



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 102325987 B

(45) 授权公告日 2015. 04. 01

(21) 申请号 200980156950. 0

(22) 申请日 2009. 02. 20

(85) PCT国际申请进入国家阶段日
2011. 08. 18

(86) PCT国际申请的申请数据
PCT/JP2009/053077 2009. 02. 20

(87) PCT国际申请的公布数据
W02010/095247 JA 2010. 08. 26

(73) 专利权人 日立汽车系统株式会社
地址 日本茨城县

(72) 发明人 有富俊亮 町村英纪 小仓清隆
阿部雅巳 德尾健一郎

(74) 专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专
利商标事务所 11038
代理人 郭小军

(51) Int. Cl.
F02M 59/46(2006. 01)

(56) 对比文件
JP 特开 2006-207451 A, 2006. 08. 10,
JP 实开平 5-66275 U, 1993. 09. 03,
JP 昭 59-115461 A, 1984. 07. 03,
CN 88100522 A, 1988. 11. 23,
JP 特开 2004-218633 A, 2004. 08. 05,

审查员 吕典亭

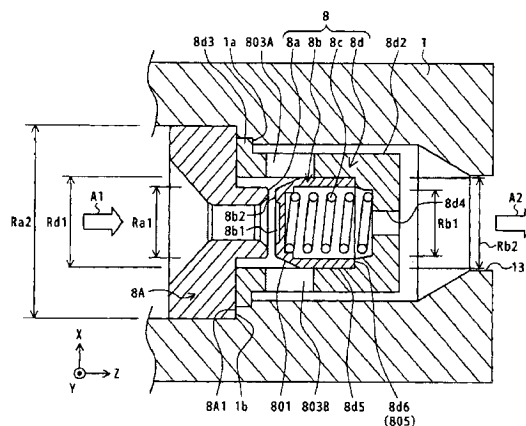
权利要求书2页 说明书11页 附图6页

(54) 发明名称

高压燃料供给泵及用于该泵的排出阀单元

(57) 摘要

本发明提供一种搭载了能够减轻阀体周向的燃料流引起的噪声的影响的排出阀的高压燃料供给泵及用于其的排出阀单元。高压燃料供给泵在加压室(11)与排出口(13)之间具有作为止回阀的排出阀(8)。排出阀(8)由阀体壳(8d)、排出阀弹簧(8c)、阀体(8b)、及座构件(8a)构成。排出阀(8)为平板阀。开阀时,从加压室从轴向冲撞到了阀体的燃料的流动,成为在阀体的径向以放射状分散、直接流往排出孔的燃料流和在冲撞到了阀壳的内壁后流往排出孔的阀体的周向的燃料流。排出阀(8)具有形成在座构件(8a)的外周及阀体(8b)的外周与阀壳(8d)的内周之间、针对周向的燃料流的液体缓冲室。液体缓冲室由第一、第二、第三管状间隙(805A、805B、805C)构成。



1. 一种高压燃料供给泵,具有:
 - 由柱塞的往复动作使容积变化的加压室;
 - 排出由该加压室加压了的燃料的排出口;及
 - 设在该排出口与所述加压室之间的作为止回阀的排出阀,
 - 该排出阀由阀体壳、阀体、及座构件构成,
 - 该阀体壳形成了连通到所述排出口的多个排出孔;
 - 该阀体收容在该阀体壳的内部并且由排出阀弹簧在将阀关闭的方向施力;
 - 该座构件局部收容在所述阀体壳的内部并且具有与所述阀体抵接而将阀关闭的座部,其特征在于:
 - 所述排出阀,
 - 是形成在所述阀体上的阀座的表面及所述座部的表面平行于与所述阀体的轴向正交的平面的平板阀;
 - 当开阀时,从所述加压室经过所述座构件的空心部从轴向冲撞到了所述阀体的燃料的流动,成为在所述阀体的径向以放射状分散、直接流往所述排出孔的燃料流和在冲撞到了阀体壳的内壁后流往排出孔的阀体的周向的燃料流;
 - 所述排出阀设有形成在所述座构件的外周及所述阀体的外周与所述阀体壳的内周之间、针对所述周向的燃料流的液体缓冲室,
 - 所述液体缓冲室具有第一管状间隙和第二管状间隙,
 - 所述第一管状间隙形成在设于所述阀体的所述阀座的外周的圆锥与所述阀体壳的内周之间;
 - 该第二管状间隙形成在所述座构件的外周与所述阀体壳的内周之间,
 - 在所述阀体外周的空间中形成有第一管状间隙,并且在所述座构件外周的空间中形成有第二管状间隙,在包含所述阀体的轴的平面上的所述第二管状间隙的截面积比所述第一管状间隙的截面积大。
2. 根据权利要求1所述的高压燃料供给泵,其特征在于:
 - 所述阀体的外径比所述阀座的外径大。
3. 根据权利要求1所述的高压燃料供给泵,其特征在于:
 - 所述液体缓冲室的截面积 α 相对于所述排出阀的全开时的开口面积 β 成为 $\alpha > 0.1 \times \beta$ 。
4. 根据权利要求1所述的高压燃料供给泵,其特征在于:
 - 所述液体缓冲室的在包含所述阀体的轴的平面上的截面积比 0.3mm^2 大。
5. 一种排出阀单元,用于高压燃料供给泵,该高压燃料供给泵经由作为止回阀的排出阀从排出口将由加压室加压了的燃料排出,
 - 该排出阀单元被压入到构成所述排出阀的一部分的阀体壳的内部,其特征在于:
 - 所述排出阀单元由阀体壳、阀体和座构件构成,
 - 该阀体壳形成了连通到所述排出口的多个排出孔;
 - 该阀体收容在该阀体壳的内部并且由排出阀弹簧在将阀关闭的方向施力;
 - 该座构件局部收容在所述阀体壳的内部并且具有与该阀体抵接而将阀关闭的座部,所述排出阀,是形成在所述阀体上的阀座的表面及所述座部的表面平行于与所述阀体

的轴向正交的平面的平板阀，

当开阀时，从所述加压室经过所述座构件的空心部从轴向冲撞到了所述阀体的燃料的流动，成为在所述阀体的径向以放射状分散、直接流往所述排出孔的燃料流和在冲撞到了阀体壳的内壁后流往排出孔的阀体的周向的燃料流；

所述排出阀具有形成在所述座构件的外周及所述阀体的外周与所述阀体壳的内周之间、针对所述周向的燃料流的液体缓冲室，

所述液体缓冲室具有第一管状间隙和第二管状间隙，

所述第一管状间隙形成在设于所述阀体的所述阀座的外周的圆锥与所述阀体壳的内周之间；

该第二管状间隙形成在所述座构件的外周与所述阀体壳的内周之间，

在所述阀体外周的空间中形成有第一管状间隙，并且在所述座构件外周的空间中形成有第二管状间隙，在包含所述阀体的轴的平面上的所述第二管状间隙的截面积比所述第一管状间隙的截面积大。

高压燃料供给泵及用于该泵的排出阀单元

技术领域

[0001] 本发明涉及在高压下将燃料供给到发动机的高压燃料供给泵及用于该泵的排出阀单元,特别是涉及适合用于防止排出阀的颤振的高压燃料供给泵及用于该泵的排出阀单元。

背景技术

[0002] 一般在对流体进行加压的装置中,该加压动作导致冲撞声、压力脉动声这样的各种噪声。相对于此,采取了用储压器等油压缓冲器对发生了的压力脉动进行吸收或用隔音材料对发生了的噪声进行吸收这样的对策,但由于为后处理的对策,所以,从省空间化、低成本化的观点来看不利。

[0003] 因此,针对这些缺点,研究出了在阀单元内设置低噪声化功能的阀结构。

[0004] 例如,第一,在从形成在阀壳的多个排出孔朝径向排出燃料的构成的单向阀中,已知设置了缓冲部的阀结构(例如参照专利文献1),在通过排出孔后,工作液的压力由该缓冲部进行缓冲。

[0005] 另外,第二,在单向阀中已知这样的阀结构(例如参照专利文献2),该阀结构为使从阀座向排出孔流动的排出流的方向变化小、且流动平稳而将阀座形成为锥形,在阀体上设置了在阀座上落座的圆锥部。

[0006] 专利文献1:日本实开平5-66275号公报

[0007] 专利文献2:日本实开平5-22969号公报

发明内容

[0008] 发明的公开

[0009] 发明要解决的问题

[0010] 在专利文献1、专利文献2记载的构成的阀中,开阀时从轴向冲撞到阀体的燃料流在阀体的径向以放射状分散。其中,形成了排出孔的范围的燃料流直接流往排出孔,成为阀体径向的燃料流。另一方面,流往未形成排出孔的范围的燃料流在冲撞到阀壳的内壁后,流往排出孔,成为阀体周向的燃料流。

[0011] 在专利文献1、专利文献2记载的阀中,流往未形成排出孔的范围的燃料流在阀体的周向成为高压、高速的燃料流,对阀体举动的影响不能忽视,产生引起压力脉动的变动(以下称为颤振)。

[0012] 另外,一般情况下,使用球状的阀体的球阀虽然即使阀体的轴向移动量少也能够获得较大流量的排出量,但阀体的轴向的移动量与排出量的关系为非直线。相对于此,在平板阀中,阀体的轴向的移动量与排出量的关系为直线。在这里,平板阀为这样的阀,该阀的阀体的阀座的表面平行于与阀体的轴向正交的平面,另外,阀体抵接的座部的表面也平行于与阀体的轴向正交的平面。专利文献1记载的阀为平板阀。然而,在平板阀中,为了排出大流量,需要增大阀体的轴向的移动量。在滑动保持阀体的阀体壳与阀体之间存在间隙,如

阀体从阀体壳的中心在径向上偏移,则周向燃料流通过的截面积在阀体的两侧产生大的差别。结果,作用于阀体的差压力增大,将其作为起振力,产生颤振。颤振在阀体的阀体轴向移动量越大时越容易发生,在排出大流量的平板阀中容易成为问题。

[0013] 颤振为与阀体的开闭阀动作方向垂直的方向的振动,一旦发生,则阀体周围的燃料会受到影响,发生压力脉动。这样发生的压力脉动通过配管系统传播、放大,变成噪声放出到外部,存在发生噪声的问题。

[0014] 本发明的目的在于提供一种搭载了能够减轻由阀体周向的燃料流引起的噪声的影响的排出阀的高压燃料供给泵及用于该泵的排出阀单元。

[0015] 用于解决问题的手段

[0016] (1) 为了达到上述目的,本发明的高压燃料供给泵具有由柱塞的 往复动作使容积变化的加压室,排出由该加压室加压了的燃料的排出口,及设在该排出口与上述加压室之间的作为止回阀的排出阀;该排出阀由阀体壳、阀体、及座构件构成,该阀体壳形成有连通到上述排出口的多个排出孔,该阀体收容在该阀体壳的内部并且由排出阀弹簧在将阀关闭的方向施力,该座构件收容在上述阀体壳的内部并且具有与上述阀体抵接而将阀关闭的座部;其中:上述排出阀,是形成在上述阀体上的阀座的表面及上述座部的表面平行于与上述阀体的轴向正交的平面的平板阀;当开阀时,从上述加压室经过上述座构件的空心部从轴向冲撞到了上述阀体的燃料的流动,成为在上述阀体的径向以放射状分散、直接流往上述排出孔的燃料流和在冲撞到了阀壳的内壁后流往排出孔的阀体的周向的燃料流;该排出阀具有形成在上述座构件的外周及上述阀体的外周与上述阀壳的内周之间、针对上述周向的燃料流的液体缓冲室。

[0017] 按照该构成,能够减轻由阀体周向的燃料流引起的噪声的影响。

[0018] (2) 在上述(1)中,最好上述液体缓冲室具有第一管状通道和第二管状通道;该第一管状通道形成在上述阀体的外周与上述阀壳的内周之间;该第二管状通道形成在上述座构件的外周与上述阀壳的内周之间。

[0019] (3) 在上述(2)中,最好将上述第一及第二管状通道做成,在包含上述阀体的轴的平面上的上述第二管状通道的截面积比上述第一管状通道的截面积大。

[0020] (4) 在上述(3)中,最好将上述阀体的外径做得比上述阀座的外径大。

[0021] (5) 在上述(4)中,最好将上述第一管状通道形成在设于上述阀体的上述阀座的外周的圆锥与上述阀壳的内周之间。

[0022] (6) 在上述(2)中,最好使上述流体通道的截面积 α 相对于上述排出阀的全开时的开口面积 β 成为 $\alpha > 0.1 \times \beta$ 。

[0023] (7) 在上述(1)中,最好使上述液体缓冲室的在包含上述阀体的轴的平面上的截面积大于 0.3mm^2 。

[0024] (8) 另外,为了达到上述目的,本发明的排出阀单元用于高压燃料供给泵,该高压燃料供给泵经由作为止回阀的排出阀从排出口将由加压室加压了的燃料排出,该排出阀单元被压入到构成上述排出阀的一部分的阀体壳的内部;其中:上述排出阀单元由阀体和座构件构成,该阀体由排出阀弹簧在将阀关闭的方向施力,该座构件具有与该阀体抵接而将阀关闭的座部;上述排出阀,是形成在上述阀体上的阀座的表面及上述座部的表面平行于与上述阀体的轴向正交的平面的平板阀;当开阀时,从上述加压室经过上述座构件的空心

部从轴向冲撞到了上述阀体的燃料的流动,成为在上述阀体的径向以放射状分散、直接流往上述排出孔的燃料流和在冲撞到了阀壳的内壁后流往排出孔的阀体的周向的燃料流;该排出阀具有形成在上述座构件的外周及上述阀体的外周与上述阀壳的内周之间、针对上述周向的燃料流的液体缓冲室。

[0025] 按照该构成,能够减轻阀体周向的燃料流引起的噪声的影响。

[0026] 发明的效果

[0027] 按照本发明,能够减轻阀体周向的燃料流引起的噪声的影响。

具体实施方式

[0028] 下面,使用图 1~图 7 说明本发明的第 1 实施方式的高压燃料供给泵的构成及动作。

[0029] 最初,使用图 1 说明使用本实施方式的高压燃料供给泵的高压燃料供给系统的构成。

[0030] 图 1 为使用本发明的第 1 实施方式的高压燃料供给泵的高压燃料供给系统的整体构成图。

[0031] 在图 1 中,由断续线围住的部分表示高压燃料供给泵的泵壳 1,将由表示在该断续线中的机构和部件一体地装入到其中,构成本实施方式的高压燃料供给泵。另外,在图中,点线表示电信号的流动。

[0032] 燃料箱 20 中的燃料由燃料泵 21 汲上来,通过吸入配管 28,送到泵壳 1 的燃料吸入口 10a。通过了燃料吸入口 10a 的燃料通过压力脉动减轻机构 9、吸入通道 10c,到达构成容量可变机构的电磁吸入阀机构 30 的吸入孔 30a。

[0033] 电磁吸入阀机构 30 具有电磁线圈 30b。在电磁线圈 30b 通电的状态下,电磁柱塞 30c 压缩弹簧 33,成为向图 1 的右方移动了的状态,并维持该状态。此时,安装在电磁柱塞 30c 的前端的吸入阀体 31 将连通到高压燃料供给泵的加压室 11 的吸入口 32 打开。在电磁线圈 30b 为未通电的状态,吸入通道 10c(吸入孔 30a)与加压室 11 间没有流体差压时,由弹簧 33 的弹性力向闭阀方向(图 3 中的左方)对吸入阀体 31 施力,吸入口 32 成为关闭的状态,并且维持该状态。图 1 表示吸入口 32 被关闭了的状态。

[0034] 在加压室 11 中,柱塞 2 能够在图 1 的上下方向滑动地受到保持。由内燃机的凸轮的旋转使柱塞 2 向图 1 的下方产生位移而处于吸入工序状态时,加压室 11 的容积增加,其中的燃料压力下降。在该工序中,如加压室 11 内的燃料压力变得比吸入通道 10c(吸入孔 30a)的压力更低,则在吸入阀体 31 由燃料的流体差压产生开阀力(使吸入阀体 31 向图 1 的右方移动的力)。由该开阀力,使吸入阀体 31 克服弹簧 33 的弹性力开阀,打开吸入口 32。在该状态下,如将来自 ECU27 的控制信号施加在电磁吸入阀机构 30,则电流流到电磁吸入阀机构 30 的电磁线圈 30b,由磁力使电磁柱塞 30c 向图 1 的右方移动,维持打开了吸入口 32 的状态。

[0035] 如在电磁吸入阀机构 30 维持着输入电压的施加状态使柱塞 2 从吸入工序转移到压缩工序(从下起点到上起点间的上升工序),则由于维持着对电磁线圈 30b 的通电状态,所以,磁力得到维持,吸入阀体 31 依然维持开阀了的状态。加压室 11 的容积随着柱塞 2 的压缩运动而减少,在该状态下,一度被吸入到了加压室 11 的燃料再次通过开阀状态的吸入

阀体 31 与吸入口 32 间,返回到吸入通道 10c(吸入孔 30a),所以,加压室 11 的压力不会上升。将该工序称为返回工序。

[0036] 在返回工序中,如切断对电磁线圈 30b 的通电,则作用于电磁柱塞 30c 的磁力在一定时间后(磁的、机械的延迟时间后)消失。这样,利用一直作用于吸入阀体 31 的弹簧 33 的弹性力及由吸入口 32 的压力损失产生的流体力使吸入阀体 31 向图 1 的左方移动,关闭吸入口 32。如吸入口 32 关闭,则从该时起加压室 11 内的燃料压力随着柱塞 2 的上升而上升。然后,加压室 11 内的燃料压力超过了比排出口 13 的燃料压力大规定的值的压力时,残留在加压室 11 中的燃料通过排出阀 8 进行高压排出,被供给到共轨 23。将该工序称为排出工序。如上述那样,柱塞 2 的压缩工序包括返回工序和排出工序。

[0037] 在返回工序中,由返回到了吸入通道 10c 中的燃料在吸入通道产生压力脉动,但该压力脉动仅是从燃料吸入口 10a 向吸入配管 28 很微量地逆流,燃料的返回的大部分由压力脉动减轻机构 9 吸收。

[0038] ECU27 控制向电磁吸入阀机构 30 的电磁柱塞 30c 的通电解除的时机,从而能够控制排出的高压燃料的量。如使对电磁线圈 30b 的通电解除的时机提前,则减小压缩工序中的返回工序的比例,增大排出工序的比例。即,减少返回到吸入通道 10c(吸入孔 30a)的燃料,增多高压排出的燃料。相对于此,如使上述通电解除的时机推迟,则增大压缩工序中的返回工序的比例,减小排出工序的比例。即,增加返回到吸入通道 10c 的燃料,减少高压排出的燃料。上述的通电解除的时机从 ECU27 由指令控制。

[0039] 如上述那样,ECU27 控制电磁线圈的通电解除的时机,能够使高压排出的燃料量为内燃机需要的量。

[0040] 在泵壳 1 内,在加压室 11 的出口侧的与排出口(排出侧配管连接部)13 之间设置排出阀 8。排出阀 8 由座部 8a、阀体 8b、排出阀弹簧 8c、及阀体壳 8d 构成。在加压室 11 与排出口 13 之间没有燃料的差压的状态下,阀体 8b 由排出阀弹簧 8c 的弹性力压接在座部 8a,成为闭阀状态。加压室 11 内的燃料压力超过了比排出口 13 的燃料压力大规定的值的压力时,阀体 8b 反抗排出阀弹簧 8c 开阀,加压室 11 内的燃料经过排出阀 8 排出到排出口 13。

[0041] 阀体 8b 开阀后,如接触到形成在阀体壳 8d 上的挡块 805,则动作受到限制。此外,阀体 8b 的行程由阀体壳 8d 适当地决定。如行程过大,则阀体 8b 的关闭延迟使排出到排出口 13 的燃料再次反流到加压室 11 内,所以,作为高压泵的效率下降。另外,当阀体 8b 重复进行开阀和闭阀运动时,按在行程方向上平稳地运动的方式由阀体壳 8d 的内壁 806 引导。通过如以上那样构成,排出阀 8 成为限制燃料的流通方向的止回阀。排出阀 8 的详细构成使用图 2~图 5 在后面说明。

[0042] 如以上说明的那样,被引导至燃料吸入口 10a 的燃料在泵壳 1 的加压室 11 内由柱塞 2 的往复运动将必要的量加压成高压,通过排出阀 8 从排出口 13 压送到作为高压配管的共轨 23。

[0043] 另外,到此为止,说明了使用在不通电时为闭阀状态、在通电时成为开阀状态的常闭型的电磁阀的例子,但也可与此相反地使用在不通电时为开阀状态、在通电时为闭阀状态的常开型的电磁阀。在该场合,来自 ECU27 的流量控制指令由接通和断开实现逆转。

[0044] 在共轨 23 上安装有喷射器 24 和压力传感器 26。喷射器 24 对应于内燃机的气缸

数安装,根据 ECU27 的控制信号使喷射器 24 进行开闭动作,将规定量的燃料喷射到气缸内。

[0045] 下面,使用图 2 及图 3 说明用于本实施方式的高压燃料供给泵的排出阀的构成。

[0046] 图 2 及图 3 为表示用于本发明第 1 实施方式的高压燃料供给泵的排出阀的构成的纵剖视图。在图 2 及图 3 中,设阀的移动方向为 Z 轴,与 Z 轴正交的轴分别为 X 轴、Y 轴。图 2 为 Z-Y 平面上的纵剖视图,图 3 为 Z-X 平面上的纵剖视图。另外,图 2、图 3 表示排出阀的开阀状态。在图 2 及图 3 中,与图 1 相同的符号表示相同部分。

[0047] 排出阀 8 具有图 1 中说明了的座部 8a、阀体 8b、排出阀弹簧 8c、及阀体壳 8d。座部 8a、阀体 8b、排出阀弹簧 8c、及阀体壳 8d 都用金属制成。座部 8a 形成在座构件 8A 的一端部。阀体壳 8d 及座构件 8A 被压入和固定在金属制的泵壳 1 的内部。阀体 8b 以能够滑动的方式保持在阀体壳 8d 的内部。在图中,Z 轴方向为阀体 8b 的滑动方向。在阀体 8b 与阀体壳 8d 之间插入排出阀弹簧 8c。排出阀弹簧 8c 在与燃料流入方向相反的方向对阀体 8b 施力。如图 1 说明的那样,加压室 11 设在泵壳 1 的内部。由加压室 11 加压了的燃料从箭头 A1 方向流入到排出阀 8。因此,Z 轴方向也为来自加压室 11 的燃料流入方向。

[0048] 阀体 8b 及阀体壳 8d 为圆筒状。如图 2 所示,在阀体壳 8d 上,2 个排出孔 803A、803B 在座部 8a 的侧方相向地形成。从排出孔 803A、803B 排出了的燃料在箭头 A2 方向从泵壳 1 的排出口 13 流出,供给到图 1 所示共轨 23。而且,排出孔也可在周向上设置 3 处以上。在阀体壳 8d 的外周,形成如图 3 所示那样从中央部朝右方向形成的导向周面 8d1、如图 2 所示那样导向周面的一部分被切成平面状的切割平面部 8d2、及形成在图示的左侧的凸缘部 8d3。另一方面,在泵壳 1 的内周面形成阀体壳 8d 的凸缘部 8d3 抵接的圆周阶梯部 1a。阀体壳 8d 被从图示左方向压入到泵壳 1 的内部,通过阀体壳 8d 的凸缘部 8d3 抵接在圆周阶梯部 1a 而定位。

[0049] 在阀体壳 8d 的右侧端面上形成均压孔 8d4。均压孔 8d4 为用于使被排出到弹簧 8c 进入的阀体 8b 的背面侧的空间的流体进出的孔。这样,排出阀 8 能够在筒内与高压配管内的压力差的作用下受到差压力而顺利地动作。

[0050] 另外,在阀体壳 8d 的内周,形成圆筒状的导向部 8d5。在导向部 8d5 的右侧,形成阶梯部 8d6。

[0051] 在阀体壳 8d 的内部,形成用于配置排出阀弹簧 8c 的空间。在排出阀弹簧 8c 被插入到阀体壳 8d 的内部后,插入阀体 8b。在阀体 8b 反抗排出阀弹簧 8c 的弹性力朝右方向移动了的场合,排出阀弹簧 8c 的右侧端部抵接在阶梯部 8d6,阻止阀体 8b 的移动。即,阶梯部 8d6 作为在图 1 中说明了的挡块 805 起作用。阀体 8b 由导向部 8d5 引导,能够在 Z 轴方向往复运动。在阀体 8b 的外周与导向部 8d5 间设有很小的间隙,以使阀体 8b 能够滑动。因此,阀体 8b 主要在 Z 轴方向往复运动,但与此同时能够在与 Z 轴正交的方向移动。因此,如阀体 8b 相对于导向部 8d5 偏移,则存在发生颤振的危险。

[0052] 阀体 8b 的左侧端面(与座部 8a 面对的面)为平面,并且在其中央部形成凹部 8b1。凹部 8b1 的周围为环状的平面,成为阀座 8b2。

[0053] 另外,在泵壳 1 的内周面,形成阀座构件 8A 的凸缘部 8A1 抵接的阶梯部 1b。阀座构件 8A 被从图示的左方向压入到泵壳 1 的内部,阀座构件 8A 的凸缘部 8A1 抵接在圆周阶梯部 1b 而定位。阀座构件 8A 的内部为空心状,由加压室 11 加压了的燃料流入到排出阀 8 的内部。阀座构件 8A 的右侧端面为环状的平面,作为座部 8a 起作用。阀座 8b2 与座部 9a

相向,如两者贴紧,则排出阀 8 关闭,如两者分离,则排出阀 8 打开。

[0054] 阀体 8b 的阀座 8b2 的表面平行于与阀体 8b 的轴向(阀体 8b 往复运动的方向:Z 轴方向)正交的平面,另外,阀座 8b2 抵接的座部 8a 的表面也平行于与阀体的轴向正交的平面,本实施方式的阀为平板阀。

[0055] 下面,说明本实施方式的排出阀 8 的特征的构成。

[0056] 在阀体 8b 的阀座 8b2 的周边,设置有锥部 801。因此,阀体 8b 的外径即阀体壳 8d 的被插入到导向部 806 中的部分的直径 Rb2 做得比阀座 8b2 的外径 Rb1 大。通过这样构成,在阀体 8b 的外周与阀体壳 8d 的内周之间形成管状间隙。该管状间隙使用图 4 在后面说明。

[0057] 另外,在阀座构件 8A 的座部 8a 侧的外周,形成阶梯部 8A2。因此,阀座构件 8A 的座部 8a 侧的外周的外径 Ra1 比阀座构件 8A 的左侧的外径 Ra2 更小。另外,阀座构件 8A 的座部 8a 侧的凸部位于阀壳 8d 的内周侧。另外,阀座构件 8A 的座部 8a 侧的外周的外径 Ra1 做得比阀壳 8d 的内径 8d1 更小。通过这样构成,在阀座构件 8A 的外周与阀壳 8d 的内周之间形成管状间隙。该管状间隙使用图 4 在后面说明。

[0058] 下面,使用图 4 及图 5 说明设于本实施方式的高压燃料供给泵的排出阀的管状间隙。

[0059] 图 4 为表示用于本发明第 1 实施方式的高压燃料供给泵的排出阀的构成的要部放大剖视图。在图 4 中,与图 1~图 3 相同的符号表示相同部分。图 5 为用于本发明第 1 实施方式的高压燃料供给泵的排出阀中的燃料的流动的说明图。

[0060] 如图 4 所示,在阀体 8b 的外周与阀体壳 8d 的内周之间形成管状间隙 805B。另外,在阀座构件 8A 的外周与阀壳 8d 的内周之间形成管状间隙 805C。另外,在排出阀打开了的状态下,在座部 8a 与阀座 8b2 之间存在间隙,所以,形成与该间隙对应的管状间隙 805A。

[0061] 这些管状间隙 805A、805B、805C 相互连通。在这里,以往的管状间隙的截面积与管状间隙 805A 的截面积相当。相对于此,本实施方式的管状间隙的截面积为管状间隙 805A 的截面积、管状间隙 805B 的截面积、及管状间隙 805C 的截面积相加而获得的截面积,所以,能够比以往大。即管状间隙 805A、805B、805C 构成液体缓冲室。在这里,截面积如图示那样为用包含阀体 8b 的轴(图中的 Z 轴)的平面,是获得排出阀 8 的截面时的面积。

[0062] 如图 5 所示,排出阀开阀时从轴向冲撞到阀体 8b 的燃料流 A1 在阀体的径向以放射状分散。其中,如图 5A 所示那样,形成了排出孔 803A、803B 的范围的燃料流 A2、A3 成为直接流往排出孔 803A、803B 的阀体径向的燃料流。另一方面,如图 5B 所示,流往未形成排出孔 803A、803B 的范围的燃料流 A4 在冲撞到阀壳 8d 的内壁后,成为流往排出孔 803A、803B 的阀体周向的燃料流 A5、A6。

[0063] 在这里,冲撞到了图 5B 所示阀壳 8d 的内壁后,流往排出孔 803A、803B 的阀体周向的燃料流 A5、A6 经由图 4 中说明了的液体缓冲室,流往排出孔 803A、803B。结果,即使在阀体 8b 的周围的压力分布产生偏差,其压力分布也能够由液体缓冲室缓和。

[0064] 如将形成在阀座构件 8A 的外周与阀壳 8d 的内周之间的管状间隙 805C 的 Z 轴方向的长度设为 z_3 ,将宽度设为 x_1 ,则管状间隙 805C 的截面积成为 $x_1 \cdot z_3$ 。另外,如设阀体 8b 的锥部 801 的长度设为 z_2 ,将锥的顶部的宽度设为 x_1 ,则管状间隙 805B 的截面积成为 $(x_1 \cdot x_2)/2$ 。另外,如将阀体 8b 的行程设为 ST1,则它与管状间隙 805A 的长度 z_2 相等。如

设管状间隙 805A 的长度设为 z_1 , 将宽度设为 x , 则管状间隙 805A 的截面积成为 $z_1 \cdot x$ 。

[0065] 在这里, 使管状间隙 805C 的截面积比管状间隙 805B 的截面积大。列举具体例, 设 $x_1 = 0.8\text{mm}$, $z_1 = 0.4\text{mm}$, $z_2 = 1.7\text{mm}$, $z_3 = 2.3\text{mm}$, 则管状间隙 805C 的截面积 (1.8mm^2) 比管状间隙 805B 的截面积 (0.68mm^2) 大 2 倍以上。

[0066] 这是因为, 如为了增大管状间隙 805B 的面积而增大锥部 801 的面积, 则管状间隙 805B 内的压力脉动作用于阀体 8b 的受压面积增加, 所以, 从颤振抑制的观点来看不利。另外, 如阀体 8b 在与阀体的滑动方向正交的方向偏移, 则也有时管状间隙 805B 的截面积自身变动、变小, 作为液体缓冲器的功能下降。

[0067] 这样, 通过增大管状间隙 805C, 能够解决这些问题, 充分地增大液体缓冲室的截面积, 能够减轻压力脉动。

[0068] 在上述例子中, 管状间隙 805A 的截面积为 0.36mm^2 , 所以, 液体缓冲室的截面积成为 2.84mm^2 。在这里, 当为排气量 1500cc 、四缸的发动机的怠速流量时, 为了使压力损失为规定值以下, 需要使液体缓冲室的截面积在 0.3mm^2 以上。这样, 仅是管状间隙 805A 和由锥部 801 形成的管状间隙 805B 的场合的截面积为 1.04mm^2 , 所以, 对减轻怠速流量时的压力脉动已经足够, 但对于发动机的最大负荷时的燃料流量而言, 该截面积就显得不够。相对于此, 通过加上管状间隙 805C, 对于发动机的最大负荷时的燃料流量也能够充分地减轻压力脉动。

[0069] 而且, 作为用于形成管状间隙 805B 的方法, 除了在阀体 8b 设置锥部 801 以外, 也可如后述的实施方式那样采取在阀体 8b 设置阶梯部的方法。但是, 在阶梯部的场合, 通过座部 8a、流往排出孔 803 的燃料流成为急剧的扩大流, 存在发生空化的可能性。另外, 在阶梯部的场合, 流动的方向也急剧地变化, 所以, 压头损失也大, 产生不希望的压力脉动, 还存在助长颤振的可能性。

[0070] 相对于此, 通过如上述那样在阀体 8b 设置锥部 801, 形成管状间隙 805B, 同时, 能够减小从座部 8a 朝排出孔 803 流动的排出流的方向变化。这样, 流动变得平稳, 能够抑制不希望的涡流、空化的发生。

[0071] 另外, 在这里, 流体通道的截面积 α 相对于排出阀全开时的开口面积 β 成为 $\alpha > 0.1 \times \beta$ 。在这里, 流体通道的截面积 α 指在排气量 1500cc 的四气缸的发动机的怠速流量时为使压损处于规定值以下的液体缓冲室的截面积 (0.3mm^2)。另外, 排出阀全开时的开口面积 β 指流往排出孔的燃料流通过的截面积。即, 开口面积 β 为 (阀开口时的阀座与座部的间隙长度 (图 4 的 $ST1 = 0.4\text{mm}$)) \times (阀座的外周中的与排出孔相向的部分的长度 (3.75mm) $\times 2$ (排出孔为 2 个的场合)), 成为 3mm^2 。因此, 流体通道的截面积 α 相对于排出阀的全开时的开口面积 β 成为 $\alpha > 0.1 \times \beta$ 。

[0072] 下面, 使用图 6 说明本实施方式的高压燃料供给泵的排出压力的测定结果。

[0073] 图 6 为本发明第 1 实施方式的高压燃料供给泵的排出压力的测定结果的说明图。

[0074] 图 6A 表示排出口的压力 P 相对于时间 t 的变化。用细实线表示的压力 P_1 表示以往的构成的高压燃料供给泵中的排出口的压力变化。在这里, 以往的构成指在图 4 所示构成中没有管状间隙 805B 和管状间隙 805C 的场合。

[0075] 另一方面, 用粗实线表示的压力 P_2 表示用图 1 ~ 图 4 说明了的实施方式的高压燃料供给泵中的排出口的压力变化。本实施方式的高压燃料供给泵为在图 4 所示构成中除

了管状间隙 805A 外还具有管状间隙 805B 和管状间隙 805C 的场合。

[0076] 如图 6A 所示,按照本实施方式,能够减小排出口的压力变动。

[0077] 图 6B 对图 6A 所示压力的变化进行傅里叶变换,求出排出口压力的脉动振幅 V ,将横轴表示为频率 f 。用细实线表示的脉动振幅 $V1$ 为以往的构成的场合,用粗实线表示的脉动振幅 $V2$ 为本实施方式的场合。图中从频率 $f1$ 到频率 $f2$ 的范围为人的可听范围。这样,特别是对可听范围的脉动振幅的减轻存在效果,能够减轻噪声。

[0078] 下面,使用图 2 说明本实施方式的排出阀 8 的组装工序。

[0079] 排出阀 8 由具有图 2 中说明了的座部 8a 的座构件 8A、阀体 8b、排出阀弹簧 8c、及阀体壳 8d 构成。这些部件安装在泵壳 1 的内部。

[0080] 组装从图 2 所示泵壳 1 的左方进行。如图 1 所示,在泵壳 1 的内部安装电磁吸入阀机构 30、加压室 11 的柱塞 2 等。在这些部件被安装之前的状态下,泵壳 1 设有用于装入电磁吸入阀机构 30 的孔。从该孔将排出阀 8 的各部件插入,经由加压室 11 的内部空间,在图 2 所示泵壳 1 的右侧的内部空间中组装排出阀 8。

[0081] 首先,将阀体壳 8d 压入和固定到图 2 所示泵壳 1 的右侧的内部空间中。此时,阀体壳 8d 从图示的左方向压入到泵壳 1 的内部,阀体壳 8d 的凸缘部 8d3 抵接到圆周阶梯部 1a,从而定位。

[0082] 然后,将排出阀弹簧 8c 插入到阀体壳 8d 的内部。

[0083] 然后,将阀体 8b 插入到阀体壳 8d 的内部。

[0084] 最后,座构件 8A 从图示的左方向被压入到泵壳 1 的内部,阀座构件 8A 的凸缘部 8A1 抵接到圆周阶梯部 1b,从而定位。

[0085] 在以上的说明中,排出阀 8 的各部件从图 2 的左方向,即从加压室 11 的方向依次装入,但有时也从图 2 的右方向装入。此时,在泵壳 1 的右方向上形成能够插入座构件 8A 的孔。从该孔压入和固定座构件 8A,然后,依次插入阀体 8b 和排出阀弹簧 8c,最后,压入和固定阀体壳 8d。

[0086] 下面,使用图 7 说明用作本实施方式的高压燃料供给泵的排出阀的排出阀单元的构成。

[0087] 图 7 为表示用作本发明第 1 实施方式的高压燃料供给泵的排出阀的排出阀单元的构成的剖视图。在图 7A 及图 7B 中,设阀的移动方向为 Z 轴,与 Z 轴正交的轴分别为 X 轴、Y 轴。图 7A 为 Z-Y 平面上的纵剖视图,图 7B 为 Z-X 平面上的纵剖视图。另外,图 7A 及图 7B 表示排出阀的开阀状态。在图 7A 及 7B 中,与图 1 相同的符号表示相同部分。

[0088] 在将弹簧 8c 及阀座 8b 插入到阀壳 8d 的内侧后,阀座部 8a 的阶梯部 8A3 被压入到阀壳 8d 的内周面,这样,排出阀单元 8 成为一体。

[0089] 如图 2 所示那样,能够从图 2 的左方向的加压室 11 的方向一体地将以上构成的排出阀单元 8U 压入到泵壳 1 的内部,来构成排出阀。另外,还能够通过从图 2 所示泵单元 1 的右方向一体地将排出阀单元 8U 压入到泵壳 1 的内部来构成排出阀。

[0090] 如以上说明的那样,按照本实施方式,能够使从轴向冲撞到阀体而以放射状分散了的燃料流中的、流往未形成排出孔的范围的燃料流通过形成周向的液体缓冲室的流体通道,积极而且平衡地朝排出孔引导。结果,能够在阀体周围的压力分布中消除偏差,减轻作用于阀体的差压力,抑制颤振。

[0091] 另外,即使在阀体从阀体壳的中心往径向偏移了的情况下,也能够通过预先形成具有规定值以上的截面积的周向的流体通道(管状通道 805C),将偏移前后的截面积变化率保持得较小,结果,能够减小产生于阀体两侧的差压,抑制颤振。

[0092] 另外,通过在阀体以外的构件的表面形成流体通道的一部分,不需使流体通道内的压力脉动作用于阀体的受压面积增加就能使流体通道的截面积增加,起到朝周向的充分的流体引导功能,而且即使在流体通道内发生了压力脉动,也能够将对阀体举动产生的影响抑制到最小限度,抑制颤振。

[0093] 即,通过减轻人的耳朵的敏感高的频率区域的压力脉动,能够避免或抑制外观形状的大型化、高压配管的布局的复杂化、以及由此带来的成本上升等,并且大幅度减轻随着高压、大流量化产生的噪声。

[0094] 如以上说明的那样,能够减轻由阀体周向的燃料流引起的噪声的影响。

[0095] 在以上的说明中,使用了筒状的阀体及阀体壳,但这以外的形状的阀通过以同样的方法在周向形成流体通道,也能够抑制阀体的颤振。

[0096] 下面,使用图 8 说明本发明第 2 实施方式的高压燃料供给泵的构成及动作。使用本实施方式的高压燃料供给泵的高压燃料供给系统的构成与图 1 所示构成相同。

[0097] 图 8 为表示用于本发明第 2 实施方式的高压燃料供给泵的排出阀的构成的纵剖视图。图 8 表示排出阀的开阀状态。在图 8 中,与图 1~图 4 相同的符号表示相同部分。

[0098] 在本实施方式中,排出阀 8 由座部 8a、阀体 8b、排出阀弹簧 8c、及阀体壳 8d 构成。阀体 8b 及阀体壳 8d 为圆筒状,排出孔 803A、803B 在座部 8a 的侧方相向地形成在 2 个部位。而且,排出孔也可在周向上设 3 处以上。

[0099] 在本实施方式中,阀体 8b 的外径即阀体壳 8d 的被插入到导向部 8d5 中的部分的直径做得比座部 8a 的外径大,在阀体 8b 的阀座 8b2 的周边设有阶梯部 802。

[0100] 通过这样构成,在阀体 8b 与阀体壳 8d 之间形成管状间隙 805B。这样,能够使冲到阀体 8b 后以放射状分散了的燃料流中的、流往未形成排出孔 803A、803B 的范围的燃料流向阀体 8b 的周向回转,能够顺利地引导至最近的排出孔 803A、803B。结果,能使阀体 8b 周围的压力分布的偏差得到缓和。

[0101] 另外,与在图 4 中说明了的第 1 实施方式同样地在座部 8a 的外周部与阀体壳 8d 的内径部之间形成管状间隙 805C。除了管状间隙 805B 外,通过设置管状间隙 805C,无需增加管状间隙内的压力脉动作用于阀体 8b 的受压面积即可确保足够的截面积,能够抑制阀体 8b 的颤振,减轻噪声。另外,管状间隙 805C 的截面积比管状间隙 805B 的截面积大,能够减轻压力脉动作用的受压面积。

[0102] 按照以上说明的构成,在本实施方式中,也能够减轻由阀体周向的燃料流引起的噪声的影响。

[0103] 在以上的说明中,使用了筒状的阀体及阀体壳,但在此外的形状的阀中,按照同样的方法在周向形成流体通道,也能够抑制阀体的颤振。

[0104] 下面,使用图 9 说明本发明的第 3 实施方式的高压燃料供给泵的构成及动作。使用本实施方式的高压燃料供给泵的高压燃料供给系统的构成与图 1 所示构成相同。

[0105] 图 9 为表示用于本发明第 3 实施方式的高压燃料供给泵的排出阀的构成的纵剖视图。图 9 表示排出阀的开阀状态。在图 9 中,与图 1~图 4 相同的符号表示相同部分。

[0106] 在本实施方式中,使用未设置图 2、图 8 所示实施方式的导向部 806 的板状的阀体 8b。如使用板状的阀体 8b,则相对于使用了图 2、图 8 所示的实施方式那样的带导向部的阀体的情况,结构及加工容易,对降低成本有利。然而,由于未设置在发生了不希望的阀体举动时对其进行抑制的机构,所以,从噪声减轻及动作可靠性的观点出发都必须抑制颤振。

[0107] 与带导向部的阀体的场合同样,阀体 8b 的外径做得比座部 8a 的外径大,设有锥部 807。这样,形成管状间隙 805B,能够在周向产生平稳的燃料流,能够减轻压力分布的偏差。另外,通过设置锥部 807,能够减少流往排出孔 803A、803B 的径向的主流的方向变化,使其平稳化。

[0108] 按照以上说明的构成,在本实施方式中,能够减轻由阀体周向的燃料流引起的噪声的影响。

[0109] 本发明不限于内燃机的高压燃料供给泵,能够广泛地用于各种供给泵。

附图说明

[0110] 图 1 为使用本发明的第 1 实施方式的高压燃料供给泵的高压燃料供给系统的整体构成图。

[0111] 图 2 为表示用于本发明第 1 实施方式的高压燃料供给泵的排出阀的构成的纵剖视图。

[0112] 图 3 为表示用于本发明第 1 实施方式的高压燃料供给泵的排出阀的构成的纵剖视图。

[0113] 图 4 为表示用于本发明第 1 实施方式的高压燃料供给泵的排出阀的构成的要部放大剖视图。

[0114] 图 5A 为用于本发明第 1 实施方式的高压燃料供给泵的排出阀中的燃料的流动的说明图。

[0115] 图 5B 为用于本发明第 1 实施方式的高压燃料供给泵的排出阀中的燃料的流动的说明图。

[0116] 图 6A 为本发明第 1 实施方式的高压燃料供给泵的排出压力的测定结果的说明图。

[0117] 图 6B 为本发明第 1 实施方式的高压燃料供给泵的排出压力的测定结果的说明图。

[0118] 图 7A 为表示用作本发明第 1 实施方式的高压燃料供给泵的排出阀的排出阀单元的构成的剖视图。

[0119] 图 7B 为表示用作本发明第 1 实施方式的高压燃料供给泵的排出阀的排出阀单元的构成的剖视图。

[0120] 图 8 为表示用于本发明第 2 实施方式的高压燃料供给泵的排出阀的构成的纵剖视图。

[0121] 图 9 为表示用于本发明第 3 实施方式的高压燃料供给泵的排出阀的构成的纵剖视图。

[0122] 附图标记说明

[0123] 1... 泵壳

[0124] 1a、1b... 圆周阶梯部

- [0125] 2... 柱塞
- [0126] 8... 排出阀
- [0127] 8A... 座构件
- [0128] 8A1... 凸缘部
- [0129] 8A2... 阶梯部
- [0130] 8a... 座部
- [0131] 8b... 阀体
- [0132] 8b1... 凹部
- [0133] 8b2... 阀座
- [0134] 8c... 排出阀弹簧
- [0135] 8d... 阀体壳
- [0136] 8d1... 导向周面
- [0137] 8d2... 切割平面部
- [0138] 8d3... 凸缘部
- [0139] 8d4... 均压孔
- [0140] 8d5... 导向部
- [0141] 8d6... 阶梯部
- [0142] 9... 压力脉动减轻机构
- [0143] 10c... 吸入通道
- [0144] 11... 加压室
- [0145] 13... 排出口
- [0146] 20... 燃料箱
- [0147] 23... 共轨
- [0148] 24... 喷射器
- [0149] 26... 压力传感器
- [0150] 27... ECU
- [0151] 30... 电磁吸入阀机构
- [0152] 801、807... 锥部
- [0153] 802... 阶梯部
- [0154] 803A、803B... 排出孔
- [0155] 805... 液体缓冲室
- [0156] 805A、805B、805C... 管状通道

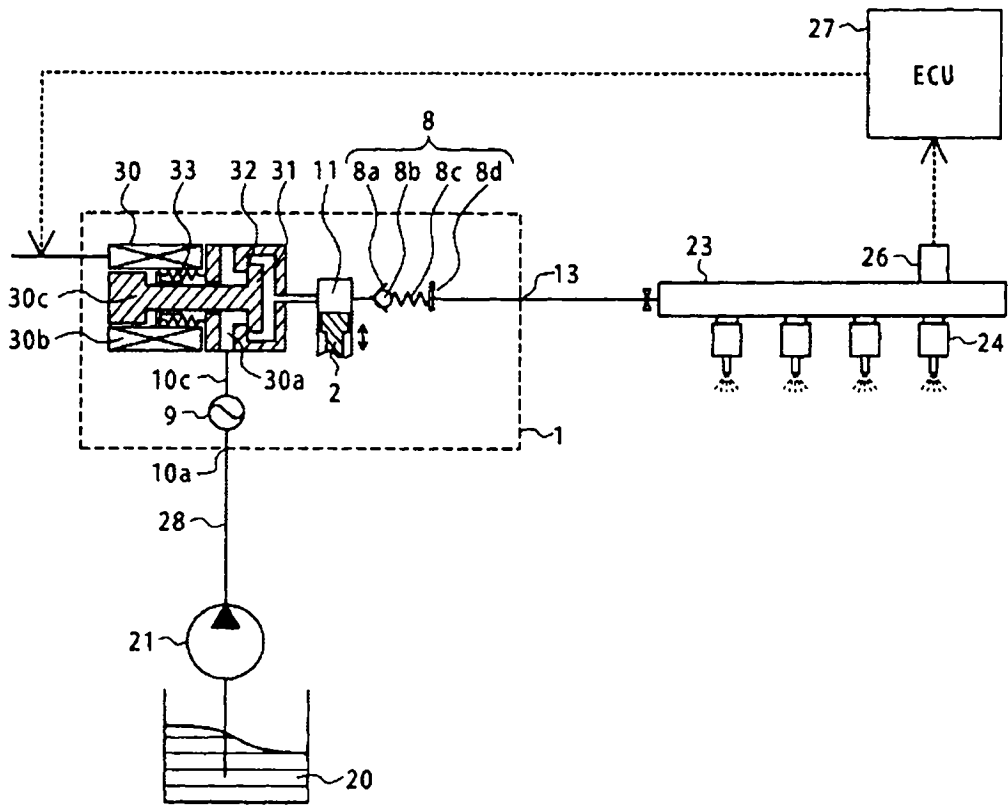


图 1

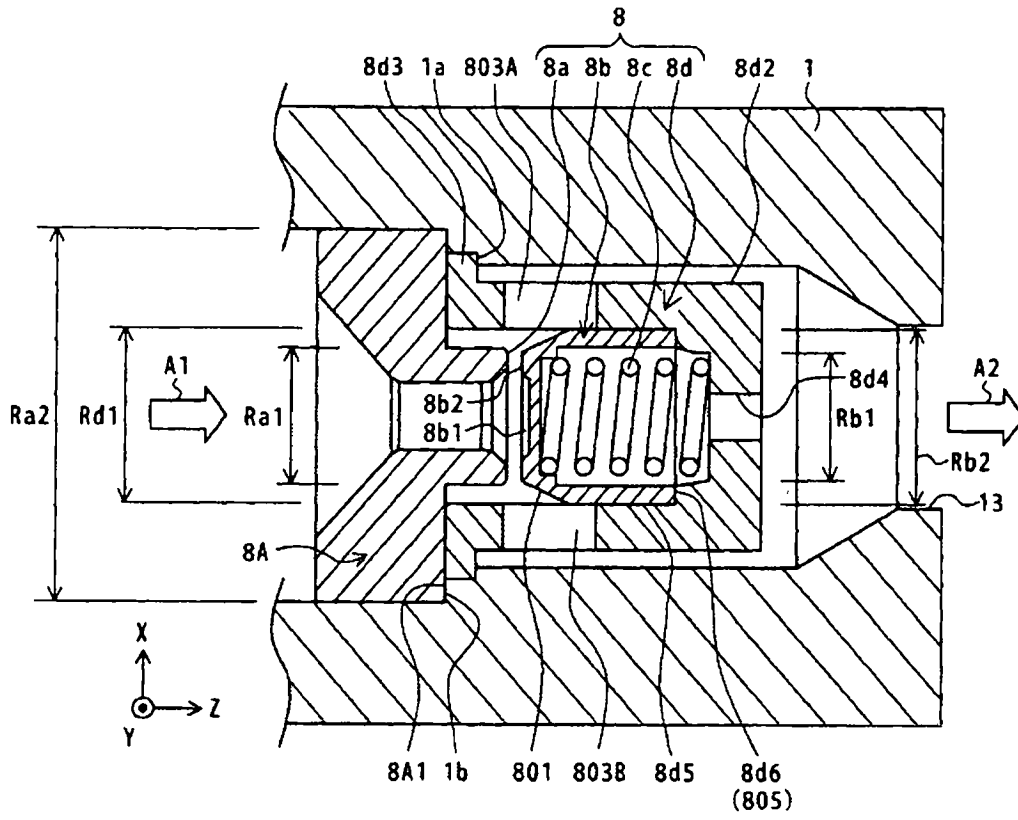


图 2

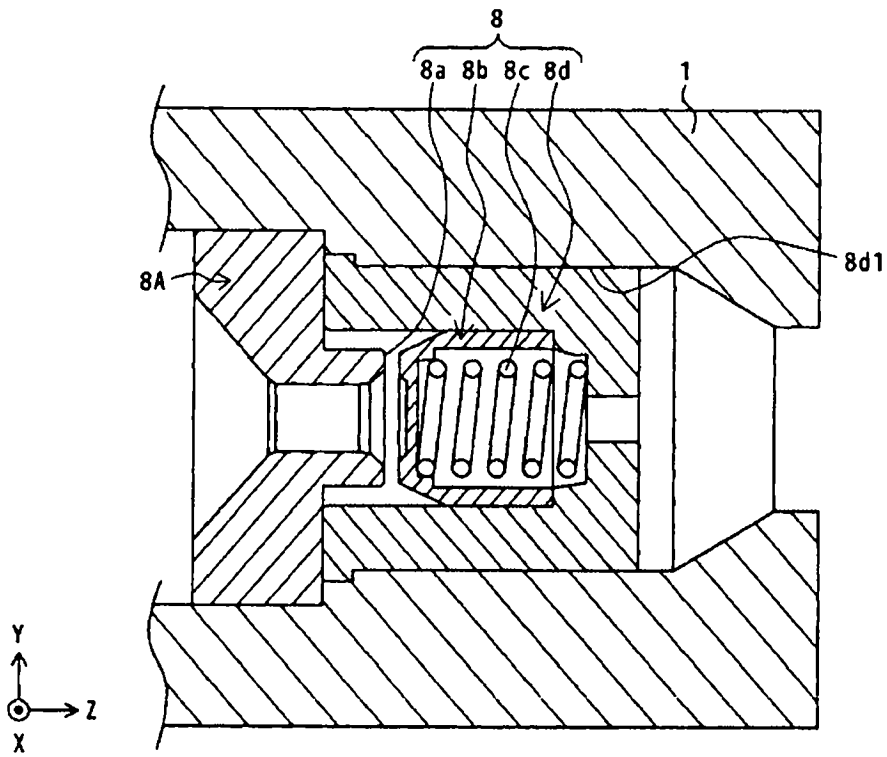


图 3

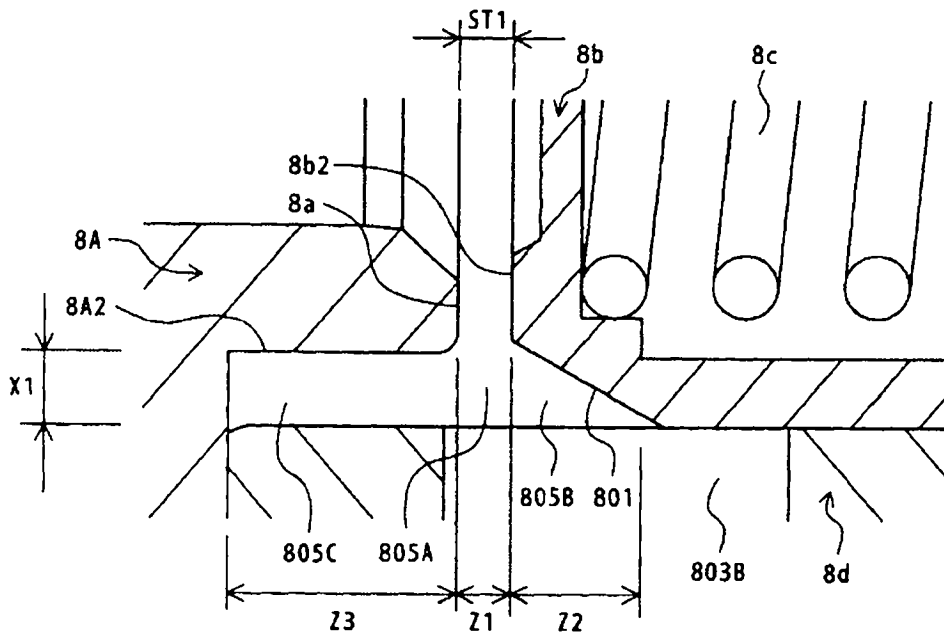


图 4

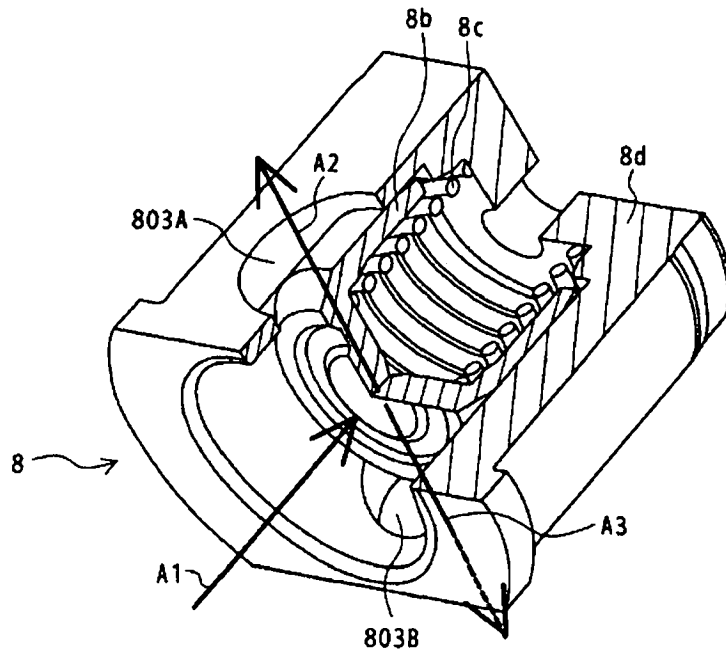


图 5A

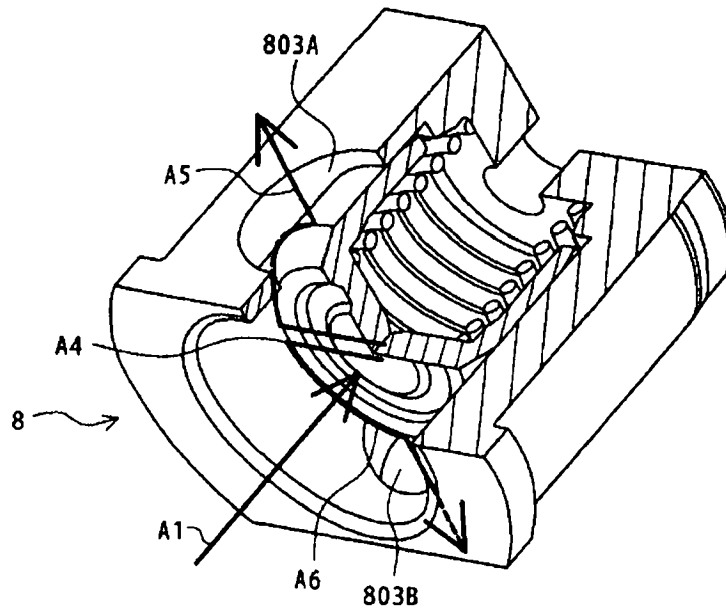


图 5B

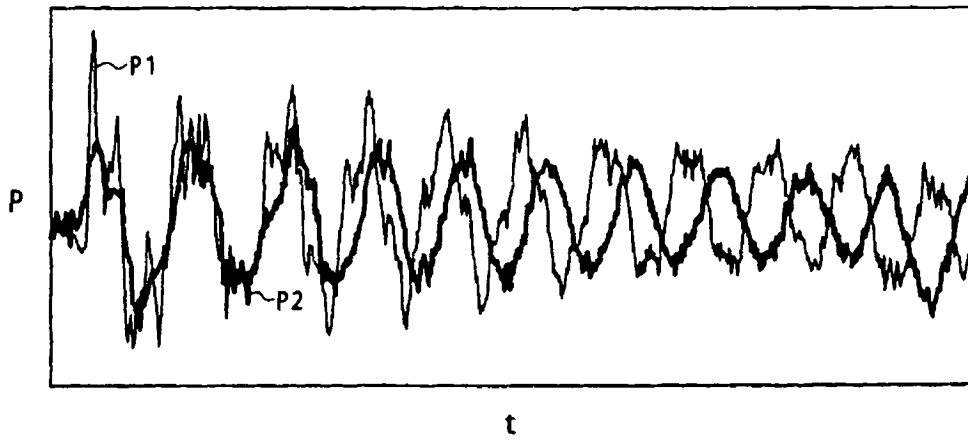


图 6A

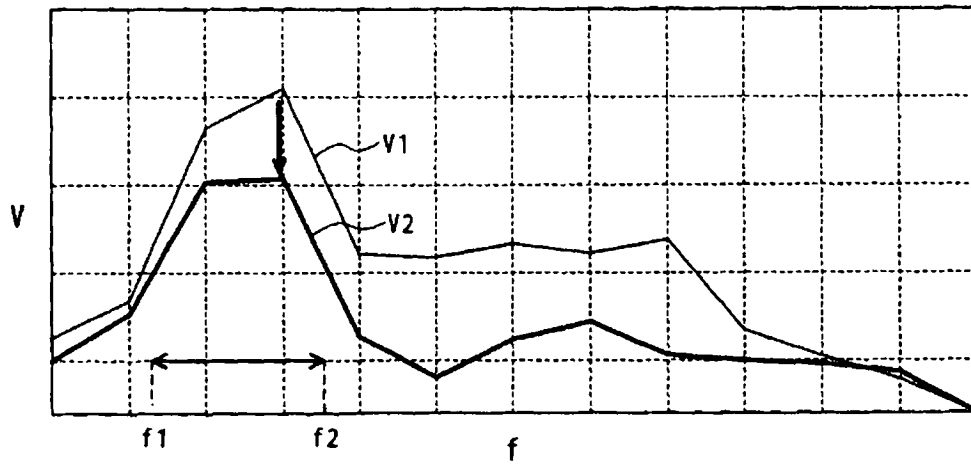


图 6B

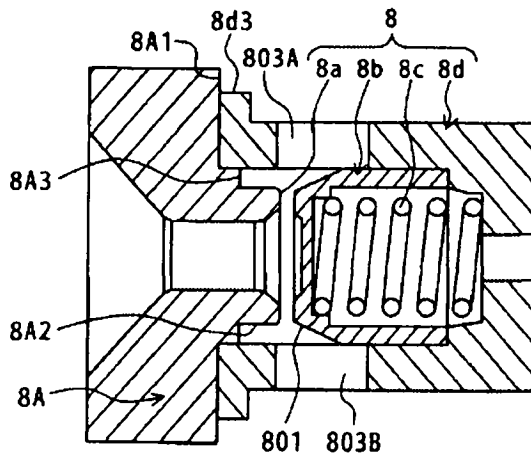


图 7A

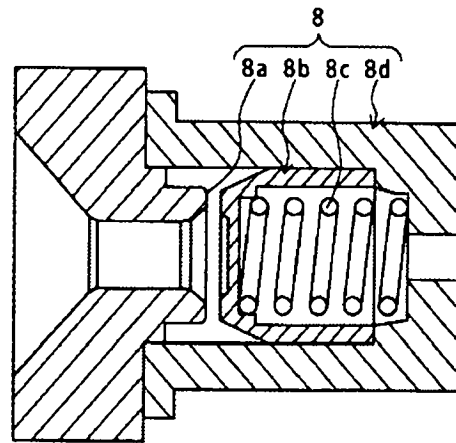


图 7B

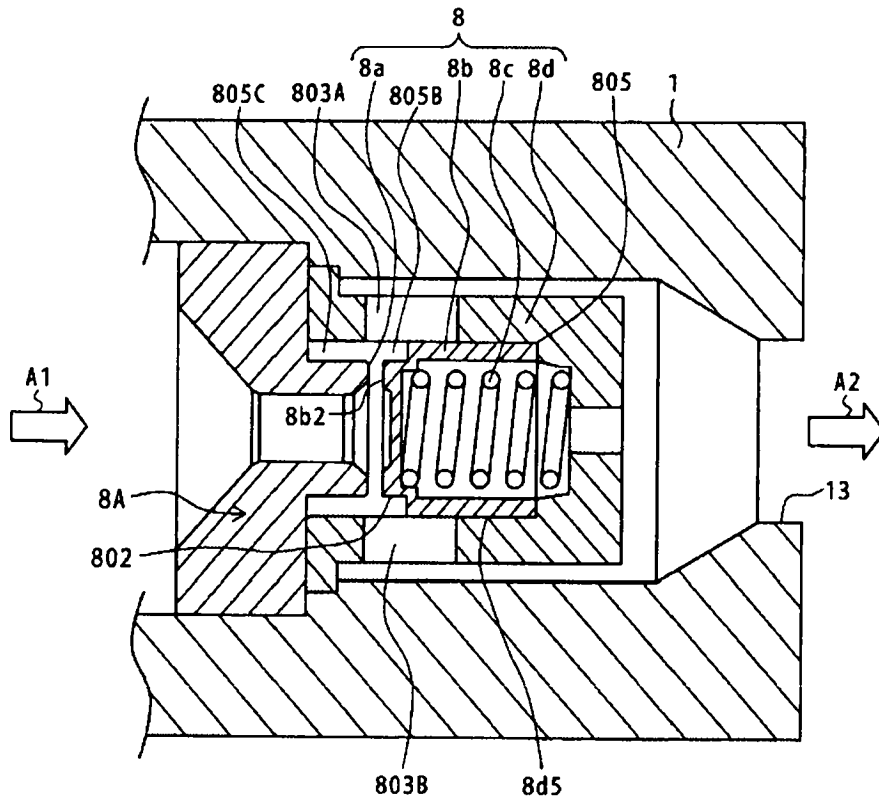


图 8

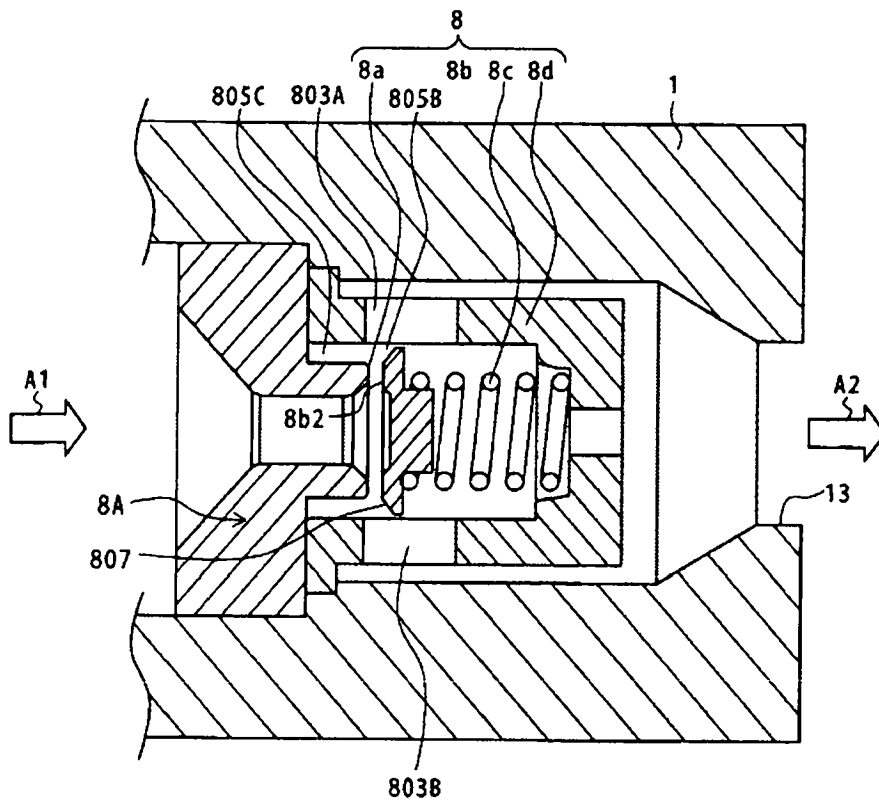


图 9