



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 114787497 B

(45) 授权公告日 2023. 11. 24

(21) 申请号 202080084933.7

田村真悟 石塚悠登

(22) 申请日 2020.12.11

(74) 专利代理机构 上海华诚知识产权代理有限公司 31300

(65) 同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 114787497 A

专利代理师 肖华

(43) 申请公布日 2022.07.22

(51) Int.Cl.

F02M 59/46 (2006.01)

(30) 优先权数据

2020-001045 2020.01.07 JP

(56) 对比文件

CN 106255823 A, 2016.12.21

GB 2571933 A, 2019.09.18

CN 101619694 A, 2010.01.06

CN 110382858 A, 2019.10.25

JP 2009108847 A, 2009.05.21

JP 2013133753 A, 2013.07.08

US 2017159629 A1, 2017.06.08

WO 2015163246 A1, 2015.10.29

(85) PCT国际申请进入国家阶段日
2022.06.08

(86) PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2020/046235 2020.12.11

(87) PCT国际申请的公布数据

W02021/140829 JA 2021.07.15

审查员 刘娟

(73) 专利权人 日立安斯泰莫株式会社
地址 日本茨城县

(72) 发明人 德尾健一郎 山田裕之 小仓清隆

权利要求书2页 说明书16页 附图6页

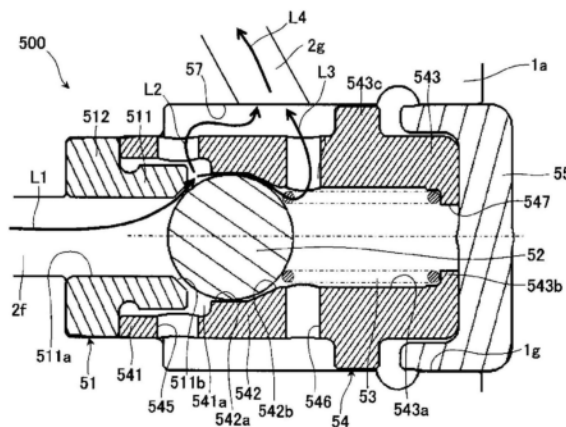
(54) 发明名称

排出阀机构及具备该排出阀机构的高压燃料供给泵

出的方式形成。

(57) 摘要

提供一种能够提高排出阀开阀时的响应性的排出阀机构及具备该机构的高压燃料供给泵。排出阀机构(500)具备:阀座部(51),其具有一次侧流路;的阀芯(52),其能够相对于阀座部(51)落座及离座;以及引导部(542a),其形成为能够与阀芯(52)的外表面滑动接触,在相对于阀座部(51)的接触分离的方向上对阀芯(52)的移动进行引导)。引导部(542a)包括与阀芯(52)的外表面的间隙被设定为规定值以下的部分。使比引导部(542a)靠上游侧的内部空间(541a)与外部流路(2g)连通的第1二次侧流路(545)以使流体向阀芯(52)的移动方向的侧方流出的方式形成,并且使比引导部(542a)靠下游侧的内部空间(543a)与外部流路(2g)连通的第2二次侧流路(546)以使流体向阀芯(52)的移动方向的侧方流



1. 一种排出阀机构,应用于高压燃料供给泵,其特征在于,应用于高压燃料供给泵,具备:

阀座部,其具有一次侧流路;

阀芯,其能够相对于所述阀座部落座及离座;以及

引导部,其形成为能够与所述阀芯的外表面滑动接触,在相对于所述阀座部的接触分离的方向上对所述阀芯的移动进行引导,

所述引导部包括与所述阀芯的外表面之间的间隙被设定为规定值以下的部分,

使比所述引导部靠上游侧的内部空间与外部流路连通的第1二次侧流路以使流体向所述阀芯的移动方向的侧方流出的方式形成,

使比所述引导部靠下游侧的内部空间与外部流路连通的第2二次侧流路以使流体向所述阀芯的移动方向的侧方流出的方式形成,

所述排出阀机构还具有止动部,该止动部形成为能够与所述阀芯的外表面抵接,并限制所述阀芯的升程方向的移动,

所述止动部形成在所述引导部与所述第2二次侧流路之间的位置。

2. 根据权利要求1所述的排出阀机构,其特征在于,

具备筒状的阀保持架,所述阀保持架将所述阀芯保持在内部,并且形成有所述引导部。

3. 根据权利要求2所述的排出阀机构,其特征在于,

所述第1二次侧流路在比所述引导部靠近所述阀座部的位置由沿径向贯通所述阀保持架的第一贯通孔构成,

所述第2二次侧流路在比所述引导部远离所述阀座部的位置由沿径向贯通所述阀保持架的第二贯通孔构成。

4. 根据权利要求3所述的排出阀机构,其特征在于,

在所述阀保持架的径向外侧形成有环状流路,

所述第一贯通孔和所述第二贯通孔分别在所述环状流路开口。

5. 根据权利要求3所述的排出阀机构,其特征在于,

所述第一贯通孔在所述阀保持架的周向上形成有多个,

所述第一贯通孔的孔径均相同。

6. 根据权利要求3所述的排出阀机构,其特征在于,

所述第二贯通孔在所述阀保持架的周向上形成有多个,

所述第二贯通孔的孔径均相同。

7. 根据权利要求3所述的排出阀机构,其特征在于,

所述第一贯通孔和所述第二贯通孔形成为两者的孔径相同。

8. 根据权利要求3所述的排出阀机构,其特征在于,

所述第一贯通孔的孔径设定为在所述第二贯通孔的孔径以上。

9. 一种排出阀机构,应用于高压燃料供给泵,其特征在于,具备:

阀座部,其具有一次侧流路;

阀芯,其能够相对于所述阀座部落座及离座;以及

引导部,其形成为能够与所述阀芯的外表面滑动接触,在相对于所述阀座部的接触分离的方向上对所述阀芯的移动进行引导,

所述引导部包括与所述阀芯的外表面之间的间隙被设定为规定值以下的部分，
使比所述引导部靠上游侧的空间及在所述引导部的位置形成的内部空间与外部流路连通的第1二次侧流路以使流体向所述阀芯的移动方向的侧方流出的方式形成，
使比所述引导部靠下游侧的内部空间与所述外部流路连通的第2二次侧流路以使流体向所述阀芯的移动方向的侧方流出的方式形成，
还具有止动部，该止动部形成为能够与所述阀芯的外表面抵接，限制所述阀芯的升程方向的移动，
所述止动部形成在所述引导部的下游侧，
所述第2二次侧流路形成为使在所述止动部的位置形成的内部空间与所述外部流路连通。

10. 根据权利要求9所述的排出阀机构，其特征在于，
具备将所述阀芯保持在内部的筒状的阀保持架，
所述第1二次侧流路由沿径向贯通所述阀保持架的第一贯通孔构成，
所述第2二次侧流路在比所述第一贯通孔远离所述阀座部侧的位置由沿径向贯通所述阀保持架的第二贯通孔构成，
所述第一贯通孔和所述第二贯通孔分别在所述阀保持架的周向上隔开间隔地形成有多个，

所述第一贯通孔和所述第二贯通孔以彼此的周向的位置不重叠的方式配置。

11. 根据权利要求9所述的排出阀机构，其特征在于，
具备筒状的阀保持架，所述阀保持架将所述阀芯保持在内部并且形成有所述引导部，
所述阀保持架具有内径扩大部，该内径扩大部形成为，从所述引导部侧朝向所述阀座部侧的部分的内径朝向所述阀座部侧逐渐扩径，

所述第1二次侧流路的一部分在所述阀保持架的所述内径扩大部的内周面开口。

12. 一种高压燃料供给泵，其特征在于，
具有权利要求1或9所述的排出阀机构。

排出阀机构及具备该排出阀机构的高压燃料供给泵

技术领域

[0001] 本发明涉及一种排出阀机构及具备该排出阀机构的高压燃料供给泵。

背景技术

[0002] 在汽车等的内燃机中,在将燃料直接向燃烧室内部喷射的直接喷射型中,广泛使用用于使燃料高压化的高压燃料供给泵。在高压燃料供给泵中,在正在推进产品的全球化的当前,以简单的构成、低成本进行制造是重要的课题。例如,在构成高压燃料供给泵的一部分的排出阀单元中,提出了由具有阀座面的阀座构件、与阀座面接触分离的排出阀构件、对排出阀构件向阀座面侧施力的排出阀弹簧、收纳这3个构件的阀壳组成的简单的构成的结构(例如,参照专利文献1)。

[0003] 在专利文献1所述的高压燃料供给泵中,为了在阀开闭时抑制阀向冲程轴线的交叉方向剧烈位移,排出阀单元的阀壳具有可滑动地保持排出阀构件的最大直径位置的限制部,并且以阀座构件的阀座面的中心轴与排出阀构件的冲程轴线重合的方式将阀座构件保持在内径侧,进而,排出阀单元在保持排出阀构件和阀座构件而被单元化的状态下,被压入固定在与形成于泵壳体的排出阀单元相连的开口的内周面。

[0004] 现有技术文献

[0005] 专利文献

[0006] 专利文献1:日本专利特开2019-31977号公报

发明内容

[0007] 发明要解决的问题

[0008] 在专利文献1所述的高压燃料供给泵的排出阀单元中,在阀壳的冲程轴线的延伸方向的排出口侧的部分(排出侧顶端部)设有阀壳排出孔(通路),通过排出阀构件的冲程轴线上的前后(高压燃料供给泵的加压室侧的空间和排出口侧的空间)的燃料压差,排出阀构件沿着限制部移动而开阀。若排出阀构件开阀,则加压室的燃料通过阀壳的侧面部的比限制部靠上游侧的部分或设置在限制部的中途部分的阀壳排出孔(通路),被压送至排出口。

[0009] 在这样的构造的排出阀单元中,在排出阀构件开阀时冲程轴线上的前后的燃料压差不充分的情况下,有可能不能确保排出阀构件的必要的升程量或开阀动作变得缓慢。在高压燃料供给泵为大流量或高速运转时,若排出阀构件开阀时的升程量少而开阀动作迟缓,则加压室内的压力上升到必要以上。在该情况下,有可能对构成高压燃料供给泵的各种部件施加必要以上的高压负荷,或者导致高压燃料供给泵的效率降低。

[0010] 在专利文献1记载的高压燃料供给泵中,该泵的排出口位于排出阀单元的冲程轴线的延伸方向上。但是,在高压燃料供给泵中,存在其排出口不在排出阀单元的冲程轴线的延伸方向上,而设置在从排出阀单元偏离的位置上的结构。在这样的结构中,即使如专利文献1所述的排出阀单元那样在阀壳的冲程轴线的延伸方向上设置阀壳排出孔,也不能引导排出口侧的压力,因此,通常设置阻止燃料经由该阀壳排出孔的流动的结构。在这样的结构

的排出阀单元中,伴随开阀时的排出阀构件的冲程轴线上的移动,阀壳内的排出阀构件的二次侧的燃料压力上升。因此,特别难以充分确保排出阀构件的冲程轴线上的前后的燃料压差。

[0011] 本发明是为了解决上述问题而做出的,其目的在于提供一种能够提高排出阀开阀时的响应性的排出阀机构及具备该排出阀机构的高压燃料供给泵。

[0012] 解决问题的技术手段

[0013] 本申请包括多个用于解决上述问题的方式,试举一例,其特征在于,具有:阀座部,其具有一次侧流路;阀芯,其能够相对于所述阀座部落座及离座;以及引导部,其形成为能够与所述阀芯的外表面滑动接触,在相对于所述阀座部接触分离的方向上引导所述阀芯的移动,所述引导部包括被设定为与所述阀芯的外表面之间的间隙为规定值以下的部分,使比所述引导部靠上游侧的内部空间与外部流路连通的第1二次侧流路形成为使流体向所述阀芯的移动方向的侧方流出,并且使比所述引导部靠下游侧的内部空间与所述外部流路连通的第2二次侧流路形成为使流体向所述阀芯的移动方向的侧方流出。

[0014] 发明的效果

[0015] 根据本发明,由于引导部作为流动的节流部发挥作用而产生流体的压力下降,因此,阀体的移动方向的前后的内部空间(引导部的上游侧的内部空间和下游侧的内部空间)的流体压差相应地进一步增加。因此,阀体的开阀动作因为增加的流体压差变得更高速度,所以能够提高排出阀机构开阀时的响应性。

[0016] 上述以外的课题、构成及效果通过以下的实施方式的说明而明确。

附图说明

[0017] 图1是表示包括本发明的第一实施方式的高压燃料供给泵的内燃机的燃料供给系统的构成图。

[0018] 图2是表示本发明的第一实施方式的高压燃料供给泵的纵剖面图。

[0019] 图3是从III-III箭头方向观察图2所示的本发明的第一实施方式的高压燃料供给泵的横剖面图。

[0020] 图4是以放大的状态表示图3所示的本发明的第一实施方式的排出阀机构的剖面图。

[0021] 图5是以分解的状态表示本发明的第一实施方式的排出阀机构的立体图。

[0022] 图6是用包含第一贯通孔的平面切断本发明的第二实施方式的排出阀机构的剖面图。

[0023] 图7是用与图6所示的切断面不同的包含第二贯通孔的平面切断本发明的第二实施方式的排出阀机构的剖面图。

[0024] 图8是表示构成本发明的第二实施方式的排出阀机构的一部分的排出阀保持架的立体图。

具体实施方式

[0025] 以下,使用附图对本发明的排出阀机构及具备该排出阀机构的高压供给燃料泵的实施例进行说明。

[0026] [第一实施方式]首先,使用图1说明包含本发明的第一实施方式的高压燃料供给泵的内燃机的燃料供给系统的构成。图1是表示包含本发明的第一实施方式的高压燃料供给泵的内燃机的燃料供给系统的构成图。

[0027] 在图1中,虚线包围的部分表示高压燃料供给泵的主体即泵体。虚线中所示的机构和部件表示它们组装在泵体上。另外,图1是示意性地表示燃料供给系统的构成的图,图1所示的高压燃料供给泵的构成具有与后述的图2以后所示的构成不同的部分。

[0028] 在图1中,内燃机的燃料供给系统例如具备:储存燃料的燃料箱101、汲取并送出燃料箱101内的燃料的进给泵102、对从进给泵102送出的燃料进行加压并排出的高压燃料供给泵1、喷射从高压燃料供给泵1压送的高压燃料的多个喷射器103。高压燃料供给泵1经由吸入配管104与进给泵102连接,并且经由共轨105与喷射器103连接。喷射器103根据发动机的气缸数安装在共轨105上。在共轨105上安装有检测从高压燃料供给泵1排出的燃料的压力的压力传感器106。本系统是向发动机的缸筒内直接喷射燃料的系统,即所谓的直喷发动机系统。

[0029] 高压燃料供给泵1具备:在内部具有用于对燃料进行加压的加压室3的泵体1a、组装在泵体1a上的柱塞4、电磁吸入阀机构300、和排出阀机构500。柱塞4通过往复运动对加压室3内的燃料进行加压。电磁阀机构300作为调节吸入至加压室3的燃料流量的容量可变机构起作用。排出阀机构500将由柱塞4加压的燃料向共轨105侧排出。在电磁阀机构300的上游侧设置有作为压力脉动降低机构的缓冲器12,该缓冲器12降低在高压燃料供给泵1内产生的压力脉动对吸入配管104的影响。

[0030] 进给泵102、高压燃料供给泵1的电磁阀机构300、喷射器103与发动机控制单元(以下称为ECU)107电连接,由ECU107输出的控制信号控制。来自压力传感器106的检测信号被输入到ECU107。

[0031] 在燃料供给系统中,通过基于ECU107的控制信号而被驱动的进给泵102来汲取燃料箱101内的燃料。该燃料由进给泵102加压到适当的进给压力,并通过吸入配管104被送至高压燃料供给泵1的低压燃料吸入口2a。通过低压燃料吸入口2a的燃料经由缓冲器12和吸入通路2d到达电磁阀机构300的吸入口31c。流入电磁阀机构300的燃料通过由吸入阀30开闭的开口部。该燃料在往复运动的柱塞4的下降行程中被吸入到加压室3,在柱塞4的上升行程中在加压室3内被加压。被加压的燃料经由排出阀机构500被压送到共轨105。共轨105内的高压燃料通过基于ECU107的控制信号而被驱动的各喷射器103向发动机的各缸筒内喷射。高压燃料供给泵1根据从ECU107向电磁阀机构300的控制信号而排出期望的燃料流量。

[0032] 接着,使用图2和图3说明本发明的第一实施方式的高压燃料供给泵的各部的构成。图2是表示本发明的第一实施方式的高压燃料供给泵的纵剖面图。图3是从III-III箭头方向观察图2所示的本发明的第一实施方式的高压燃料供给泵的横剖面图。

[0033] 在图2和图3中,高压燃料供给泵1具有:在内部具有对燃料进行加压的加压室3的泵体1a、组装在泵体1a上的柱塞4、电磁阀机构300、排出阀机构500(仅在图3中示出)、溢流阀机构600、以及作为压力脉动降低机构的缓冲器12(仅在图2中示出)。该高压燃料供给泵1使用设置在泵体1a上的安装凸缘1b(仅在图3中示出)与发动机的泵安装部111(仅在图2中示出)紧密接触,通过未图示的多个螺栓固定。在泵体1a的与泵安装部111嵌合的外周面上,嵌入有O型环15(图2所示)。O型环15密封泵安装部111和泵体1a之间,防止发动机油等泄漏

到发动机的外部。

[0034] 在泵体1a的中央部形成有沿长度方向(图2中的上下方向)延伸的插入孔部1d,在插入孔部1d中压入安装有缸体5。缸体5引导柱塞4的往复运动,与泵体1a一起形成加压室3的一部分。缸体5在外周部具有台阶状的固定部5a。使泵体1的插入孔部1d的开口缘部向内周侧变形,来将缸体5的固定部5a向加压室3侧按压。由此,缸体5的加压室3侧的端面压接在泵体1a的插入孔部1d的底面上,在加压室3内被加压的燃料以不向低压侧泄漏的方式密封。

[0035] 在柱塞4的顶端侧(图2中的下端侧)设有挺杆6。挺杆6将安装在发动机的凸轮轴(未图示)上的凸轮112的旋转运动转换为直线往复运动,并传递给柱塞4。柱塞4通过经由保持器7的弹簧8的作用力压接在挺杆6上。由此,随着凸轮112的旋转运动,柱塞4在缸体5内往复运动,加压室3的容积增减。

[0036] 在泵体1a上固定有具有有底的筒状部的密封保持架9,柱塞4贯通密封保持架9的底部。在密封保持架9的内部形成有副室9a,该副室9a储存经由柱塞4和缸体5的滑动部从加压室3漏出的燃料。

[0037] 在密封保持架9的内部的底部侧(图2中下端部侧)保持有柱塞密封件10。柱塞密封件10以柱塞4的外周面可滑动地接触的方式设置。柱塞密封件10防止副室9a内的燃料在柱塞4的往复运动时向发动机侧流出。同时,防止发动机内的润滑油(含有发动机油)从发动机侧流入泵体1a的内部。

[0038] 如图3所示,在泵体1a的侧壁上安装有吸入接头17。在吸入接头17上连接有吸入配管104(参照图1),来自燃料箱101(参照图1)的燃料经由吸入接头17的低压燃料吸入口2a向高压燃料供给泵1的内部供给。在设置于泵体1a的低压燃料吸入口2a的正下游侧的吸入通路2b上,配置有吸入过滤器18。吸入过滤器18具有防止存在于从燃料箱101到低压燃料吸入口2a之间的异物因燃料的流动而被吸收到高压燃料供给泵1内的作用。

[0039] 另外,如图2所示,在泵体1a的顶端部(图2中上端部)安装有杯状的缓冲器罩13。由泵体1a的顶端部和缓冲器罩13形成低压燃料室2c。在低压燃料室2c内配置有作为压力脉动降低机构的缓冲器12。

[0040] 如图2及图3所示,在泵体1a的侧壁上设有经由形成于泵体1a的吸入通路2e与加压室3连通的第一安装孔部1f。在第一安装孔部1f上安装有电磁吸入阀机构300。电磁吸入阀机构300大致分为包括吸入阀30的阀机构部和包括电磁线圈41、衔铁45、阀杆46的螺线管机构部。

[0041] 阀机构部例如由吸入阀30、吸入阀壳体31、吸入阀止动件32、吸入阀施力弹簧33构成。吸入阀壳体31一体地形成有供吸入阀30落座或离座的阀座部31a和滑动自如地支承阀杆46的阀杆引导部31b。在吸入阀壳体31上设有多个吸入口31c,该多个吸入口31c与形成在低压燃料室2c的下游侧的泵体1a上的吸入通路2d连通。吸入阀止动件32固定在吸入阀壳体31上,限制吸入阀30的升程量。在吸入阀30和吸入阀止动件32之间配置有吸入阀施力弹簧33,吸入阀施力弹簧33对吸入阀30向阀座部31a侧(闭阀方向)施力。

[0042] 螺线管机构部例如具有电磁线圈41及连接器的连接端子42。连接器的连接端子42的一端部侧与电磁线圈41电连接,另一端部侧能够与ECU107(参照图1)侧的控制线连接。

[0043] 另外,螺线管机构部具备固定部的磁芯44、可动部的衔铁45及阀杆46。固定部的磁芯44和可动部的衔铁45在电磁线圈41的周围形成磁路。磁芯44和衔铁45相对地配置,磁芯

44和衔铁45的相对的端面分别构成相互间作用有磁吸引力的磁吸引面。阀杆46的一侧(图2和图3中的右侧)的顶端部能与吸入阀30接触或分离,另一侧(图2和图3中的左侧)的端部具有阀杆凸缘部46a。阀杆46可滑动自如地保持在阀杆引导部31b的内周侧及衔铁45的内周侧,阀杆46的往复动作由阀杆引导部31b引导。

[0044] 在磁芯44和阀杆凸缘部46a之间配置有阀杆施力弹簧48。阀杆施力弹簧48向吸入阀30的开阀方向施加作用力。在吸入阀壳体31的阀杆引导部31b和衔铁45之间配置有衔铁施力弹簧49。衔铁施力弹簧49向磁芯44侧对衔铁45施力。阀杆施力弹簧48相对于衔铁施力弹簧49被设定为,在线圈34为非通电状态下维持吸入阀30的开阀所需的充分的作用力。

[0045] 另外,如图3所示,在泵体1a的侧壁上设有第二安装孔部1g。在第二安装孔部1g上安装有排出阀机构500。排出阀机构500例如具备排出阀阀座51、相对于排出阀阀座51能够落座及离座的阀芯52、向排出阀阀座51侧对阀芯52施力的排出阀弹簧53、收纳阀芯52及排出阀弹簧53的排出阀保持架54。在第二安装孔部1g的开口部配置有闭塞该开口部的插塞55。插塞55通过焊接等与泵体1a接合,具有防止燃料向外部泄漏的功能。配置有排出阀机构500的第二安装孔部1g经由形成于泵体1a的排出通路2f与加压室3连通,并且经由形成于泵体1a的排出通路2g与后述的燃料排出口2h连通。

[0046] 排出阀机构500构成为,在加压室3(排出通路2f)和阀芯52的二次侧的内部空间(与排出通路2g连通的内部空间)之间没有燃料压差的状态下,通过排出阀弹簧53的作用力将阀芯52压接在排出阀阀座51上而成为闭阀状态。在加压室3的燃料压力比阀芯52的二次侧的内部空间的燃料压力大时,阀芯52才开始克服排出阀弹簧53的作用力而开阀。以上的构成的排出阀机构500作为限制燃料的流通方向的止回阀起作用。

[0047] 排出阀机构500的结构的情况在后面叙述。

[0048] 另外,如图2及图3所示,在泵体1a的隔着加压室3的第一安装孔部1f的相反侧,设有第三安装孔部1h。在第三安装孔部1h的开口部固定有形成燃料排出口2h的排出接头19,在由泵体1a的第三安装孔部1h和排出接头19的内部空间形成的收纳空间中配置有溢流阀机构600。

[0049] 溢流阀机构600例如由溢流阀阀座61、与溢流阀阀座61接触分离的溢流阀62、保持溢流阀62的溢流阀保持架63、向溢流阀阀座61侧对溢流阀62施力的溢流弹簧64、以及内包这些构件61、62、63、64的溢流阀壳体65构成。溢流阀壳体65也作为形成溢流阀室的溢流体起作用。在溢流阀壳体65内依次插入溢流弹簧64、溢流阀保持架63、溢流阀62后,压入固定溢流阀阀座61。溢流弹簧64的一端侧与溢流阀壳体65抵接,另一端侧与溢流阀保持架63抵接。

[0050] 溢流阀62通过溢流弹簧64的作用力经由溢流阀保持架63起作用而被溢流阀阀座61按压,从而切断燃料的流动。溢流阀62的开阀压力由溢流弹簧64的作用力决定。本实施方式的溢流阀机构600经由形成在泵体1a上的溢流通路2i与加压室3连通。另外,溢流阀机构600也可以以与低压燃料室2c或吸入通路2b连通的方式进行构成。

[0051] 溢流阀机构600是在共轨105(参照图1)或其前方的构件产生某种问题而共轨105异常成为高压的情况下动作的阀机构。即,溢流阀机构600在溢流阀62的上游侧和下游侧的压差超过设定压力的情况下,克服溢流弹簧64的作用力使溢流阀62开阀。溢流阀机构600具有在共轨105内的压力变高的情况下开阀而使燃料返回到加压室11或低压燃料室2c等的功

能。另外,本实施方式的溢流阀机构600在开阀的情况下使燃料返回加压室3,因此,在规定的压力以下需要维持闭阀状态,具有用于对抗加压室3的高压的强力的溢流弹簧64。

[0052] 接着,使用图2~图3说明高压燃料供给泵的动作。

[0053] 在图3所示的高压燃料供给泵1中,燃料从吸入接头17的低压燃料吸入口2a流入,燃料中的异物被吸入过滤器18除去。之后,流入图2所示的低压燃料室2c的燃料由低压燃料室2c内的缓冲器12降低压力脉动,经由吸入通路2d到达电磁吸入阀机构300。

[0054] 在图2所示的柱塞4通过凸轮112的旋转进行向凸轮112侧移动的下运动的情况下,加压室3的容积增加,加压室3内的燃料压力降低。此时,若加压室3内的燃料压力比电磁吸入阀机构300的吸入口31c的压力低,则电磁吸入阀机构300的吸入阀30成为开口状态。因此,燃料通过吸入阀30的开口部流入加压室3。将该状态称为吸入工序。

[0055] 柱塞4在下降运动结束后转为上升运动。在此,电磁线圈41维持不通电状态,不产生磁作用力。在该情况下,通过阀杆施力弹簧48的作用力,吸入阀30被维持在开阀状态。加压室3的容积随着柱塞4的上升运动而减少,但在吸入阀30开阀的状态下,暂时吸入到加压室3的燃料再次通过吸入阀30的开口部返回吸入通路2d,因此,加压室3的压力不会上升。将该状态称为返回行程。

[0056] 在该状态下,当ECU107(参照图1)的控制信号被施加到电磁吸入阀机构300时,在电磁线圈41中经由端子42流过电流。于是,在磁芯44和衔铁45之间作用磁吸引力,磁芯44和衔铁45在相对的磁吸引面上碰撞。磁性吸引力克服阀杆施力弹簧48的作用力而对衔铁45施力,衔铁45与阀杆凸缘部46a卡合而使阀杆46向离开吸入阀30的方向移动。

[0057] 此时,通过吸入阀施力弹簧33的作用力以及燃料向吸入通路2d流入而产生的流体力,吸入阀30闭阀。通过吸入阀30的闭阀,加压室3的燃料压力对应于柱塞4的上升运动而上升,当成为燃料排出口2h的压力以上时,图3所示的排出阀机构500的排出阀52开阀。由此,加压室3的高压燃料经由排出通路2f、排出阀机构500、排出通路2g从燃料排出口2h排出,被供给向共轨105(参照图1)。将该状态称为排出行程。

[0058] 即,图2所示的柱塞4的从下死点到上死点之间的上升运动由返回行程和排出行程构成。另外,通过控制对电磁吸入阀机构300的电磁线圈41的通电时刻,能够控制排出的高压燃料的流量。如果提前向电磁线圈41通电的时刻,则柱塞4的上升运动中的返回行程的比例变小,排出行程的比例变大。即,返回到吸入通路2d的燃料变少,另一方面,高压排出的燃料变多。与此相对,如果延迟通电的时刻,则上升运动中的返回行程的比例变大,排出行程的比例变小。即,返回到吸入通路2d的燃料增多,另一方面,高压排出的燃料减少。向电磁线圈41的通电时刻由来自ECU107的指令控制。

[0059] 另外,在因某种故障等而使燃料排出口2h的压力比溢流阀机构600的设定压力大的情况下,溢流阀62成为开阀状态,异常高压的燃料经由溢流通路2i被释放到加压室3。

[0060] 如上所述,在高压燃料供给泵1中,通过控制对电磁线圈41的通电时刻,能够将高压排出的燃料的量控制为发动机所需的量。

[0061] 但是,图3所示的排出阀机构500通过位于阀芯52的移动方向的前后的一次侧的排出阀阀座51的内部空间和二次侧的排出阀保持架54内的燃料压差进行移动而开阀。在排出阀机构500开阀时,在阀芯52的一次侧和二次侧的燃料压差不充分的情况下,有可能无法确保阀芯52的必要的升程量或开阀动作变得缓慢。在高压燃料供给泵1为大流量或高速运转

时,若阀芯52开阀时的升程量少而开阀动作迟缓,则高压燃料供给泵1的加压室3内的压力上升到必要以上。这种情况下,有可能对构成高压燃料供给泵1的泵体1a或挺杆6施加必要以上的高压负荷,或者导致高压燃料供给泵1的效率降低。因此,本实施方式的排出阀机构500具备能够充分确保阀芯52的一次侧和二次侧的燃料压差的结构,由此提高阀芯52开阀时的响应性。

[0062] 接着,使用图4及图5说明本发明的第一实施方式的排出阀机构的详细结构。图4是以放大的状态表示图3所示的本发明的第一实施方式的排出阀机构的剖面图。图5是以分解的状态表示本发明的第一实施方式的排出阀机构的立体图。

[0063] 在图4及图5中,如上所述,排出阀机构500具备排出阀阀座51、阀芯52、排出阀弹簧53、排出阀保持架54。

[0064] 排出阀阀座51由内部空间形成燃料的一次侧流路511a的筒状的阀座主体部511、和一体地设置在阀座主体部511的轴向一侧(图4中左侧)并向径向外侧突出的环状的凸缘部512构成。排出阀阀座51在阀座主体部511的轴向另一侧(图4中右侧)的一次侧流路511a的开口缘部具有阀座面511b。阀座面511b以通过阀芯52落座而闭塞一次侧流路511a的方式构成,例如,形成为朝向一次侧流路511a的轴向外侧逐渐扩径的锥面。排出阀阀座51以凸缘部512侧朝向加压室3(排出流路2f)侧的方式配置,凸缘部512的外周面通过压入第二安装孔部1g的内周面而固定在泵体1a上。

[0065] 阀芯52以保持在排出阀保持架54的内部的状态配置在排出阀阀座51的一次侧流路511a的下游侧。阀芯52例如由能够与排出阀阀座51的锥状的阀座面511b线接触的球阀形成。

[0066] 排出阀弹簧53例如由螺旋弹簧构成。排出阀弹簧53与阀芯52一起收纳在排出阀保持架54的内部,一端侧(图4中的左端侧)与阀芯52抵接,并且另一端侧(图4中的右端侧)与排出阀保持架54的后述的底部543b抵接。排出阀弹簧53的自然长度被设定为能够将阀芯52及排出阀弹簧53的整体收纳在排出阀保持架54内的长度。由此,能够将排出阀弹簧53及阀芯52依次插入排出阀保持架54内进行组装,提高排出阀机构500的组装性。

[0067] 排出阀保持架54例如是一侧开口的有底的筒状构件,以开口侧朝向排出阀阀座51侧、底部侧朝向第二安装孔部1g的开口侧的方式配置。排出阀保持架54构成为从开口侧朝向底部侧依次一体地形成有:内包排出阀阀座51的阀座主体部511的阀座面511b侧的部分的第一筒状部541;在内部保持阀芯52的第二筒状部542;以及内部空间形成收纳排出阀弹簧53的弹簧室543a并具有底部543b的第三筒状部543。

[0068] 第一筒状部541例如形成为,其顶端部的端面与排出阀阀座51的凸缘部512的阀座面511b侧的端面抵接,并且其顶端部的外周面被压入第二安装孔部1g的内周面。第一筒状部541的内部空间541a形成供通过排出阀阀座51的一次侧流路511a的燃料流入的流路。

[0069] 在第二筒状部542上形成有引导部542a,该引导部542a在相对于排出阀阀座51的接触分离方向上引导阀芯52的移动。引导部542a是由具有比阀芯52的外径稍大的内径的内周面构成的,与第一筒状部541的内周面连续。即,引导部542a形成为能够与阀芯52的外表面滑动接触。引导部542a与阀芯52的外表面之间的间隙被设定为作为流动的节流部而发挥作用的大小,在流体通过该间隙时该节流部产生规定以上的压力下降。即,引导部542a形成为与阀芯52的外表面的间隙为通过模拟或实验等分析得到的规定值以下。引导部542a与阀

芯52的间隙(在第二筒状部542的引导部542a的位置形成的内部空间)形成位于第一筒状部541的内部空间541a(流路)的下游侧的流路。

[0070] 在此,以下示出引导部542a和阀芯52的间隙作为节流部起作用的可设定的数值范围的具体例。以下,是使用球阀作为阀芯52的情况,该间隙是从引导部542a的内径减去阀芯52的直径而得到的。

[0071] 第一,示出作为节流部起作用的间隙中实用上最佳的间隙 δ_1 的数值范围。该间隙 δ_1 假设阀芯52的移动速度为1m/s的情况。

[0072] 一般的市售轿车的发动机排气量的大多为2~3升以下,这些发动机消耗的燃料(=燃料泵的排出流量)具有大致的行市。鉴于一般的汽油发动机用泵的流量,在例如阀芯52的直径d为4.76[mm]的情况下,用于得到所希望的压力下降的间隙 δ_1 为1.24[mm]。在公差为 ± 0.05 [mm]的情况下,间隙 δ_1 的下限为1.19[mm],上限为1.29[mm]。在此,将直径d设为4.76是因为这是在市场上流通好的球径的规格,但并不限定于该值。

[0073] 原则上阀芯52的质量与直径d的三次方成正比。另外,作用于阀芯52的压差力(驱动力)与阀芯直径d的四次方成正比,与间隙 δ_1 的二次方成反比。由于物理上加速度是驱动力/质量,所以阀芯52的加速度与直径d的平方根(\sqrt{d})成正比,与间隙 δ_1 的平方(δ_1^2)成反比。作为阀芯52的动作相同的设计,可以选择使加速度相同的直径d和间隙 δ_1 。即,间隙 δ_1 与直径d的平方根(\sqrt{d})成正比。

[0074] 基于该考虑,例如在直径d作为汽油泵为较小的3mm的情况下,间隙 δ_1 的范围为以下。间隙 δ_1 的下限与上述阀芯52的直径的平方根($\sqrt{\quad}$)成比例地变小,为0.94(=1.19 $\times\sqrt{(3/4.76)}$) [mm]。另外,间隙 δ_1 的上限为1.02(=1.29 $\times\sqrt{(3/4.76)}$) [mm]。

[0075] 阀芯52的直径d往大的方面设想为6mm左右。此时,间隙 δ_1 的下限与上述阀芯52的直径的平方根($\sqrt{\quad}$)成比例地变小,为1.34(=1.19 $\times\sqrt{(6/4.76)}$) [mm]。另一方面,间隙 δ_1 的上限为1.45(=1.29 $\times\sqrt{(6/4.76)}$) [mm]。

[0076] 在上述中,作为阀芯52的移动速度为1m/s的具体例进行了说明,但根据泵的性能或规格,也可以比其稍大或比其小。因此,作为现实的例子,以下说明移动速度为0.5m/s及2m/s时的间隙 δ_2 的数值。

[0077] 在一般的等效速度运动中,在将平均速度设为2倍的情况下,加速度估计为4倍。在上述说明中,由于阀芯52的加速度与直径d的平方根(\sqrt{d})成正比,所以间隙 δ_2 可以是1/2倍。同样地,为了使加速度为1/4倍,只要使间隙 δ_2 为2倍即可。

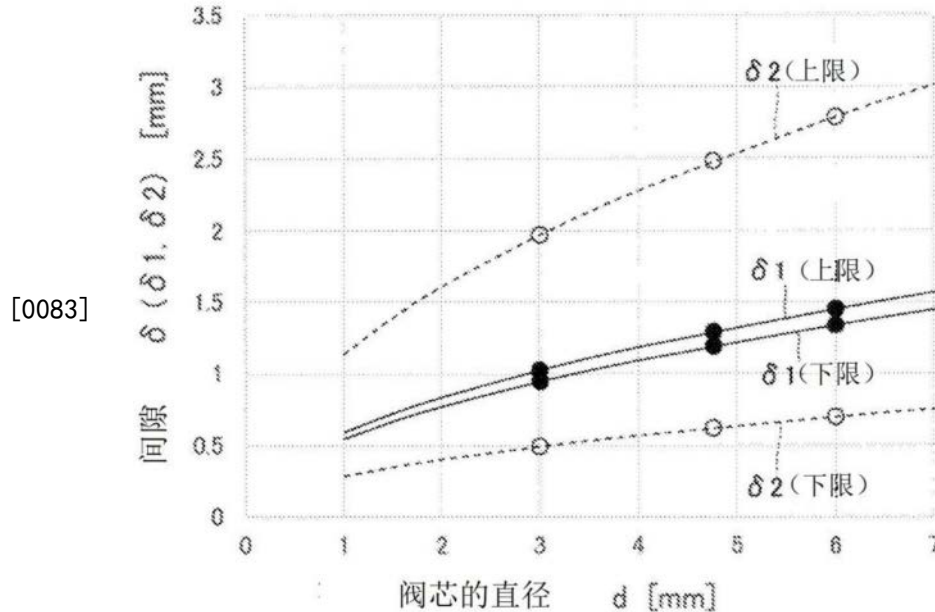
[0078] 例如,阀芯52的直径d为4.7mm,移动速度为2m/s时,间隙 δ_2 为1m/s时的1/2倍。因此,在阀芯直径d为4.76mm的情况下,间隙 δ_2 的下限为1.24/2=0.62。同样,当阀芯52的移动速度为0.5m/s时,间隙 δ_2 为移动速度为1m/s时的2倍。因此,在阀芯直径d为4.76mm的情况下,间隙 δ_2 的上限为1.24 $\times 2=2.48$ mm。如果是这样的水平的数值,则能够作为使阀芯快速动作的节流效果而发挥功能。

[0079] 阀芯52的直径d为3mm时的间隙 δ_2 的上限和下限为以下的计算值。 δ_2 的上限为1.97(=2.48 $\times\sqrt{(3/4.76)}$)。另外, δ_2 的下限为0.49(=0.62 $\times\sqrt{(3/4.76)}$)。

[0080] 同样,阀芯52的直径d为6mm时的间隙 δ_2 的上限及下限为以下的计算值。 δ_2 的上限为2.78(=2.48 $\times\sqrt{(6/4.76)}$)。另外, δ_2 的下限为0.70(=0.62 $\times\sqrt{(6/4.76)}$)。

[0081] 以下将上述阀芯52的直径 d 与作为节流部起作用的间隙 δ_1 、 δ_2 的关系表示为特性图。

[0082] [表1]



[0084] 在第二筒状部542上还形成有限制阀芯52的升程方向(开阀方向)的移动的止动部542b。止动部542b由位于比引导部542a更靠第三筒状部543侧的内周面构成,与引导部542a连续。构成止动部542b的第二筒状部542的内周面的内径比引导部542a的内径小,由从引导部542a侧朝向第三筒状部543侧逐渐缩径的锥面构成。即,止动部542b形成为能够与阀芯52的外表面抵接。在第二筒状部542的止动部542b的位置形成的内部空间,形成比在引导部542a的位置形成的内部空间(流路)靠下游侧且比第三筒状部543的弹簧室543a靠上游侧的流路。即,止动部542b形成在引导部542a和弹簧室543a之间的位置上。

[0085] 第三筒状部543的形成弹簧室543a的内周面与第二筒状部542的止动部542b连续。弹簧室543a形成有位于在第二筒状部542的止动部542b的位置形成的内部空间(流路)的下游侧的流路。第三筒状部543具有从外周面向径向外侧突出并沿周向延伸的环状的突条部543c。突条部543c的外周面被压入第二安装孔部1g的内周面。

[0086] 在比第二筒状部542的引导部542a靠近排出阀阀座51的位置的第一筒状部541上,形成有多个(例如,图5中为4个)沿径向贯通的第一贯通孔545。如图5所示,多个第一贯通孔545在排出阀保持架54的周向隔开间隔地排列。例如,第一贯通孔545形成为均具有相同的孔径。第一贯通孔545构成使位于比引导部542a靠上游侧的第一筒状部541的内部空间541a与作为外部流路的排出流路2g连通的第1二次侧流路,使燃料向阀芯52的移动方向(接触分离方向)的侧方(排出阀保持架54的径向外侧)流出。

[0087] 在位于比第二筒状部542的引导部542a和止动部542b远离排出阀阀座51的位置的第三筒状部543上,形成有多个(例如,在图5中为4个)沿径向贯通的第二贯通孔546。如图5所示,多个第二贯通孔546例如沿排出阀保持架54的周向隔开间隔地排列,并且相对于多个第一贯通孔545在轴向上排列配置。例如,第二贯通孔546均形成为具有相同的孔径。第二贯通孔546构成使位于比引导部542a靠下游侧的第三筒状部543的弹簧室543a与作为外部流路的排出流路2g连通的第2二次侧流路,使燃料向阀芯52的移动方向(接触分离方向)的侧

方(排出阀保持架54的径向外侧)流出。

[0088] 第一贯通孔545和第二贯通孔546例如可以形成两者的孔径相同。在该情况下,在加工第一贯通孔545和第二贯通孔546时,不需要更换穿设孔的钻头。另外,也可以将第一贯通孔545的孔径设定为第二贯通孔546的孔径以上。这反映了通过作为节流部发挥作用的引导部542a而在第二贯通孔546中流动的流体的流量与第一贯通孔545相比相对地减少了与节流阻力相应的量。

[0089] 第三筒状部543的底部543b的内表面作为排出阀弹簧53的支承座发挥作用。在第三筒状部543的底部543b上形成有沿轴向贯通的第三贯通孔547。

[0090] 在排出阀保持架54的径向外侧形成有环状流路57。环状流路57形成有排出阀保持架54的外周面和第二安装孔部1g的内周面,与排出通路2g连接。在环状流路57上开设有排出阀保持架54的第一贯通孔545及第二贯通孔546。

[0091] 插塞55与排出阀机构500分开地插入第二安装孔部1g,并配置成与排出阀保持架54的底部543b接触。由此,插塞55具有防止排出阀保持架54脱落的功能。

[0092] 接着,使用图4说明本发明的第一实施方式的排出阀机构的动作及作用。图4中,粗箭头L1、L2、L3、L4分别表示燃料的流动。

[0093] 排出阀机构500的阀芯52通过排出阀弹簧53的作用力被压接在排出阀阀座51的阀座面511b上而成为闭阀状态。在该状态下,在高压燃料供给泵1的压缩工序中被加压的燃料从加压室3(参照图3)通过排出流路2f被导入排出阀机构500。

[0094] 在阀芯52的一次侧即排出阀阀座51的一次侧流路511a内的燃料和阀芯52的二次侧即排出阀保持架54的弹簧室543a等内部空间的燃料之间产生压力差。当由该燃料压力差产生的力成为比排出阀弹簧53的作用力大的力时,阀芯52的升程开始。阀芯52被排出阀保持架54的引导部542a引导而沿着轴线向止动部542b侧移动。

[0095] 当阀芯52开阀时,燃料通过阀芯52和排出阀阀座51的开口部之间的间隙,流入排出阀保持架54的第一筒状部541的内部空间541a内(参照流动L1)。通过了排出阀阀座51的开口部的燃料的一部分通过排出阀保持架54的第一贯通孔545流入环状流路57(参照流动L2)。另一方面,该燃料的剩余部分通过排出阀保持架54的引导部542a和阀芯52的外表面的间隙流入排出阀保持架54的弹簧室543a后,通过第二贯通孔546流入环状流路57(参照流动L3)。经由第一贯通孔545及第二贯通孔546流入环状流路57的燃料合流,通过排出流路2g而朝向燃料排出口2h(参照图3)(参照L4)。

[0096] 在阀芯52的开阀开始时,当燃料通过排出阀保持架54的引导部542a和阀芯52的外表面的间隙时,由于该间隙作为流动的节流部而起作用,所以流入弹簧室543a的燃料成为压力比第一筒状部541的内部空间541a的燃料下降的状态。由此,在阀芯52的移动方向的前后产生进一步的压力差,因此作用于阀芯52的升程方向的力增大。其结果是,由于阀芯52的开阀速度(升程速度)上升,所以阀芯52能够在更短的时间内达到大的升程量。即,阀芯52开阀时的响应性提高。通过阀芯52的高速的开阀动作,加压室3内的燃料不会受阻碍地向排出阀机构侧顺畅地流出,因此能够防止加压室3内的过度的压力上升。因此,能够实现泵效率的提高和构件强度上的负荷的降低。

[0097] 另外,经由第一贯通孔545及第二贯通孔546流入环状流路57而合流的燃料在环状流路57内形成回旋流之后向排出流路2g流出。环状流路57内的回旋流比在第一筒状部541

的内部空间541a和弹簧室543a中流动的燃料高速,相应地产生压力下降。此时,环状流路57的压力下降的影响经由第二贯通孔546波及弹簧室543a,弹簧室543a的压力也成为进一步降低的状态。由此,在阀芯52的移动方向的前后产生进一步的压力差,因此阀芯52开阀时的响应性提高。

[0098] 另外,阀芯52开阀时的排出阀机构500的压力分布大致如下。燃料压力最高的区域是排出阀阀座51的一次侧流路511a,第二高的区域是排出阀保持架54的第一筒状部541的内部空间541a(由第一筒状部541、排出阀阀座51的阀座主体部511和阀芯52夹持的空间)。这是燃料通过开阀的阀芯52和排出阀阀座51的阀座面511b的间隙时产生的压力损失的影响。燃料压力比第一筒状部541的内部空间541a低的区域是排出阀保持架54的弹簧室543a。这是燃料通过位于弹簧室543a的上游侧的作为节流部发挥功能的排出阀保持架54的引导部542a的间隙时产生的压力下降的影响。燃料压力比弹簧室543a低的区域是位于排出阀保持架54的第一贯通孔545及第二贯通孔546的下游侧的环状流路57。这是因为,在环状流路57内形成的回旋流比第一筒状部541的内部空间541a和弹簧室543a内的流动高速,相应地产生压力下降。如上所述,阀芯52开阀时的排出阀机构500的压力分布按照排出阀阀座51的一次侧流路511a、排出阀保持架54的第一筒状部541的内部空间541a、弹簧室543a、环状流路57的顺序依次降低。

[0099] 如上所述,本发明的第一实施方式的排出阀机构500具备:排出阀阀座(阀座部)51,其具有一次侧流路511a;阀芯52,其能够相对于排出阀阀座(阀座部)51进行落座及离座;以及引导部542a,其形成为能够与阀芯52的外表面滑动接触,在相对于排出阀阀座(阀座部)51的接触分离方向上对阀芯52的移动进行引导。引导部542a包括与阀芯52的外表面的间隙被设定为规定值以下的部分。作为使比引导部542a靠上游侧的内部空间541a与排出流路(外部流路)2g连通的第1二次侧流路的第一贯通孔545以使流体向阀芯52的移动方向的侧方流出的方式形成,并且作为使比引导部542a靠下游侧的弹簧室(内部空间)543a与排出流路(外部流路)2g连通的第2二次侧流路的第二贯通孔546以使流体向阀芯52的移动方向的侧方流出的方式形成。

[0100] 根据该构成,由于引导部542a作为流动的节流部而起作用,产生流体的压力下降,因此,阀芯52的移动方向的前后的内部空间(引导部542a的上游侧的内部空间541a和下游侧的内部空间543a)的流体压差相应地进一步增加。因此,由于增加的流体压差,阀芯52的开阀动作变得更高速度,所以能够提高排出阀机构500开阀时的响应性。

[0101] 另外,本实施方式的排出阀机构500还具有止动部542b,该止动部542b形成为能够与阀芯52的外表面抵接,限制阀芯52的升程方向的移动。根据该构成,即使阀芯52的移动方向的前后的内部空间(引导部542a的上游侧的内部空间541a和下游侧的内部空间543a)的流体压差增加,也能够防止阀芯52上升到必要以上。

[0102] 另外,在本实施方式的排出阀机构500中,止动部542b形成在引导部542a和第二贯通孔(第2二次侧流路)546之间的位置。根据该构成,通过使第二贯通孔546的形成位置避开止动部542b,能够减少第二贯通孔546的制作的麻烦。例如,在将止动部542b形成为锥状的情况下,如果将第二贯通孔546形成在止动部542b的位置,则在制作第二贯通孔546时容易产生毛刺。在该情况下,去毛刺的工序会费工夫。

[0103] 另外,本实施方式的排出阀机构500具有将阀芯52保持在内部、且形成有引导部

542a的筒状的排出阀保持架(阀保持架)54。根据该构成,由于排出阀保持架54也兼作阀芯52的引导件,所以能够简单地构成排出阀机构500。

[0104] 另外,在本实施方式的排出阀机构500中,第1二次侧流路在比引导部542a靠近排出阀座(阀座部)51的位置由沿径向贯通排出阀保持架(阀保持架)54的第一贯通孔545构成,第2二次侧流路在比引导部542a远离排出阀座(阀座部)51的位置由沿径向贯通排出阀保持架(阀保持架)54的第二贯通孔546构成。根据该构成,由于第一贯通孔545及第二贯通孔546形成在一个排出阀保持架54上,所以能够简单地构成排出阀机构500。

[0105] 另外,在本实施方式的排出阀机构500中,在排出阀保持架(阀保持架)54的径向外侧形成有环状流路57,第一贯通孔545及第二贯通孔546分别在环状流路57开口。根据该构成,经由第一贯通孔545及第二贯通孔546流入到环状流路57的燃料形成回旋流,与排出阀保持架(阀保持架)54的内部的流动相比成为高速,因此,相应地在环状流路57中产生压力下降。由于环状流路57的压力下降经由第二贯通孔546传递给引导部542a的下游侧的内部空间543a,内部空间543a的压力降低,所以在阀芯52的移动方向的前后产生进一步的压力差,阀芯52开阀时的响应性提高。

[0106] 另外,在本实施方式的排出阀机构500中,在排出阀保持架(阀保持架)54的周向形成有多个第一贯通孔545,第一贯通孔545的孔径全部相同。根据该构成,在加工第一贯通孔545时不需要更换钻头,第一贯通孔545的制作容易。

[0107] 另外,在本实施方式的排出阀机构500中,在排出阀保持架(阀保持架)54的周向形成有多个第二贯通孔546,第二贯通孔546的孔径全部相同。根据该构成,在加工第二贯通孔546时不需要更换钻头,第二贯通孔546的制作容易。

[0108] 另外,在本实施方式的排出阀机构500中,第一贯通孔545及第二贯通孔546形成为两者的孔径相同。根据该构成,在加工第一贯通孔545和第二贯通孔546时不需要更换钻头,能够抑制第一贯通孔545和第二贯通孔546两个工序的工时增加。

[0109] 另外,在本实施方式的排出阀机构500中,也可以将第一贯通孔545的孔径设定为第二贯通孔546的孔径以上。根据该构成,通过根据流过第一贯通孔545和第二贯通孔546的流量比设定孔径,能够避免在通过第一贯通孔545和第二贯通孔546的燃料中产生过度的压力损失,能够在高压状态下排出燃料。

[0110] 另外,本实施方式的高压燃料供给泵1具备上述的排出阀机构500,因此,能够得到开阀时的响应性提高的排出阀机构500。

[0111] [第二实施方式]接着,使用图6~图8说明本发明的第二实施方式的排出阀机构及具备该排出阀机构的高压燃料供给泵的构成。图6是用包含第一贯通孔的平面切断本发明的第二实施方式的排出阀机构的剖面图。图7是用与图6所示的切断面不同的包含第二贯通孔的平面切断本发明的第二实施方式的排出阀机构的剖面图。图8是表示构成本发明的第二实施方式的排出阀机构的一部分的排出阀保持架的立体图。另外,在图6~图8中,与图1~图5所示的符号相同的符号是相同的部分,因此省略其详细说明。

[0112] 图6及图7所示的本发明的第二实施方式的排出阀机构500A与第一实施方式的排出阀机构500(参照图4及图5)的不同点在于,构成排出阀机构500A的各构件中,排出阀座51A及排出阀保持架54A的结构不同。特别是,设在排出阀保持架54A上的第一贯通孔545A(仅图示于图6)及第二贯通孔(仅图示于图7)的位置或相对的配置不同。

[0113] 具体而言,排出阀阀座51A由内部空间形成燃料的一次侧流路511a的筒状的阀座主体部511、和一体地设置在阀座主体部511的轴向一侧(图6及图7中的右侧)并向径向外侧突出的环状的凸缘部512A构成。排出阀阀座51A在阀座主体部511的凸缘部512A侧的一次侧流路511a的开口缘部具有阀座面511b。排出阀阀座51A以凸缘部512A侧朝向阀芯52侧的方式配置,通过将阀座主体部511的顶端部侧的外周面压入加压室3侧的排出流路2f的内周面而固定在泵体1a上。

[0114] 排出阀保持架54A构成为从开口侧朝向底部侧依次一体形成与排出阀阀座51A的凸缘部512A的端面抵接的第一筒状部541A、形成有引导部542a及止动部542b而将阀芯52保持在内部的与第一实施方式相同结构的第二筒状部542、以及具有弹簧室543a及突条部543c的与第一实施方式相同结构的有底的第三筒状部543。第一筒状部541A(从第二筒状部542的引导部542a侧朝向排出阀阀座51A侧的部分)具有内径扩大部(内周面)541b,该内径扩大部541b以内径从引导部542a侧朝向排出阀阀座51A侧(朝向顶端侧)逐渐扩径的方式。内径扩大部541b形成内部空间541a,与引导部542a连续。

[0115] 如图6所示,第一贯通孔545A形成在从第一筒状部541A中的靠近第二筒状部542的部分到第二筒状部542中的引导部542a的一部分为止的位置。即,第一贯通孔545A在第一筒状部541A的内径扩大部541b的一部分及第二筒状部542的引导部542a的一部分开口。第一贯通孔545A是构成使位于比引导部542a靠上游侧的第一筒状部541的内部空间541a及在引导部542a的位置形成的内部空间与排出流路2g连通的第1二次侧流路的构件,是使燃料向阀芯52的移动方向的侧方(排出阀保持架54A的径向外侧)流出的构件。

[0116] 如图7所示,第二贯通孔546A形成在第二筒状部542中的止动部542b的位置。即,第二贯通孔546A在比第一贯通孔545A远离排出阀阀座51A的位置沿径向贯通排出阀保持架54A,并在第二筒状部542的止动部542b上开口。第二贯通孔546A是构成使在比引导部542a靠下游侧的止动部542b的位置形成的内部空间与排出流路2g连通的第2二次侧流路的构件,是使燃料向阀芯52的移动方向的侧方(排出阀保持架54A的径向外侧)流出的构件。

[0117] 如图8所示,第一贯通孔545A在排出阀保持架54A的周向隔开间隔地形成有多个(在图8中为四个)。例如,第一贯通孔545A形成为均具有相同的孔径。第二贯通孔546A在排出阀保持架54A的周向隔开间隔地形成有多个(图8中为四个)。例如,第二贯通孔546A形成为均具有相同的孔径。多个第一贯通孔545A和第二贯通孔546A配置成周向的位置互不相同(在图8中,相互错开45°),并且配置在轴向的位置比第一实施方式的情况更接近的位置。这样的构成的排出阀保持架54A能够使其长度比第一实施方式的排出阀保持架54短。

[0118] 接着,使用图6和图7说明本发明的第二实施方式的排出阀机构的动作和作用。在图6及图7中,粗箭头L1、L2、L3、L4分别表示燃料的流动。

[0119] 在图6及图7所示的排出阀机构500A中,当阀芯52开阀时,燃料通过阀芯52和排出阀阀座51A的开口部的间隙流入排出阀保持架54A的第一筒状部541的内部空间541a内(参照流动L1)。如图6所示,流入第一筒状部541的内部空间541a内的燃料的一部分通过排出阀保持架54A的第一贯通孔545A流入环状流路57(参照流动L2)。另一方面,如图7所示,该燃料的剩余部分通过排出阀保持架54A的引导部542a和阀芯52的外表面的间隙后,经由第二贯通孔546A流入环状流路57(参照流动L3)。如图6及图7所示,经由第一贯通孔545A及第二贯通孔546A流入环状流路57的燃料合流,通过排出流路2g而朝向燃料排出口2h(参照图3)(参

照L4)。

[0120] 与第一实施方式同样,如图7所示,在阀芯52的开阀开始时,在燃料通过排出阀保持架54A的引导部542a与阀芯52的外表面的间隙时,该间隙作为流动的节流部而发挥功能。因此,流入第二贯通孔546A的燃料成为压力比第一筒状部541A的内部空间541a的燃料下降的状态。因此,与在第二贯通孔546A开口的止动部542b的位置形成的内部空间连接的弹簧室543a内的压力成为压力比第一筒状部541A的内部空间541a下降的状态。因此,由于在阀芯52的移动方向的前后产生进一步的压力差,所以作用于阀芯52的升程方向的力增大。其结果是,由于阀芯52的开阀速度(升程速度)上升,所以阀芯52开阀时的响应性提高。

[0121] 但是,如图6所示,由于在引导部542a的一部分开设有第一贯通孔545A,因此,由引导部542a与阀芯52的外表面之间的间隙引起的流动的节流效果比第一实施方式的情况小。即,通过该间隙的燃料的压力下降变小,相应地,在阀芯52的移动方向的前后,燃料压差变小。

[0122] 与此相关,在本实施方式中,如图8所示,以多个第一贯通孔545A和第二贯通孔546A的周向的位置相互不同的方式进行配置。因此,如图7所示,由于在从引导部542a和阀芯52的外表面之间的间隙以最短距离流向第二贯通孔546A的流动(参照L3)的中途没有配置第一贯通孔545A,所以能够抑制由该间隙引起的流动的节流效果的降低。

[0123] 另外,在本实施方式中,如图6及图7所示,在排出阀保持架54A的第一筒状部541A上,形成有从引导部542a侧朝向排出阀阀座51A侧逐渐扩径的内径扩大部541b。在该构成中,当燃料流入由内径扩大部541b形成的第一筒状部541的内部空间541a内时(参照流动L1),除了朝向第一贯通孔545A或引导部542a的燃料流动之外,燃料流动的一部分由于内径扩大部541b的形状而在第一筒状部541的内部空间541a内停滞。在第一筒状部541的内部空间541a内停滞的燃料,由于流速大大降低,因此成为压力相应上升的状态。即,第一筒状部541的内部空间541a的压力上升。因此,由于在阀芯52的移动方向的前后产生进一步的压力差,所以作用于阀芯52的升程方向的力增大。其结果是,由于阀芯52的开阀速度(升程速度)上升,所以阀芯52开阀时的响应性提高。

[0124] 另外,经由第一贯通孔545A及第二贯通孔546A流入环状流路57而合流的燃料与第一实施方式同样,在环状流路57内形成高速的回旋流,因此相应地产生压力下降。此时,由于环状流路57的压力下降的影响经由第二贯通孔546A波及到弹簧室543a,因此弹簧室543a的压力也成为进一步降低的状态。由此,在阀芯52的移动方向的前后产生进一步的压力差,因此作用于阀芯52的升程方向的力增大。其结果是,由于阀芯52的开阀速度(升程速度)上升,所以阀芯52开阀时的响应性提高。

[0125] 如上所述,本发明的第二实施方式的排出阀机构500A具备:排出阀阀座(阀座部)51A,其具有一次侧流路511a;阀芯52,其能够相对于排出阀阀座(阀座部)51A落座及离座;以及引导部542a,其能够滑动接触地形成于阀芯52的外表面,在相对于排出阀阀座(阀座部)51A的接触分离的方向上对阀芯52的移动进行引导。引导部542a包括与阀芯52的外表面的间隙被设定为规定值以下的部分。作为使比引导部542a靠上游侧的内部空间541a和在引导部542a的位置形成的内部空间与排出流路(外部流路)2g连通的第一二次侧流路的第一贯通孔545A,以使流体向阀芯52的移动方向的侧方流出的方式形成,并且作为使比引导部542a靠下游侧的内部空间与排出流路(外部流路)2g连通的第二二次侧流路的第二贯通孔

546A,以使流体向阀芯52的移动方向的侧方流出的方式形成。

[0126] 根据该构成,由于引导部542a作为流动的节流部而起作用,产生流体的压力下降,因此,阀芯52的移动方向的前后的内部空间(引导部542a的上游侧的内部空间541a和下游侧的内部空间543a)的流体压差相应地进一步增加。因此,由于增加的流体压差,阀芯52的开阀动作变得更高速度,所以能够提高排出阀机构500A开阀时的响应性。

[0127] 另外,在本实施方式的排出阀机构500A中,还具有止动部542b,该止动部542b形成能够为与阀芯52的外表面抵接,限制阀芯52的升程方向的移动,止动部542b形成在引导部542b的下游侧,第二贯通孔546A(第2二次侧流路)形成为使在止动部542b的位置形成的内部空间与排出流路(外部流路)2g连通。根据该构成,由于第一贯通孔545A和第二贯通孔546A的轴向的位置比第一实施方式更接近,所以能够缩短排出阀保持架54A的轴向的长度。

[0128] 另外,在本实施方式的排出阀机构500A中,具备将阀芯52保持在内部的筒状的排出阀保持架(阀保持架)54A,第1二次侧流路由沿径向贯通排出阀保持架(阀保持架)54A的第一贯通孔545A构成,第2二次侧流路在比第一贯通孔545A远离排出阀阀座(阀座部)51A侧的位置由沿径向贯通排出阀保持架(阀保持架)54A的第二贯通孔546A构成,第一贯通孔545A及第二贯通孔546A分别沿排出阀保持架(阀保持架)54A的周向隔开间隔而形成多个,第一贯通孔545A和第二贯通孔546A配置成彼此的周向的位置不重叠。根据该构成,由于在从引导部542a和阀芯52的外表面之间的间隙朝向第二贯通孔546A的流动(参照L3)的中途没有配置第一贯通孔545A,所以能够抑制该间隙引起的流动的节流效果的降低。

[0129] 另外,在本实施方式的排出阀机构500A中,具备将阀芯52保持在内部并且形成有引导部542a的筒状的排出阀保持架(阀保持架)54A,排出阀保持架(阀保持架)54A具有内径扩大部541b,该内径扩大部541b以从引导部542a侧朝向排出阀阀座(阀座部)51A侧的部分(第一筒状部541)的内径朝向排出阀阀座(阀座部)51A侧逐渐扩径的方式形成,第一贯通孔(第1二次侧流路)545A的一部分在排出阀保持架(阀保持架)54A的内径扩大部541b的内周面开口。根据该构成,流入到由比引导部542a靠上游侧的内径扩大部541b形成的内部空间541a的燃料,由于相对于燃料的流动方向缩径的内径扩大部541b的形状,其一部分在内部空间541a内停滞,所以流速大幅降低,成为压力相应地上升的状态。因此,由于在阀芯52的移动方向的前后产生进一步的压力差,所以能够提高阀芯52开阀时的响应性。

[0130] 另外,本发明不限于上述实施方式,还包括各种变形例。上述实施方式是为了容易理解本发明而详细实施的实施方式,并不一定限定于具备所说明的全部构成的实施方式。一个实施例的构成的一部分可以替换为另一个实施例的构成,或者另一个实施例的构成可以添加到一个实施例的构成中。另外,对于各实施方式的构成的一部分,也可以进行其他构成的追加、删除、置换。

[0131] 例如,在上述的第一实施方式及第二实施方式中,示出了排出阀机构500具备排出阀弹簧53的构成的例子,但排出阀机构也可以是省略了排出阀弹簧53的构成。但是,具备排出阀弹簧53的构成的排出阀机构500更能够得到稳定的阀体动作。

[0132] 另外,在上述第一实施方式中,示出了使排出阀保持架54的顶端部(第一筒状部)的外周面与第二安装孔部1g的内周面嵌合的构成的例子。但是,也可以采用将排出阀阀座51的阀座主体部511的外周面压入排出阀保持架54的顶端部(第一筒状部541)的内周面的结构。在这种情况下,能够使构成排出阀机构500的构件51、52、53、54局部装配化。由此,排

出阀机构500的组装性进一步提高。

[0133] 另外,在上述的第一实施方式及第二实施方式中,示出了将插塞55和排出阀机构500分别插入第二安装孔部的例子。但是,也可以是将插塞55压入排出阀保持架54而进行局部装配化的构成。此时,排出阀机构500的组装性进一步提高。

[0134] 另外,在上述第一实施方式及第二实施方式中,使第一贯通孔545和第二贯通孔546的孔径相同地构成,但第一贯通孔545和第二贯通孔546的孔径可以根据泵流量适当变更。另外,设置在排出阀保持架54上的第一贯通孔545和第二贯通孔546的数量和周向的位置也能够根据泵流量适当变更。

[0135] 另外,在上述的本实施方式中,示出了电磁吸入阀机构300由常开式的电磁阀构成的例子。但是,如果吸入阀机构是能够电磁式开闭的电磁阀,则对高压燃料供给泵的低压部的影响大致相同,对本申请的排出阀结构的应用没有影响。

[0136] 符号说明

[0137] 1…高压燃料供给泵,51、51A…排出阀阀座(阀座部),52…阀芯,54…排出阀保持架(阀保持架),57…环状流路,500、500A…排出阀机构,541a…内部空间,541b…内径扩大部,542a…引导部,542b…止动部,545、545A…第一贯通孔(第1二次侧流路),546、546A…第二贯通孔(第2二次侧流路)。

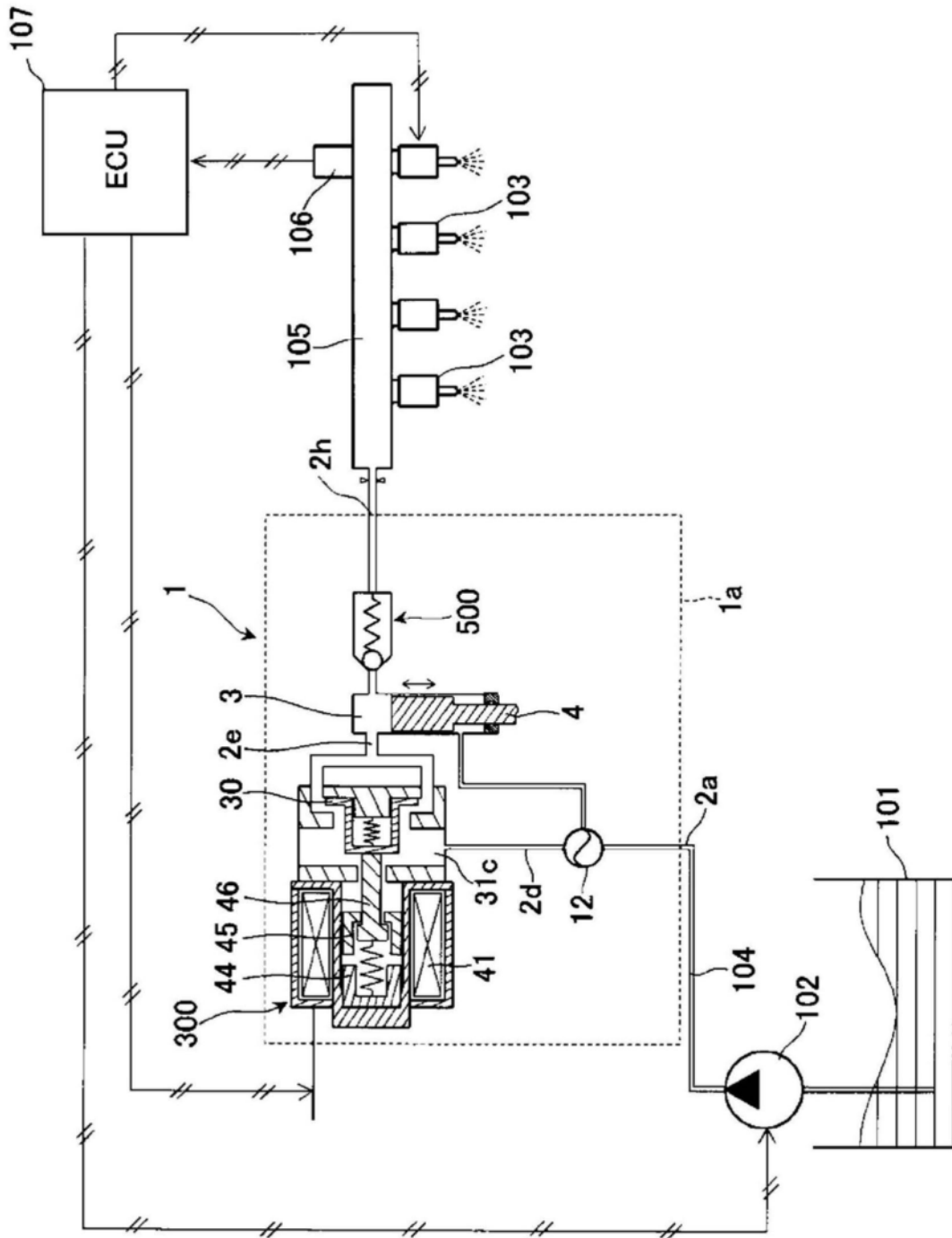
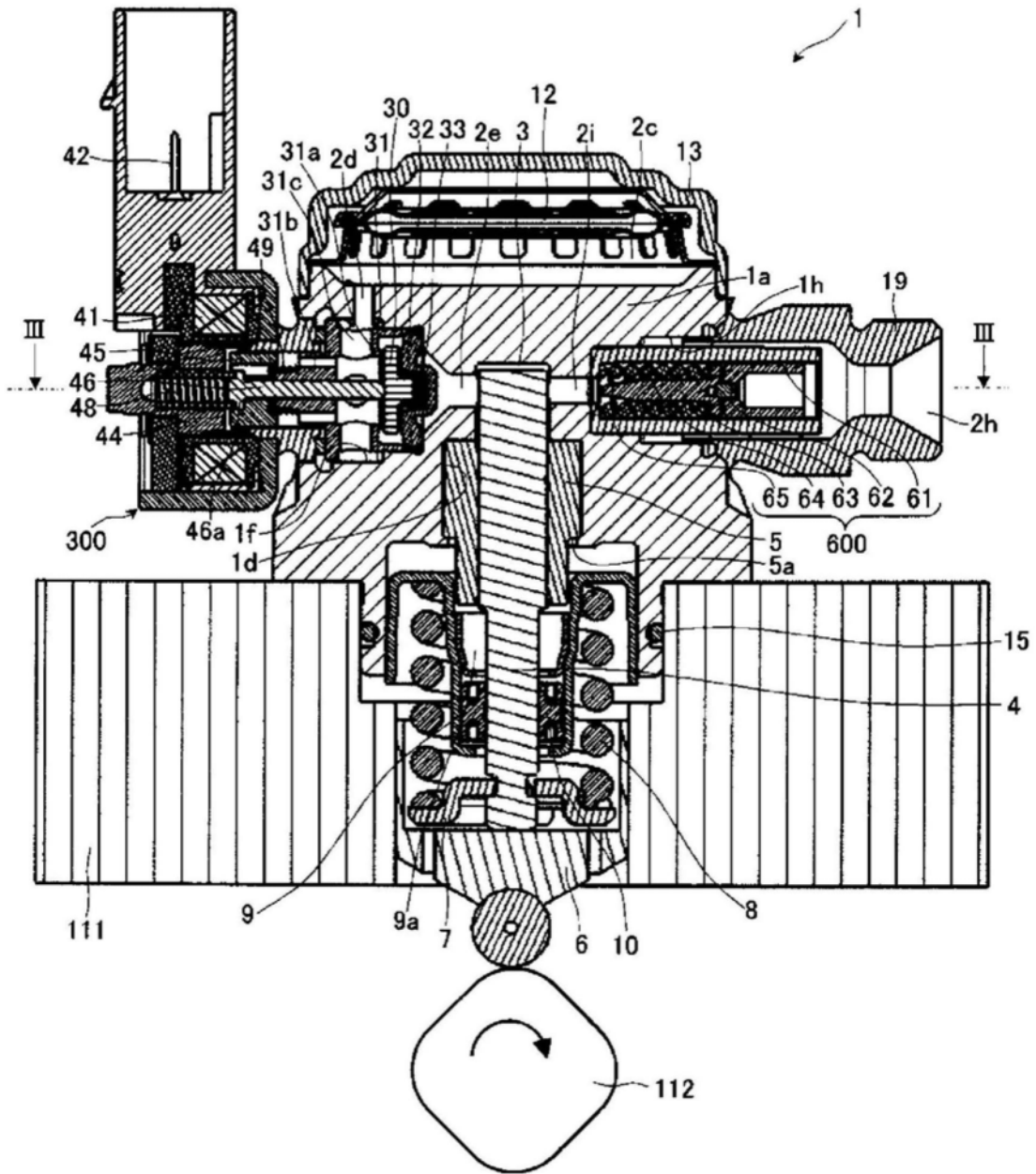


图1



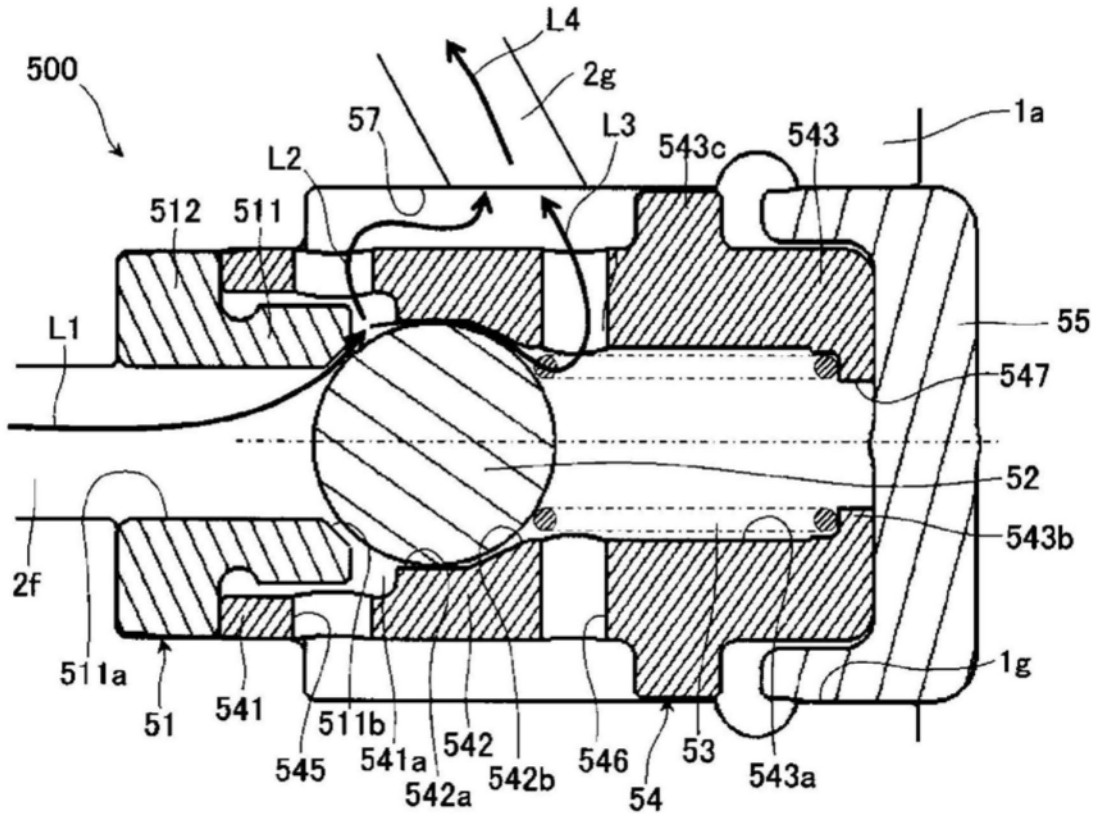


图4

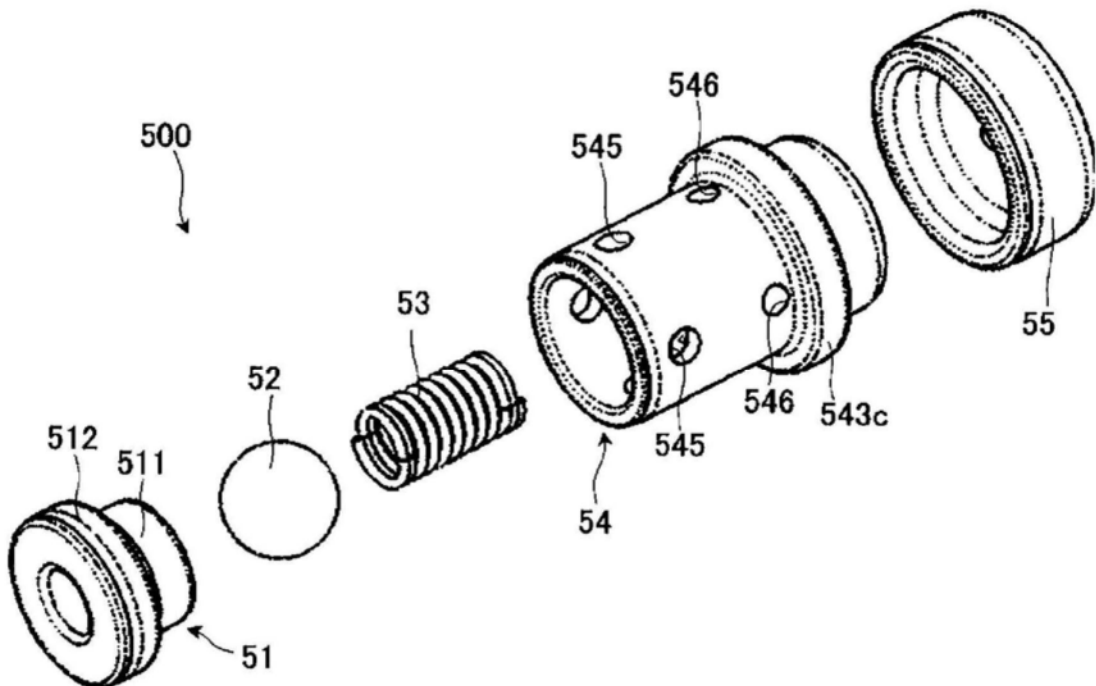


图5

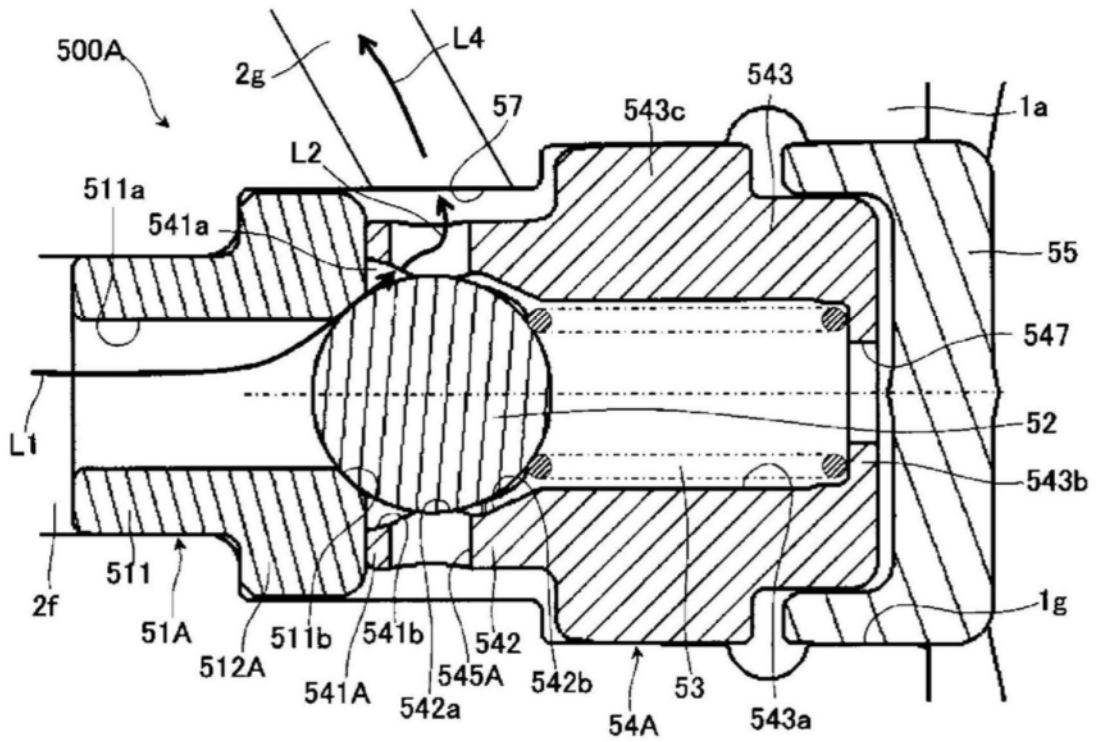


图6

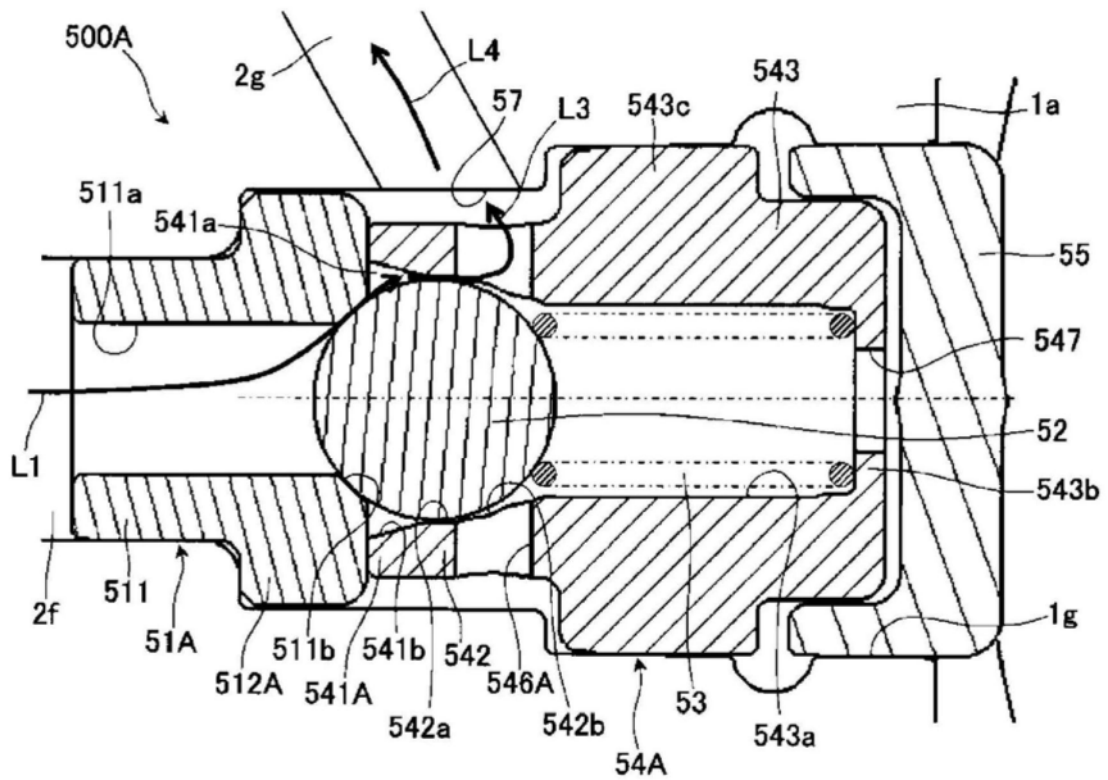


图7

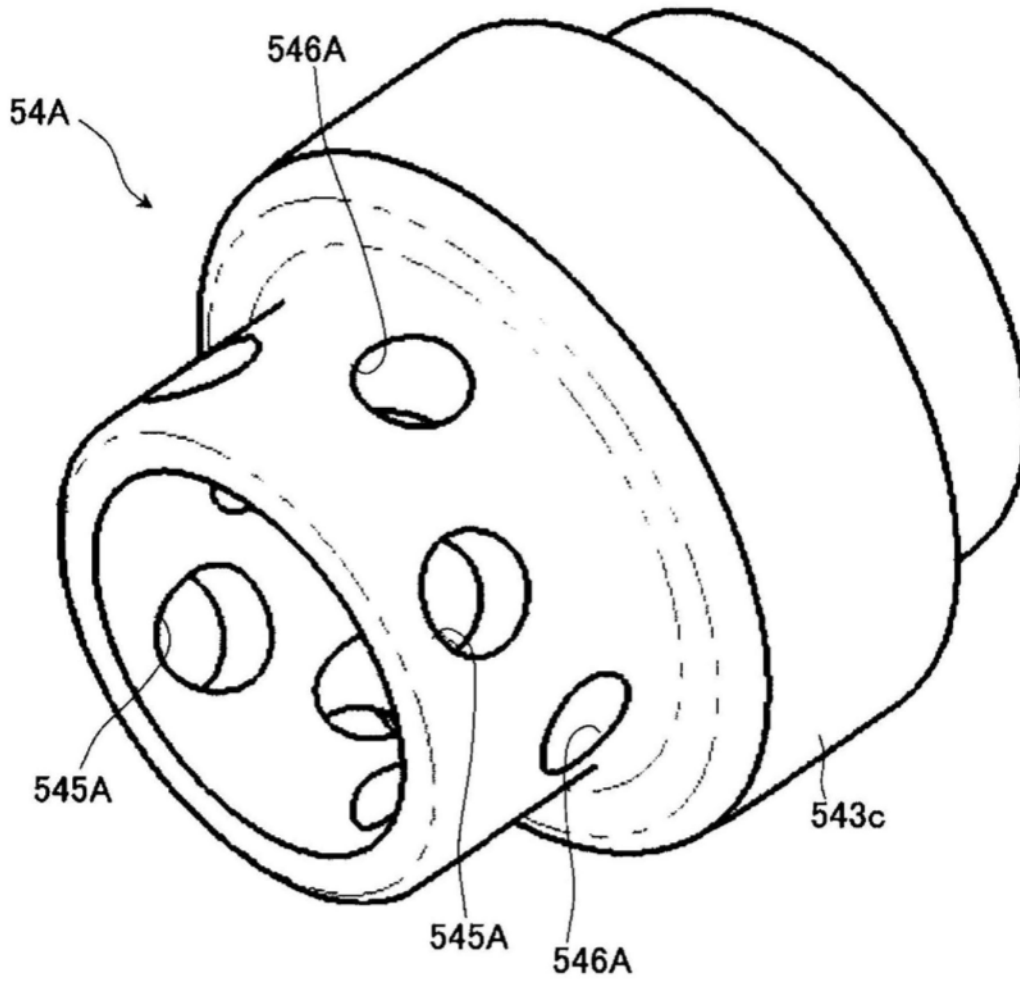


图8