圆筒状的第一种增强构件 891、和介设在第一螺线管线圈 81 及第二螺线管线圈 82 分别与壳体 85 之间的位置的圆筒状的第二种增强构件 892。

[0070] 第一种增强构件 891 在图中的示例的喷射器 80 中,分别在第一螺线管线圈 81 和第二螺线管线圈 82 之间的位置、以及比第一螺线管线圈 81 靠近下侧的位置上,配设在第一阀身 841 和壳体 85 之间。与第一螺线管线圈 81 或第二螺线管线圈 82 在轴方向上相邻的第一种增强构件 891 如图 7 中放大示出那样,由磁性体构成以在螺线管线圈通电时构成磁路的一部分。构成第一种增强构件 891 的磁性体从提高磁路的效率的观点考虑,只要与上述的壳体 85 等相同地由例如铁素体等的铁素体类金属构成即可。第一种增强构件 891 安装为与壳体 85 外嵌合,借助于此,从径向的外侧朝向内侧的方向的载荷作用于壳体 85 上。该载荷与从径向的内侧朝向外侧的方向作用于壳体 85 的内周面的燃料压力引起的内压对抗。第一种增强构件 891 只要例如采用压入和热套等的适当的手法与壳体 85 外嵌合地安装即可。

[0071] 相对于此,第二种增强构件 892 如上所述,分别介设在第一螺线管线圈 81 和壳体 85 之间的间隙、及第二螺线管线圈 82 和壳体 85 之间的间隙。第二种增强构件 892 的轴方

向的长度与第一螺线管线圈 81 及第二螺线管线圈 82 的轴方向长度对应。第二种增强构件 892 在第一螺线管线圈 81 或第二螺线管线圈 82 通电时,与第一种增强构件 891 不同,而非磁性体构成,以防止磁路短路。构成第二种增强构件 892 的非磁性体也可以例如由奥氏体钢构成。该第二种增强构件 892 也与第一种增强构件 891 相同地安装为与壳体 85 外嵌合,由此,从径向的外侧朝向内侧的方向的、与内压对抗的载荷作用于壳体 85。第二种增强构件 892 也只要采用例如压入和热套等的适当手法,以与壳体 85 外嵌合地安装即可。

[0072] 像这样,将第一种增强构件 891 及第二种增强构件 892 分别与壳体 85 外嵌合地安装,以此在作用着由燃料通路 800 内的较高的燃料压力引起的较高的内压的壳体 85 上,作用着从径向的外方向内方的对抗力。又,壳体和增强构件的双重管结构如图 7 所示可以向内侧和外侧的两个管分散应力。其结果是,即使不增厚壳体 85 的壁厚,也可以确保必要强度。这一点有利于形成跨越壳体 85 的内外的磁路。

[0073] 又,第一种增强构件 891 与第一螺线管线圈 81 或第二螺线管线圈 82 在筒轴方向上相邻地配置,并且包含构成磁路的一部分的磁性体而构成,从而有助于实现通过壳体 85 的增强的高燃料压力化、和磁路的形成的两者。将该第一种增强构件 891 由透磁性高且剩磁少的铁素体钢构成,以此有利于喷射器 80 的高性能化。

[0074] 另一方面,第二种增强构件 892 介设在第一螺线管线圈 81 或第二螺线管线圈 82 与壳体 85 之间,并且包含非磁性体而构成,以此防止磁路的短路,并且有助于实现通过壳体 85 的增强的高燃料压力化、和磁路的形成的两者。将第二种增强构件 892 由奥氏体钢构成,这将通过其较高的强度可以实现第二种增强构件 892 的薄壁化,并且使第一螺线管线圈 81 和第二螺线管线圈 82 与壳体 85 之间的间隔变窄,从而有利于高效率的磁路的形成,并且也有利于喷射器 80 的小径化。另外,上述奥氏体钢可以利用日本工业标准(Japanese Industrial Standards)的 SUS301 及 SUS301L(含有 16 ~ 18 重量 %Cr、6 ~ 8 重量 %Ni)、SUS304(含有 18 ~ 20 重量 %Cr、8 ~ 10.5 重量 %Ni)、SUS316(含有 16 ~ 18 重量 %Cr、10 ~ 14 重量 %Ni、2 ~ 3 重量 %Mo)等,并且这些材料具有拉伸强度为  $53\text{kg}/\text{mm}^2$  以上、弹性极限应力为  $21\text{kg}/\text{mm}^2$  以上的机械性质。

[0075] (第一可动芯及第二可动芯的支持结构)

在此,在图 5 所示的喷射器 80 中,将弹簧 882、883 配置在第一可动芯 871 及第二可动芯 872 的下侧,由此使第一可动芯 871 及第二可动芯 872 分别向上施力。在这样的支持结构中,如图 8 (a) 所示,在对第二螺线管线圈 82 通电时,如该图(a)中用实线所示,第二可动芯 872 仅移动规定的行程量 S2,伴随于此阀针 83 向上产生行程,而第一可动芯 871 和阀针 83 的阶梯部的接合被解除,因此如虚线所示,第一可动芯 871 通过弹簧 882 的施力向上方移动。

[0076] 之后,第二螺线管线圈 82 的通电结束,并且根据弹簧 881 的向下施力和弹簧 883 的向上施力之差,在第二可动芯 872 及阀针 83 一同下降中,阀针 83 的阶梯部和第一可动芯 871 再次接合(参照上述图(a)中的“接触”),之后弹簧 882 施加向上施力,而根据弹簧 881 的向下施力和弹簧 882 及弹簧 883 的的向上施力之差,第一可动芯 871 及第二可动芯 872 及阀针 83 成一体并下降。即,阀针 83 的下降速度在此过程中下降,从而使阀针 83 的梢端部就座于下述的座部 801 上时的冲击缓和。这一点有利于冲击声的抑制。

[0077] 另一方面,对第一螺线管线圈 81 通电时,如图 8 (b)中用虚线所示,随着第一可动

芯 871 移动,而如在上述图中用实线所示,阀针 83 及第二可动芯 872 分别仅产生规定的行程量  $S_1$  的向上的行程。

[0078] 又,在第一螺线管线圈 81 的通电结束时,根据弹簧 881 的向下施力和弹簧 882 及弹簧 883 的向上施力之差,第一可动芯 871 及第二可动芯 872 及阀针 83 成一体并下降,并且此情况下,下降速度也比较小。因此,与上述相同地,阀针 83 的梢端部就座于座部 801 上的冲击降低,有利于冲击声的抑制。

[0079] 图 9 是示出形成为将弹簧 882 配置在第一可动芯 871 的上侧,以此对该第一可动芯 871 赋予向下的施力的结构的变形例。另外,在图 9 中,对于与图 5 所示的喷射器 80 相同的结构标以相同符号。在图 9 所示的喷射器 80 中,在第一可动芯 871 的下侧配设有垫片 884,借助于此,规定第一可动芯 871 和第一固定芯 861 的间隙  $S_1$ 。

[0080] 在图 9 所示的喷射器 80 中,与上述相同地,对第二螺线管线圈 82 通电时,如在图 10 (a)中用实线所示,尽管第二可动芯 872 及阀针 83 仅向上移动规定的行程量  $S_2$ ,然而第一可动芯 871 受到向下施力,因此如该图中虚线所示,不移动而保持停止的状态。

[0081] 第二螺线管线圈 82 的通电结束时,根据弹簧 881 的向下施力和弹簧 883 的向上施力之差,第二可动芯 872 及阀针 83 一同下降。如上所述,由于第一可动芯 871 不向上移动,因此与图 8 (a)不同,在下降中,第一可动芯 871 不会与阀针 83 的阶梯部接合。其结果是,阀针 83 的下降速度在中途不会变化,且阀针 83 就座于座部 801 上。

[0082] 另一方面,对第一螺线管线圈 81 通电时,随着如图 10 (b)中用虚线所示第一可动芯 871 移动,如该图中用实线所示阀针 83 及第二可动芯 872 也向上仅产生规定的行程量  $S_1$  的行程。此时,由弹簧 882 引起的向下的施力作用于第一可动芯 871,因此阀针 83 等的上升速度与图 8 (b)相比减小。又,在第一螺线管线圈 81 的通电结束时,根据弹簧 881 及弹簧 882 的向下施力和弹簧 883 的向上施力之差,第一可动芯 871 及第二可动芯 872 及阀针 83 一体地下降,因此与图 8 (b)的示例相比,下降速度增大。

[0083] 另外,尽管图示省略,但是对图 5 及图 9 的各示例,也可以形成为在第二可动芯 872 的上侧配置弹簧 883,以此向第二可动芯 872 赋予向下的施力的结构。

[0084] 又,在图 5 及图 9 所示的喷射器 80 中,将行程量相对大的螺线管线圈、即第二螺线管线圈 82 配置在上侧,并且将行程量相对小的螺线管线圈、即第一螺线管线圈 81 配置在下侧,但是也可以与上述相反地配置为使行程量相对大的螺线管线圈在下侧,并且使行程量相对小的螺线管线圈在上侧。

[0085] (用于减少随着喷射器的高燃料压力化而增高的吸引力的结构)

在燃料通路 800 内配设有阀针的结构的喷射器 80 中,燃料压力引起的背压作用于闭阀状态的阀针 83 上。即,向闭阀方向作用着的载荷作用于阀针 83。背压与燃料压力的大小成比例,如在这里公开的喷射器 80 那样,燃料压力设定得较高时,作用于阀针 83 的背压也增高。背压与将阀针 83 开阀时的螺线管线圈 81、82 的吸引力有关系,背压越高则必要的吸引力越大。在这里,在该喷射器 80 中,减小阀针 83 的梢端部就座的座部 801 的直径以使阀针 83 的开阀所需的吸引力减小。

[0086] 图 11 放大示出喷射器 80 的梢端部的结构。阀针 83 的梢端部形成为梢端变细的形状,并且座部 801 如图 11 (a)中用双点划线所示,形成为阀针 83 中的梢端变细的梢端部的中途部分能够就座及离座的结构。借助于此,座部 801 的直径  $\Phi_1$  小于阀针 83 的梢端

部的基本圆筒部的直径  $\Phi 2$ 。在阀针 83 就座于座部 801 上的状态下,由燃料压力引起而作用于该阀针 83 的背压与座部 801 的直径成比例,但是如上所述,通过将座部 801 的直径设定得小,并减小面积,可以相应地降低作用于阀针 83 的背压。另外,在阀针 83 就座于座部 801 上的状态下,在阀针 83 的梢端部中,燃料压力作用于与其轴方向倾斜的面上,该燃料压力在阀针 83 的轴方向(开阀方向)上作用着的单位面积的力成为  $\cos$  (余弦)成分。然而,该面由于倾斜,因此受压面积大,其结果是单位面积的力的减少的量被抵消。即,在阀针 83 的轴方向上作用着的力与燃料压力作用着的面是否倾斜无关。

[0087] 作用于阀针 83 的背压的下降使开阀所需的吸引力下降。这一点有利于第一螺线管线圈 81 及第二螺线管线圈 82 的小型化。第一螺线管线圈 81 及第二螺线管线圈 82 的小型化可以实现喷射器 80 的小直径化,因此有利于确保如图 1 所示沿着汽缸 18 的轴线被安装在发动机 1 的汽缸盖 12 上的喷射器 80 的安装空间。吸引力的降低也有利于消耗电力的节约。另外,阀针 83 的梢端形成为梢端变细的形状,以此在阀针 83 离座时,在座部 801 上流动的燃料由阀针 83 的梢端的倾斜的面引导,而流通阻力降低,因此缩颈部 802 侧的燃料压力容易上升。这将使向开阀方向作用于阀针 83 的力增大,因此有利于开阀所需的吸引力的下降。

[0088] 像这样,与小直径化的座部 801 连续地设置有缩颈部 802。缩颈部 802 形成为比座部 801 的直径进一步减小的结构。又,与该缩颈部 802 连续地设置有直径扩大的扩大部 803。从缩颈部 802 至扩大部 803 的部分形成为其内壁成为平滑的曲面状的结构,借助于此,可以使从座部 801 经由缩颈部 803 到达至扩大部 803 的燃料的流动变得顺畅。这样,多个的、在图中示例中为十个的喷口 84 与该扩大部 803 连通,并且十个喷口 84 如图 11 (b) 所示,彼此隔着等间隔以圆周状配置在球面状凹陷以对抗较高的燃料压力的喷射器 80 的梢端面 804 上。

[0089] 像这样,通过将十个喷口 84 与直径扩大的扩大部 803 连通,可以在喷射器 80 的梢端面 804 上充分确保喷口 84 之间的间隔。借助于此,良好地实现以较高的燃料压力通过各喷口 84 喷射的燃料的微粒化。良好地实现喷射燃料的微粒化尤其在执行压缩点火燃烧的低负荷区域,有利于均质的稀薄混合气的形成,并且可以使压缩点火燃烧稳定化。

[0090] 另外,喷口的配置并不限于如图 11 (b) 所示的圆周状的配置,例如图 12 所示,也可以在径向的内外成为双重圆地配置多个(在图中的示例中为十个)喷口 84。又,喷口的数量只要设定为适宜的数量即可。

[0091] (两级螺线管喷射器的驱动和发动机的运行区域的对应)

在该结构的喷射器 80 中,如上所述,第一螺线管线圈 81 通电时,可以使阀针 83 仅产生第一行程量  $S1$  的行程,并且第二螺线管线圈 82 通电时,可以使阀针 83 仅产生第二行程量  $S2$  的行程。在这里,第一行程量  $S1$  和第二行程量  $S2$  被设定为  $S1 < S2$ ,借助于此,喷射器 80 形成为可以使阀针 83 以不一样的行程量产生行程,并且喷射燃料的结构。

[0092] PCM10 如图 2 所示,向喷射器 80 的第一螺线管线圈 81 和 / 或第二螺线管线圈 82 输出控制电流以达到根据发动机 1 的运行状态所要求的喷射量,借助于此将必要量的燃料喷射至汽缸 18 内。即,所要求的喷射量较少时,具体地在图 3 所示的运行区域,在执行压缩点火燃烧的 CI 模式中,对第一螺线管线圈 81 通电。借助于此,通过第一可动芯 871 使阀针 83 开阀,并且以行程量  $S1$  (即,小行程)维持阀针 83 后,结束通电。这样,使阀针 83 闭阀。

借助于此,如图 6 所示,使相对于时间的瞬间喷射率的波形成为规定的梯形状,以此提高在比较少的喷射量中的喷射精度。在 CI 模式中,在进气行程期间内执行燃料喷射,以此形成均质的稀薄混合气,因此即使燃料喷射量上多少产生差异,也能充分确保压缩点火燃烧的稳定性的。

[0093] 另一方面,所要求的喷射量较大时,具体地在图 3 所示的运行区域,在执行火花点火燃烧的 SI 模式中,至少对第二螺线管线圈 82 通电,并通过第二可动芯 872 使阀针 83 开阀。之后,使阀针 83 以行程量 S2(大行程)维持后,结束通电,使阀针 83 闭阀。借助于此,如图 6 所示,相对于时间的规定的瞬间喷射率的波形成为与小行程时的波形相似的梯形状,由此还可以提高在比较大的喷射量中的喷射精度。尤其是,在图 3 所示的运行区域,在(1)(2)的区域,因为执行高压延迟喷射而要求较高的喷射率,而通过使阀针 83 以高燃料压力且比较大的第二行程量 S2 产生行程,可以实现该目的,并且将必要量的燃料以高燃料压力且短时间内喷射至压缩上死点附近的汽缸 18 内。

[0094] 在这里,使阀针 83 以第二行程量 S2 产生行程时,也可以仅向第二螺线管线圈 82 通电。又,也可以向第一螺线管线圈 81 和第二螺线管线圈 82 两者通电。向第一螺线管线圈 81 及第二螺线管线圈 82 两者通电时,优选的是将第一螺线管线圈 81 至少在阀针 83 开始开阀动作时进行通电。即,阀针 83 开始开阀动作时,在需要产生与由燃料压力引起并作用于阀针 83 的背压及由弹簧 881 引起的施力对抗的吸引力时,由于与第一螺线管线圈 81 对应的第一可动芯 871 和第一固定芯 861 之间的间隙 S1 小于与第二螺线管线圈 82 对应的第二可动芯 872 和第二固定芯 862 之间的间隙 S2,因此吸引力的产生所需的电流值降低。又,在阀针 83 从座部 801 离座后,燃料压力引起的背压消失,因此阀针 83 的行程所需的吸引力以与此相应的量减小。因此,向第二螺线管线圈 82 的通电量也可以较少。即,在使阀针 83 以第二行程量 S2 产生行程时,阀针 83 开始开阀动作时向第一螺线管线圈 81 通电,这一点可以抑制总的消耗电力。另外,第二螺线管线圈 82 既可以在第一螺线管线圈 81 的通电开始后隔着规定时间进行通电,也可以与第一螺线管线圈 81 的通电开始一起开始第二螺线管线圈 82 的通电。

[0095] 像这样,使用具有第一螺线管线圈 81 及第二螺线管线圈 82 的两种,且由此可以将阀针 83 的行程量变更为第一行程量 S1 和第二行程量 S2 的喷射器 80,以此在喷射量相对少的低负荷区域中,仅驱动第一螺线管线圈 81,以此可以将较少的喷射量以高精度喷射,并且确保压缩点火燃烧的稳定性的。另一方面,在喷射量相对大的高负荷区域,尤其是执行高压延迟喷射的区域,至少驱动第二螺线管线圈 82,以此结合高燃料压力实现高喷射率,并且可以将必要量的燃料以高燃料压力且短期间内喷射至压缩上死点附近的汽缸内,有利于异常燃烧的避免。这样,在发动机 1 的广的运行区域内实现燃料消耗量的改善。

[0096] (高压燃料泵的结构)

图 13~图 15 示出高压燃料泵 90 的结构。如上所述,在该发动机 1 中,以 40MPa 以上、最大为 120MPa 左右的高燃料压力喷射含有汽油的燃料,因此,该高压燃料泵 90 具有与以往的柱塞式燃料泵不一样的结构。

[0097] 即,高压燃料泵 90 如图 14 (a)~图 14 (c) 所示,具备在上下方向延伸地配设的气缸 91、内插在气缸 91 中的柱塞 94、和使柱塞 94 在气缸 91 内在上下方向上产生行程的驱动机构 93。



[0098] 如图 15 中也示出那样,气缸 91 形成在第一壳体 901 内,在气缸 91 的上端部设置有用于使燃料流入至气缸 91 内的流入口 911。在第一壳体 901 内,尽管详细的图示省略,但是还形成有从燃料箱输送的燃料积聚的供给室 912 (参照图 14 的粗实线的箭头)。形成于气缸 91 的上端部的流入口 911 与该供给室 912 连通。供给室 912 形成为具有与气缸 91 的直径相同或者比其大的直径,并且随着向流入口 911 行进而逐渐缩小的结构。

[0099] 在流入口 911 上安装有吸入阀 92,并且通过使该吸入阀 92 打开流入口 911,以此使燃料从供给室 912 流入至气缸 91 内。吸入阀 92 具有受到向上施力的阀体 921 以使其就座于流入口 911 上,并且阀体 921 通常时关闭流入口 911,另一方面,如下所述,在阀体 921 向下被按压时打开流入口 911,从而允许使燃料从流入口 911 流入气缸 91 内(参照图 15)。

[0100] 吸入阀 92 还具有在阀体 921 的上侧在上下方向上延伸地配置的杆 922,该杆 922 的下端与阀体 921 的上端面抵接,另一方面其上端通过供给室 912 内,并到达至其上侧。杆 922 形成为通过安装于第一壳体 901 的上侧的螺线管线圈 923,在上下方向上往复移动的结构。即,在通过设置于高压燃料泵 90 的上端的耦合器 924 向螺线管线圈 923 通电时,通过使杆 922 向下方移动,向下按压受到向上施力的阀体 921,借助于此,使阀体 921 从流入口 911 离座,而打开流入口 911。这样,燃料流入气缸 91 内。另一方面,在停止向螺线管线圈 923 的通电时,通过向上的施力,阀体 921 提升,由此阀体 921 就座于流入口 911 上,而关闭流入口 911。像这样,吸入阀 92 形成为由 PCM10 进行开闭控制的电磁阀的结构。

[0101] 从气缸 91 排出高压燃料的排出口 913 如图 14 中的(a)、(b)所示,设置在气缸 91 上端部附近的侧方。另外,符号 914 是配设在高压燃料泵 90 的流入侧,且用于抑制随着喷射器 80 的燃料喷射出现的脉动的脉动阻尼器(pulsation damper)914。

[0102] 柱塞 94 如上所述内插在气缸 91 中,且通过下述的驱动机构 93 在上下方向上产生行程。柱塞 94 在从图 14 中的(a)所示的上死点的状态下降时,通过与该正时相匹配地打开的流入口 911,供给室 912 内的燃料流入至气缸 91 内,并且在流入口 911 关闭的状态下,柱塞 94 由图 14 中(b)所示的下死点的状态上升,以此气缸 91 内的燃料的压力升高,升压的燃料通过排出口 913 从高压燃料泵 90 向燃料轨 64 排出。

[0103] 驱动机构 93 具备被固定柱塞 94 的下端且在上下方向上可往复移动地构成的活塞 931、对活塞 931 向下施力的弹簧 932、安装于活塞 931 上的滚子 933、和通过滚子 933 及活塞 931 使柱塞 94 在上下方向上产生行程的凸轮 934 而构成。

[0104] 活塞 931 形成为内插在圆形截面的活塞容纳部 903 内而该活塞容纳部 903 形成于安装在第一壳体 901 的下侧的第二壳体 902 内,并且在该活塞容纳部 903 内在上下方向上往复移动的结构。

[0105] 滚子 933 尽管详细的图示省略,但是在活塞 931 上安装为通过滚动轴承或滑动轴承,相对于与柱塞 94 的行程方向(即,图 14 中纸面上下方向)正交的轴自由转动(参照图 14 中(c))。滚子 933 降低与凸轮 934 之间的摩擦阻力,从而有利于高压燃料泵 90 的驱动转矩的降低,乃至发动机 1 的机械阻力损失的降低。

[0106] 在第二壳体 902 内,又,与活塞容纳部 903 的下端连续地形成有凸轮容纳部 904,凸轮 934 在该凸轮容纳部 904 内配设为由凸轮轴 935 支持,以此相对于与柱塞 94 的行程方向正交的轴可旋转。该凸轮 934 如在图 14 中的(a)、(b)中明了地示出那样,由具有两个凸轮尖的凸轮构成,其凸轮尖(cam nose)分别设置在夹着旋转中心轴的两侧上。凸轮轴 935 通

过固定于其梢端部的链轮 936 及卷绕在链轮 936 上的链条 937 如图 13 中示意性地示出那样与发动机 1 的曲轴 15 驱动连接。驱动机构 93 的凸轮轴 935 形成为相对于发动机 1 的曲轴 15 以 1:1 的减速比旋转驱动的结构。

[0107] 在这里, 高压燃料泵 90 的驱动机构 93 与曲轴 15 驱动连接, 因此如图 13 所示, 配置在比发动机 1 的凸轮轴 210、220 靠近曲轴 15 的高度位置上。又, 该高压燃料泵 90 如上所述在上下方向上延伸的气缸 91 的上端设置流入口 911, 而将该流入口与设置在气缸 91 的上方的供给室 912 连通, 并且在比供给室 912 更靠近上方的位置上配设用于驱动吸入阀 92 的螺线管线圈 923。由此, 尽管高压燃料泵 90 的全高设定得比较高, 但如上所述, 将体积大的高压燃料泵 90 配置在发动机 1 的侧方的比较低的高度位置上, 这样可以不超过发动机 1 的全高地配置高压燃料泵 90, 有利于发动机室内的布局性。

[0108] 上述结构的高压燃料泵 90 为了实现 40MPa 以上的高的燃料压力, 而将柱塞 94 位于上死点时的气缸 91 的容积设定得显著小。即, 燃料压力提高时无法忽视燃料的压缩性, 因此通过减小上死点时的气缸容积, 可以实现高燃料压力和确保排出流量两者。

[0109] 然而, 通过减小上死点时的气缸容积, 在试图使柱塞 94 下降而使燃料流入至气缸 91 内时, 气缸 91 内的压力下降增大。这在含有汽油的燃料中, 导致流入口 911 附近的空化的发生, 并存在燃料不容易流入至气缸 91 内的担忧。

[0110] 因此, 在上述结构的高压燃料泵 90 中, 通过流入口 911 在气缸 91 的上方设置容积比较大的供给室 912, 以此在打开吸入阀 92 时, 如图 15 中用箭头所示, 燃料从供给室 912 向气缸 91 的轴方向, 换言之向柱塞 94 的行程方向流动, 并通过流入口 911 燃料流入气缸 91 内。这样的结构使燃料顺利地流入气缸 91 内, 并且抑制由柱塞 94 下降时的压力下降引起的空化的产生。在这里, 供给室 912 形成为在燃料的流动方向上逐渐地缩小, 因此能够使燃料的流入更加顺利。其结果是, 可以使燃料确实地流入气缸 91 内, 并且在高压燃料泵 90 中, 实现 40MPa 以上的高燃料压力化和确保必要的燃料排出量两者。

[0111] 又, 在这样的高燃料压力化的高压燃料泵 90 中, 通过柱塞 94 到达至上死点时的反作用力, 作用于驱动机构 93 的载荷增大。因此, 当试图与该较大的载荷对抗时, 存在驱动机构 93 大型化的担忧。尤其是, 试图使驱动机构 93 的滚子 933 通过滚动轴承支持于活塞 931 时, 滚子及滚动轴承大幅度地大型化。因此, 在上述结构的高压燃料泵 90 中, 通过减小气缸直径及柱塞直径, 减小作用于驱动机构 93 的载荷。另一方面, 为了实现高燃料压力而将柱塞 94 的行程量设定得比较大(参照图 14 中(a)、(b))。其结果是, 该高压燃料泵 90 以柱塞 94 的行程量大于气缸直径的长行程构成。这将实现高压燃料泵 90 的小型化和高燃料压力化两者。

[0112] 又, 将驱动机构 93 的凸轮 934 由具有两个凸轮尖的凸轮构成, 这将使各凸轮尖(cam nose)的升程量比较大, 以此可以与上述的柱塞 94 的长行程对应, 并且可以避免凸轮的大型化。这是因为在具有两个凸轮尖的凸轮中, 凸轮尖分别配置在夹住凸轮 934 的中心轴的两侧上, 因此即使增高各凸轮尖也不会对另一方的凸轮尖产生影响。因此, 将驱动机构 93 的凸轮 934 由具有两个凸轮尖的凸轮构成这一点也有助于实现高压燃料泵 90 的小型化和高燃料压力化两者。

[0113] 由具有该两个凸轮尖的凸轮构成的驱动机构 93 的凸轮 934 形成为相对于曲轴 15 等速旋转的结构, 因此曲轴 15 两次旋转的期间, 高压燃料泵 90 执行四次的燃料排出。这一

点在四汽缸四冲程发动机 1 中,可以使四个汽缸 18 各自与执行一次的燃料喷射相对应地执行燃料的排出。像这样,具有两个凸轮尖的凸轮的采用如上所述,在将驱动机构 93 与曲轴 15 驱动连接的方面也成为有利的结构。

[0114] 可排出高燃料压力的燃料地构成的高压燃料泵 90 的驱动转矩也与现有的高压燃料泵相比大幅度增大。如果将这样的高驱动转矩的高压燃料泵 90 与现有的相同地安装于进气凸轮轴 210 或排气凸轮轴 220 的端部上,则试图使 VVT72 或 VVT74 工作,也无法使其工作(即,凸轮轴 210 或凸轮轴 220 不旋转)。然而,如上所述,该高压燃料泵 90 如图 13 所示与曲轴 15 驱动连接,因此不会影响安装于进气凸轮轴 210 及排气凸轮轴 220 上的 VVT72、VVT74 的工作。像这样,将实现高燃料压力化的高压燃料泵 90 与曲轴 15 驱动连接这一结构在保证安装于凸轮轴上的 VVT72、VVT74 的工作的方面也是有利的结构。

[0115] 另外,图 3 所示的运行区域(映射图(MAP 图))是例示,在这里公开的技术并不限于适用于图 3 所示的映射图(MAP 图)被设定的发动机中。图可以适当变更。

[0116] 又,在这里公开的技术并不限于如上所述的自然进气发动机,也可以适用于带有增压器的发动机中。在带有增压器的发动机中可以将 CI 模式的区域扩大至高负荷侧。

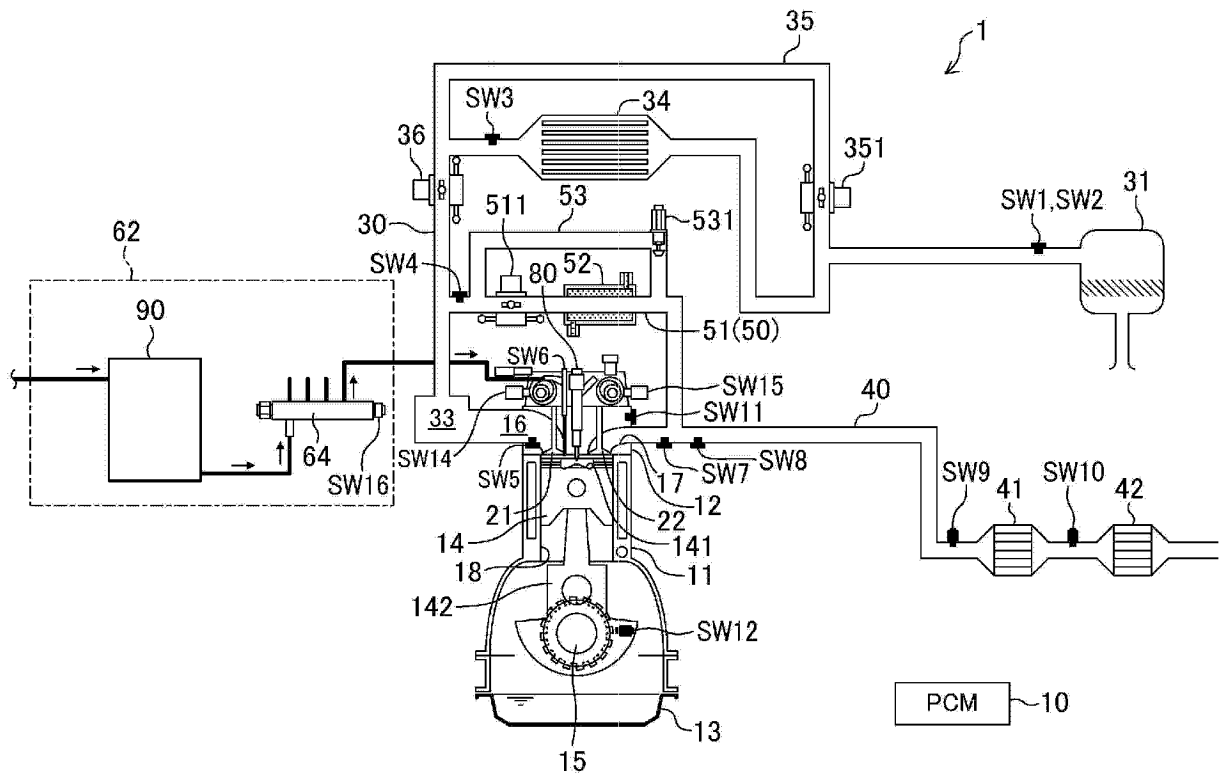


图 1

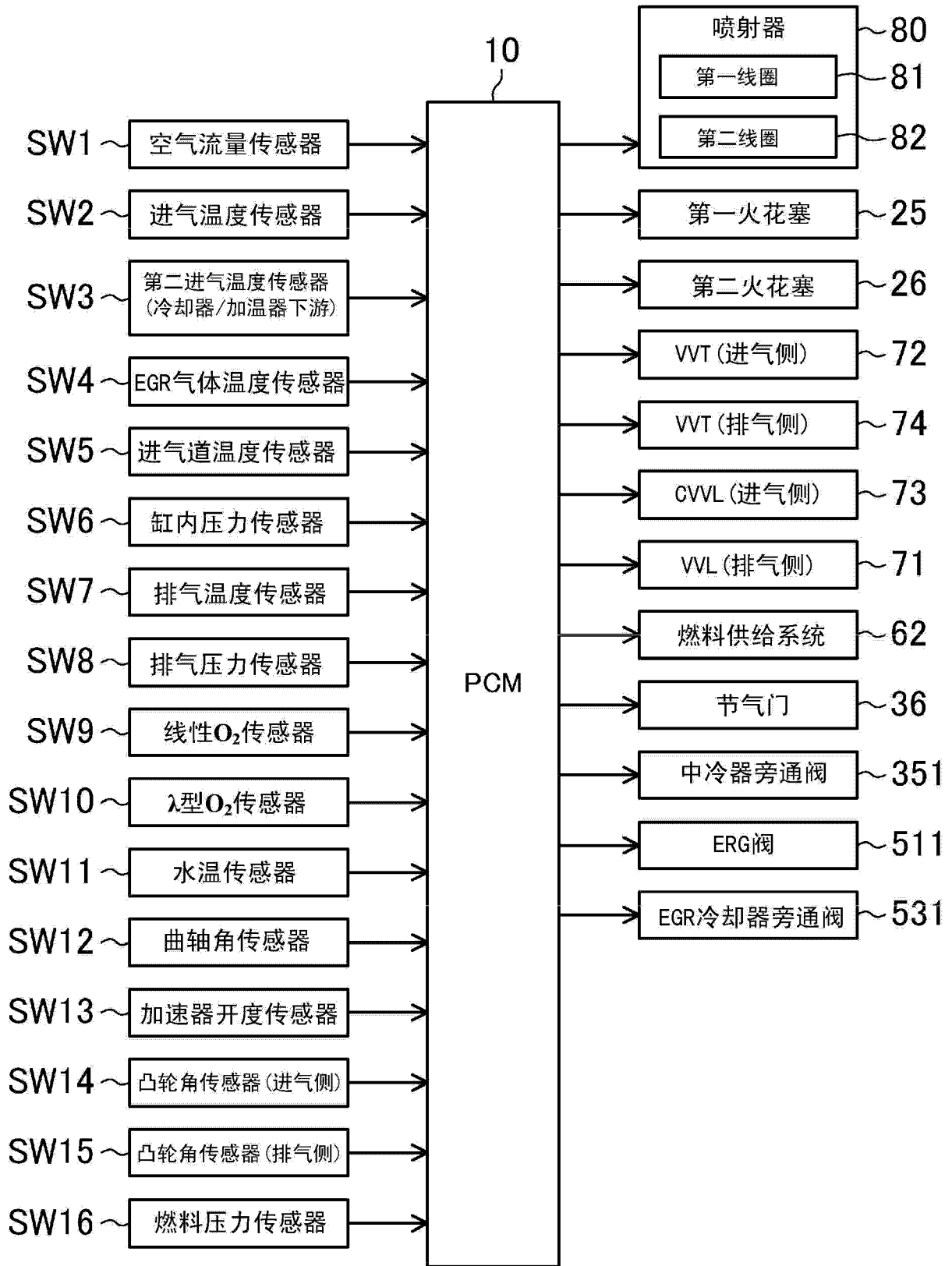


图 2

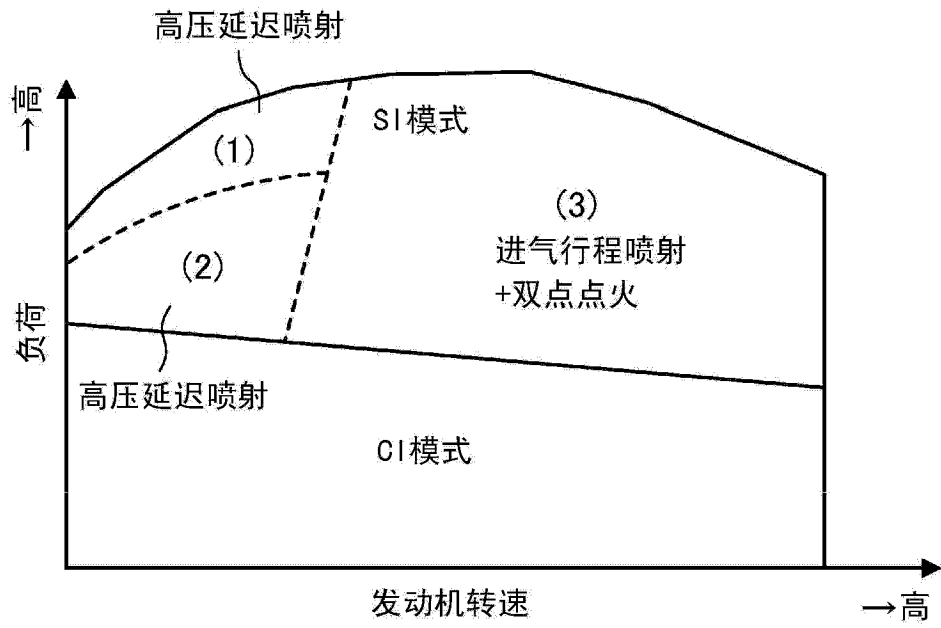
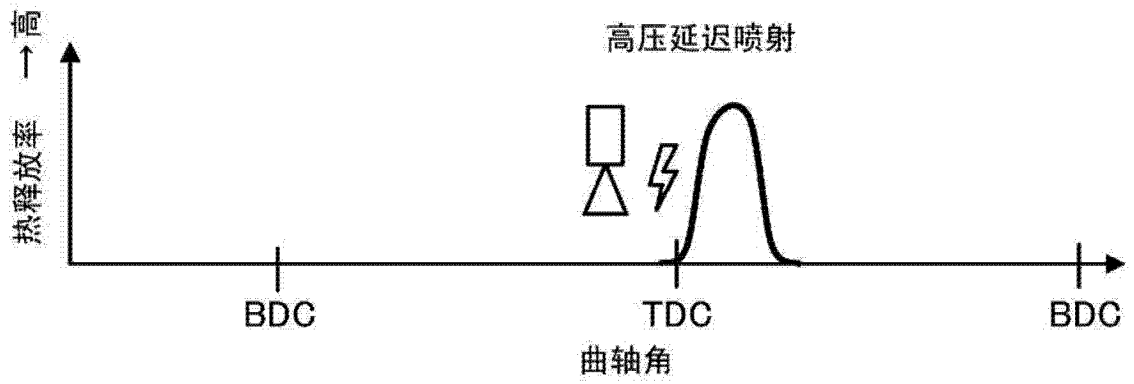


图 3

(a)



(b)

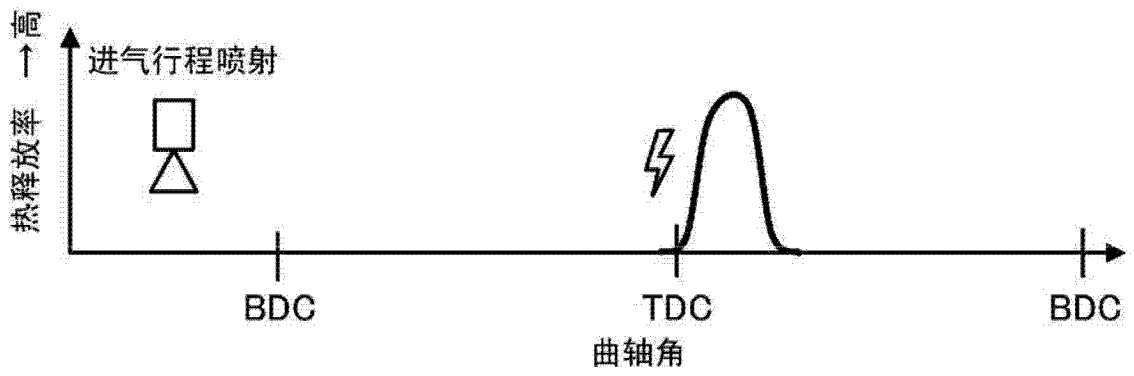


图 4

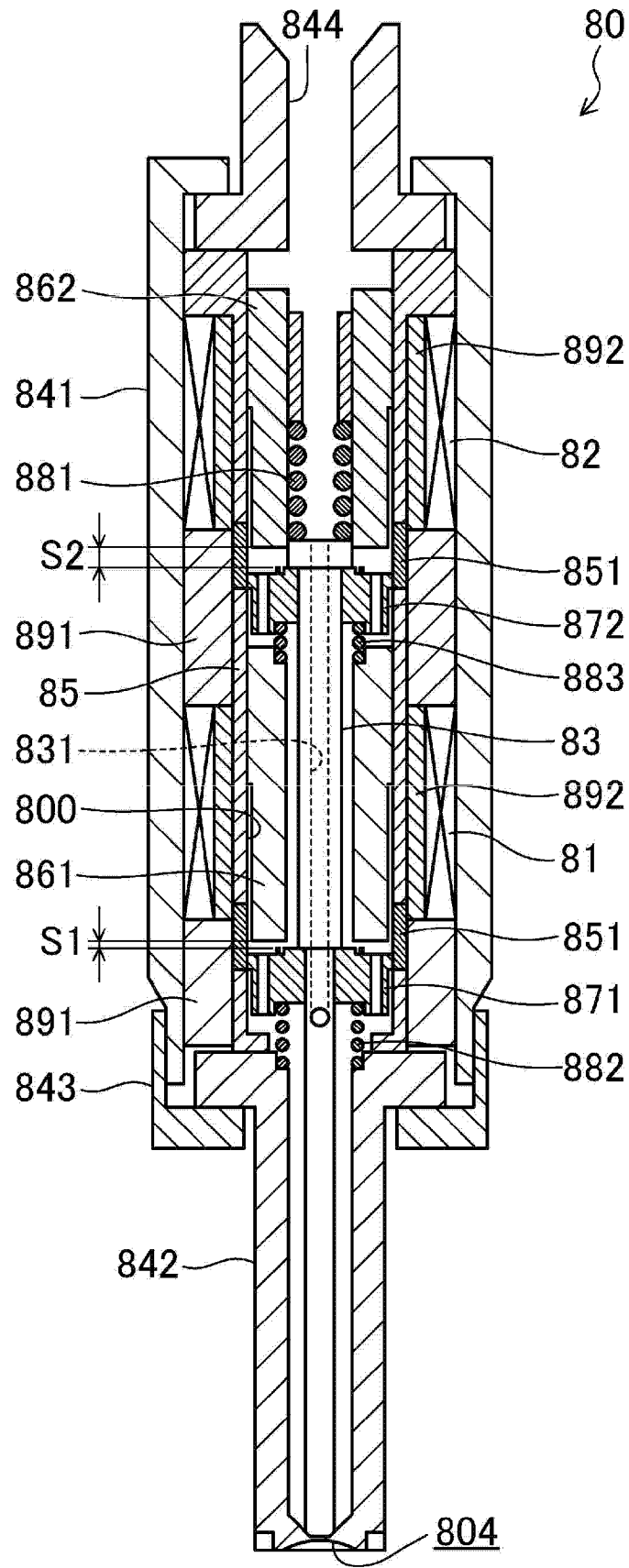


图 5



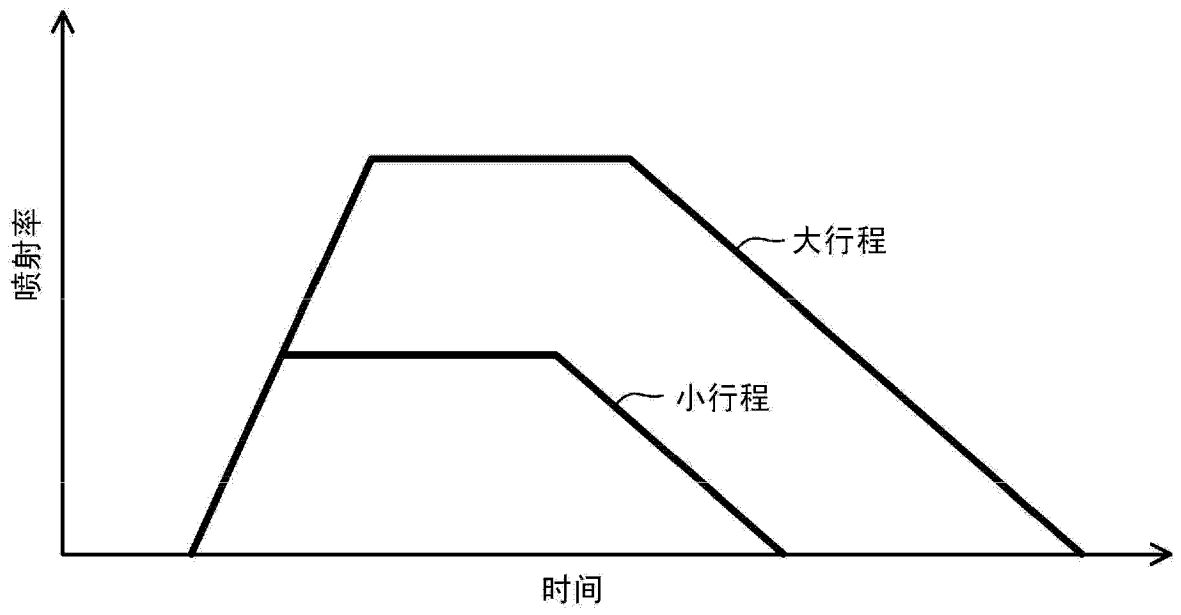


图 6

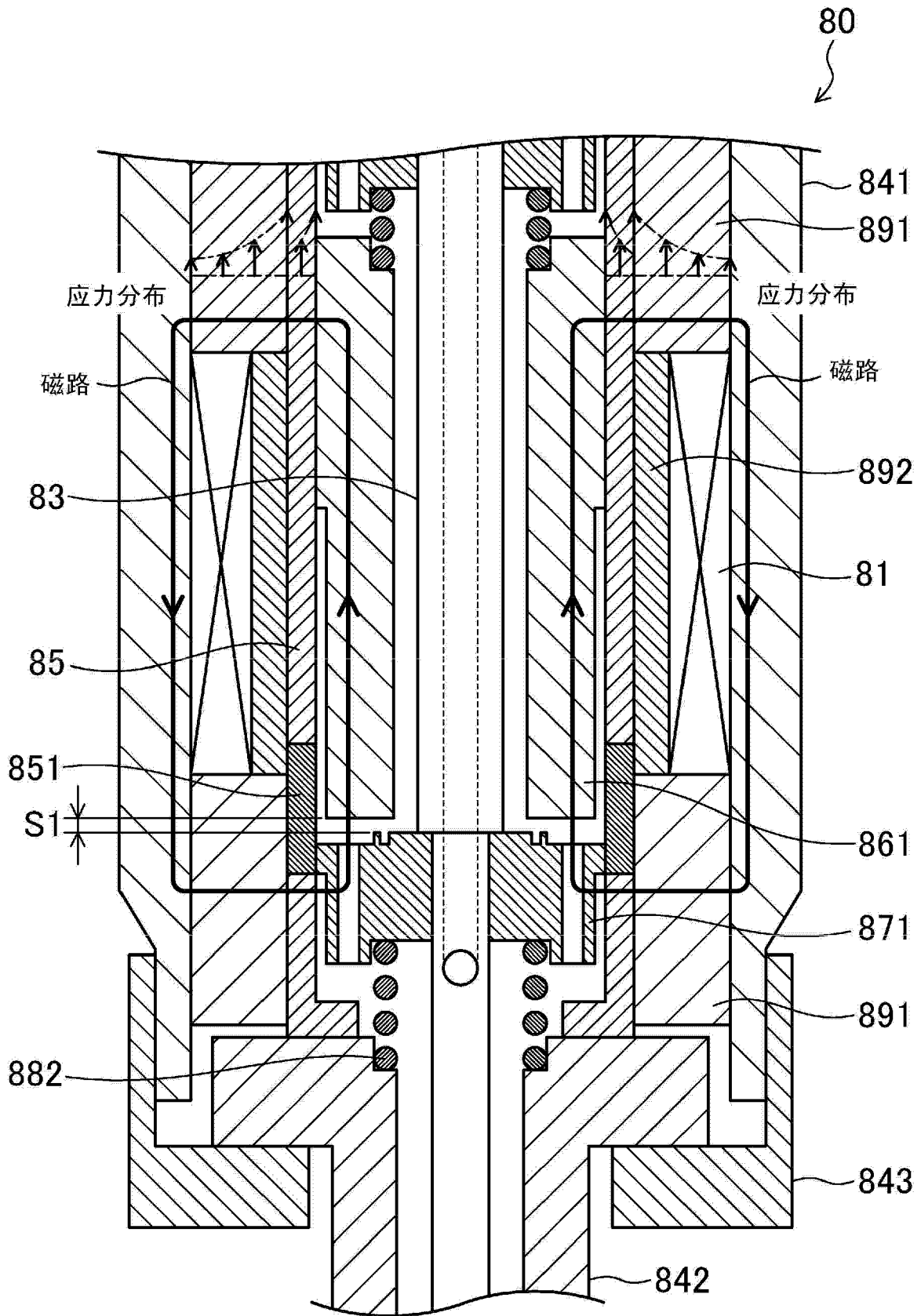


图 7

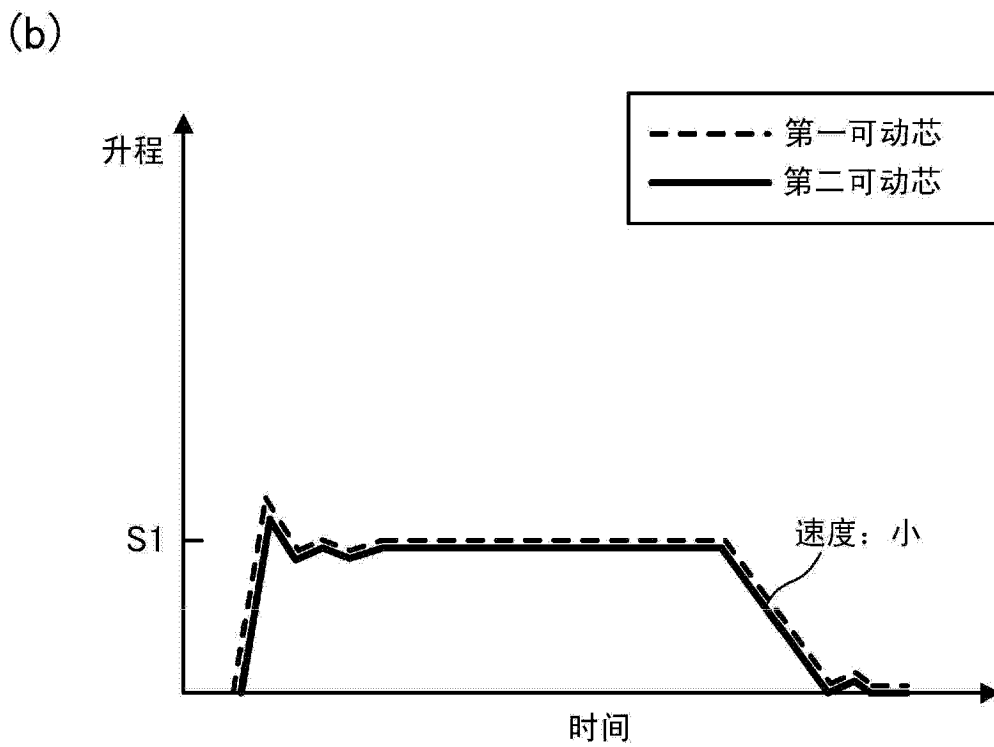
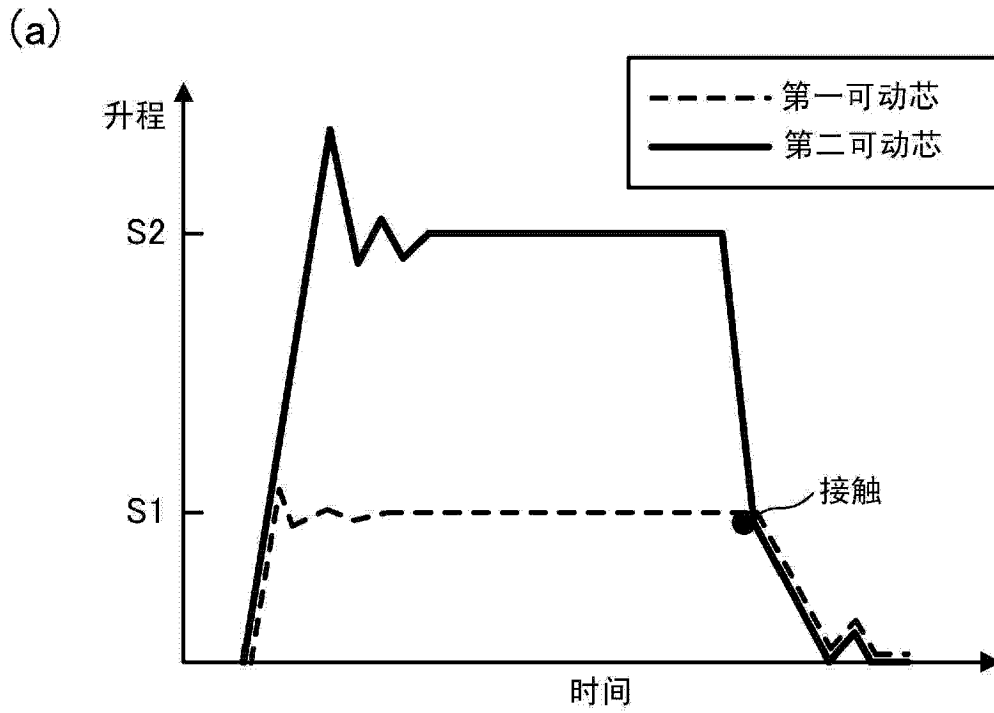


图 8

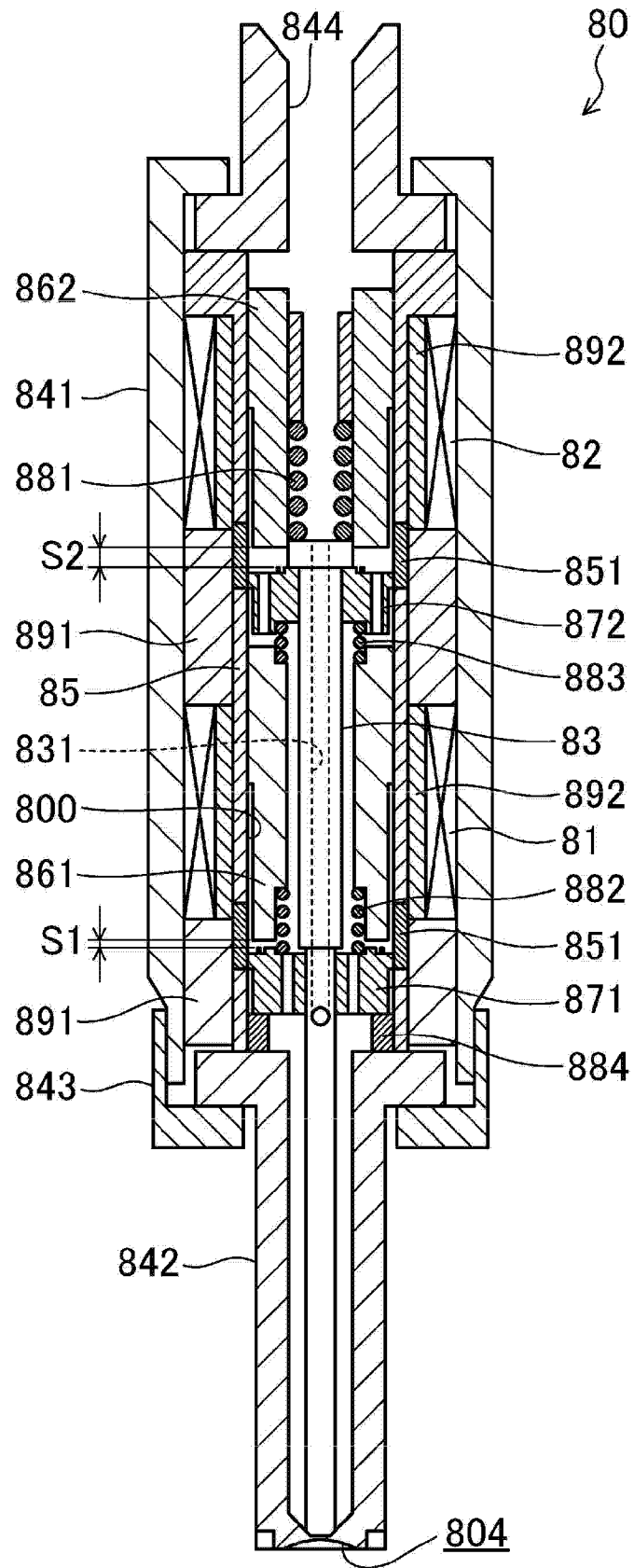


图 9

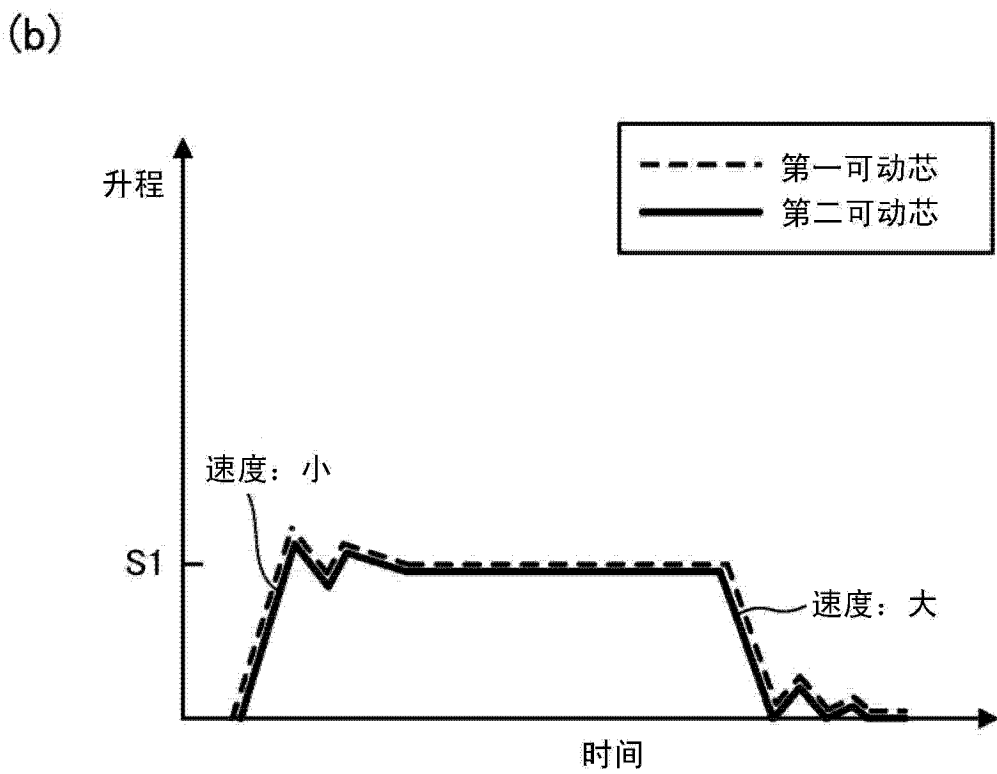
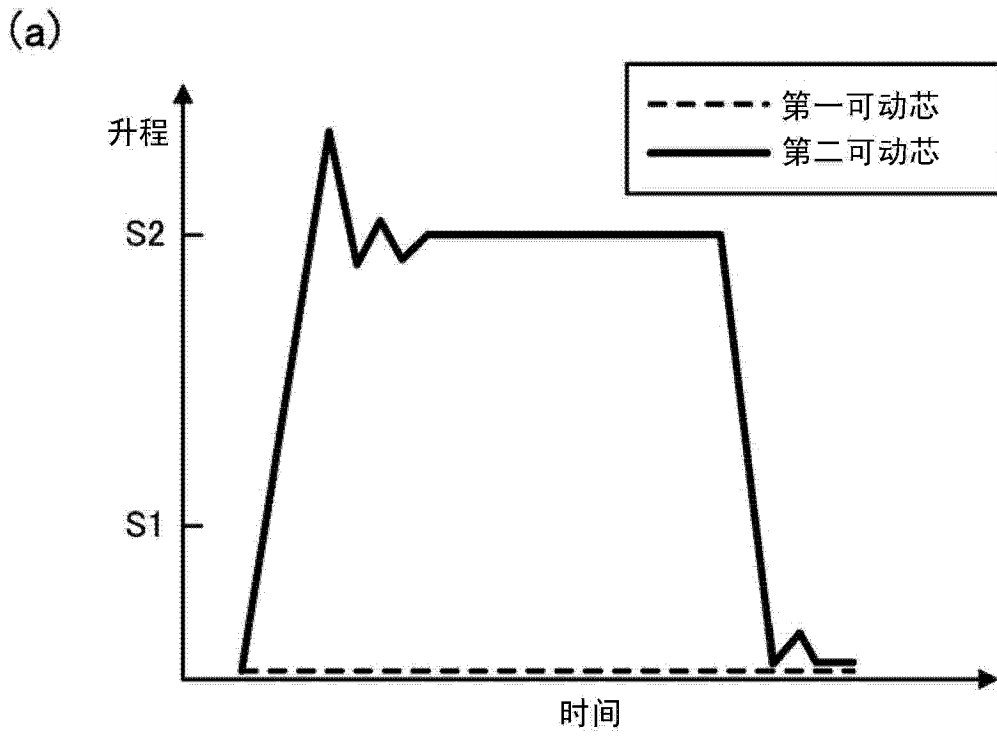


图 10

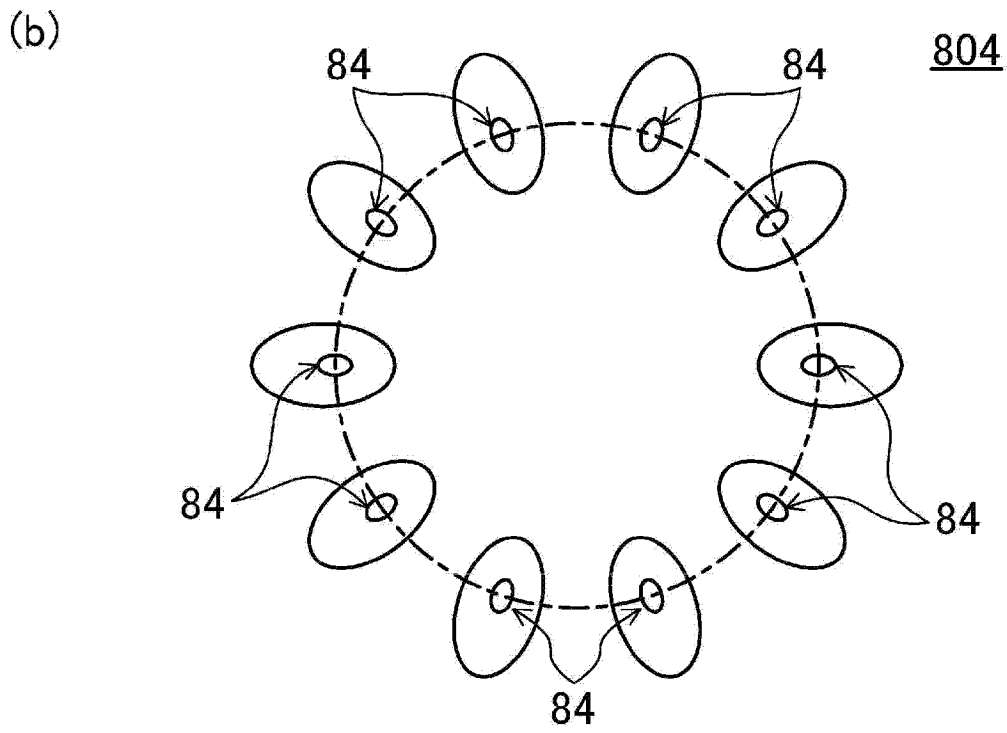
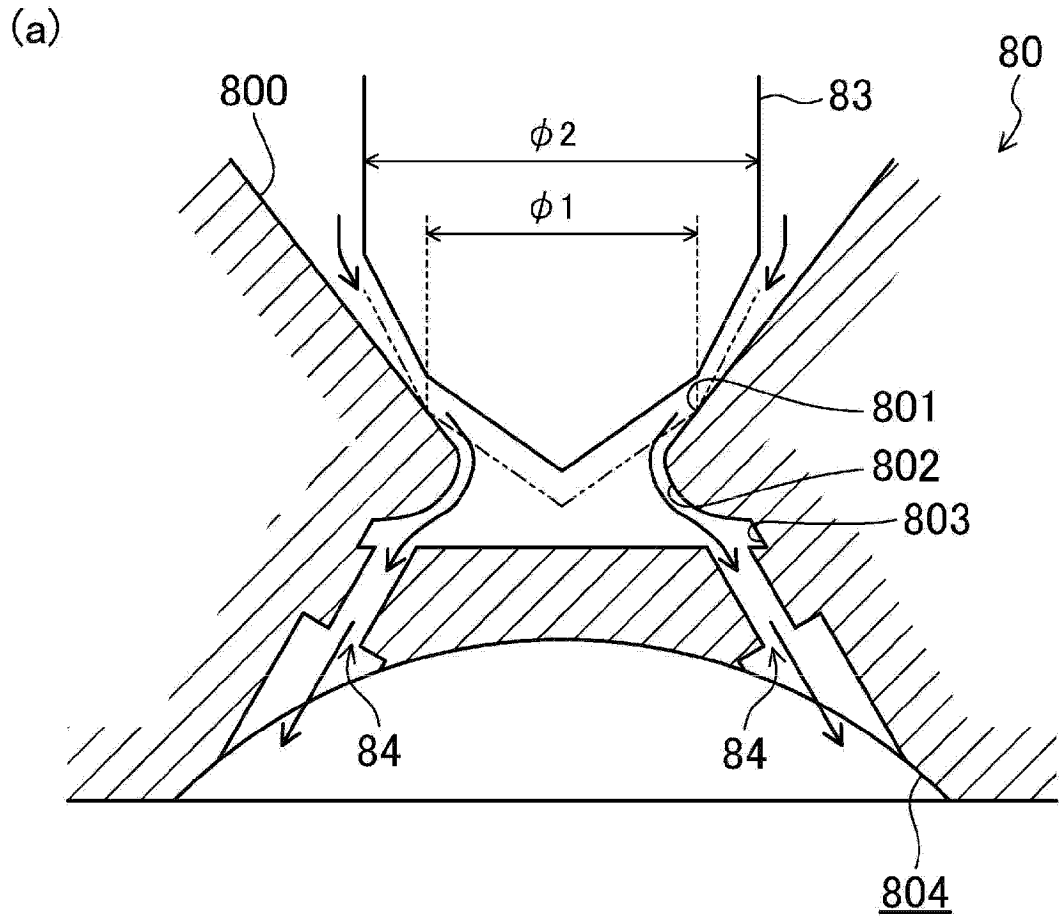


图 11

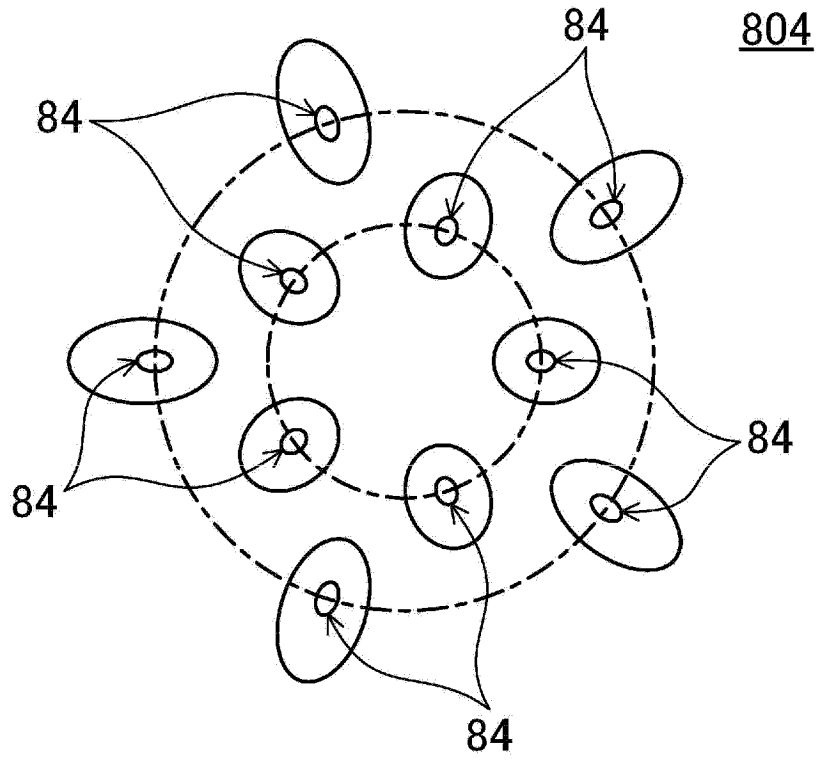


图 12

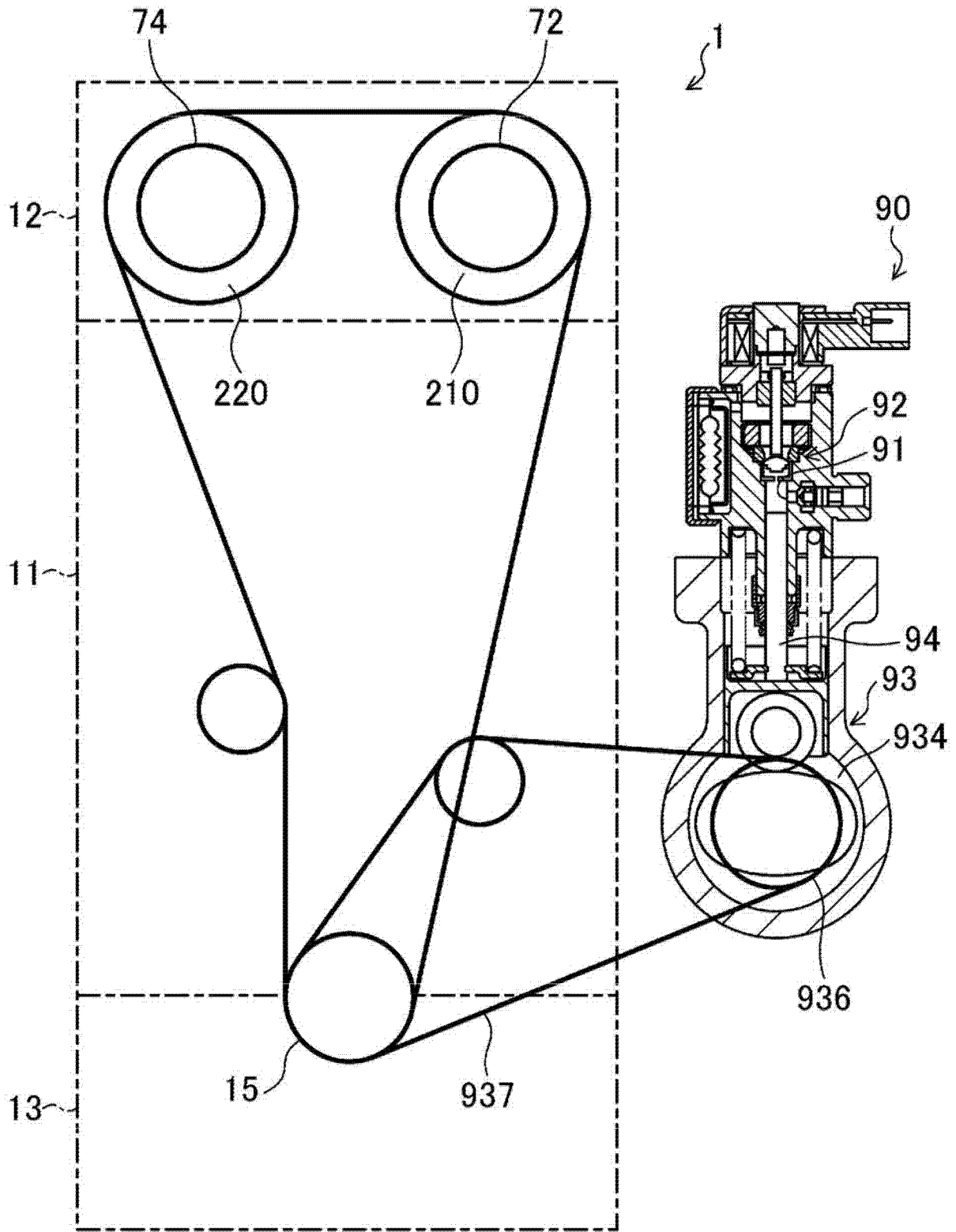


图 13



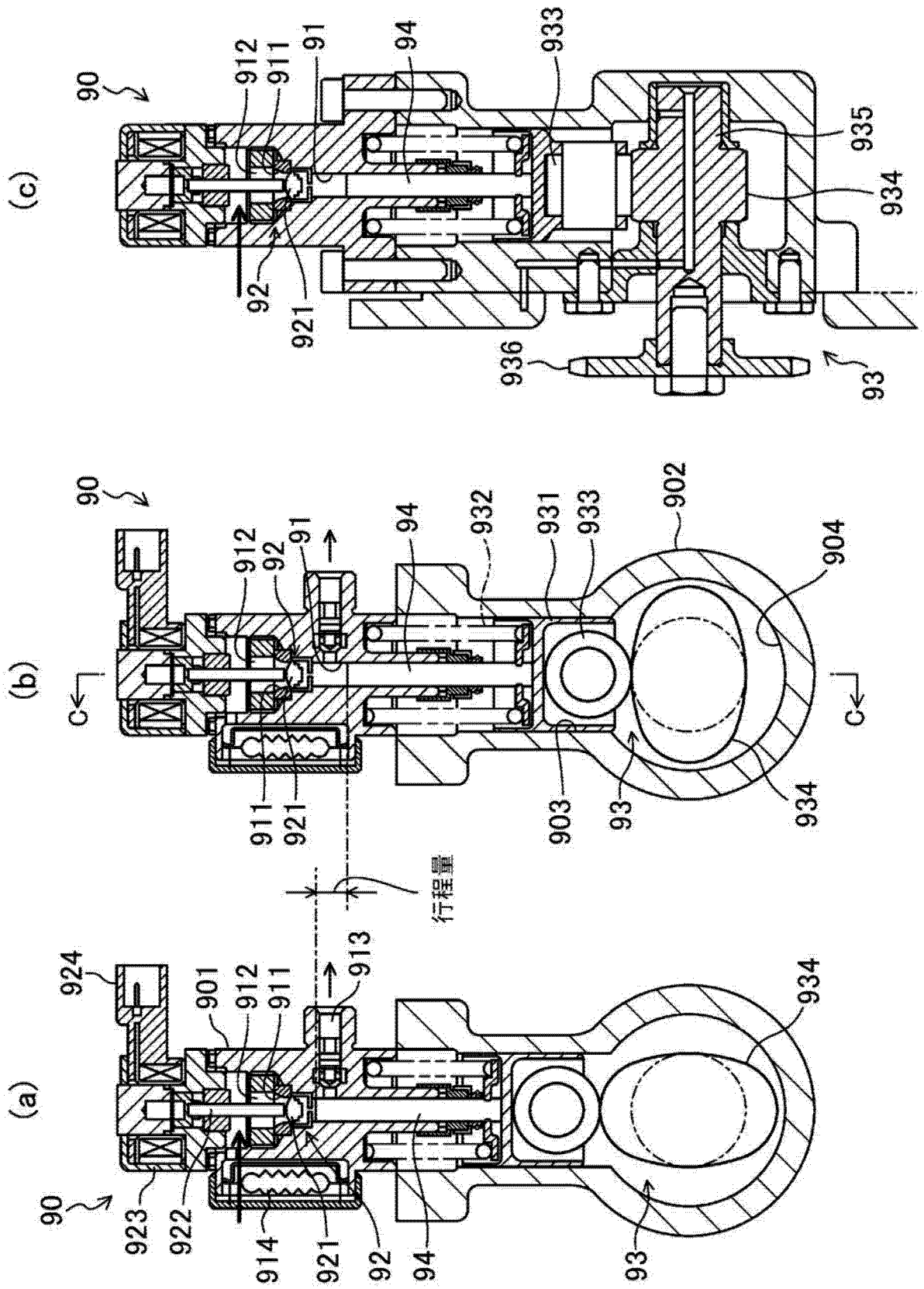


图 14

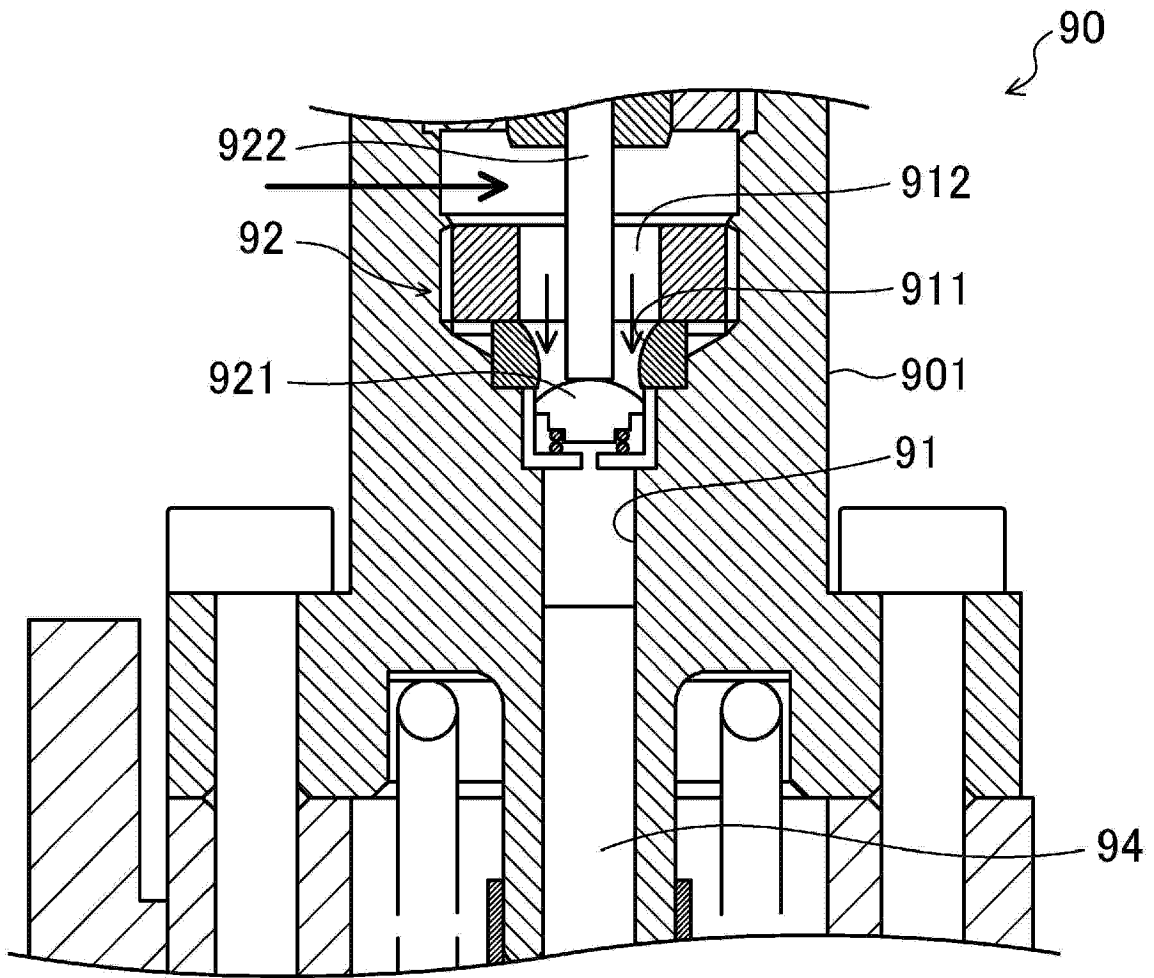


图 15