



(21) 申请号 201980088019.7

(22) 申请日 2019.12.23

(65) 同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 113260781 A

(43) 申请公布日 2021.08.13

(30) 优先权数据
2019-001363 2019.01.08 JP

(85) PCT国际申请进入国家阶段日
2021.07.06

(86) PCT国际申请的申请数据
PCT/JP2019/050364 2019.12.23

(87) PCT国际申请的公布数据
W02020/145112 JA 2020.07.16

(73) 专利权人 株式会社电装
地址 日本爱知县

(72) 发明人 山本辰介 渡边祐树 冈本敦哉

(74) 专利代理机构 永新专利商标代理有限公司
72002

专利代理师 高迪

(51) Int.Cl.

F02M 51/06 (2006.01)

(56) 对比文件

JP 2015224596 A, 2015.12.14

WO 2018083795 A1, 2018.05.11

JP 2006307870 A, 2006.11.09

CN 101463780 A, 2009.06.24

CN 106894927 A, 2017.06.27

CN 107923355 A, 2018.04.17

CN 1926325 A, 2007.03.07

CN 107923356 A, 2018.04.17

CN 107850021 A, 2018.03.27

CN 101506510 A, 2009.08.12

US 2014084087 A1, 2014.03.27

WO 2017010032 A1, 2017.01.19

JP 2017089515 A, 2017.05.25

JP 2018159294 A, 2018.10.11

段炼. 柴油机高压共轨喷油器喷油特性和结构创新研究.《中国博士学位论文全文数据库(工程科技II辑)》.2016,全文.

审查员 苟林熹

权利要求书1页 说明书24页 附图25页

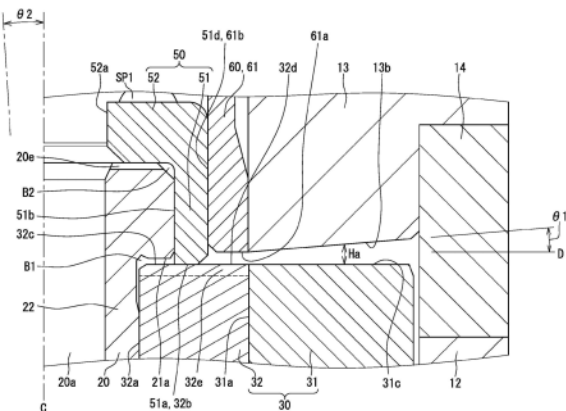
(54) 发明名称

燃料喷射阀

(57) 摘要

燃料喷射阀具备: 阀体(20), 将喷射燃料的喷孔(11a) 开闭; 固定芯(13), 随着向线圈(17) 的通电而产生磁吸引力, 具有使磁吸引力作用的吸引面(13b); 可动芯(30), 具有与吸引面对置配置的被吸引面(31c), 通过在与阀体卡合的状态下被固定芯吸引, 从而使阀体开阀动作; 以及止挡部件(60), 与可动芯抵接, 限制可动芯向反喷孔侧的移动。可动芯具有与止挡部件抵接的抵接部(32)、以及形成被吸引面的芯主体部(31)。吸引面及被吸引面是绕固定芯的轴线(C) 以环状延伸的形状, 并且形成为, 在抵接部抵接于止挡部件的状态下在轴线方向上相互离开, 并且形成为越

是环状的径向外侧则相互的相离距离(Ha) 越大的形状。



1. 一种燃料喷射阀，

具备：

阀体 (20)，将喷射燃料的喷孔 (11a) 开闭；

固定芯 (13)，随着向线圈 (17) 的通电而产生磁吸引力，具有使上述磁吸引力作用的吸引面 (13b)；

可动芯 (30)，具有与上述吸引面对置配置的被吸引面 (31c)，在与上述阀体卡合的状态下被上述固定芯吸引，从而使上述阀体进行开阀动作；以及

止挡部件 (60)，与上述可动芯抵接，限制上述可动芯向反喷孔侧的移动；

上述可动芯具有与上述止挡部件抵接的抵接部 (32)、及形成上述被吸引面的芯主体部 (31)，

上述吸引面以及上述被吸引面是绕上述固定芯的轴线 (C) 以环状延伸的形状，并且形成，在上述抵接部抵接在上述止挡部件的状态下，上述吸引面以及上述被吸引面在轴线方向上相互离开，并且形成为越是环状的径向外侧、相互的相离距离 (Ha) 越大的形状，

上述吸引面从上述止挡部件中与上述可动芯抵接的止挡抵接面 (61a) 朝向上述径向外侧延伸，

上述吸引面被形成为以越是环状的径向外侧上述相离距离越大的朝向倾斜的锥形状，

在包含相对于上述轴线方向的垂线、和上述轴线在内的截面中，作为形成上述锥形状的面与上述垂线所成的角度的锥角度 (θ_1) 比上述可动芯相对于上述轴线能够倾斜的最大角度 (θ_2) 大。

2. 如权利要求1所述的燃料喷射阀，

具备主体阀身 (12)，该主体阀身 (12) 将上述可动芯收容在内部；

上述可动芯以及上述主体阀身构成为，随着上述开阀动作而从上述吸引面与上述被吸引面之间被推出的燃料从上述可动芯的外周面与上述主体阀身的内周面的间隙排出；

上述吸引面被形成为上述锥形状；

上述被吸引面被形成为相对于上述轴线方向垂直地扩展的平坦形状。

3. 如权利要求1所述的燃料喷射阀，

位于最靠径向外侧的部分的上述相离距离是 $1\mu\text{m}$ 以上且小于 $50\mu\text{m}$ 。

4. 如权利要求1所述的燃料喷射阀，

在包含相对于上述轴线方向的垂线、和上述轴线在内的截面中，作为形成上述锥形状的面与上述垂线所成的角度的锥角度是 0.05° 以上且小于 1° 。

5. 如权利要求1所述的燃料喷射阀，

上述可动芯以在上述轴线方向上能够相对移动的状态被组装在上述阀体。

6. 如权利要求5所述的燃料喷射阀，

上述可动芯构成为，在向上述反喷孔侧移动了规定量的时点与上述阀体卡合，开始上述开阀动作。

燃料喷射阀

[0001] 关联申请的相互参照

[0002] 本申请基于2019年1月8日提出的日本专利申请第2019-001363号,在此引用其记载内容。

技术领域

[0003] 本公开涉及喷射燃料的燃料喷射阀。

背景技术

[0004] 以往的燃料喷射阀具备将喷射燃料的喷孔开闭的阀体、产生磁吸引力的固定芯、以及被固定芯吸引从而使阀体进行开阀动作的可动芯。而且,专利文献1中,采用可动芯中的内侧圆环状突起的部分抵接在固定芯上从而限制可动芯向反喷孔侧的移动的构造。

[0005] 现有技术文献

[0006] 专利文献

[0007] 专利文献1:日本特开2003-106236号公报

[0008] 在如上述那样内侧圆环状突起(抵接部)抵接在固定芯上的状态下,可动芯中的比内侧圆环状突起靠径向外侧的部分(非抵接部)在与固定芯之间形成间隙。关于非抵接部,优选的是使用对于磁吸引力有利的材质。关于抵接部,优选的是做成比非抵接部高硬度,以对于耐碰撞性有利。

[0009] 此外,位于上述间隙中的燃料随着开阀动作而被压缩,作为使开阀速度下降的阻尼力作用于可动芯。上述间隙越小,能够使阻尼力越大,阻尼力越大,越能够减小可动芯与固定芯碰撞的速度。结果是,能够抑制可动芯与固定芯由于碰撞而损伤,并且能够抑制可动芯与固定芯碰撞而向闭阀侧移动(反弹)这样的运动。

[0010] 但是,可动芯能够相对于固定芯的轴线倾斜。因此,为了实现阻尼力增大而将上述间隙设定得越小,非抵接部与固定芯接触的可能性越高,可能会造成非抵接部的损伤。

发明内容

[0011] 本公开的目的是提供一种能够降低可动芯损伤的可能性并且实现阻尼力增大的燃料喷射阀。

[0012] 本公开的第一技术方案的燃料喷射阀具备:阀体,将喷射燃料的喷孔开闭;固定芯,伴随着向线圈的通电而产生磁吸引力,具有使磁吸引力作用的吸引面;可动芯,具有与吸引面对置配置的被吸引面,在与阀体卡合的状态下被固定芯吸引,从而使阀体进行开阀动作;以及止挡部件,与可动芯抵接,限制可动芯向反喷孔侧的移动。可动芯具有与止挡部件抵接的抵接部以及形成有被吸引面的芯主体部。吸引面及被吸引面是绕固定芯的轴线以环状延伸的形状,并且被形成为,在抵接部抵接于止挡部件的状态下在轴线方向上相互离开。进而,吸引面及被吸引面被形成为越是环状的径向外侧则吸引面与被吸引面的相离距离越大的形状。

[0013] 这里,专利文献1所记载的可动芯中,作为位于最靠径向外侧的部分的外侧圆环状突起相离距离比作为位于其内侧的部分的可动作用面的相离距离小。因此,在考虑了上述的可动芯的倾斜而以外侧圆环状突起不与固定芯接触的方式设定外侧圆环状突起处的相离距离情况下,在可动作用面处的相离距离中有能够减小的余地。即,有能够减小可动侧芯与固定侧芯之间的间隙的体积(芯间隙体积)而增大上述阻尼力的余地。

[0014] 相对于此,有关上述技术方案的燃料喷射阀,吸引面及被吸引面被形成越是环状的径向外侧则相离距离越大的形状。因此,能够在考虑了可动芯的倾斜而设定为使吸引面与被吸引面不接触的同时,与专利文献1相比减小芯间隙体积。由此,能够降低可动芯损伤的可能性并且增大上述阻尼力。

附图说明

[0015] 关于本公开的上述目的及其他的目的、特征及优点,一边参照附图一边通过下述的详细的记述会变得更明确。

[0016] 图1是有关第1实施方式的燃料喷射阀的剖视图。

[0017] 图2是图1的喷孔部分的放大图。

[0018] 图3是图1的可动芯部分的放大图。

[0019] 图4是表示有关第1实施方式的燃料喷射阀的动作的示意图,图中(a)表示闭阀状态,(b)表示在磁吸引力下移动的可动芯碰撞在阀体上的状态,(c)表示在磁吸引力下进一步移动的可动芯碰撞在导引部件上的状态。

[0020] 图5是表示在第1实施方式中形成在可动芯上的连通槽的形状及固定芯的锥形状的剖视图。

[0021] 图6是表示两芯间的最外相离距离与阻尼力的关系的曲线图。

[0022] 图7是表示固定芯的锥角度与阻尼力的关系的曲线图。

[0023] 图8是表示相对于图5的变形例A1的剖视图。

[0024] 图9是将图5所示的可动芯从反喷孔侧观察的俯视图。

[0025] 图10是沿着图9的X-X线的剖视图。

[0026] 图11是表示相对于图5的变形例B1的剖视图。

[0027] 图12是将图11所示的可动芯从反喷孔侧观察的俯视图。

[0028] 图13是表示相对于图5的变形例B2的剖视图。

[0029] 图14是将图13所示的可动芯从反喷孔侧观察的俯视图。

[0030] 图15是表示相对于图5的变形例B3的剖视图。

[0031] 图16是将图15所示的可动芯从反喷孔侧观察的俯视图。

[0032] 图17是表示相对于图5的变形例B4的剖视图。

[0033] 图18是表示相对于图5的变形例B5的剖视图。

[0034] 图19是表示相对于图5的变形例B6的剖视图。

[0035] 图20是表示在第1实施方式中形成在导引部件上的凹面的形状的全升起时的剖视图。

[0036] 图21是表示在第1实施方式中形成在导引部件上的凹面的形状的闭阀时的剖视图。

- [0037] 图22是表示在第1实施方式中可动芯与保持器(holder)的间隙的闭阀时的剖视图。
- [0038] 图23是将图22所示的阀针从反喷孔侧观察的俯视图。
- [0039] 图24是表示相对于图22的变形例E1的剖视图。
- [0040] 图25是表示相对于图22的变形例E2的剖视图。
- [0041] 图26是表示相对于图22的变形例E3的剖视图。
- [0042] 图27是表示第2实施方式的燃料喷射阀的剖视图。
- [0043] 图28是表示第3实施方式的燃料喷射阀的剖视图。

具体实施方式

[0044] 以下,基于附图说明本公开的多个实施方式。另外,通过在各实施方式中对于对应的构成要素赋予相同的标号,存在将重复的说明省略的情况。在各实施方式中仅说明结构的一部分的情况下,关于该结构的其他部分能够适用在先说明的其他实施方式的结构。此外,不仅是在各实施方式的说明中明示的结构的组合,只要没有特别在组合中发生障碍,即使没有明示也能够将多个实施方式的结构彼此部分地组合。而且,在多个实施方式及变形例中记述的结构彼此的没有被明示的组合也通过以下的说明被公开。

[0045] (第1实施方式)

[0046] 图1所示的燃料喷射阀1被安装在搭载于车辆的点燃式内燃机的汽缸盖或汽缸体。储存在车载燃料罐中的汽油燃料被未图示的燃料泵加压而向燃料喷射阀1供给,被供给的高压燃料从形成于燃料喷射阀1的喷孔11a向内燃机的燃烧室直接喷射。

[0047] 燃料喷射阀1具备喷孔体11、主体阀身12、固定芯13、非磁性部件14、线圈17、支承部件18、第1弹簧部件SP1、第2弹簧部件SP2、阀针20、可动芯30、套筒40、杯状体50及导引部件60等。喷孔体11、主体阀身12、固定芯13、支承部件18、阀针20、可动芯30、套筒40、杯状体50及导引部件60是金属制。

[0048] 如图2所示,喷孔体11具有喷射燃料的多个喷孔11a。阀针20位于喷孔体11的内部,在阀针20的外周面与喷孔体11的内周面之间,形成有使高压燃料向喷孔11a流通的流路11b。在喷孔体11的内周面,形成有供形成在阀针20的阀体侧座20s离就座的阀身侧座11s。阀体侧座20s及阀身侧座11s是绕阀针20的轴线C以环状延伸的形状。通过阀针20相对于阀身侧座11s离就座,流路11b被开闭,喷孔11a被开闭。

[0049] 主体阀身12及非磁性部件14是圆筒形状。主体阀身12中的相对于主体阀身12向喷孔11a接近的方向的一侧(喷孔侧)的圆筒端部焊接于喷孔体11而被固定。主体阀身12中的相对于主体阀身12远离喷孔11a的方向的一侧(反喷孔侧)的圆筒端部焊接于非磁性部件14的圆筒端部而被固定。非磁性部件14中的反喷孔侧的圆筒端部焊接于固定芯13而被固定。

[0050] 螺母部件15在被卡止于主体阀身12的卡止部12c的状态下被拧紧于固定芯13的螺纹部13N。通过该拧紧而产生的轴力相对于螺母部件15、主体阀身12、非磁性部件14及固定芯13产生在轴线C方向(图1的上下方向)上相互推压的面压。另外,也可以通过压入来产生这样的面压,来代替通过螺纹拧紧产生这样的面压。

[0051] 主体阀身12由不锈钢等的磁性材料形成,在内部具有使燃料向喷孔11a流通的流路12b。在流路12b中,阀针20以能够沿轴线C方向移动的状态被收容。主体阀身12及非磁性

部件14作为在内部具有供燃料被填充的可动室12a的“保持器”发挥功能。在可动室12a中，作为将阀针20、可动芯30、第2弹簧部件SP2、套筒40及杯状体50组装而成的组装体的可动部M(参照图4)以可移动的状态被收容。

[0052] 流路12b与可动室12a的下游侧连通，是沿轴线C方向延伸的形状。流路12b及可动室12a的中心线与主体阀身12的圆筒中心线及固定芯13的圆筒中心线(轴线C)一致。阀针20中的喷孔侧部分被滑动支承于喷孔体11的内壁面11c，阀针20中的反喷孔侧部分被滑动支承于杯状体50的内壁面51b(参照图5)。通过这样阀针20的上游端部和下游端部的两个部位被滑动支承，阀针20向径向的移动被限制，阀针20相对于主体阀身12的轴线C的倾倒被限制。

[0053] 阀针20相当于将喷孔11a开闭的“阀体”，由不锈钢等的磁性材料形成，是沿轴线C方向延伸的形状。在阀针20的下游侧端面，形成有上述的阀体侧座20s。当阀针20向轴线C方向的下游侧移动(闭阀动作)，阀体侧座20s就座于阀身侧座11s，流路11b及喷孔11a被闭阀。当阀针20向轴线C方向的上游侧移动(开阀动作)，阀体侧座20s从阀身侧座11s离座，流路11b及喷孔11a被开阀。

[0054] 阀针20具有使燃料向喷孔11a流通的内部通路20a及横孔20b(参照图3)。横孔20b在周向上形成有多个。并且，多个横孔20b分别在周向上以等间隔的方式形成。内部通路20a是在阀针20的轴线C方向上延伸的形状。在内部通路20a的上游端形成有流入口，在内部通路20a的下游端连接着横孔20b。横孔20b在相对于轴线C方向交叉的方向上延伸，与可动室12a连通。

[0055] 如图1所示，阀针20从阀体侧座20s的相反侧(上端侧)朝向下端侧依次具有抵接部21、芯滑动部22、压入部23及喷孔侧支承部24。抵接部21具有与杯状体50的闭阀力传递抵接面52c抵接的闭阀时阀体抵接面21b。在抵接部21上杯状体50以可滑动的状态被组装，抵接部21的外周面与杯状体50的内周面滑动。在芯滑动部22上可动芯30以可滑动的状态被组装，芯滑动部22的外周面与可动芯30的内周面滑动。在压入部23中压入固定着套筒40。喷孔侧支承部24被滑动支承在喷孔体11的内壁面11c。

[0056] 杯状体50具有圆板形状的圆板部52及圆筒形状的圆筒部51。圆板部52具有在轴线C方向上贯通的贯通孔52a。圆板部52的反喷孔侧的面作为与第1弹簧部件SP1抵接的弹簧抵接面52b发挥功能。圆板部52的喷孔侧的面作为与阀针20抵接而传递第1弹性力(闭阀弹性力)的闭阀力传递抵接面52c发挥功能。圆板部52作为与第1弹簧部件SP1及阀针20抵接而将第1弹性力向阀针20传递的“阀体传递部”发挥功能。圆筒部51是从圆板部52的外周端向喷孔侧延伸的圆筒形状。圆筒部51的喷孔侧端面作为与可动芯30抵接的芯抵接端面51a发挥功能。圆筒部51的内壁面51b与阀针20的抵接部21的外周面滑动。

[0057] 固定芯13由不锈钢等的磁性材料形成，在内部具有使燃料向喷孔11a流通的流路13a。流路13a与形成在阀针20的内部内部通路20a(参照图3)及可动室12a的上游侧连通，是沿轴线C方向延伸的形状。在流路13a中，收容着导引部件60、第1弹簧部件SP1及支承部件18。

[0058] 支承部件18是圆筒形状，被压入固定于固定芯13的内壁面。第1弹簧部件SP1是配置在支承部件18的下游侧的线圈弹簧，在轴线C方向上弹性变形。第1弹簧部件SP1的上游侧端面被支承部件18支承，第1弹簧部件SP1的下游侧端面被杯状体50支承。通过由第1弹簧部

件SP1的弹性变形产生的力(第1弹性力),杯状体50被向下游侧施力。通过调整支承部件18的轴线C方向上的压入量,调整对杯状体50施力的弹性力的大小(第1装设载荷)。

[0059] 导引部件60是由不锈钢等的磁性材料形成的圆筒形状,被压入固定于形成在固定芯13的扩径部13c中。扩径部13c是将流路13a在径向上扩大的形状。导引部件60具有圆板形状的圆板部62及圆筒形状的圆筒部61。圆板部62具有在轴线C方向上贯通的贯通孔62a。圆板部62的反喷孔侧的面抵接在扩径部13c的内壁面。圆筒部61是从圆板部62的外周端向喷孔侧延伸的圆筒形状。圆筒部61的喷孔侧端面作为与可动芯30抵接的止挡抵接端面61a发挥功能。圆筒部51的内壁面形成与杯状体50的圆筒部51的外周面51d滑动的滑动面61b。

[0060] 总之,导引部件60具有使在轴线C方向上移动的杯状体50的外周面滑动的导引功能、以及与在轴线C方向上移动的可动芯30抵接而限制可动芯30向反喷孔侧移动的止挡功能。即,导引部件60作为与可动芯30抵接而限制可动芯30向远离喷孔11a的方向移动的“止挡部件”发挥功能。

[0061] 在固定芯13的外周面设有树脂部件16。树脂部件16具有连接器壳体16a,在连接器壳体16a的内部收容有端子16b。端子16b与线圈17电连接。在连接器壳体16a上连接着未图示的外部连接器,经由端子16b向线圈17供给电力。线圈17被卷绕在具有电绝缘性的筒管17a上而呈圆筒形状,被配置在固定芯13、非磁性部件14及可动芯30的径向外侧。固定芯13、螺母部件15、主体阀身12及可动芯30形成使伴随着向线圈17的电力供给(通电)而产生的磁通流动的磁回路(参照图3中的点线箭头)。

[0062] 可动芯30相对于固定芯13被配置在喷孔侧,以能够在轴线C方向上移动的状态被收容在可动室12a。可动芯30具有外芯31及内芯32。外芯31是由不锈钢等的磁性材料形成的圆筒形状,内芯32是由不锈钢等的非磁性材料形成的圆筒形状。外芯31被压入固定于内芯32的外周面。

[0063] 在内芯32的圆筒内部插入配置有阀针20。内芯32以能够相对于阀针20沿轴线C滑动的状态被组装在阀针20上。内芯32的内周面与阀针20的外周面的间隙(内间隙)被设定为比外芯31的外周面与主体阀身12的内周面的间隙(外间隙)小。这些间隙,以容许内芯32与阀针20接触并且使外芯31不与主体阀身12接触的方式而设定。

[0064] 内芯32与作为止挡部件的导引部件60、杯状体50及阀针20抵接。因此,内芯32使用与外芯31相比高硬度的材质。外芯31具有与固定芯13对置的可动侧芯对置面31c,在可动侧芯对置面31c与固定芯13之间形成有空隙。因而,在如上述那样向线圈17通电而流过磁通的状态下,通过形成有上述空隙,被固定芯13吸引的磁吸引力作用于外芯31。

[0065] 套筒40作为被向轴线C方向压入固定于阀针20的“固定部件”发挥功能。套筒40是具有贯通孔40a(参照图3)的金属制的圆筒。套筒40被压入固定于阀针20的压入部23。套筒40支承第2弹簧部件SP2的喷孔侧端面。另外,阀针20优选的是比套筒40高硬度。套筒40优选的是比可动芯30高硬度。作为阀针20的材质的具体例,可以举出马氏体类不锈钢。作为套筒40的材质的具体例,可以举出铁素体类不锈钢。

[0066] 第2弹簧部件SP2是在轴线C方向上弹性变形的线圈弹簧。第2弹簧部件SP2的喷孔侧端面被套筒40支承,反喷孔侧端面被外芯31支承。通过第2弹簧部件SP2的弹性变形而产生的力(第2弹性力),从而外芯31被向反喷孔侧施力。通过调整套筒40向阀针20的压入量,从而调整在闭阀时对可动芯30施力的第2弹性力的大小(第2装设载荷)。另外,有关第2弹簧

部件SP2的第2装设载荷比有关第1弹簧部件SP1的第1装设载荷小。此外,并不限于闭阀时,也可以将在其他状况下对可动芯30施力时的第2弹性力的大小作为通过上述压入量被调整的第2装设载荷。

[0067] <动作的说明>

[0068] 接着,使用图4对燃料喷射阀1的动作进行说明。

[0069] 如图4中的(a)栏所示,在将向线圈17的通电断开的状态下,由于不发生磁吸引力,所以在可动芯30上不作用被向开阀侧施力的磁吸引力。并且,被第1弹簧部件SP1的第1弹性力向闭阀侧施力的杯状体50抵接在阀针20的闭阀时阀体抵接面21b(参照图3)及内芯32,传递第1弹性力。

[0070] 可动芯30被从杯状体50传递来的第1弹簧部件SP1的第1弹性力向闭阀侧施力,并且被第2弹簧部件SP2的第2弹性力向开阀侧施力。由于第1弹性力比第2弹性力大,所以可动芯30被杯状体50推压而成为向喷孔侧移动(降下)的状态。阀针20被从杯状体50传递来的第1弹性力向闭阀侧施力,被杯状体50推压而成为向喷孔侧移动(降下)的状态,即成为就座于阀身侧座11s而闭阀的状态。在该闭阀状态下,在阀针20的开阀时阀体抵接面21a(参照图3)与可动芯30(内芯32)之间形成有间隙,将闭阀状态下的间隙的轴线C方向长度称作空隙量L1。

[0071] 如图4中的(b)栏所示,在将向线圈17的通电刚从断开切换为导通后的状态下,向开阀侧施力的磁吸引力作用于可动芯30,可动芯30开始向开阀侧的移动。并且,可动芯30一边将杯状体50推起一边移动,当其移动量达到空隙量L1,则内芯32碰撞在阀针20的开阀时阀体抵接面21a。在该碰撞时点,在导引部件60与内芯32之间形成有间隙,将该间隙的轴线C方向长度称作提升量L2。

[0072] 在到该碰撞时点为止的期间中,由于在可动芯30上没有作用被施加于阀针20的由燃压带来的闭阀力,所以相应地能够增大可动芯30的碰撞速度。并且,由于对磁吸引力加上这样的碰撞力作为阀针20的开阀力来利用,所以在抑制开阀所需要的磁吸引力的增大的同时,即使是高压的燃料也能够使阀针20开阀动作。

[0073] 上述碰撞之后,可动芯30通过磁吸引力而进一步继续移动,当碰撞后的移动量达到提升量L2,如图4中的(c)栏所示,内芯32碰撞在导引部件60而移动停止。该移动停止时点的阀身侧座11s和阀体侧座20s的轴线C方向上的相离距离相当于阀针20的全升起量,与上述的提升量L2一致。

[0074] 然后,当向线圈17的通电从导通切换为断开,随着驱动电流的下降,磁吸引力也下降,可动芯30与杯状体50一起向闭阀侧开始移动。阀针20被填充在与杯状体50之间的燃料的压力推压,与可动芯30的移动开始同时地开始降低(闭阀动作)。

[0075] 然后,在阀针20降低了提升量L2的量的时点,阀体侧座20s就座于阀身侧座11s,流路11b及喷孔11a被闭阀。然后,可动芯30与杯状体50一起继续向闭阀侧的移动,在杯状体50抵接在阀针20的时点,杯状体50向闭阀侧的移动停止。然后,可动芯30通过惯性力进一步继续向闭阀侧的移动(惯性移动)之后,通过第2弹簧部件SP2的弹性力而向开阀侧移动(反弹)。然后,可动芯30碰撞在杯状体50而与杯状体50一起向开阀侧移动(反弹),但被闭阀弹性力迅速地推回,收敛于图4的(a)栏所示的初始状态。

[0076] 因而,这样的反弹越小、收敛所需要的时间越短,从喷射结束恢复到初始状态的时

间越短。因此,当执行在内燃机的每1个燃烧循环中将燃料喷射多次的多级喷射时,能够使喷射间的间隔缩短,能够使多级喷射中包含的喷射次数增多。此外,通过如上述那样使收敛时间变短,能够高精度地控制执行了以下说明的部分提升喷射的情况下的喷射量。所述的部分提升喷射,是通过在开阀动作的阀针20达到全升起位置之前使向线圈17的通电停止而使闭阀动作开始,由较短的开阀时间带来的微小量的喷射。

[0077] <结构群A的详细说明>

[0078] 接着,使用图5~图7,对于有关本实施方式的燃料喷射阀1具备的结构中的、至少包含固定侧芯对置面13b及与可动侧芯对置面31c关联的结构的结构群A详细地进行说明。除此以外,关于结构群A的变形例使用图8在后面叙述。固定侧芯对置面13b相当于通过伴随着向线圈17的通电而产生的磁吸引力将可动芯30吸引的“吸引面”。可动侧芯对置面31c相当于与固定侧芯对置面13b(吸引面)对置配置的“被吸引面”。内芯32相当于与导引部件60(止挡部件)抵接的“抵接部”。外芯31相当于形成可动侧芯对置面31c(被吸引面)的“芯主体部”。

[0079] 固定侧芯对置面13b(吸引面)及可动侧芯对置面31c(被吸引面)是绕轴线C以环状延伸的形状,并且被形成为平坦形状。固定侧芯对置面13b(吸引面)及可动侧芯对置面31c形成为,在内芯32抵接在导引部件60的状态下在轴线方向上相互离开(参照图5)。在以下的说明中,将这样相离的轴线方向的距离称作相离距离 H_a 。

[0080] 可动芯30能够相对于固定芯13倾斜。在以下的说明中,将这样可动芯30倾斜的状态、即可动芯30的轴线方向相对于固定芯13的轴线方向倾斜的状态(倾倒状态),与这两者的轴线方向一致的状态(非倾倒状态)区别而进行说明。

[0081] 在非倾倒状态下,可动侧芯对置面31c被形成为相对于固定芯13的轴线方向垂直地扩展的平坦形状。固定侧芯对置面13b被形成为相对于固定芯13的轴线方向倾斜的锥形状。有关锥形状的倾斜的朝向,是越靠径向外侧则相离距离 H_a 越大的朝向。

[0082] 在包含相对于轴线方向的垂线D和轴线C的截面、即图5所示的截面中,将形成锥形状的固定侧芯对置面13b与垂线D所成的角度称作锥角度 θ_1 。将可动芯30相对于固定芯13的轴线C能够倾斜的最大的角度称作最大芯倾倒角度 θ_2 。固定芯13被形成为,锥角度 θ_1 比最大芯倾倒角度 θ_2 大。

[0083] 以下,对可动芯30的倾倒角度详细说明。同时,也对杯状体50的倾倒角度及阀针20的倾倒角度详细说明。

[0084] 导引部件60的外周面被压入在固定芯13的扩径部13c中。这样,由于导引部件60被压入固定于固定芯13,所以导引部件60不会相对于固定芯13倾斜。但是,倾斜导引部件60的外周面或扩径部13c的内周面的尺寸公差的量。

[0085] 相对于此,由于杯状体50被配置为相对于导引部件60能够滑动,所以在杯状体50与导引部件60之间形成有助于滑动的间隙CL1(参照图20)。因而,杯状体50能够相对于固定芯13及导引部件60倾倒。即,杯状体50的轴线C能够相对于固定芯13的轴线C倾斜。

[0086] 此外,由于阀针20被配置为相对于杯状体50能够滑动,所以在阀针20与杯状体50之间形成有助于滑动的间隙CL2(参照图20)。因而,相对于能够倾倒的杯状体50,阀针20能够进一步倾倒。即,相对于能够倾斜的杯状体50的轴线C,阀针20的轴线C能够进一步倾斜。

[0087] 此外,由于可动芯30被配置为相对于阀针20能够滑动,所以在可动芯30与阀针20

之间形成有用于滑动的间隙。因而,相对于能够倾倒的阀针20,可动芯30能够进一步倾倒。即,相对于能够倾斜的阀针20的轴线C,可动芯30的轴线C能够进一步倾斜。

[0088] 因而,在可动芯30、阀针20及杯状体50最大地倾倒、并且其倾倒的朝向相同的情况下,杯状体50的倾倒角度为最大。将该状况下的杯状体50的最大倾倒角度称作最大杯状体倾倒角度 θ_4 (参照图20)。此外,将该状况下的阀针20的最大倾倒角度称作最大阀针倾倒角度,将可动芯30的最大倾倒角度称作最大芯倾倒角度 θ_2 (参照图5)。

[0089] 固定侧芯对置面13b中的位于最靠内径侧的部分的轴向位置与止挡抵接端面61a的轴向位置一致。在固定侧芯对置面13b中的位于最外径侧的部分,施以了倒角加工。将相离距离Ha中的除了倒角加工的部分以外位于最靠径向外侧的部分称作最外相离距离。最外相离距离被设定为 $1\mu\text{m}$ 以上且小于 $50\mu\text{m}$ 的值。

[0090] 在内芯32抵接于导引部件60的状态下,在可动侧芯对置面31c与固定侧芯对置面13b之间形成间隙(芯间隙)。并且,芯间隙的体积(芯间隙体积)越小,越能够增大阻尼力。阻尼力是位于上述间隙中的燃料随着开阀动作而被可动芯30压缩、作用于可动芯30以使开阀速度下降的力。被压缩的芯间隙的燃料被从芯间隙向径向外侧推出,被从非磁性部件14及主体阀身12的内周面与可动芯30的外周面的间隙向可动室12a排出。

[0091] 图6是表示在将锥角度 θ_1 设定为 0° 的情况下最外相离距离与阻尼力的关系的试验结果。如图中的实线所示,最外相离距离越大,阻尼力越小。这是因为,最外相离距离越大,芯间隙体积越大。并且,如果最外相离距离是 $50\mu\text{m}$ 以上,则发生通过磁吸引力移动的可动芯30碰撞在固定芯13而向闭阀侧移动(反弹)的动作。因此,最外相离距离优选的是小于 $50\mu\text{m}$ 。

[0092] 此外,最外相离距离越小则阻尼力越大,但如果过小,则在可动芯30以最大角度倾倒的情况下,可动芯30的外芯31部分与固定芯13接触。具体而言,为了避免上述接触,最外相离距离优选的是 $1\mu\text{m}$ 以上。鉴于这些,在本实施方式中,最外相离距离被设定为 $1\mu\text{m}$ 以上且小于 $50\mu\text{m}$ 。

[0093] 图7是表示锥角度 θ_1 与阻尼力的关系的试验结果。如图中的实线所示,锥角度 θ_1 越大,阻尼力越小。这是因为,锥角度 θ_1 越大,芯间隙体积越大。并且,如果锥角度 θ_1 是 1° 以上,则发生通过磁吸引力而移动的可动芯30碰撞在固定芯13而向闭阀侧移动(反弹)的动作。因此,锥角度 θ_1 优选的是小于 1° 。

[0094] 此外,锥角度 θ_1 越小则阻尼力越大,但如果过小,则在可动芯30以最大角度倾倒的情况下,外芯31与固定芯13接触。具体而言,为了避免上述接触,锥角度 θ_1 优选的是 0.05° 以上。鉴于这些,在本实施方式中,锥角度 θ_1 被设定为 0.05° 以上且小于 1° 。

[0095] • 根据以上,有关本实施方式的燃料喷射阀1,固定侧芯对置面13b(吸引面)及可动侧芯对置面31c(被吸引面)被形成越是径向外侧则相离距离Ha越大的形状。因此,即使考虑可动芯30的倾倒而设定为吸引面与被吸引面不接触,也能够减小上述的芯间隙体积。由此,能够在减小因接触造成的外芯31损伤的可能性的同时,增大因芯间隙的燃料被压缩而带来的阻尼力,能够减小内芯32与导引部件60抵接(碰撞)的速度。并且,通过碰撞速度减小,能够实现可动芯30的反弹抑制以及抑制内芯32和杯状体50的因碰撞造成的损伤。

[0096] 另外,在内芯32中,考虑耐磨损性而采用比外芯31高硬度的材质。换言之,在外芯31中,采用与耐磨损性相比以高磁性为优先的材质。因此,根据如上述那样设定为外芯31与固定芯13不接触的本实施方式,能够实现减小因外芯31接触造成的损伤的可能性和磁吸引

力的增大的兼顾。

[0097] • 进而,在本实施方式中,固定侧芯对置面13b(吸引面)被形成为朝向越是径向外侧则相离距离 H_a 越大的方向倾斜的锥形状。因此,与形成为图8所示的台阶形状的情况相比,能够进一步减小芯间隙体积,能够促进阻尼力增大。

[0098] • 进而,在本实施方式中,可动侧芯对置面31c的锥角度 θ_1 比可动芯30能够倾斜的最大角度即最大芯倾倒角度 θ_2 大。因此,能够提高使得外芯31与固定芯13不接触的可靠性。

[0099] • 进而,在本实施方式中,将可动芯30及主体阀身12构成为,使得随着开阀动作而从芯间隙被推出的燃料从可动芯30的外周面与主体阀身12的内周面的间隙排出。而且,吸引面被形成为锥形状,被吸引面被形成为在垂线D方向上扩展的平坦形状。

[0100] 这里,被从芯间隙推出的燃料之后经过可动芯30与主体阀身12的间隙(芯阀身间间隙)被向可动室12a排出。因此,使芯阀身间间隙的流通路径越长,越能够增大流过芯阀身间间隙的燃料的压力损失。即,能够使燃料不易在芯阀身间间隙中流动,能够增大阻尼力。鉴于这一点,在本实施方式中,吸引面被形成为锥形状,被吸引面被形成为在垂线D方向上扩展的平坦形状。因此,相比与本实施方式相反而被吸引面被形成为锥形状的情况,由于能够使芯阀身间间隙的流通路径变长,所以能够增大阻尼力。

[0101] • 进而,在本实施方式中,位于最靠径向外侧的部分的相离距离 H_a 是 $1\mu\text{m}$ 以上且小于 $50\mu\text{m}$ 。因此,如使用图6上述那样,能够促进在实现避免外芯31与固定芯13的接触的同时,使芯间隙体积变小而实现阻尼力增大。

[0102] • 进而,在本实施方式中,锥角度 θ_1 是 0.05° 以上且小于 1° 。因此,如使用图7上述那样,能够促进在实现避免外芯31与固定芯13的接触的同时,使芯间隙体积变小而实现阻尼力增大。

[0103] 进而,在本实施方式中,可动芯30以能够在轴线C方向上相对移动的状态被组装于阀针20。因此,相应于形成可动芯30与阀针20的滑动间隙,可动芯30容易倾倒。在这样可动芯30容易倾倒的结构、即容易与固定芯13接触的结构中,根据采用上述的锥形状的结构的本实施方式,可显著地发挥以锥形状实现避免因倾倒造成的接触的上述效果。

[0104] 进而,在本实施方式中,可动芯30构成为,在向反喷孔侧移动了空隙量 L_1 (规定量)的时点与阀针20卡合而开始开阀动作。因此,相应于形成杯状体50与阀针20的滑动间隙,可动芯30容易倾倒。在这样可动芯30容易倾倒的结构、即容易与固定芯13接触的结构中,根据采用上述的锥形状的结构的本实施方式,可显著地发挥以锥形状实现避免因倾倒造成的接触的上述效果。

[0105] [变形例A1]

[0106] 在图5所示的例子中,为了实现越是径向外侧则相离距离 H_a 越大的结构,固定侧芯对置面13b(吸引面)是使相离距离 H_a 逐渐变大的锥形状。相对于此,也可以是如图8所示,固定侧芯对置面13b(吸引面)是将相离距离 H_a 以台阶状增大的台阶形状。

[0107] 具体而言,固定侧芯对置面13b具有与垂线D平行的多个平坦面,这些平坦面通过轴向位置错开而配置,以使得越是径向外侧则使相离距离 H_a 越大。

[0108] 通过这样的台阶形状,也能够考虑可动芯30的倾倒而设定为使得吸引面与被吸引面不接触的同时,能够减小芯间隙体积,能够增大阻尼力。

[0109] [变形例A2]

[0110] 在图5所示的例子中,可动芯30通过将不同材质的外芯31及内芯32组装而构成。相对于此,也可以由1个母材形成外芯31及内芯32,使外芯31及内芯32为相同的材质。在此情况下,在如果对内芯32的表面施以镀覆则能够提高内芯32的耐磨损性这一点上是优选的。但是,如果对于外芯31施以镀覆,则关于可动侧芯对置面31c粗糙度的起伏增大,这有可能成为导致阻尼力下降的原因。因而,优选的是对于外芯31不实施镀覆。

[0111] [变形例A3]

[0112] 在图5所示的例子中,通过使固定侧芯对置面13b为锥形状,实现了越是径向外侧则使相离距离Ha越大。相对于此,也可以通过使可动侧芯对置面31c为锥形状,实现越是径向外侧则使相离距离Ha越大。或者,也可以使固定侧芯对置面13b及可动侧芯对置面31c的双方为锥形状。

[0113] 同样,也可以代替通过如图8所示那样使固定侧芯对置面13b为台阶形状而实现越是径向外侧则使相离距离Ha越大,而使可动侧芯对置面31c为台阶形状。或者,也可以使固定侧芯对置面13b及可动侧芯对置面31c的双方为台阶形状。

[0114] <结构群B的详细说明>

[0115] 接着,使用图5、图9及图10,对于有关本实施方式的燃料喷射阀1具备的结构中的、至少包括以下说明的燃料积存室B1及与该燃料积存室B1关联的结构的结构群B详细地进行说明。除此以外,关于结构群B的变形例使用图11~图19在后面叙述。

[0116] 如图5所示,燃料积存室B1是被可动芯30、杯状体50及阀针20包围而燃料积存的部分。在以下的说明中,将内芯32的反喷孔侧的面中的与阀针20抵接的面称作第1芯抵接面32c,将与杯状体50抵接的面称作第2芯抵接面32b,将与导引部件60抵接的面称作第3芯抵接面32d。

[0117] 由于可动芯30被第2弹性力向杯状体50施力,所以除了在闭阀后可动芯30惯性移动而从杯状体50离开时以外,可动芯30总是与杯状体50抵接。详细地讲,内芯32的第2芯抵接面32b总是与杯状体50的芯抵接端面51a抵接。作为杯状体50中的形成芯抵接端面51a的部分的圆筒部51,将燃料积存室B1的内部与外部分隔。所述的外部,是在比杯状体50的外周面51d靠径向外侧燃料所存在的区域,第1芯抵接面32c位于燃料积存室B1的内部,第3芯抵接面32d位于燃料积存室B1的外部。

[0118] 燃料积存室B1是被有关阀针20的芯滑动部22的外周面及开阀时阀体抵接面21a、有关内芯32的贯通孔32a的内壁面及第1芯抵接面32c和有关杯状体50的圆筒部51的内周面包围的区域。燃料积存室B1是在可动芯30与杯状体50抵接的状态下如上述那样被包围的区域。燃料积存室B1是在阀体侧座20s抵接于阀身侧座11s而阀针20闭阀的状态下如上述那样被包围的区域。

[0119] 在内芯32中的第1芯抵接面32c及第2芯抵接面32b,形成有连通槽32e。连通槽32e在第2芯抵接面32b抵接于芯抵接端面51a的状态下使燃料积存室B1的内部与外部连通。所述的外部,是杯状体50与可动芯30抵接时的不同于燃料积存室B1的空间。

[0120] 这里所述的燃料积存室B1的外部,相当于以下例示的区域。即,导引部件60的止挡抵接端面61a与第3芯抵接面32d之间的第1区域相当于外部。第1区域是在杯状体50与可动芯30抵接、可动芯30与导引部件60不抵接的状态下形成的区域。将固定芯13中的与可动芯30对置的面称作固定侧芯对置面13b。将外芯31中的与固定芯13对置的面称作可动侧芯对

置面31c。并且,作为与第1区域连通的区域、固定侧芯对置面13b与可动侧芯对置面31c之间的第2区域相当于外部。作为与第2区域连通的区域、主体阀身12(保持器)及非磁性部件14(保持器)的内周面与外芯31的外周面之间的第3区域相当于外部。

[0121] 如图9所示,连通槽32e形成有多个(例如4个),从可动芯30的移动方向观察,多个连通槽32e在周向上以等间隔配置。连通槽32e是在径向上以直线状延伸的形状。多个连通槽32e分别是相同的形状。连通槽32e的周向位置与贯通孔31a的周向位置不同。

[0122] 内芯32作为形成有第1芯抵接面32c及第2芯抵接面32b的“抵接部”发挥功能。外芯31作为形成有与固定芯13对置的可动侧芯对置面31c的、与内芯32不同材质的“芯主体部”发挥功能。芯主体部被从连通槽32e的形成范围排除。即,连通槽32e形成在内芯32,但没有形成在外芯31。

[0123] 连通槽32e跨内芯32的径向的全域而形成,跨从内芯32的内周面到外周面而形成。即,连通槽32e跨第1芯抵接面32c、第2芯抵接面32b及第3芯抵接面32d的径向的全域而形成。

[0124] 如图10所示,连通槽32e具有底壁面32e1、立壁面32e2及锥面32e3。底壁面32e1是相对于可动芯30的移动方向垂直地扩展的形状。立壁面32e2是从底壁面32e1在可动芯30的移动方向上延伸的形状。锥面32e3是一边从立壁面32e2朝向槽开口32e4使流通面积扩大一边延伸的形状。在图10所示的例子中,锥面32e3是从立壁面32e2的上端直线地扩展的形状。

[0125] 作为连通槽32e的加工方法,可以举出激光加工、放电加工、立铣刀的切削加工等。首先,加工包括立壁面32e2及底壁面32e1的截面形状为长方形的槽。在该时点,有在立壁面32e2中的槽开口32e4周缘部分上残留有在加工时产生的毛刺的情况。但是,之后通过加工截面形状为梯形的锥面32e3,从而将上述毛刺除去。

[0126] • 此外,如果随着可动芯30向反喷孔侧移动而存在于燃料积存室B1中的燃料被压缩,则可动芯30的移动被妨碍,所以可动芯30移动规定量而与阀针20抵接时的移动速度(碰撞速度)变慢。结果,由芯助推构造带来的上述的效果、即“在抑制开阀所需要的磁吸引力的增大的同时,即使是高压的燃料也能够使阀体开阀动作”的效果减小。此外,通过可动芯30的移动被妨碍,阀针20的开阀时间偏差变大,燃料喷射量的偏差变大。

[0127] 对于这些问题,有关本实施方式的燃料喷射阀1具备阀针20(阀体)、固定芯13、可动芯30、第1弹簧部件SP1(弹簧部件)和杯状体50(闭阀力传递部件)。可动芯30在被固定芯13吸引而向反喷孔侧移动了规定量的时点抵接在阀针20,使阀针20开阀动作。第1弹簧部件SP1随着阀针20的开阀动作而弹性变形,发挥使阀针20闭阀动作的闭阀弹性力。杯状体50被配置为相对于阀针20能够相对移动,通过向喷孔侧相对移动从而与阀针20抵接,将闭阀弹性力向阀针20传递。并且,可动芯30具有第1芯抵接面32c及第2芯抵接面32b,在这些第1芯抵接面32c及第2芯抵接面32b,形成有使燃料积存室B1的内部与外部连通的连通槽32e。

[0128] 因此,当可动芯30向反喷孔侧移动时,积存在燃料积存室B1中的燃料经由连通槽32e向外部流出。由此,积存在燃料积存室B1中的燃料的压缩被抑制,所以可动芯30容易移动。因此,能够抑制可动芯30的碰撞速度下降,所以能够促进由芯助推构造带来的磁吸引力减小的效果。此外,由于可动芯30容易移动,所以能够抑制阀针20的开阀时间偏差,进而能够抑制燃料喷射量的偏差。

[0129] • 进而,有关本实施方式的燃料喷射阀1,连通槽32e形成有多个,多个连通槽32e

从可动芯30的移动方向观察时在周向上以等间隔配置。

[0130] 由此,容易从燃料积存室B1向外部流出的部位绕轴线方向以等间隔存在。因此,当可动芯30在轴线方向上移动时,能够抑制可动芯30相对于轴线方向倾斜的朝向变化。由此,能够抑制可动芯30的动态变得不稳定,所以能够进一步抑制开阀响应性偏差。另外,只要在周向上以等间隔形成3个以上连通槽32e,则可促进动态不稳定抑制的效果。

[0131] • 进而,有关本实施方式的燃料喷射阀1,可动芯30具备内芯32(抵接部)以及与内芯32不同材质的外芯31(芯主体部)。在内芯32形成有第1芯抵接面32c及第2芯抵接面32b,在外芯31形成有与固定芯13对置的可动侧芯对置面31c。并且,外芯31被从连通槽32e的形成范围排除。

[0132] 由此,能够使外芯31的可动侧芯对置面31c为不具有槽的平坦的形状,所以能够抑制被固定芯13吸引的磁吸引力通过连通槽而减小。

[0133] • 进而,有关本实施方式的燃料喷射阀1,可动芯30中的与导引部件60抵接的第3芯抵接面32d位于燃料积存室B1的外部。并且,连通槽32e除了形成在第1芯抵接面32c及第2芯抵接面32b以外也形成在第3芯抵接面32d。

[0134] 此外,在阀针20处于全升起位置的状态下,内芯32抵接在导引部件60。在该抵接状态下,如果有关导引部件60的止挡抵接端面61a与有关内芯32的第3芯抵接面32d密接,则担心发生第3芯抵接面32d难以从止挡抵接端面61a离开的现象(咬住现象)。对于该担心,在本实施方式中,由于连通槽32e也形成在第3芯抵接面32d,所以当随着通电断开而可动芯30开始向喷孔侧的移动时,向与止挡抵接端面61a抵接的状态的第3芯抵接面32d供给燃料。因此,能够抑制可动芯30与导引部件60密接而难以离开的情况,所以能够减小上述密接的力为原因而可动芯30向喷孔侧的运动的开始滞后的可能性。由此,能够缩短从通电断开到阀针20闭阀的闭阀响应时间,能够提高闭阀响应性。

[0135] • 进而,有关本实施方式的燃料喷射阀1,连通槽32e具有相对于可动芯30的移动方向垂直地扩展的底壁面32e1和从底壁面32e1在移动方向上延伸的立壁面32e2。

[0136] 此外,为了将在连通槽32e的槽开口32e4处发生的毛刺除去,优选的是将第1芯抵接面32c及第2芯抵接面32b研磨。例如,从图10中的双点划线所示的位置研磨到实线所示的位置。另外,在本实施方式中,在对外芯31组装内芯32后,通过切削加工等形成连通槽32e及外连通槽31e,然后,对于外芯31及内芯32的双方同时实施上述研磨。

[0137] 并且,与本实施方式相反,不具有立壁面32e2而为单点划线所示的形状的情况下,连通槽32e的截面积变小,被研磨的截面积相对于连通槽32e的截面积的比例变大。结果,研磨深度的偏差给连通槽32e的截面积带来的影响变大,所以连通槽32e的截面积的偏差变大。因此,燃料经由连通槽32e从燃料积存室B1向外部流出的程度的偏差变大,可动芯30的移动容易度的偏差变大,所以成为阀针20的开阀时间偏差抑制的妨碍。相对于此,在本实施方式中,由于具有立壁面32e2,所以被研磨的截面积的比例变小,研磨深度的偏差给连通槽32e的截面积带来的影响变小。因此,燃料经由连通槽32e从燃料积存室B1向外部流出的程度的偏差被减小,能够促进阀针20的开阀时间偏差抑制。

[0138] [变形例B1]

[0139] 图5所示的连通槽32e没有形成在外芯31,但也可以如图11所示那样,除了在内芯32形成连通槽32e以外,也在外芯31形成连通槽(外连通槽31e)。在图11所示的例子中,外连

通槽31e的内径侧端部与连通槽32e的外径侧端部直接连通。

[0140] 如图12所示,形成有多个(例如4个)外连通槽31e,多个外连通槽31e从可动芯30的移动方向观察时在周向上以等间隔配置。外连通槽31e是在径向上以直线状延伸的形状。多个外连通槽31e分别是相同的形状。外连通槽31e的周向位置与贯通孔31a的周向位置不同。

[0141] 外连通槽31e和连通槽32e周向位置相同。在图12的例子中,将4个外连通槽31e在周向上以等间隔配置,但也可以将6个外连通槽31e在周向上以等间隔配置。在此情况下,优选的是设定贯通孔31a的周向位置,以使其到相邻的外连通槽31e的周向距离相同。

[0142] 外连通槽31e跨外芯31的径向的全域而形成,跨越从外芯31的内周面到外周面而形成。即,外连通槽31e跨可动侧芯对置面31c的径向的全域而形成。外连通槽31e的截面形状与图10所示的连通槽32e的截面形状相同,外连通槽31具有与连通槽32e同样的底壁面、立壁面及锥面。如上述那样,图10是沿着图9的X-X线的剖视图,表示相对于在可动芯30的径向上延伸的连通槽32e的延伸方向垂直地切断的截面的形状。关于外连通槽31e的截面形状也与连通槽32e是同样的,在相对于外连通槽31e的延伸方向垂直地切断的截面中,是具有底壁面、立壁面及锥面的截面形状。

[0143] 通过以上,根据具有外连通槽31e的本变形例,由于从连通槽32e的外径侧端部流出的燃料经由外连通槽31e被扩散,所以能够抑制连通槽32e的外径侧端部处的燃料压力上升,能够促进经由连通槽32e的燃料流出。即,能够抑制导引部件60与内芯32之间的燃料压力上升。

[0144] 进而,在本变形例中,由于外连通槽31e的内径侧端部与连通槽32e的外径侧端部直接连通,所以能够进一步促进从外径侧端部的燃料流出。

[0145] 进而,在本变形例中,由于外连通槽31e跨可动侧芯对置面31c的径向的全域而形成,所以从外连通槽31e外径侧端部流出的燃料向保持器的内周面与外芯31的外周面的间隙直接流入。因此,能够抑制外连通槽31e的外径侧端部处的燃料压力上升,能够促进经由连通槽32e及外连通槽31e的燃料流出。

[0146] 进而,在本变形例中,关于外连通槽31e的尺寸,外连通槽31e中的朝向固定芯13开口的部分的宽度尺寸(周向尺寸)被设定为比外连通槽31e的深度尺寸(轴线C方向尺寸)小。由此,能够在抑制起因于形成外连通槽31e的可动侧芯对置面31c的面积减小的同时,增大外连通槽31e的流路截面积。该“流路截面积”,是当燃料积存室B1的燃料经由外连通槽31e向径向外侧流动时相对于其流动方向垂直的截面的面积。即,通过如上述那样宽度尺寸比深度尺寸小,能够在抑制磁吸引力的减小的同时,实现从开阀动作时的燃料积存室B1的燃料排出。

[0147] [变形例B2]

[0148] 在图13及图14所示的本变形例中,形成有将多个连通槽31e连结的连结槽32f。连结槽32f是绕贯通孔32a以环状延伸的形状,使全部(在图14的例子中是4个)连通槽31e连结。连结槽32f将连通槽31e的外径侧端部连结。连结槽32f通过将内芯32的外径侧角部切削加工而形成。此外,通过将外芯31的内径侧角部切削加工,跨外芯31及内芯32的双方而形成连结槽32f。

[0149] 另外,在图11及图12所示的实施方式中,也可以形成图13及图14所示的连结槽32f,使多个连通槽32e和多个外连通槽31e分别通过连结槽32f而连结。

[0150] 通过以上,根据具有连结槽32f的本变形例,由于从连通槽32e的外径侧端部流出的燃料经由连结槽32f被扩散,所以能够抑制连通槽32e的外径侧端部处的燃料压力上升,能够促进经由连通槽32e的燃料流出。

[0151] 此外,通过将多个连通槽31e连结,能够促进燃料从多个连通槽31e均等地流出,所以当可动芯30在轴线方向上移动时,能够抑制可动芯30相对于轴线方向倾斜的朝向变化。由此,能够抑制可动芯30的动态变得不稳定,所以能够进一步抑制开阀响应性偏差。

[0152] [变形例B3]

[0153] 图5所示的连通槽32e跨内芯32的端面的全域而形成。相对于此,图15及图16所示的本变形例的连通槽32g跨第1芯抵接面32c的一部分、第2芯抵接面32b的全域以及第3芯抵接面32d的一部分而形成。若详细地说明,则连通槽32g没有跨第1芯抵接面32c的径向的全域形成,而是部分地形成在第1芯抵接面32c中的与第2芯抵接面32b邻接的部分上。连通槽32g跨第2芯抵接面32b的径向的全域而形成。连通槽32g没有跨第3芯抵接面32d的径向的全域形成,而是部分地形成在第3芯抵接面32d中的与第2芯抵接面32b邻接的部分上。

[0154] 此外,相对于图5所示的连通槽32e是在径向上以直线状延伸的形状,有关本变形例的连通槽32g是圆锥形状。即,如图16所示,从轴线C方向观察是圆形,如图15所示,在剖视中是三角形。

[0155] 通过以上,根据具有圆锥形状的连通槽32g的本变形例,由于仅通过将钻头的前端推压在可动芯30上就能够形成连通槽32g,所以能够容易地加工连通槽32g。

[0156] [变形例B4]

[0157] 在图5所示的实施方式中,通过在可动芯30的抵接面形成连通槽32e,使燃料积存室B1的内部与外部连通。相对于此,在图17所示的本变形例中,通过在阀针20形成连通孔20c,使燃料积存室B1的内部与阀针20的内部通路20a连通。

[0158] 在杯状体50抵接在闭阀时阀体抵接面21b的状态、并且杯状体50抵接在第2芯抵接面32b的状态下,连通孔20c被配置在轴线C方向中的包括第1芯抵接面32c的位置。或者,连通孔20c的整体被配置在第1芯抵接面32c的反喷孔侧。连通孔20c形成有多个,多个连通孔20c从阀针20的移动方向观察时在周向上以等间隔配置。连通孔20c是在阀针20的径向上以直线状延伸的形状。

[0159] 通过以上,根据在阀针20形成有连通孔20c的本变形例,当可动芯30向反喷孔侧移动时,积存于燃料积存室B1中的燃料经由连通孔20c向阀针20的内部通路20a(外部)流出。由此,积存于燃料积存室B1中的燃料的压缩被抑制,所以可动芯30容易移动。因此,能够抑制可动芯30的碰撞速度下降,所以能够促进由芯助推构造带来的磁吸引力减小的效果。此外,由于可动芯30容易移动,所以能够抑制阀针20的开阀时间偏差,进而能够抑制燃料喷射量的偏差。

[0160] [变形例B5]

[0161] 在图18所示的本变形例中,通过在阀针20形成滑动面连通槽20d,使燃料积存室B1的内部与阀针20的内部通路20a连通。滑动面连通槽20d形成在阀针20中的杯状体50滑动的阀体侧滑动面21c。

[0162] 形成多个滑动面连通槽20d,多个滑动面连通槽20d从阀针20的移动方向观察时在周向上以等间隔配置。滑动面连通槽20d是在阀针20的轴线C方向上以直线状延伸的形状。

[0163] 通过以上,根据在作为阀针20与杯状体50的滑动面的阀体侧滑动面21c形成滑动面连通槽20d的本变形例,当可动芯30向反喷孔侧移动时,积存于燃料积存室B1中的燃料经由滑动面连通槽20d向外部流出。这里所述的外部,是闭阀时阀体抵接面21b与闭阀力传递抵接面52c的间隙及内部通路20a。由此,积存在燃料积存室B1中的燃料的压缩被抑制,所以可动芯30容易移动。因此,能够抑制可动芯30的碰撞速度下降,所以能够促进由芯助推构造带来的磁吸引力减小的效果。此外,由于可动芯30容易移动,所以能够抑制阀针20的开阀时间偏差,进而能够抑制燃料喷射量的偏差。

[0164] [变形例B6]

[0165] 在图19所示的本变形例中,通过在内芯32形成第2滑动面连通槽32h,使燃料积存室B1的内部与可动室12a连通。第2滑动面连通槽32h形成在内芯32中的阀针20滑动的面即内芯32的内周面。

[0166] 第2滑动面连通槽32h形成有多个,多个第2滑动面连通槽32h从可动芯30的移动方向观察时在周向上以等间隔配置。第2滑动面连通槽32h是在可动芯30的轴线C方向上以直线状延伸的形状。

[0167] 通过以上,根据在阀针20与内芯32的滑动面形成有第2滑动面连通槽32h的本变形例,当可动芯30向反喷孔侧移动时,积存于燃料积存室B1中的燃料经由第2滑动面连通槽32h向可动室12a(外部)流出。由此,积存于燃料积存室B1中的燃料的压缩被抑制,所以可动芯30容易移动。因此,能够抑制可动芯30的碰撞速度下降,所以能够促进由芯助推构造带来的磁吸引力减小的效果。此外,由于可动芯30容易移动,所以能够抑制阀针20的开阀时间偏差,进而能够抑制燃料喷射量的偏差。

[0168] <结构群D的详细说明>

[0169] 接着,使用图20及图21对有关本实施方式的燃料喷射阀1具备的结构中的、至少包括以下说明的凹面60a及与该凹面60a关联的结构的结构群D详细地进行说明。

[0170] 如上述那样,导引部件60的圆筒部61的内周面形成与有关杯状体50的圆筒部51的外周面51d滑动的滑动面61b。滑动面61b使杯状体50的外周面51d滑动,使得一边限制杯状体50向径向的移动一边引导向轴线C方向的移动。滑动面61b是相对于轴线C方向平行地扩展的形状的面。

[0171] 在导引部件60的内表面中的与滑动面61b的反喷孔侧相连的面,形成有凹面60a。凹面60a是在使与杯状体50的间隙在径向上扩大的朝向上凹陷的形状。凹面60a是绕轴线C以环状延伸的形状,在周向的哪个截面中都是相同的形状。

[0172] 凹面60a中的与滑动面61b邻接的邻接面60a1是与滑动面61b的反喷孔侧相连的面,是随着从滑动面61b远离而使与杯状体50的间隙CL1在径向上逐渐扩大的形状。在邻接面60a1中,包括以包含轴线C的截面观察直线性地延伸的锥形状面60a2。此外,导引部件60中的包含邻接面60a1与滑动面61b的边界在内的边界部60b是以向径向内侧突出的朝向弯曲的形状、即R形状。由此,能够抑制由导引部件60带来的杯状体50的磨损。

[0173] 在将止挡抵接端面61a与滑动面61b相连的部分上,设有通过倒角加工形成成为锥形状的倒角部61c。包括倒角部61c与滑动面61b的边界在内的边界部是以向径向内侧突出的朝向弯曲的形状,抑制了由导引部件60造成的杯状体50的磨损。

[0174] 另外,对于杯状体50中的将外周面51d与芯抵接端面51a相连的角部51g及将传递

部件侧滑动面51c与芯抵接端面51a相连的角部51h施以了倒角加工,以成为锥形状或R形状。对于阀针20中的将阀体侧滑动面21c与开阀时阀体抵接面21a相连的角部21d,也施以了倒角加工,以成为锥形状或R形状。包括形成在阀体侧滑动面21c的反喷孔侧的倒角部与阀体侧滑动面21c的边界在内的边界部21e是以向径向外侧突出的朝向弯曲的形状,抑制了杯状体50与阀针20的磨损。

[0175] 在以下的说明中,将杯状体50的表面中的包括杯状体50的圆筒部51的外周面51d且相对于轴线C方向平行地扩展的面称作平行面。在图20的例子中,外周面51d的整体相当于平行面,杯状体50的表面中的由图21的标号M1表示的范围是平行面。

[0176] 此外,将与平行面的反喷孔侧相连、且位于比平行面靠径向内侧的面称作连结面51e。连结面51e是以向杯状体50的径向外侧突出的朝向弯曲的形状。杯状体50的表面中的由图21的标号M2表示的范围是连结面51e。另外,连结面51e中的相连于与平行面相反侧的面是与第1弹簧部件SP1抵接而被赋予第1弹性力的弹簧抵接面。弹簧抵接面是相对于轴线C方向垂直地扩展的形状。

[0177] 并且,将平行面与连结面51e的边界线称作连结边界线51f(参照图21中的圆形标记)。随着可动芯30在轴线C方向上移动,杯状体50也在轴线C方向上移动。通过该移动而连结边界线51f在轴线C方向上移动的范围M3的整体包含在轴线C方向中的形成有凹面60a的范围N1中。

[0178] 如在结构群A的详细说明中上述那样,由于在杯状体50与导引部件60之间形成有用于滑动的间隙CL1,所以杯状体50的轴线C能够相对于固定芯13的轴线C倾斜。此外,由于在阀针20与杯状体50之间形成有用于滑动的间隙CL2,所以相对于能够倾斜的杯状体50的轴线C,阀针20的轴线C能够进一步倾斜。并且,锥形状面60a2形成为,使锥形状面60a2相对于导引部件60的滑动面61b倾斜的倾斜角度 θ_3 (参照图20)比杯状体50的最大杯状体倾倒角度 θ_4 大。

[0179] 另外,杯状体50的平行面与导引部件60的滑动面61b的间隙CL1被设定为比杯状体50与阀针20的间隙CL2大。因而,假如间隙CL2是零的情况下的杯状体倾倒角度比假如间隙CL1是零的情况下的阀针20的倾倒角度(阀针倾倒角度)大。

[0180] 间隙CL1中的杯状体50与导引部件60的滑动距离被设定为比间隙CL2中的杯状体50与阀针20的滑动距离长。这里,滑动距离越长,起因于间隙的倾斜越小。例如,间隙CL1中的滑动距离越长,杯状体50相对于导引部件60的倾斜越小。间隙CL2中的滑动距离越长,阀针20相对于杯状体50的倾斜越小。设定为,即使它们两者的倾斜是最大,连结面51e也不碰抵在导引部件60。

[0181] 导引部件60由磁性材料形成,杯状体50由非磁性材料形成。通常非磁性材料与磁性材料相比为低硬度。也并不局限于此,在本实施方式中,杯状体50和导引部件60是相同的硬度。换言之,杯状体50不是使用通常的非磁性材料、而是使用高硬度的非磁性材料。杯状体50的硬度(杯状体硬度)和导引部件60的硬度(导引部件硬度)例如是维氏硬度HV600至HV700的范围的值。并且,只要导引部件硬度相对于杯状体硬度的偏差包含在杯状体硬度的-10%至+10%的范围中,则两硬度就看作是相同的硬度。

[0182] 内芯32的硬度被设定为比杯状体硬度低。也可以在杯状体50中的与内芯32抵接的部分,涂敷比杯状体50硬质的硬质膜。或者,也可以在内芯32中的与杯状体50抵接的部分,

涂敷比内芯32硬质的硬质膜。作为该硬质膜的具体例,可以举出类金刚石碳(DLC)。DLC是主要由碳化氢或碳的同位素构成的非晶质(非结晶型)的硬质膜。通过这样涂敷硬质膜,抑制杯状体50或内芯32的磨损。另外,在对杯状体50的整体涂敷硬质膜的情况下,优选的是禁止向阀针20及导引部件60中的与杯状体50的硬质膜接触的部分涂敷硬质膜。

[0183] • 此外,在通过杯状体50与导引部件60的滑动而磨损进展的情况下,杯状体50相对于导引部件60较大地倾倒,进而,阀针20与杯状体50一起较大地倾倒。并且,如果阀针20的倾倒变大,则阀针20的开闭阀时间偏差,燃料喷射量偏差变大。

[0184] 对于该担心,在本实施方式中,具备阀针20(阀体)、固定芯13、可动芯30、第1弹簧部件SP1(弹簧部件)、杯状体50(闭阀力传递部件)和导引部件60。

[0185] 可动芯30在被固定芯13吸引而移动了规定量的时点抵接于阀针20,使阀针20开阀动作。如上述那样,第1弹簧部件SP1随着阀针20的开阀动作而弹性变形,发挥使阀针20闭阀动作的闭阀弹性力。杯状体50具有抵接在第1弹簧部件SP1和阀针20而将闭阀弹性力向阀针20传递的阀体传递部(圆板部52)、以及将可动芯30向喷孔侧施力的圆筒形状的圆筒部51。导引部件60具有使圆筒部51的外周面51d滑动的滑动面61b,以在限制圆筒部51向径向的移动的同时引导向轴线C方向的移动。在导引部件60形成有作为与滑动面61b的反喷孔侧相连、且在以使与杯状体50的间隙在径向上扩大的朝向凹陷的形状的凹面60a。另外,阀体传递部是圆板形状的圆板部52,圆筒部51是从圆板部52的圆板外周端向喷孔侧延伸的形状。

[0186] 在杯状体50的表面中,将包括圆筒部51的外周面且相对于轴线C方向平行地扩展的面设为平行面,将与平行面的反喷孔侧相连且位于比平行面更靠径向内侧的面设为连结面51e,将平行面与连结面51e的边界线设为连结边界线51f。并且,连结边界线51f在轴线方向上移动的范围M3的整体包含在轴线方向中的形成有凹面60a的范围N1中。即,连结边界线51f的轴线方向位置不论在阀针20的全升起时及闭阀时的哪个时候,都处于形成有凹面60a的范围N1中。

[0187] 因此,当杯状体50一边在导引部件60上滑动一边沿轴向移动时,连结边界线51f与凹面60a对置而不再与滑动面61b接触。由此,能够抑制在向轴向的面压成分较大的状态下杯状体50推抵于导引部件60,能够抑制杯状体50的磨损。因此,能够抑制杯状体50的倾倒,进而能够抑制阀针20的倾倒,所以能够抑制因阀针20的开闭阀时间偏差造成的燃料喷射量偏差。

[0188] • 进而,有关本实施方式的燃料喷射阀1,凹面60a中的与滑动面61b邻接的邻接面60a1,是随着从滑动面61b远离而使与杯状体50的间隙CL1在径向上逐渐扩大的形状。这里,与本实施方式相反而邻接面60a1是以阶差状在径向上扩大的形状的情况下,阶差的角部分提高了推抵在向喷孔侧移动的杯状体50上时的面压,有可能会促进磨损。鉴于这一点,有关本实施方式的邻接面60a1是在径向上逐渐扩大的形状,所以能够将上述面压缓和,能够降低杯状体50与导引部件60的磨损促进的可能。

[0189] • 进而,有关本实施方式的燃料喷射阀1,在邻接面60a1中,包括在剖视中直线地延伸的锥形状面60a2。并且,锥形状面60a2相对于滑动面61b倾斜的倾斜角度 θ_3 比杯状体50倾倒的角度中的设想的最大的倾倒角度 θ_4 大。因此,能够减小倾倒的杯状体50与锥形状面60a2接触的可能性,能够降低杯状体50与导引部件60的磨损促进的担心。

[0190] • 进而,有关本实施方式的燃料喷射阀1,包括邻接面60a1与滑动面61b的边界在

内的边界部60b是以向径向内侧突出的朝向弯曲的形状。这里,在与本实施方式相反而上述边界部是尖锐的形状的情况下,提高了该边界部碰抵在向喷孔侧移动的杯状体50上时的面压,有可能会促进磨损。鉴于这一点,在本实施方式中,由于边界部60b是以向径向内侧突出的朝向弯曲的形状,所以能够将上述面压缓和,能够降低磨损促进的担心。

[0191] • 进而,有关本实施方式的燃料喷射阀1,导引部件60由磁性材料形成,杯状体50由非磁性材料形成。由此,能够避免对杯状体50在径向上作用电磁吸引力而杯状体50的平行面被推压在导引部件60的滑动面61b的情况。由此,能够抑制杯状体50和导引部件60的磨损。

[0192] • 进而,有关本实施方式的燃料喷射阀1,杯状体50和导引部件60是相同的硬度。通常,非磁性材料是比磁性材料低硬度。尽管如此,在本实施方式中,如上述那样,杯状体50不是使用通常的非磁性材料,而是使用高硬度的非磁性材料。因此,能够在避免对杯状体50作用电磁吸引力的同时,避免在有硬度差的情况下会促进低硬度侧的部件磨损这样的担心。

[0193] • 进而,有关本实施方式的燃料喷射阀1,杯状体50的平行面与导引部件60的滑动面61b的间隙CL1比杯状体50与阀针20的间隙CL2大。

[0194] 这里,有阀针20在相对于轴线C方向倾斜的状态下开闭动作的情况。如果阀针20倾斜,则在其倾倒地力下杯状体50也倾倒,如果杯状体50倾倒,则杯状体50推抵于导引部件60的力变大,有可能会磨损。由此,根据针对这样可能会磨损的结构应用凹面60a的本实施方式,可以说更有效地发挥由凹面60a带来的磨损抑制效果。

[0195] <结构群E的详细说明>

[0196] 接着,使用图22及图23对有关本实施方式的燃料喷射阀1具备的结构中的至少包括外芯31与内芯32的压入构造以及与其压入构造关联的结构的结构群E详细地进行说明。除此以外,使用图24~图26对结构群E的变形例在后面叙述。

[0197] 如图22所示,形成于外芯31的内周面的压入面31p和形成于内芯32的外周面的压入面32p相互被压入固定。这些压入面31p、32p不是跨轴线C方向的全域形成,而是形成在轴线C方向的一部分上。

[0198] 在本实施方式中,在可动芯30的反喷孔侧的一部分上形成有压入面31p、32p,在以下的说明中,将外芯31中的形成有压入面31p、且包含压入面31p的轴线C方向整体的部分称作压入区域311。此外,将外芯31中的没有形成压入面31p、且不包含压入面31p的径向整体的部分称作非压入区域312。即,外芯31在轴线C方向上被划分为反喷孔侧的压入区域311和相对于压入区域在轴线C方向上邻接的喷孔侧的非压入区域312。

[0199] 在非压入区域312中,形成有与内芯32的卡止部32i在轴线C方向上抵接的卡止部31b。卡止部32i防止由于内芯32向导引部件60等的碰撞而内芯32相对于外芯31向喷孔侧偏移。另外,在非压入区域312的内周面中的、从卡止部31b到与压入区域311的边界的部分,形成有与内芯32的间隙B3。换言之,间隙B3位于压入区域311与非压入区域312的边界。

[0200] 间隙B3作为将伴随着将内芯32向外芯31压入而产生的毛刺封入的区域发挥功能。另外,由于外芯31的材质比内芯32软,所以上述毛刺在外芯31的压入面31p产生。详细地讲,通过内芯32的压入面32p的喷孔侧端部将外芯31的压入面31p的一部分削掉而产生上述毛刺。

[0201] 另外,在本实施方式中,在对外芯31组装内芯32之后,通过切削加工等形成上述的连通槽32e及外连通槽31e,然后,将第1芯抵接面32c及第2芯抵接面32b磨削。由此,使第1芯抵接面32c及第2芯抵接面32b的轴线C上的位置一致。

[0202] 图23的实线所示的外芯31的外周面表示内芯32的压入前的状态,在俯视中是圆形(正圆)。相对于此,在内芯32的压入后的状态下,外芯31中的压入区域311的外周面如图23的虚线所示那样向径向外侧隆起。但是,贯通孔31a存在的部分(小膨胀部311a)与不存在贯通孔31a的部分(大膨胀部311b)相比不易隆起。由此,压入变形后的压入区域311的外周面不为正圆,大膨胀部311b成为比小膨胀部311a更大的直径的形状。此外,在压入前的状态下,对于压入区域311和非压入区域312,外周面的直径相同。因而,在压入后的状态下,压入区域311的外周面成为比非压入区域312的外周面更大的直径(参照图22)。

[0203] 将可动芯30以可移动的状态收容的保持器具有作为有磁性的磁性部件的主体阀身12、以及相对于主体阀身12在移动方向上邻接的非磁性部件14,主体阀身12的端面与非磁性部件14的端面被相互焊接。在保持器中,将与压入区域311的外周面对置的部分设为压入对置部H1,将与非压入区域312的外周面对置的部分设为非压入对置部H2。此外,在压入对置部H1的内周面与压入区域311的外周面的径向的间隙中,将最小的间隙设为压入部间隙CL3,在非压入对置部H2的内周面与非压入区域312的外周面的径向的间隙中,将最小的间隙设为非压入部间隙CL4。并且,将压入对置部H1的最小内径形成为比非压入对置部H2的最小内径大,以使压入部间隙CL3比非压入部间隙CL4大。

[0204] 压入对置部H1的内周面是相对于可动芯30的移动方向(轴线C方向)平行地扩展的形状。非压入对置部H2的内周面具有相对于移动方向平行地扩展的平行面H2a、以及将压入对置部H1的内周面与平行面H2a相连的连结面H2b。连结面H2b是随着向平行面H2a接近而内径逐渐变小的形状。在非压入对置部H2中,虽然包括主体阀身12的一部分,但不包括非磁性部件14,平行面H2a及连结面H2b由主体阀身12形成。换言之,主体阀身12是具有内径尺寸相互不同的平行面H2a及连结面H2b的形状。非压入对置部H2与非压入区域312的最小间隙即非压入部间隙CL4,相当于主体阀身12形成的平行面H2a处的间隙。

[0205] 更具体地讲,由压入部间隙CL3形成的流路截面积比由非压入部间隙CL4形成的流路截面积大。这些流路截面积是由压入部间隙CL3、CL4形成的流路中的相对于轴线C方向垂直的截面的面积。

[0206] 压入对置部H1的内周面H1a是相对于移动方向平行地扩展的形状。在压入对置部H1中,包括非磁性部件14的一部分及主体阀身12的一部分。非磁性部件14跨轴线C方向的整体被形成为均匀的内径尺寸。压入对置部H1与压入区域311的最小间隙即压入部间隙CL3,相当于主体阀身12中的连结面H2b的反喷孔侧的部分、或非磁性部件14处的间隙。

[0207] • 此外,在将向导引部件60等的碰撞用的内芯32和磁回路用的外芯31压入固定而构成被固定芯13吸引的可动芯30的情况下,通过压入,外芯31的外径稍稍隆起。结果,收容可动芯30的保持器的内周面和外芯31的外周面的间隙变小,可动芯30从存在于间隙中的燃料处受到的流动阻力变大。并且,由于难以对通过压入而外径隆起的量进行管理,所以相应于流动阻力的大小而发生机械误差偏差,可动芯30的移动速度中发生偏差。结果,在开阀响应性中发生机械误差偏差,喷射量偏差变大。

[0208] 对于该问题,有关本实施方式的燃料喷射阀1具备阀针20(阀体)、固定芯13、可动

芯30、主体阀身12(保持器)及非磁性部件14(保持器)、和导引部件60(止挡部件)。可动芯30是圆筒形状,通过在磁吸引力下与阀针20一起移动,从而将喷孔11a打开。保持器具有被填充燃料的可动室12a,在可动室12a中将可动芯30以能够移动的状态收容。导引部件60抵接在可动芯30,限制可动芯30向离开喷孔11a的方向的移动。可动芯30具有与导引部件60抵接的内芯32、以及被压入固定于内芯32的外周面的外芯31。外芯31在可动芯30的移动方向中,具有被压入固定于内芯32的外周面的压入区域311、以及不被压入于内芯32的外周面的相对于压入区域311在移动方向上邻接的非压入区域312。并且,在保持器的内周面与可动芯30的外周面的间隙中,压入区域311中的最小的间隙CL3比非压入区域312中的最小的间隙CL4大。

[0209] 这里,可动芯30从存在于外芯外周面与保持器内周面的间隙中的燃料处受到的流动阻力,在上述间隙的大小根据轴向位置而变化的形状的情况下,较大地受到最小的间隙的影响。并且,在保持器内周面与可动芯外周面的间隙中,压入区域311中的间隙CL3与非压入区域312中的间隙CL4相比,更大地发生机械误差偏差。由此,在与本实施方式相反而压入区域311中的最小的间隙CL3比非压入区域312中的最小的间隙CL4小的情况下,流动阻力较大地受到压入区域311的间隙CL3的影响。因此,较大地发生流动阻力的机械误差偏差。相对于此,根据本实施方式,压入区域311中的最小的间隙CL3比非压入区域312中的最小的间隙CL4大。因此,能够抑制流动阻力受到压入区域311中的间隙CL3的影响,能够抑制可动芯30的移动速度中发生偏差。结果,能够抑制开阀响应性的机械误差偏差,进而能够减小喷射量偏差。

[0210] • 进而,有关本实施方式的燃料喷射阀1,压入对置部H1的内周面H1a是相对于移动方向平行地扩展的形状。此外,非压入对置部H2的内周面具有相对于移动方向平行地扩展的平行面H2a、以及将压入对置部H1的内周面与平行面H2a相连的连结面H2b。并且,连结面H2b是随着接近于平行面H2a而内径逐渐变小的形状。

[0211] 通过压入而较大地发生隆起的部分(大膨胀部311b)和几乎不隆起的部分(小膨胀部311a)的边界为逐渐隆起的形状。鉴于这一点,根据具有内径逐渐变小的连结面H2b的本实施方式,能够尽可能减小连结面H2b的部分形成的磁回路的空隙。另外,连结面H2b既可以是如图22所示那样内径直线性地逐渐变化的锥形状,也可以是弯曲而内径变化的弯曲形状,也可以是以台阶状变化的阶差形状。

[0212] • 进而,有关本实施方式的燃料喷射阀1,保持器具备:具有磁性的主体阀身12(磁性部件)、以及相对于主体阀身12在移动方向上邻接的非磁性部件14,主体阀身12的端面和非磁性部件14的端面被相互焊接。由此,能够通过一连串的作业实施对保持器内径赋予大小的加工、将保持器内周面中的焊接痕去除的加工,所以能够减轻对保持器内径赋予大小的加工的工作量。

[0213] • 进而,有关本实施方式的燃料喷射阀1,在外芯31上,在周向上以等间隔形成有3个以上在移动方向上贯通的贯通孔31a。由此,可动芯30从可动室12a的燃料处受到的流动阻力变低的部位,绕轴线方向以等间隔存在3处以上。因此,当可动芯30在轴线C方向上移动时,能够抑制可动芯30相对于轴线C方向倾斜的朝向变化。由此,能够抑制可动芯30的动态变得不稳定,所以能够进一步抑制开阀响应性偏差。

[0214] [变形例E1]

[0215] 在图24所示的本变形例中,压入区域311中的外芯31的最大外径比非压入区域312中的外芯31的最大外径小。

[0216] 具体而言,在压入前的状态下预先将压入区域311的外径形成得与非压入区域312的外径相比充分小,形成为,即使是通过压入而压入区域311隆起的状态,压入区域311的外径也比非压入区域312的外径小。总之,在压入前的状态下,将压入区域311的外周面切削加工而预先形成凹部311c,凹部311c的切削深度充分大,以使得即使压入而隆起也还是留有凹部311c。此外,非压入对置部H2的内径尺寸与压入对置部H1同样,跨轴线C方向是相同的。

[0217] 通过以上,由于将压入区域311的外周面形成得比非压入区域312小,并且将非压入对置部H2的内周面形成为与压入对置部H1相同,所以压入部间隙CL3比非压入部间隙CL4大。因此,在本变形例中也发挥与图23所示的燃料喷射阀1同样的效果。

[0218] [变形例E2]

[0219] 在图25所示的本变形例中,保持器的压入对置部H1的全部由非磁性部件14形成,在压入对置部H1中不包括主体阀身12。例如,与图23的构造相比使压入面31p、32p的轴线C方向长度变短,从而成为压入对置部H1的全部由非磁性部件14形成的构造。或者,与图23的构造相比使非磁性部件14的轴线C方向长度变长,从而成为压入对置部H1的全部由非磁性部件14形成的构造。通过本变形例,由于压入部间隙CL3被形成为比非压入部间隙CL4大,所以能发挥与图23所示的燃料喷射阀1同样的效果。

[0220] [变形例E3]

[0221] 在图26所示的本变形例中,压入区域311中的通过压入而在径向上隆起的部分被除去,压入区域311中的外芯31的最大外径被形成为与非压入区域312中的外芯31的最大外径相同。

[0222] 具体而言,在内芯32的压入前的状态下,准备在俯视下外周面为圆形(正圆)的外芯31(准备工序),并使内芯32压入(压入工序)。然后,通过将因压入而隆起的大膨胀部311b(参照图23)在压入后切削加工(切削工序),形成外芯31,以使其在俯视时外周面为圆形(正圆)。此外,压入对置部H1及非压入对置部H2的内径尺寸跨轴线C方向相同。因而,压入部间隙CL3与非压入部间隙CL4相同。由此,通过本变形例也发挥与图23同样的效果。

[0223] (第2实施方式)

[0224] 相对于上述有关第1实施方式的闭阀力传递部件由杯状体50提供,有关本实施方式的闭阀力传递部件由以下说明的第1杯状体501、第2杯状体502及第3弹簧部件SP3(参照图27)提供。另外,关于以下说明的结构以外,有关本实施方式的燃料喷射阀的结构与上述有关第1实施方式的燃料喷射阀的结构相同。

[0225] 第1杯状体501与第1弹簧部件SP1及阀针20抵接,将由第1弹簧部件SP1带来的闭阀弹性力向阀针20传递。总之,第1杯状体501发挥与上述有关第1实施方式的杯状体50的圆板部52相同的功能。在第1杯状体501,形成有与第1实施方式同样的贯通孔52a。

[0226] 第3弹簧部件SP3是在轴线方向上弹性变形而发挥弹性力的弹性部件。第3弹簧部件SP3的一端与第1杯状体501的抵接面501a抵接,第3弹簧部件SP3的另一端与第2杯状体502的抵接面502a抵接。由此,第3弹簧部件SP3被夹在第1杯状体501与第2杯状体502之间而在轴向上弹性变形,发挥由该弹性变形带来的弹性力。

[0227] 第2杯状体502在闭阀动作时与可动芯30抵接,将可动芯30向喷孔侧施力。总之,第

2杯状体502发挥与上述有关第1实施方式的杯状体50的圆筒部51相同的功能。并且,第3弹簧部件SP3发挥在第1杯状体501和第2杯状体502的相互间沿轴向传递力的功能。

[0228] 阀针20具有主体部2001及扩径部2002。在主体部2001的反喷孔侧端部,形成有闭阀时阀体抵接面21b。该闭阀时阀体抵接面21b与上述第1实施方式同样,与闭阀力传递部件(第1杯状体501)的闭阀力传递抵接面52c抵接。

[0229] 扩径部2002位于比闭阀时阀体抵接面21b靠喷孔侧,是使主体部2001的直径扩大的圆板形状。在扩径部2002的喷孔侧的面上,形成有开阀时阀体抵接面21a。该开阀时阀体抵接面21a与上述第1实施方式同样,与可动芯30的第1芯抵接面32c抵接。闭阀状态下的开阀时阀体抵接面21a与第1芯抵接面32c的间隙的轴线C方向长度相当于上述有关第1实施方式的空隙量L1。

[0230] 在将向线圈17的通电刚从断开切换为导通后的状态下,磁吸引力作用于可动芯30,可动芯30开始向开阀侧的移动。并且,可动芯30一边将第2杯状体502推起一边移动,如果其移动量达到空隙量L1,则可动芯30的第1芯抵接面32c碰撞在阀针20的开阀时阀体抵接面21a。

[0231] 在本实施方式中,导引部件60被弃用,通过可动芯30与固定芯13抵接来限制阀针20的开阀动作量。并且,如上述那样,在可动芯30碰撞于阀针20的时点,在固定芯13与可动芯30之间形成有间隙,该间隙的轴线C方向长度与上述第1实施方式的提升量L2对应。

[0232] 在到该碰撞时点为止的期间中,也在阀针20作用第1弹簧部件SP1的弹性力。在上述碰撞后,可动芯30通过磁吸引力进一步继续移动,如果碰撞后的移动量达到提升量L2,则可动芯30碰撞于固定芯13而移动停止。该移动停止时点的,阀身侧座11s和阀体侧座20s的轴线C方向上的相离距离相当于阀针20的全升起量,与上述的提升量L2一致。

[0233] (第3实施方式)

[0234] 上述有关第1实施方式的闭阀力传递部件(杯状体50)是具有圆筒部51及圆板部52的杯状体形状。相对于此,有关本实施方式的闭阀力传递部件是圆筒部51被弃用的、由圆板部52构成的圆板形状(参照图28)。另外,关于以下说明的结构以外,有关本实施方式的燃料喷射阀的结构与上述有关第1实施方式的燃料喷射阀的结构相同。

[0235] 此外,在上述第1实施方式中,在圆筒部51形成有闭阀力传递部件中的可动芯30的抵接面(第2芯抵接面32b)抵接的面(芯抵接端面51a)。相对于此,在本实施方式中,圆板部52的喷孔侧的面作为与可动芯30抵接的芯抵接端面52e(参照图28)发挥功能。

[0236] (其他实施方式)

[0237] 该说明书的公开并不限定于在实施方式中表示的部件及/或要素的组合。公开可以拥有能够对实施方式追加的追加性的部分。公开包含实施方式的部件及/或要素被省略的形态。公开包含1个实施方式与其他实施方式之间的部件及/或要素的替换或组合。例如,上述有关第1实施方式的燃料喷射阀1具备结构群A、B、D、E的全部,但也可以是具备任意组合的结构群的燃料喷射阀。

[0238] 在图5所示的例子中,可动侧芯对置面31c的锥角度 θ_1 被设定为比可动芯30能够倾斜的最大角度即最大芯倾倒角度 θ_2 大。相对于此,锥角度 θ_1 既可以设定为比最大芯倾倒角度 θ_2 小,也可以设定为与最大芯倾倒角度 θ_2 相同的大小。

[0239] 在图5所示的例子中,吸引面被形成为锥形状,被吸引面被形成为与垂线D平行的

平坦形状。相对于此,也可以被吸引面被形成成为锥形状,吸引面被形成成为与垂线D平行的平坦形状。

[0240] 在上述第1实施方式中,位于最靠径向外侧的部分的相离距离Ha被设定为 $1\mu\text{m}$ 以上且小于 $50\mu\text{m}$,但也可以是小于 $1\mu\text{m}$,也可以是 $50\mu\text{m}$ 以上。此外,锥角度 θ_1 被设定为 0.05° 以上且小于 1° ,但也可以是小于 0.05° ,也可以是 1° 以上。

[0241] 在图5所示的例子中,固定侧芯对置面13b中的位于最靠内径侧的部分(最内径部分)的轴向位置与止挡抵接端面61a的轴向位置一致。相对于此,固定侧芯对置面13b的最内径部分的轴向位置也可以位于比止挡抵接端面61a更靠反喷孔侧。

[0242] 图5所示的连通槽32e除了形成在第1芯抵接面32c及第2芯抵接面32b以外也形成在第3芯抵接面32d,但也可以不形成在第3芯抵接面32d。此外,图5所示的连通槽32e跨第1芯抵接面32c的径向的全域而形成,但只要形成在第1芯抵接面32c中的至少与第2芯抵接面32b邻接的部分上就可以。

[0243] 图12所示的外连通槽31e被配置为不与贯通孔31a连通,但外连通槽31e也可以配置为与贯通孔31a连通。图15所示的连通槽32g跨第1芯抵接面32c、第2芯抵接面32b及第3芯抵接面32d而形成,但也可以不形成在第3芯抵接面32d。

[0244] 在图17、图18及图19的例子中,将连通槽32e弃用,代替连通槽32e而具备连通孔20c、滑动面连通槽20d及第2滑动面连通槽32h。相对于此,燃料喷射阀1也可以具备连通槽32e、连通孔20c、滑动面连通槽20d及第2滑动面连通槽32h中的任意两个以上。

[0245] 在图18的例子中,在阀针20形成有滑动面连通槽20d,但也可以在杯状体50中的阀针20滑动的传递部件侧滑动面51c(参照图18)形成滑动面连通槽。在图19的例子中,在内芯32形成有第2滑动面连通槽32h,但也可以在阀针20中的与内芯32滑动的面形成第2滑动面连通槽。

[0246] 在上述第1实施方式中,在阀针20中的与喷孔体11的内壁面11c对置的部分(阀针前端部)、和杯状体50的外周面51d的两处,可动部M在径向上被支承。相对于此,也可以在可动芯30的外周面和阀针前端部的两处,可动部M被从径向支承。

[0247] 在上述第1实施方式中,内芯32由非磁性材料形成,但也可以由磁性材料形成。此外,在内芯32由磁性材料形成的情况下,也可以由磁性比外芯31弱的弱磁性材料形成。同样,阀针20及导引部件60也可以由磁性比外芯31弱的弱磁性材料形成。

[0248] 在上述第1实施方式中,当实现在可动芯30移动了规定量的时点使可动芯30抵接于阀针20而开始开阀动作的芯助推构造时,使杯状体50夹在第1弹簧部件SP1与可动芯30之间。相对于此,也可以是将杯状体50弃用、而设置与第1弹簧部件SP1不同的第3弹簧部件、通过第3弹簧部件使可动芯30向喷孔侧施力的芯助推构造。

[0249] 在上述第1实施方式中,为了避免固定芯13与主体阀身12的磁短路,在固定芯13与主体阀身12之间配置有非磁性部件14。也可以代替该非磁性部件14,将具有抑制上述磁短路的磁节流部的形状的磁性部件配置到固定芯13与主体阀身12之间。或者,也可以将非磁性部件14弃用,在固定芯13或主体阀身12上形成抑制上述磁短路的磁节流部。

[0250] 上述有关第1实施方式的套筒40是连结部42向支承部43的上侧(反喷孔侧)延伸、进而插入圆筒部41延伸向该连结部42的上侧延伸的形状。相对于此,套筒40也可以是连结部42向支承部43的下侧(喷孔侧)延伸、进而插入圆筒部41向该连结部42的下侧延伸的形

状。此外,套筒40也可以是绕阀针20以环状延伸的中空形状。在此情况下,环的上表面支承第2弹簧部件SP2,环的内周面被压入于压入部23。

[0251] 上述有关第1实施方式的杯状体50是具有圆板部52及圆筒部51的杯状体形状。相对于此,杯状体50也可以是平板形状。在此情况下,平板的上侧的面(上表面)与第1弹簧部件SP1抵接,平板的下侧的面(下表面)与可动芯30抵接。

[0252] 上述有关第1实施方式的支承部件18是圆筒形状,但也可以是在圆筒形成有沿轴线C方向延伸的狭缝的截面C型形状。

[0253] 上述有关第1实施方式的可动芯30是具有外芯31和内芯32的两个部件的构造。并且,内芯32是比外芯31高硬度的材质,具有与杯状体50及导引部件60抵接的面以及与阀针20滑动的面。相对于此,可动芯30也可以是将内芯32弃用的构造。

[0254] 在如上述那样可动芯30是将内芯32弃用的构造的情况下,优选的是对于可动芯30中的与杯状体50及导引部件60抵接的抵接面以及与阀针20滑动的滑动面施以镀覆。作为对抵接面施以的镀覆的具体例的1个可以举出铬。作为对滑动面施以的镀覆的具体例的1个可以举出镍磷。

[0255] 上述有关第1实施方式的燃料喷射阀1是可动芯30与安装着固定芯13的导引部件60抵接的构造。相对于此,也可以是可动芯30与弃用了导引部件60的固定芯13抵接的构造。总之,既可以是内芯32与导引部件60抵接的构造,也可以是内芯32与弃用了导引部件60的固定芯13抵接的构造。此外,也可以是弃用了内芯32的可动芯30与导引部件60抵接的构造,也可以是弃用了内芯32的可动芯30与弃用了导引部件60的固定芯13抵接的构造。

[0256] 在如上述那样可动芯30是将内芯32弃用的构造的情况下,可动芯30的反喷孔侧的面中的与阀针20抵接的面相当于第1芯抵接面32c。此外,在如上述那样是将导引部件60弃用的构造的情况下,可动芯30中的与固定芯13抵接的面相当于第3芯抵接面32d。

[0257] 在上述第1实施方式中,在内芯32中的与导引部件60抵接的部分上形成有连通槽32e。相对于此,在如上述那样是将导引部件60弃用的构造的情况下,在内芯32中的与固定芯13抵接的部分上形成连通槽32e。此外,在如上述那样可动芯30是将内芯32弃用的构造的情况下,在可动芯30中的与固定芯13抵接的部分上形成连通槽32e。

[0258] 上述有关第1实施方式的杯状体50一边与导引部件60的内周面接触一边在轴线C方向上滑动。相对于此,杯状体50也可以是在与导引部件60的内周面之间形成规定的间隙并且在轴线C方向上移动的构造。

[0259] 在上述第1实施方式中,第2弹簧部件SP2的内周面被套筒40的连结部42导引。相对于此,第2弹簧部件SP2的外周面也可以被外芯31导引。

[0260] 在上述第1实施方式中,第2弹簧部件SP2的一端被可动芯30支承,第2弹簧部件SP2的另一端被安装于阀针20的套筒40支承。相对于此,也可以是上述套筒40被弃用的结构,第2弹簧部件SP2的另一端被主体阀身12支承。

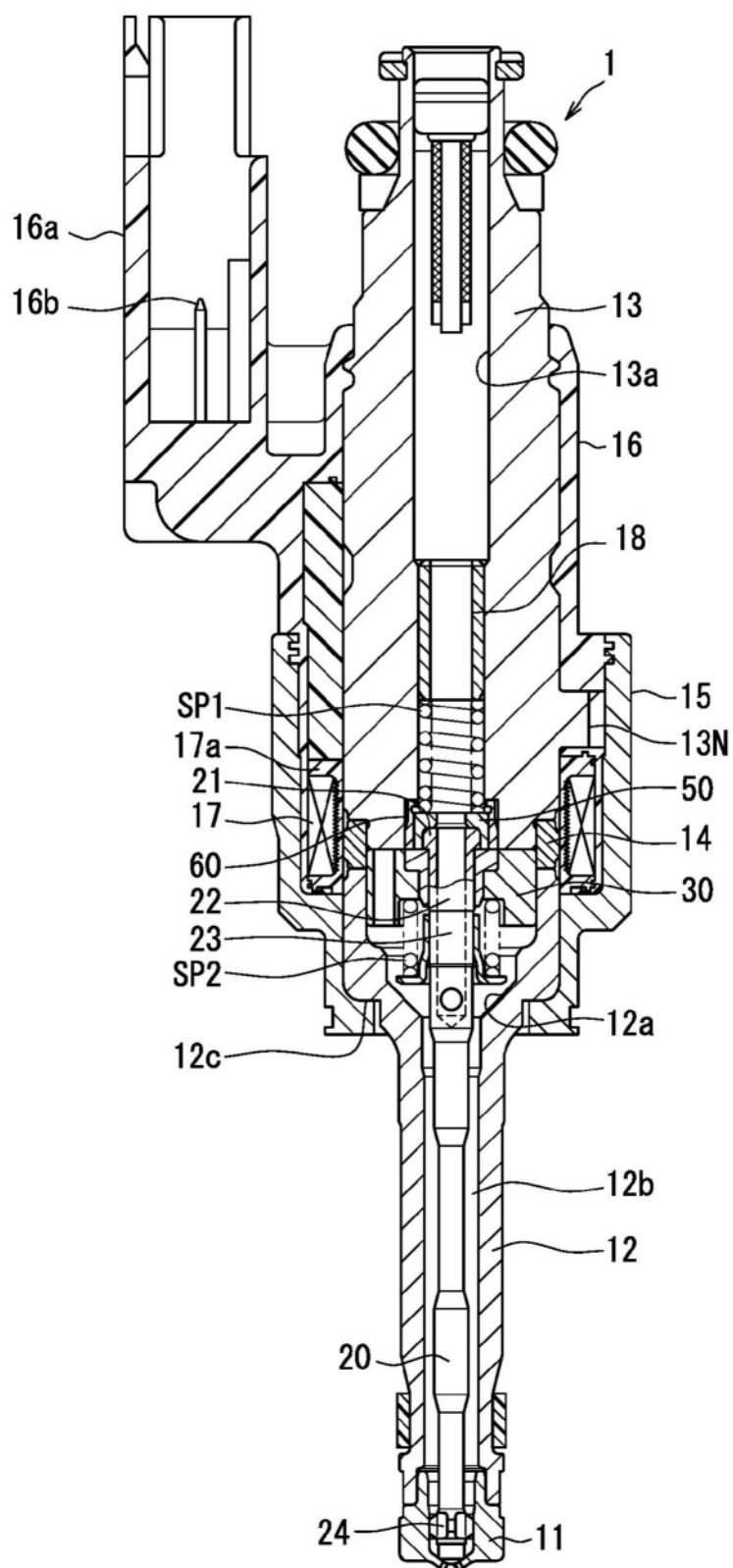


图1

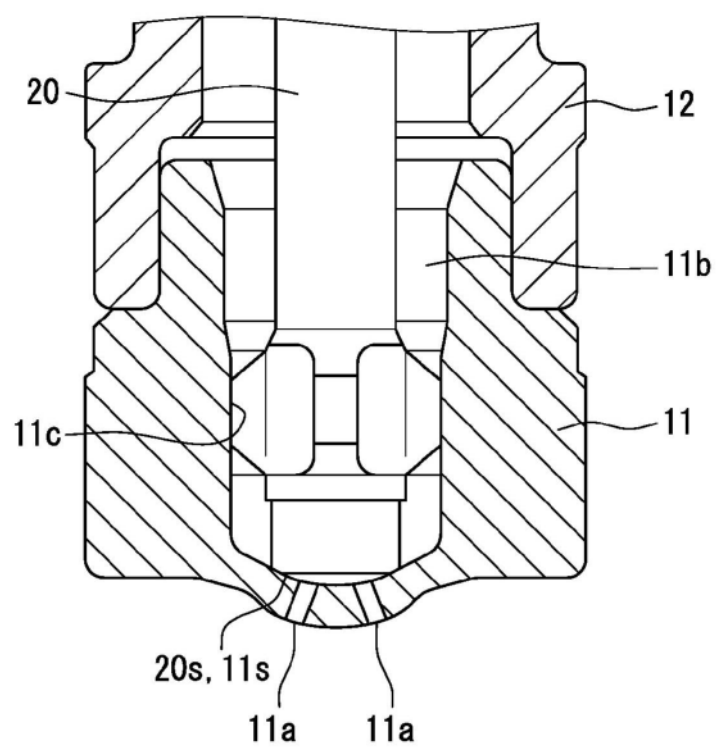


图2

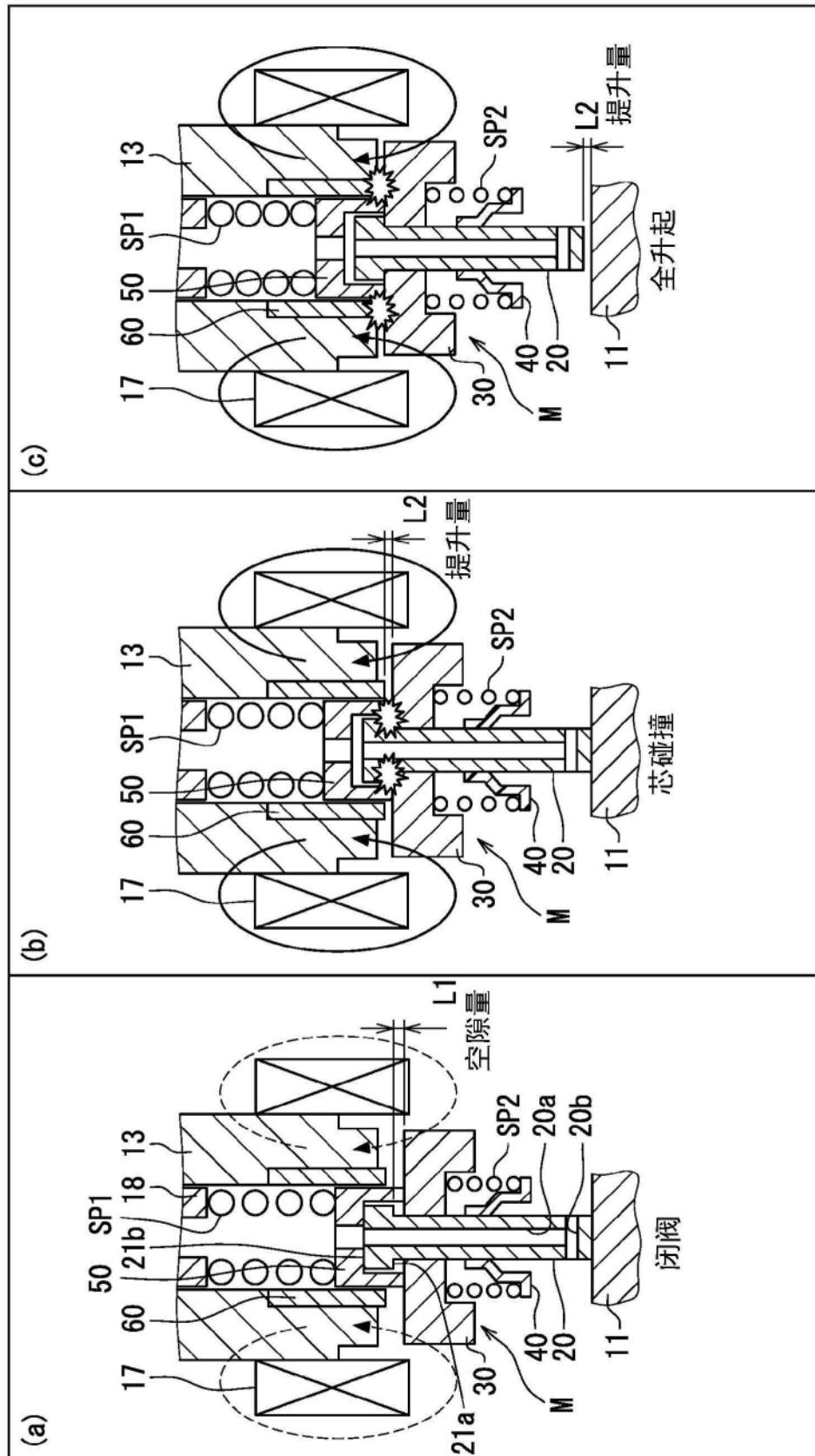


图4

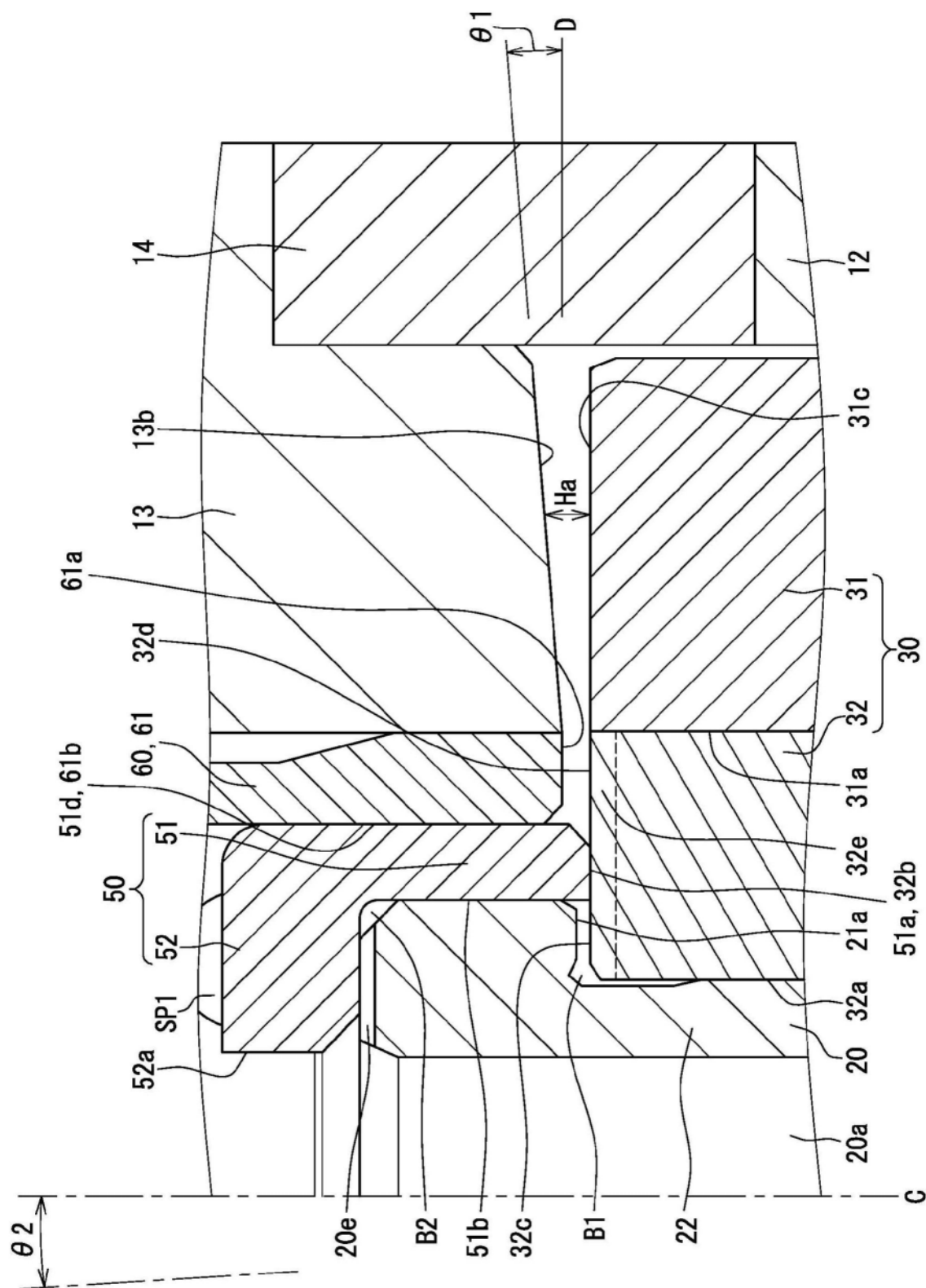


图5

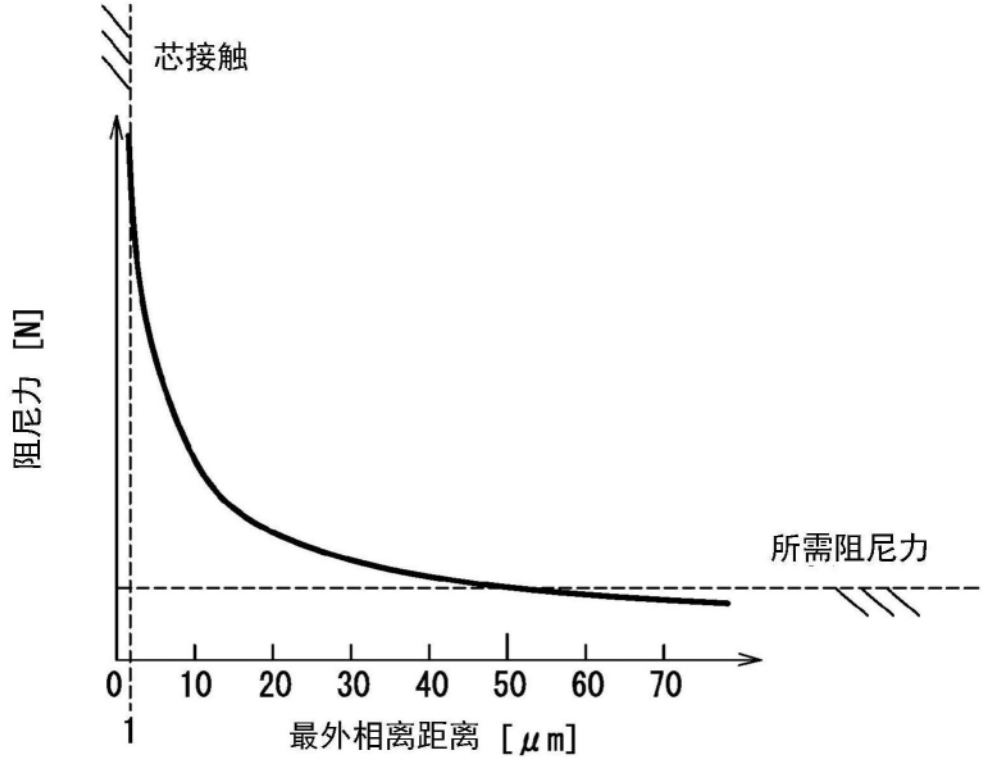


图6

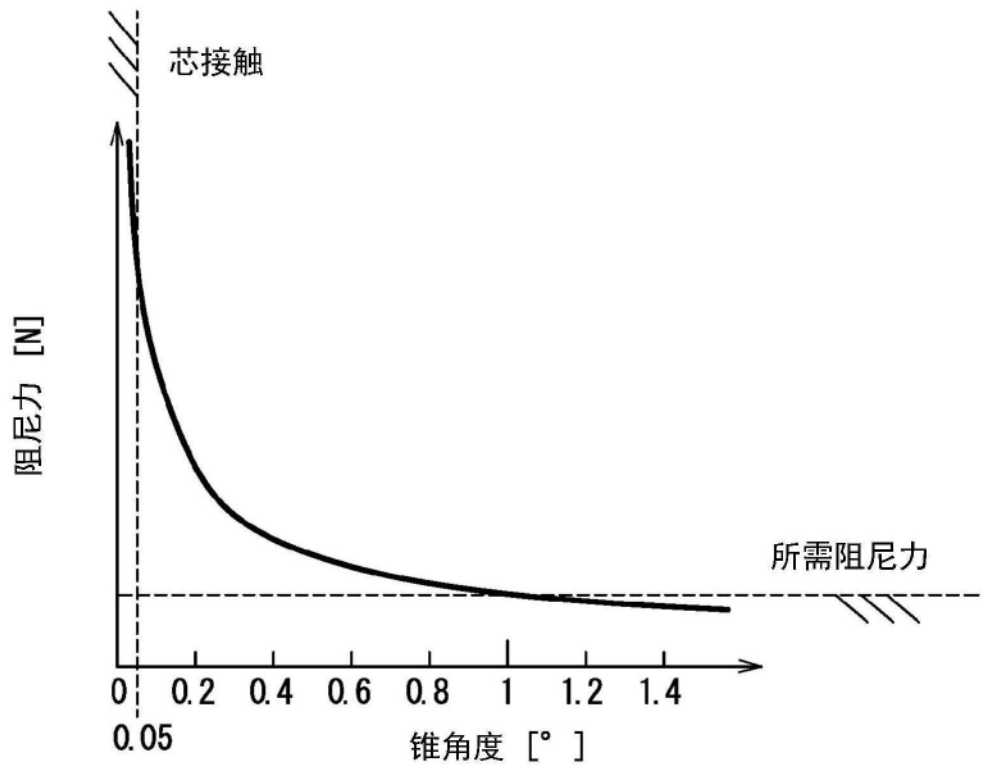


图7

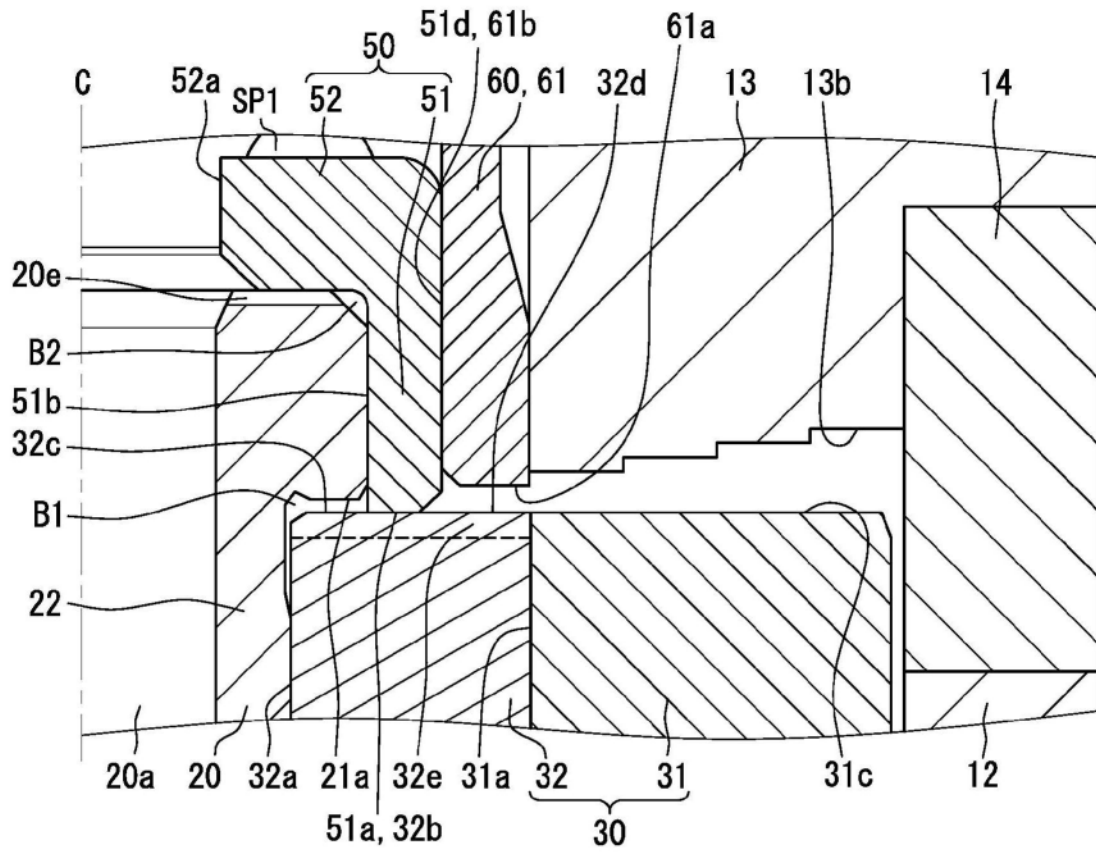


图8

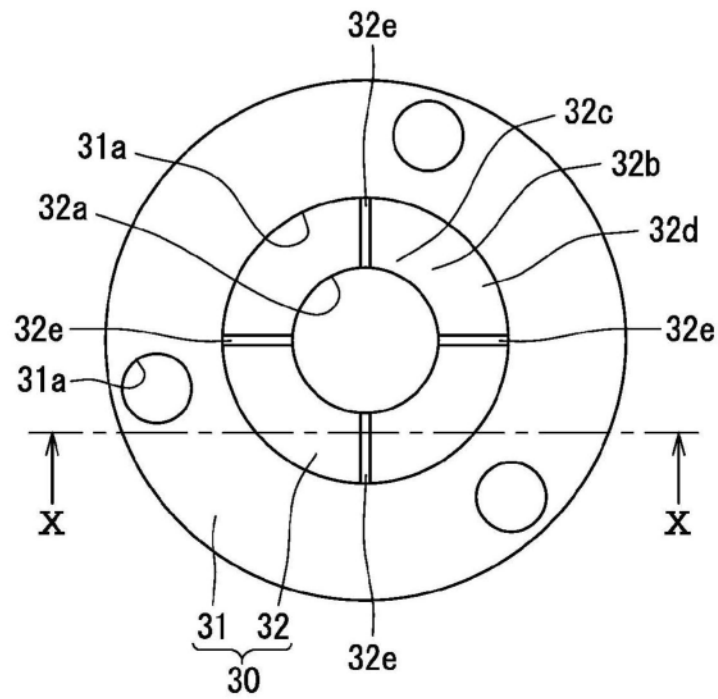


图9

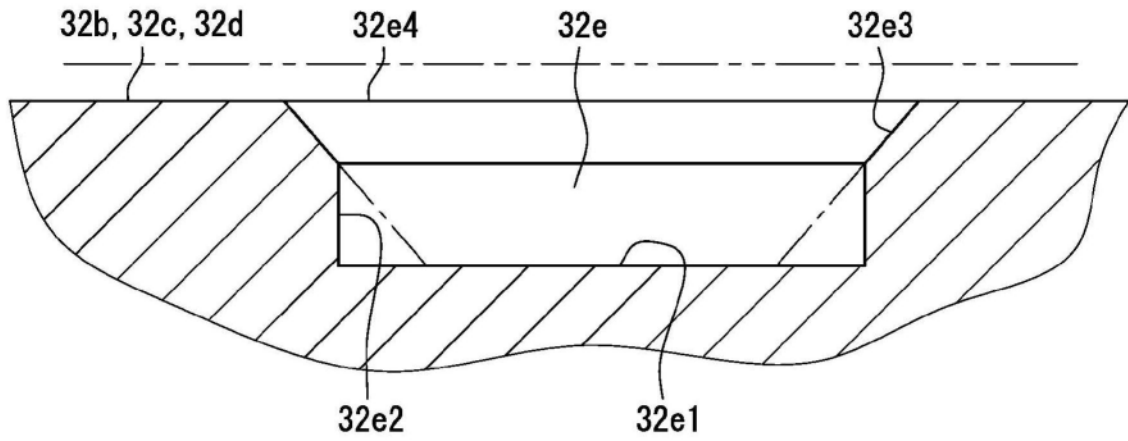


图10

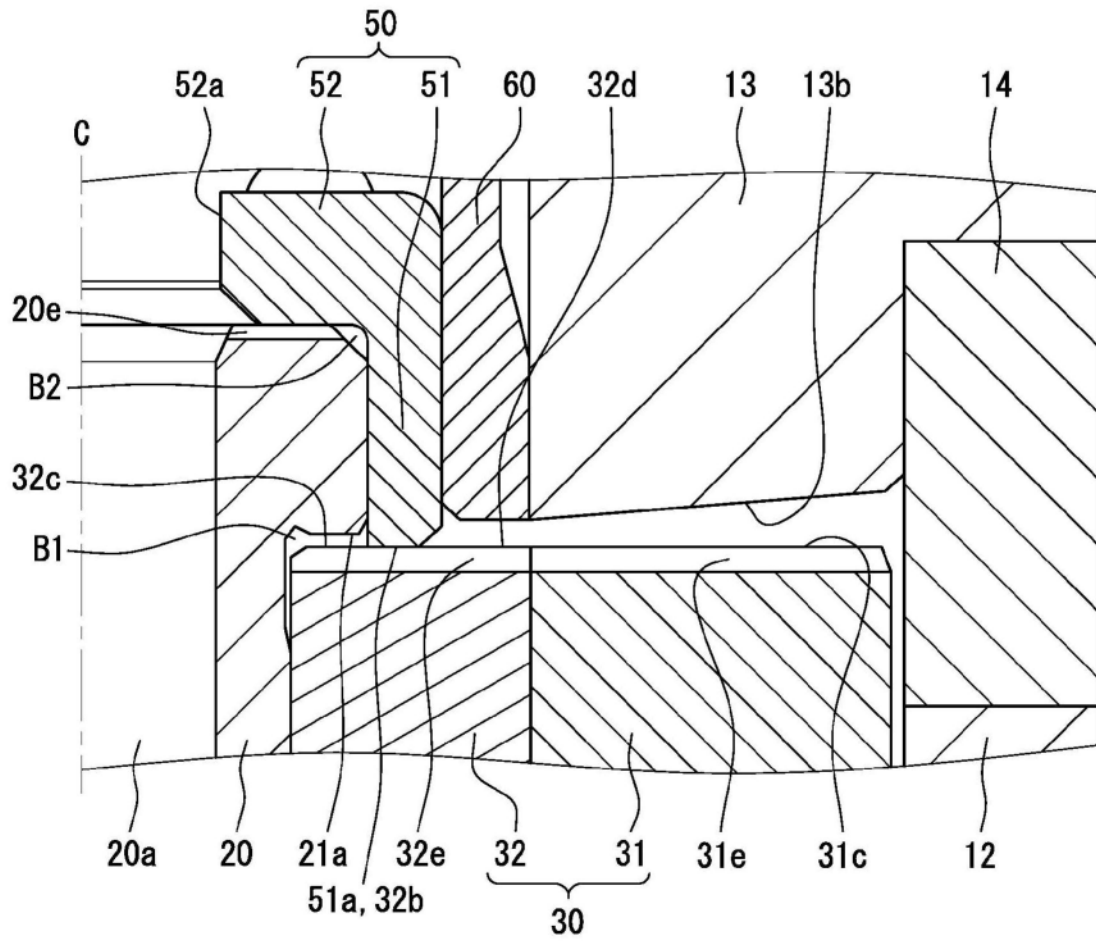


图11

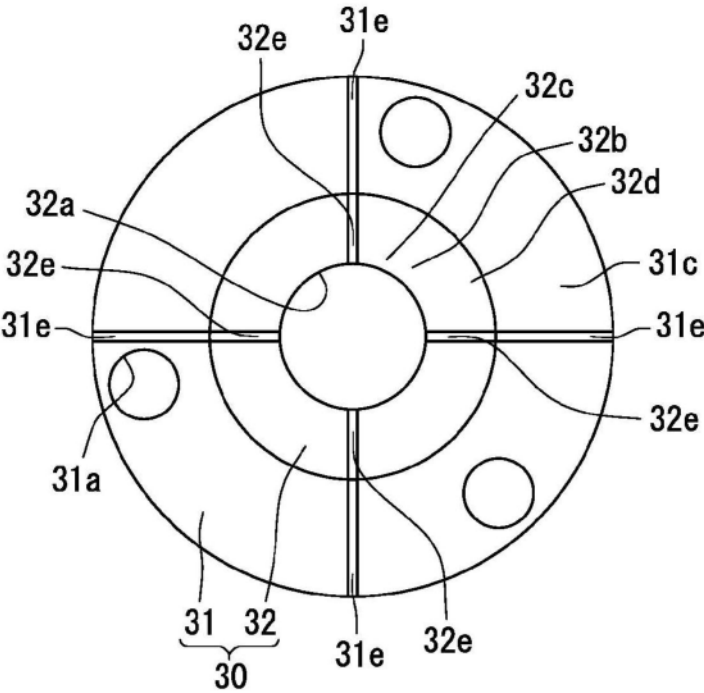


图12

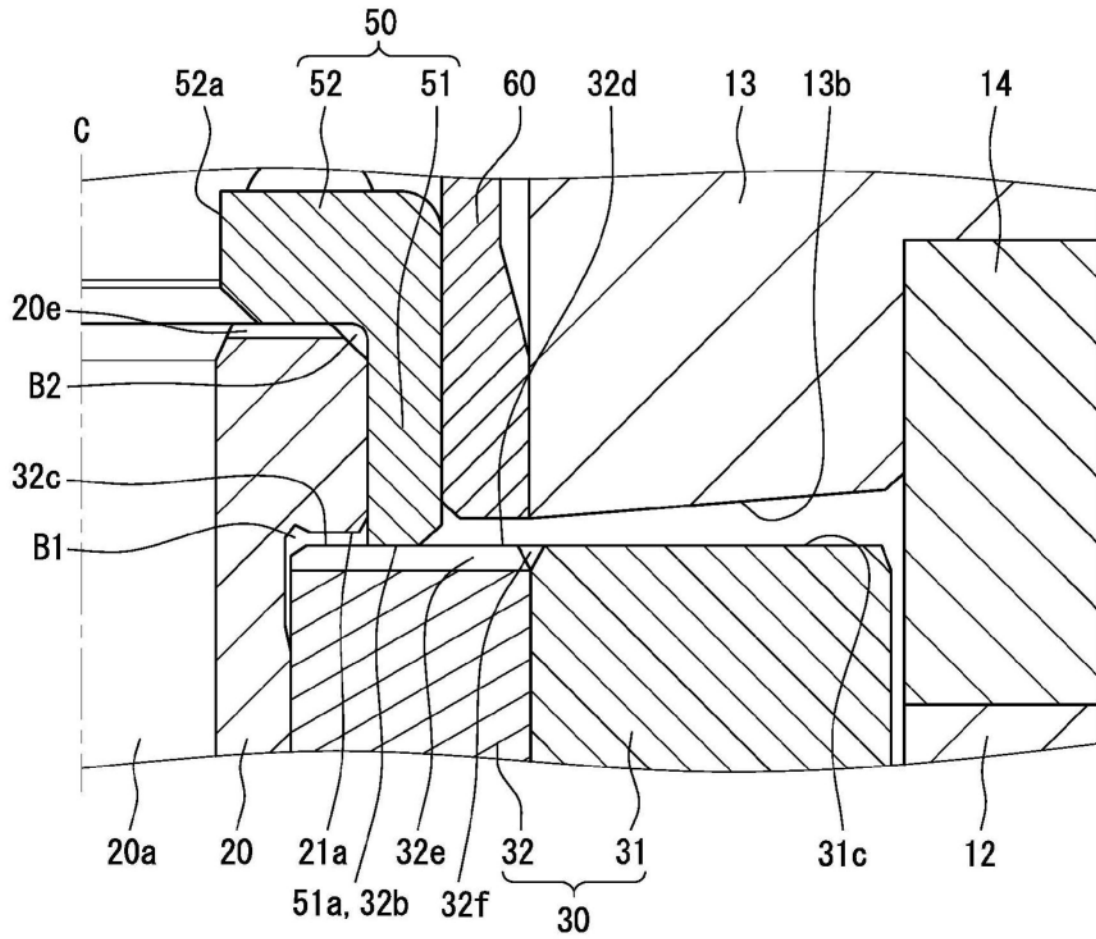


图13

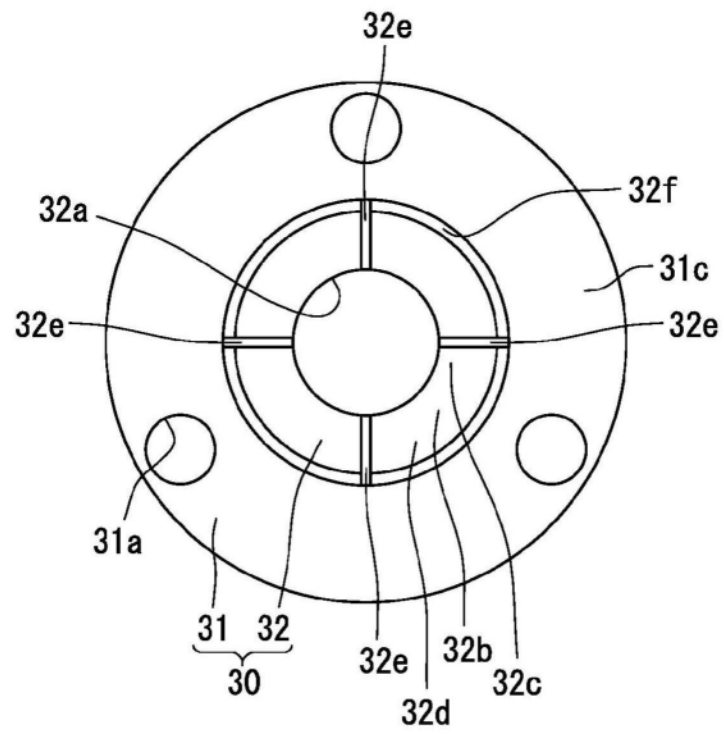


图14

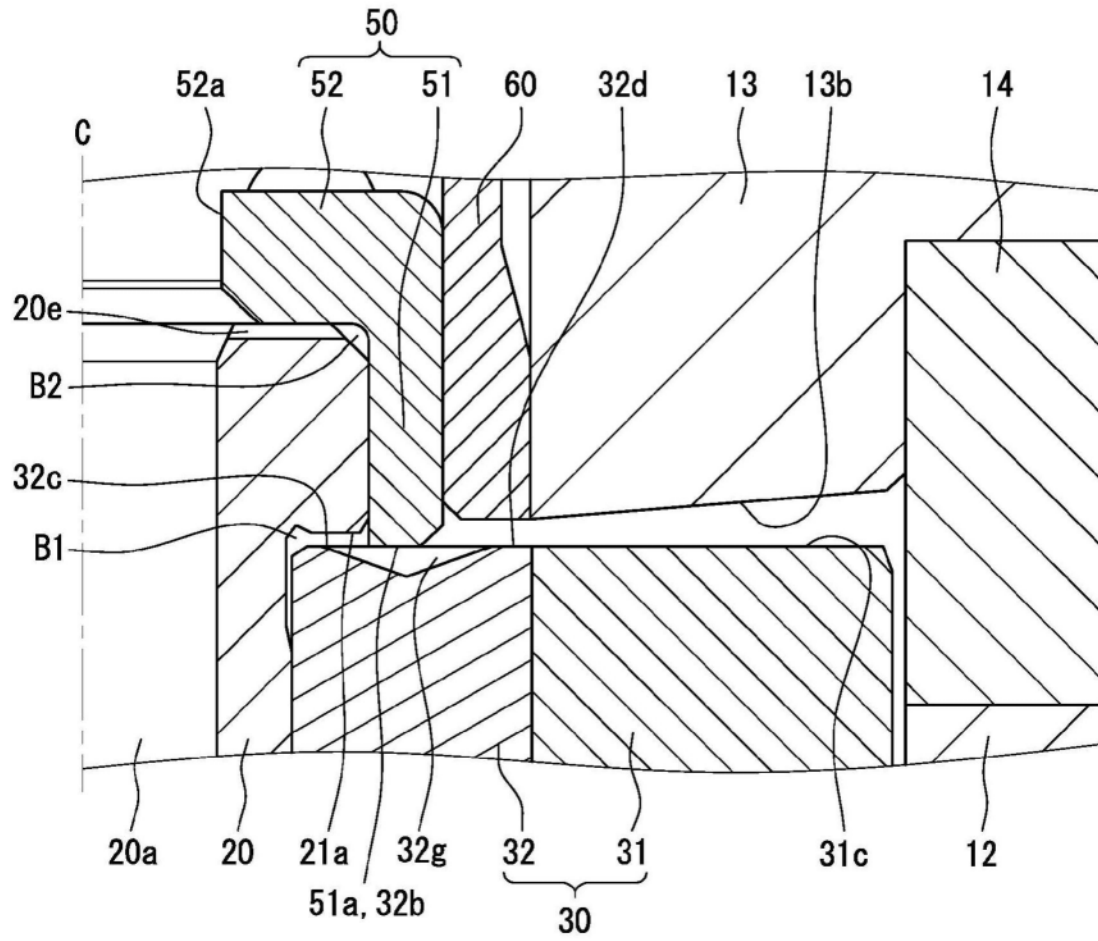


图15

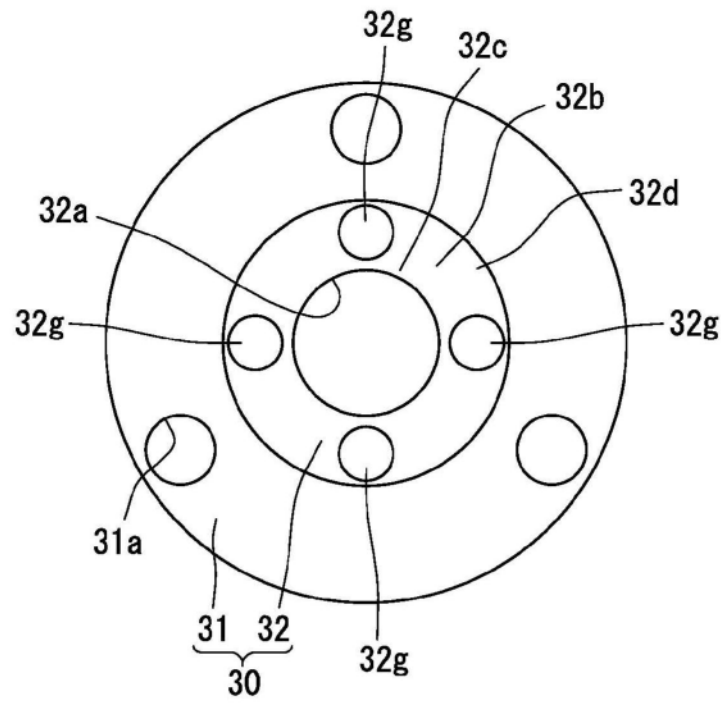


图16

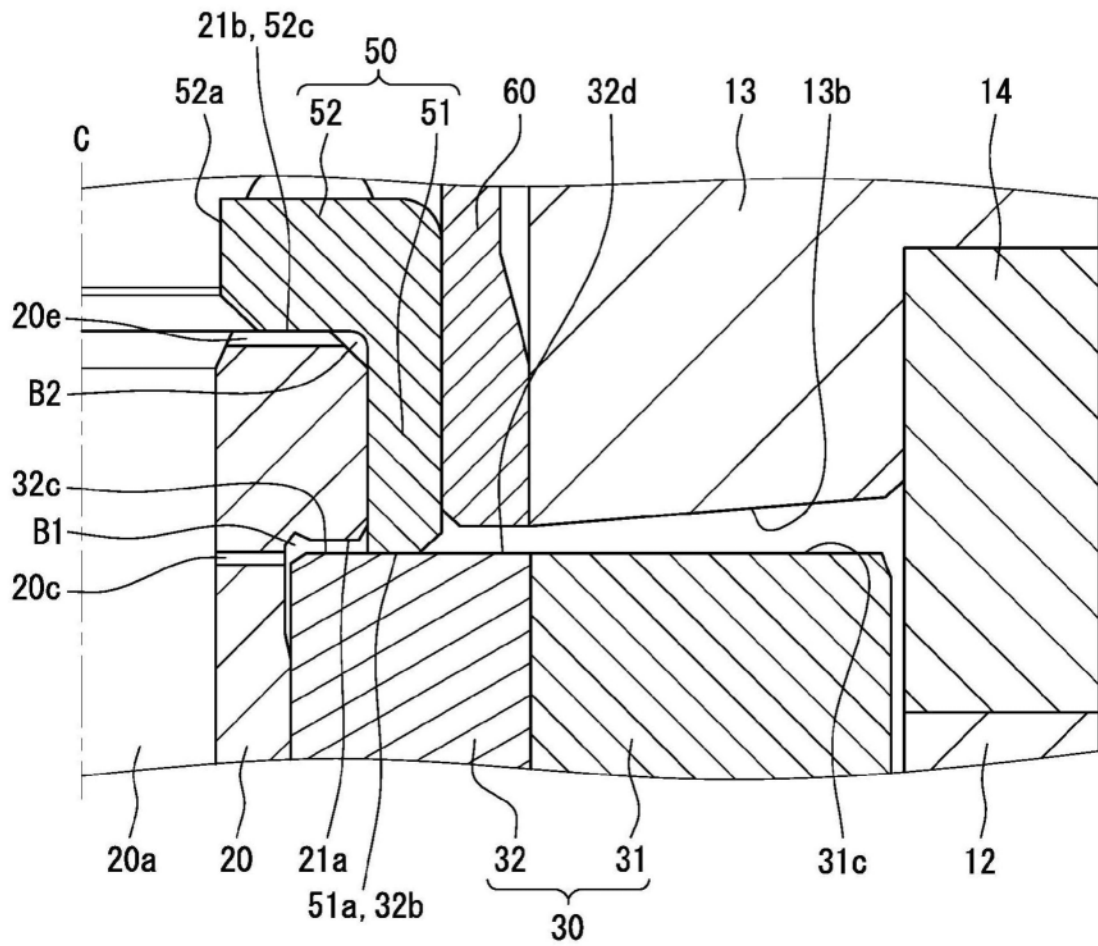


图17

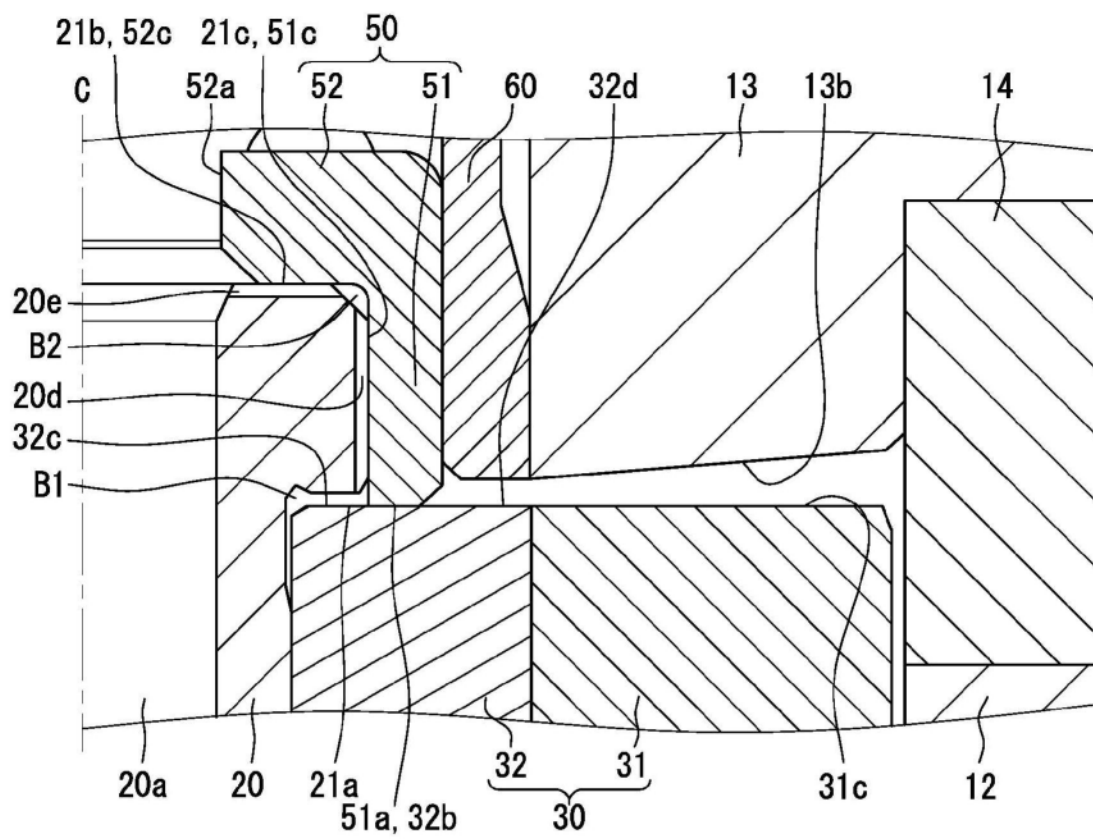


图18

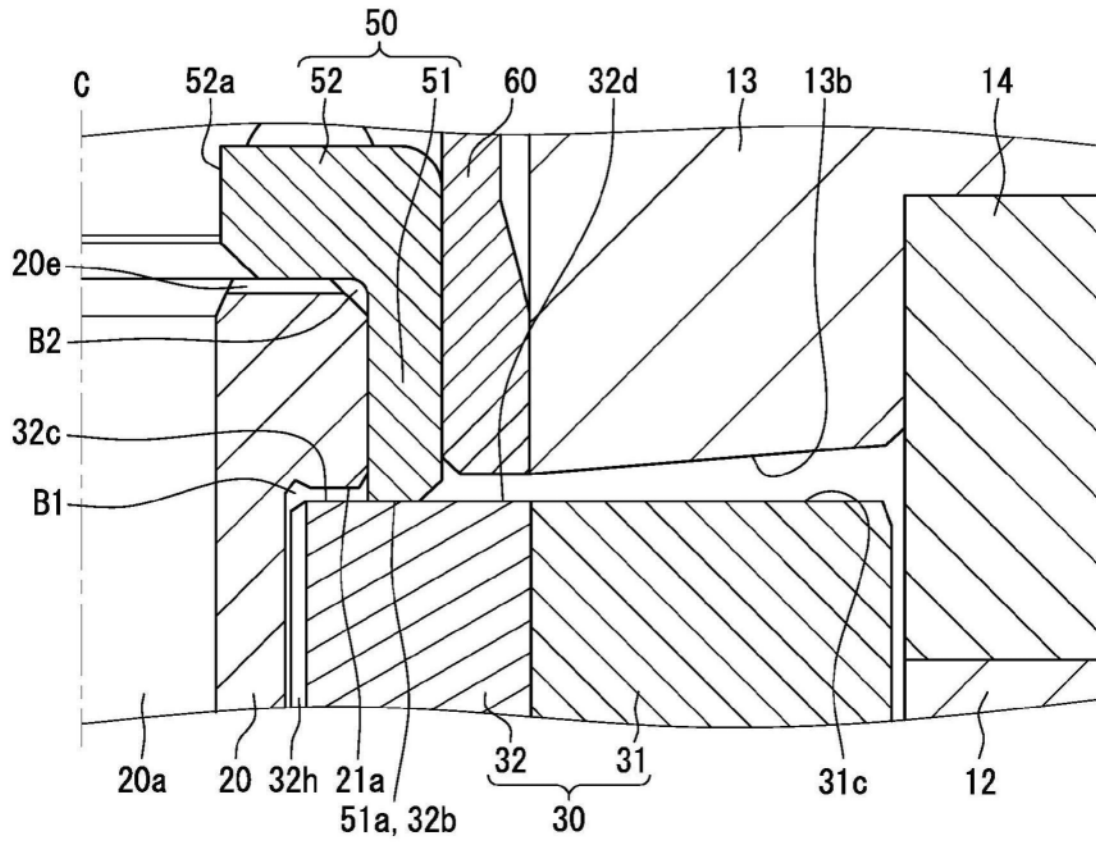


图19

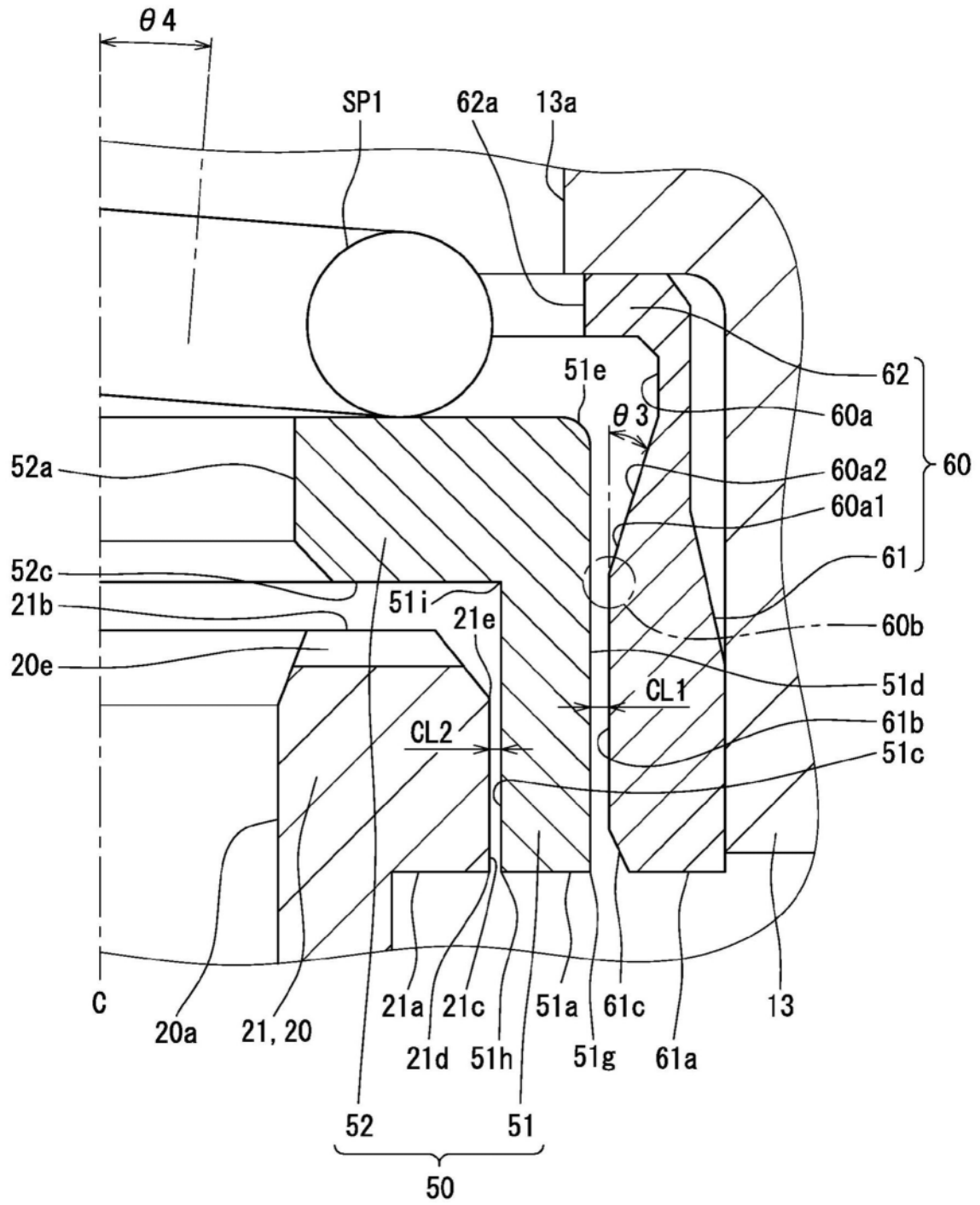


图20

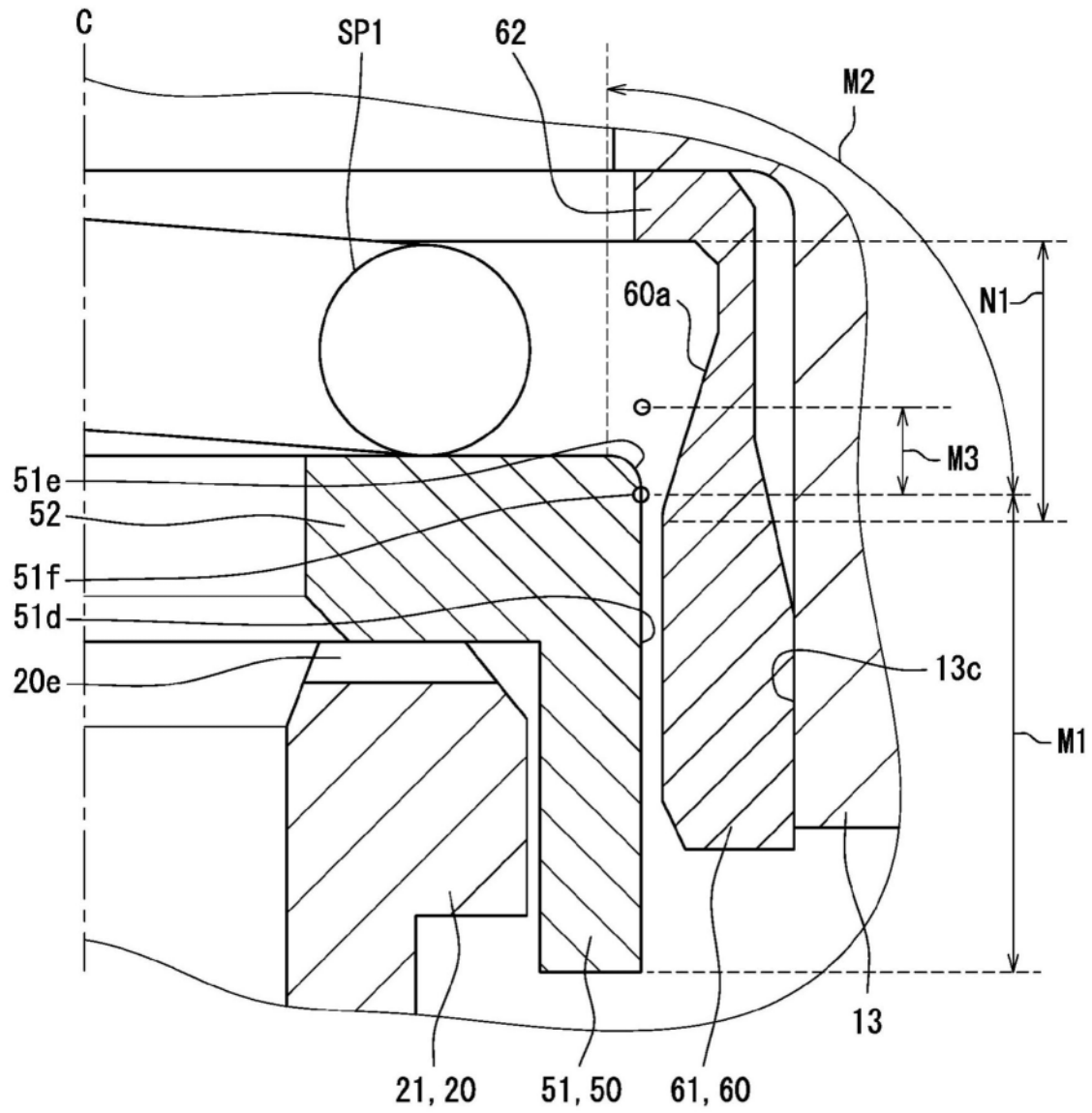


图21

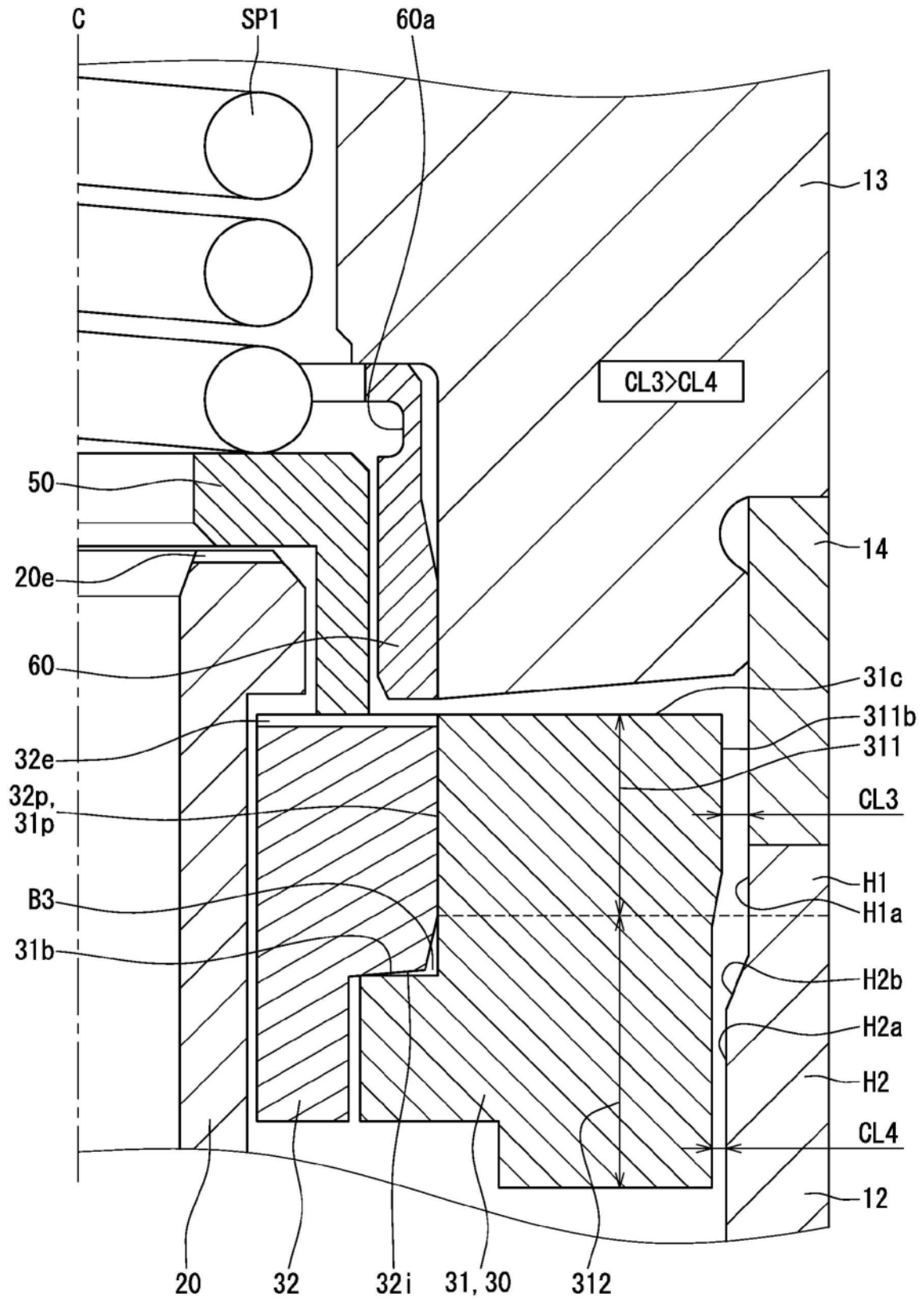


图22

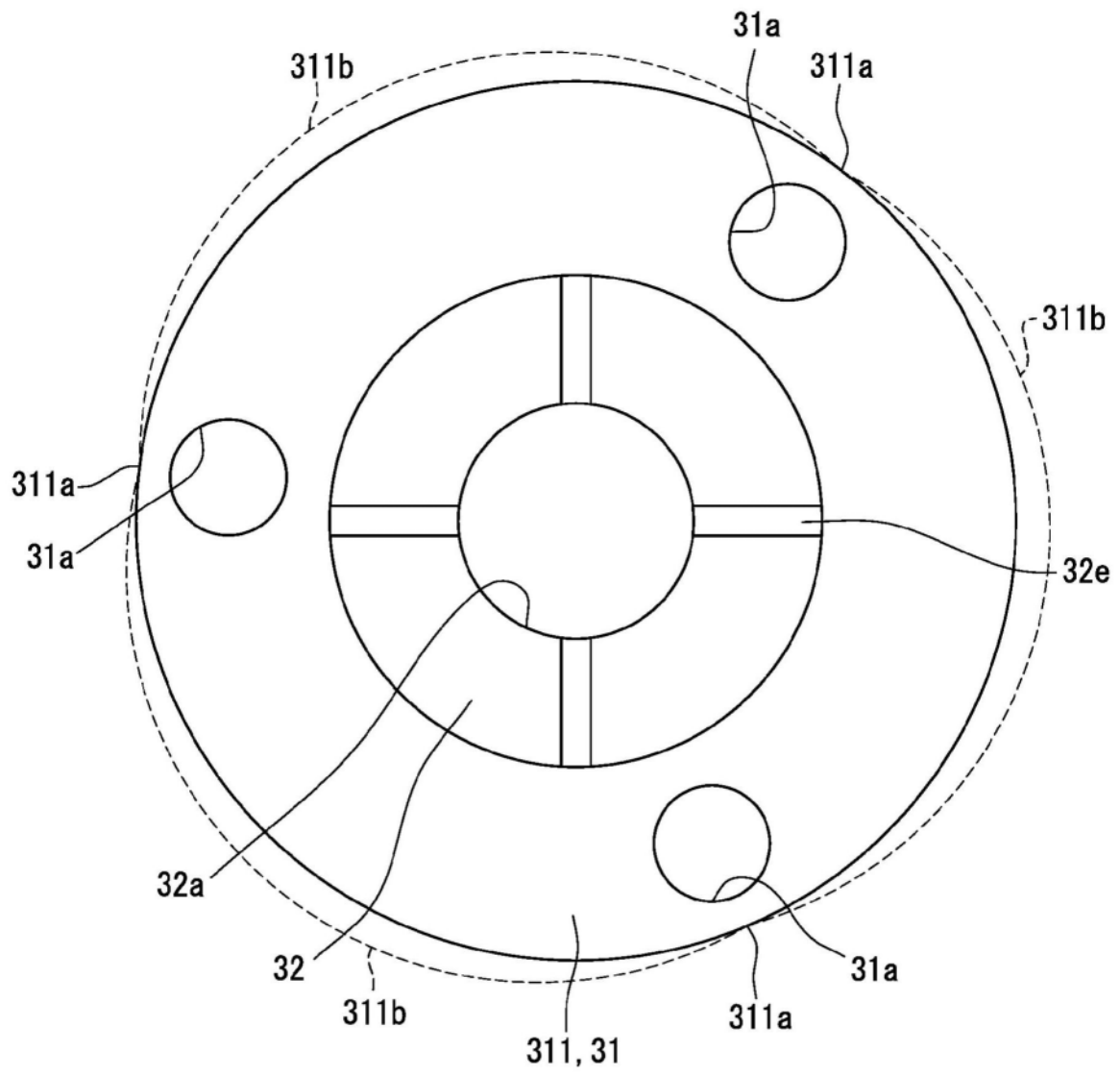


图23

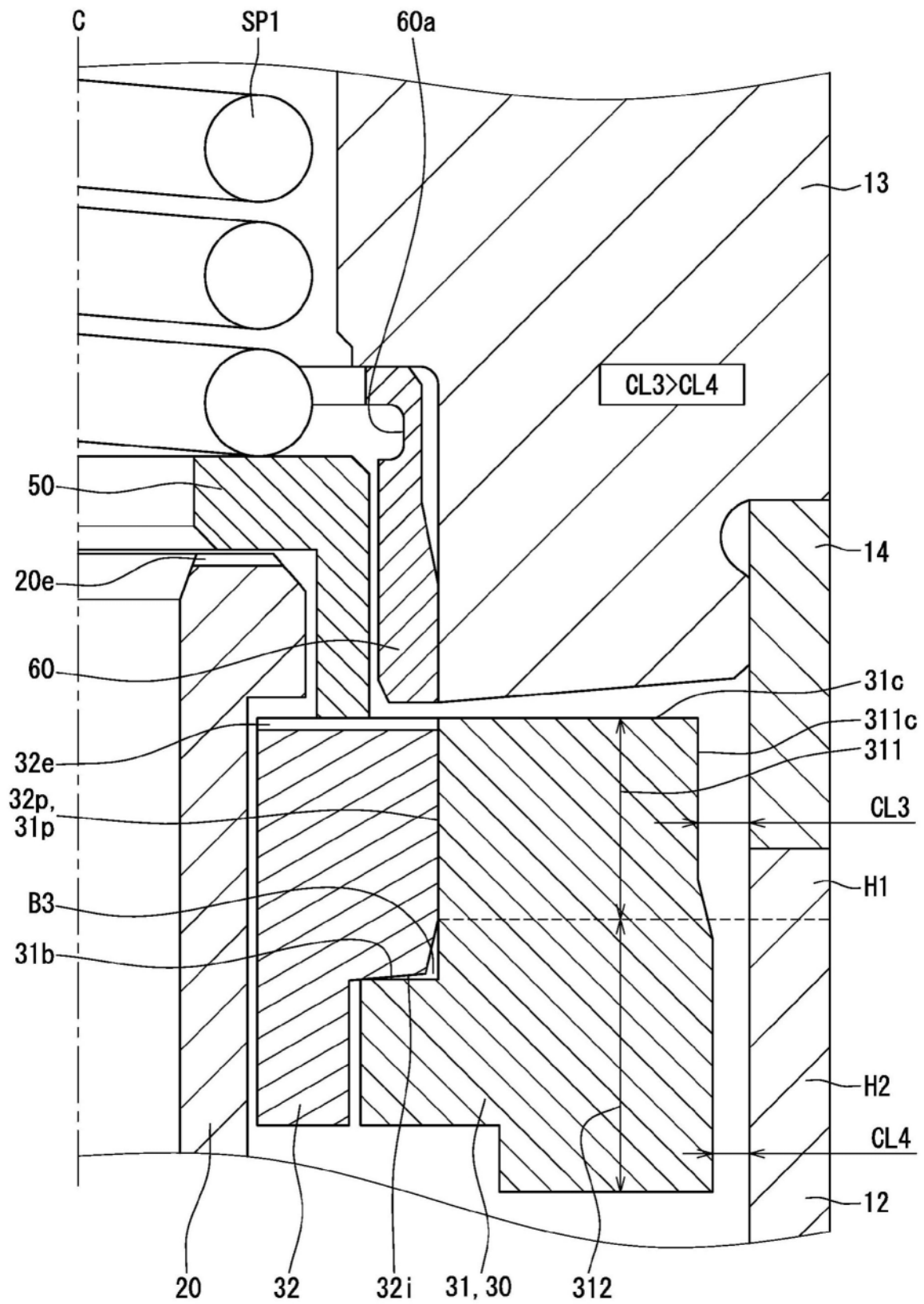


图24

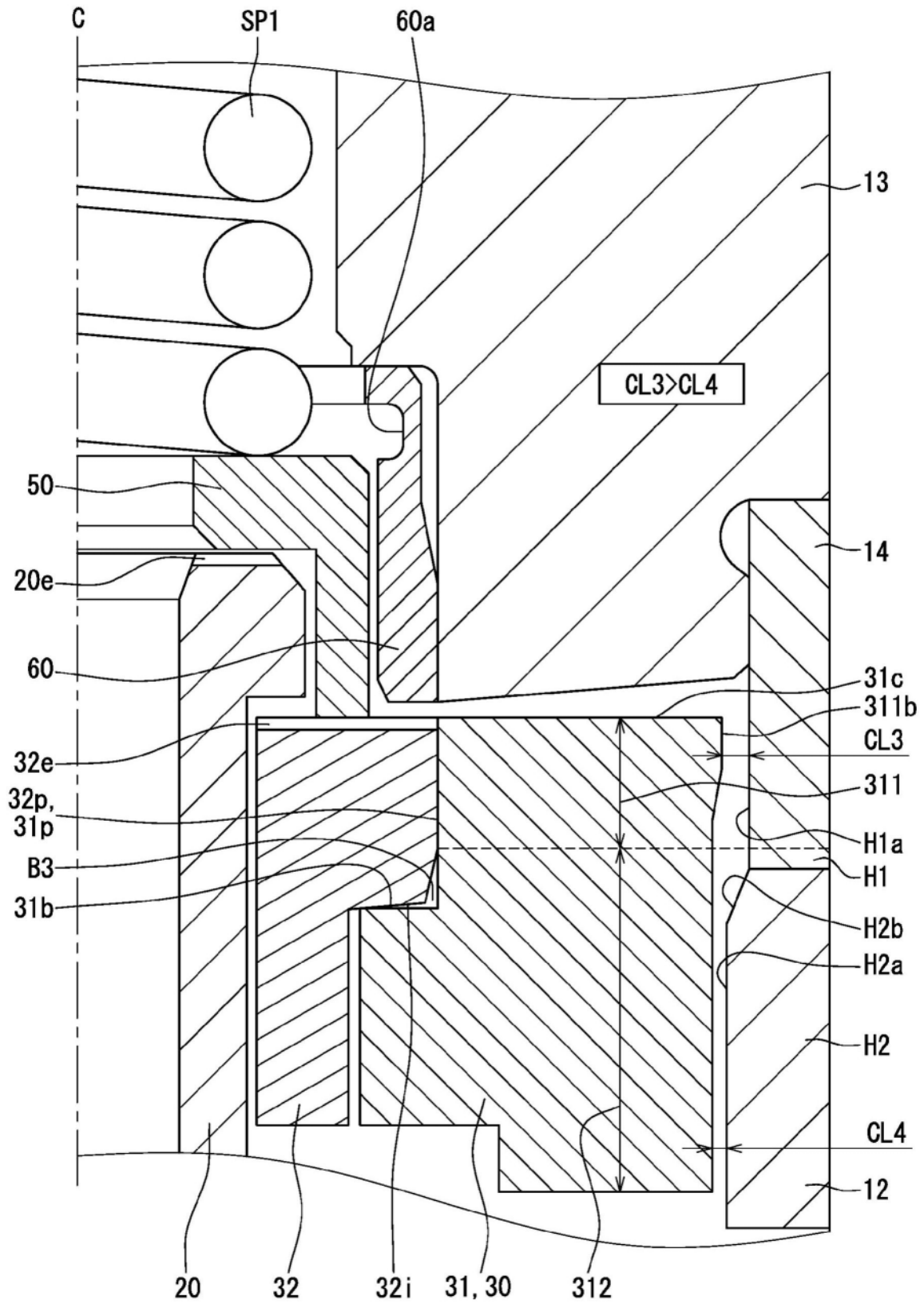


图25

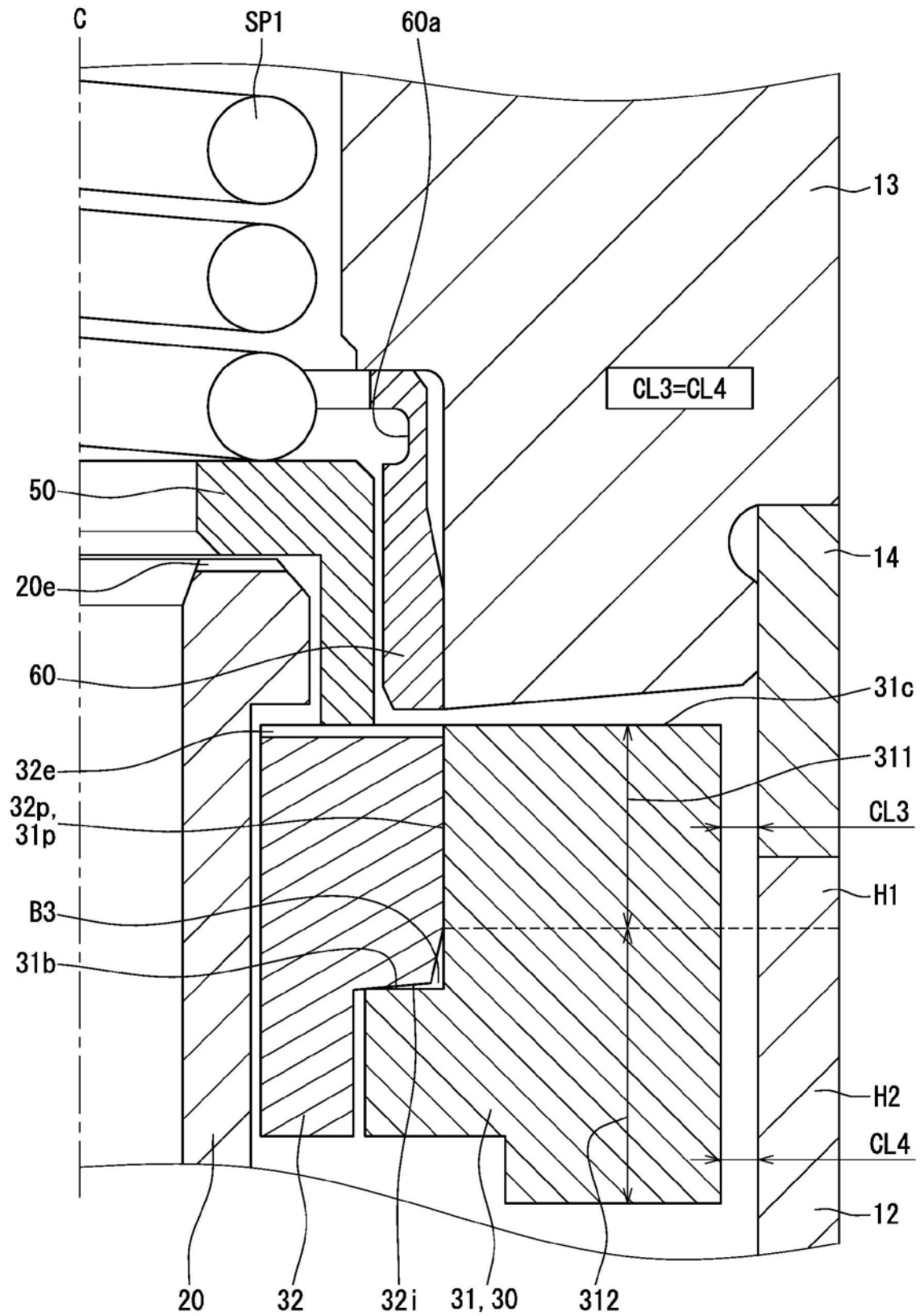


图26

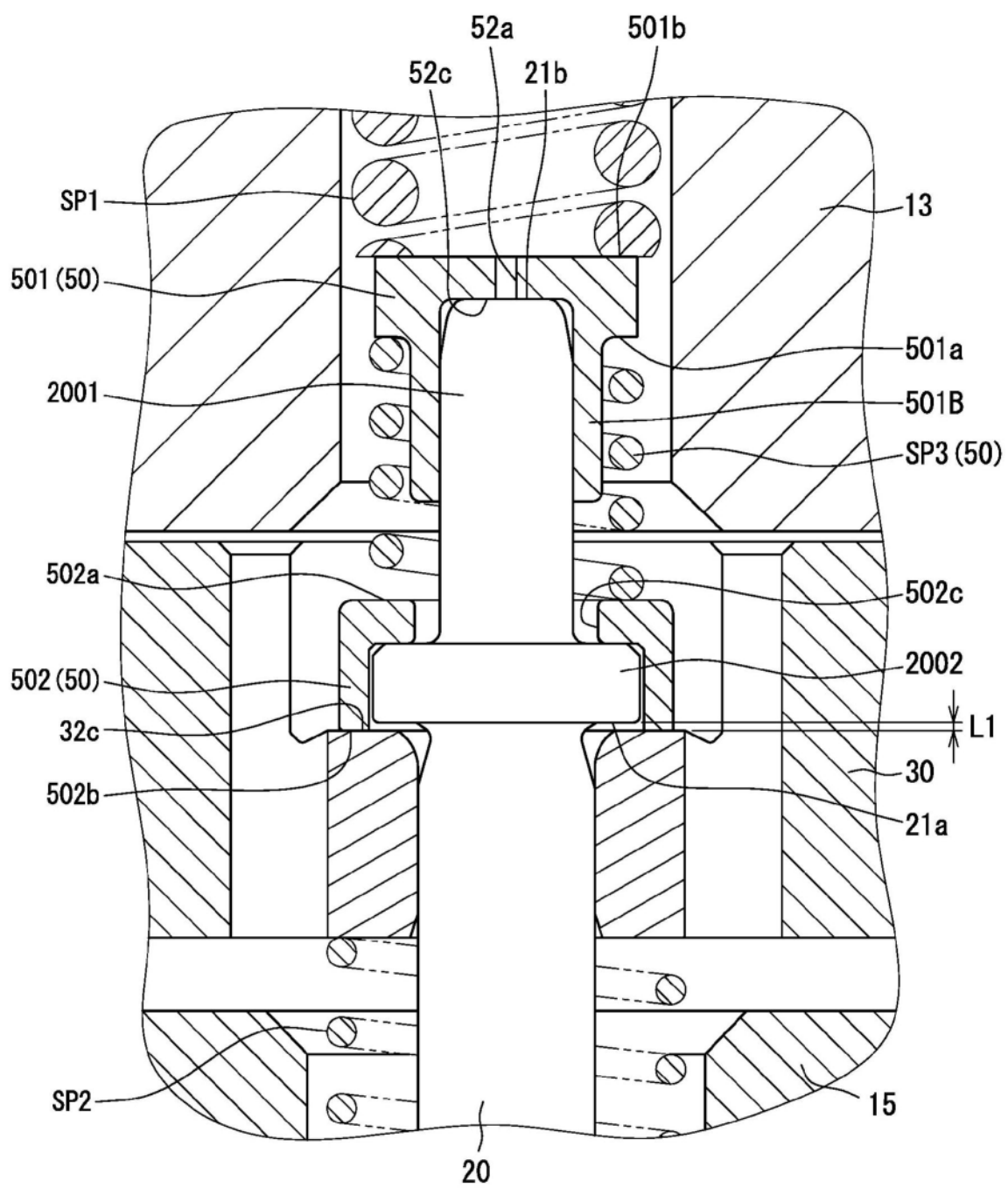


图27

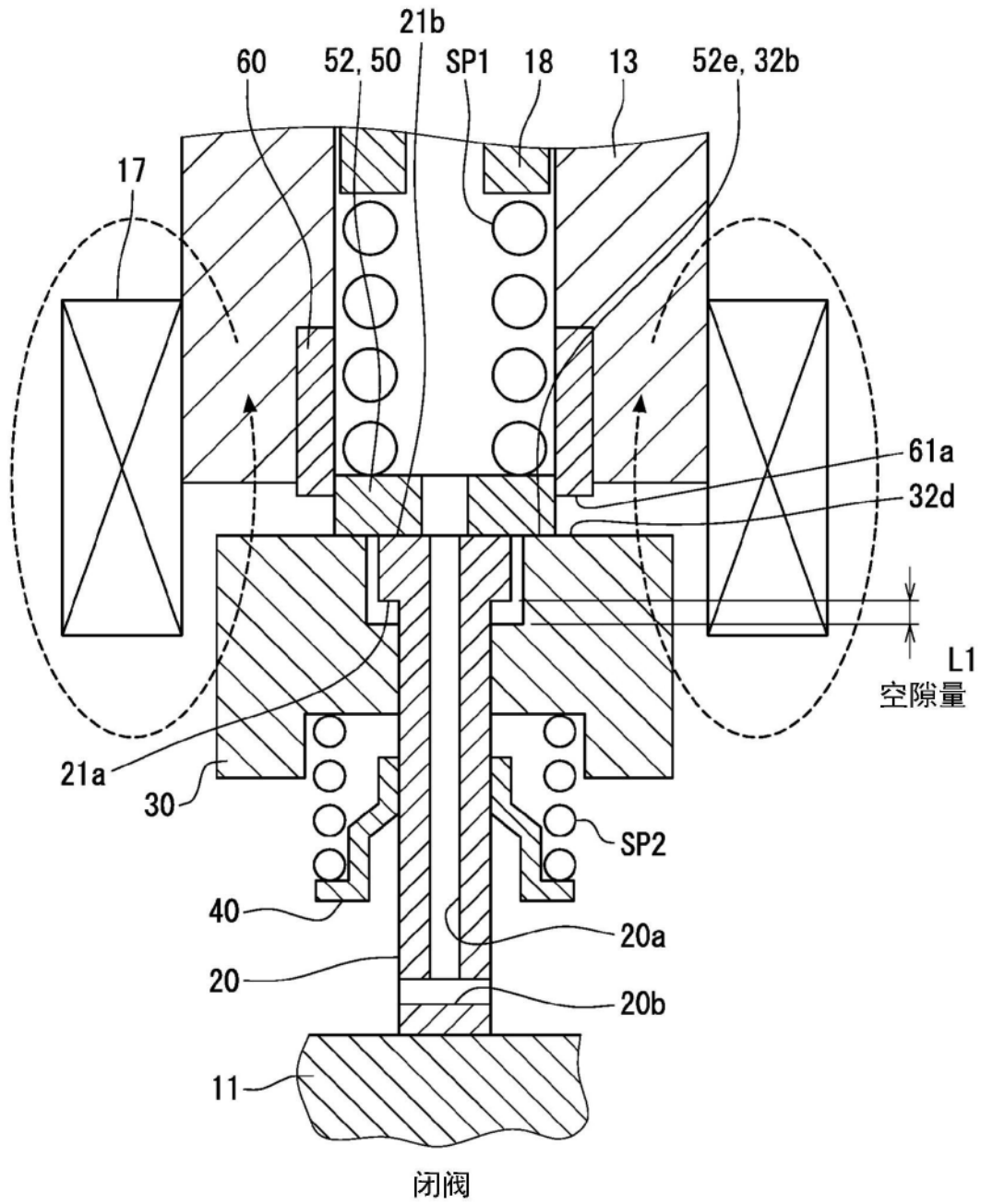


图28