



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 111684157 B

(45) 授权公告日 2022. 05. 03

(21) 申请号 201980011570.1

(22) 申请日 2019.02.14

(65) 同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 111684157 A

(43) 申请公布日 2020.09.18

(30) 优先权数据
2018-025442 2018.02.15 JP

(85) PCT国际申请进入国家阶段日
2020.08.04

(86) PCT国际申请的申请数据
PCT/JP2019/005199 2019.02.14

(87) PCT国际申请的公布数据
W02019/159998 JA 2019.08.22

(73) 专利权人 伊格尔工业股份有限公司
地址 日本东京都港区芝大門1-12-15

(72) 发明人 叶山真弘 小川义博 白藤啓吾
福留康平 江岛贵裕 栗原大千
高桥涉

(74) 专利代理机构 深圳市铭粤知识产权代理有
限公司 44304
代理人 孙伟峰 武岑飞

(51) Int. Cl.
F04B 27/18 (2006.01)
F16K 17/30 (2006.01)
F16K 31/06 (2006.01)

审查员 郑海凤

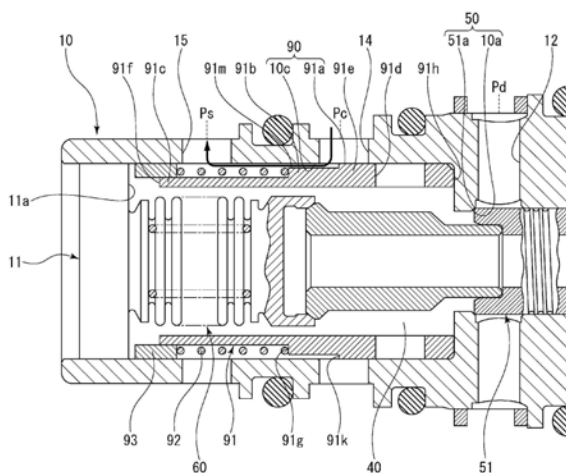
权利要求书1页 说明书10页 附图8页

(54) 发明名称

容量控制阀

(57) 摘要

本发明提供一种运转效率高的容量控制阀。容量控制阀(V)具备:阀壳体(10);主阀芯(51),其具有与主阀座(10a)接触或分离的主阀部(51a),通过螺线管(80)的驱动力对Pd口(12)与Pc口(14)的连通进行开闭;压敏阀(53),其通过周围的压力进行开闭;以及中间连通路(55),其能够通过压敏阀(53)的开闭使Pc口(14)与第一Ps口(13)连通,其中,在阀壳体(10)上设置有Pc口(14)和第二Ps口(15),在Pc口(14)与第二Ps口(15)之间以及Pc口(14)与压敏室(40)之间设置有能够通过因压力而移动的差压阀芯(91)进行开闭的差压阀(90)。



1. 一种容量控制阀,其具备:阀壳体;主阀芯,其具有与主阀座接触或分离的主阀部,通过螺线管的驱动力对排出压力口与控制压力口的连通进行开闭;压敏阀,其通过周围的压力进行开闭;以及中间连通路,其能够通过所述压敏阀的开闭使所述控制压力口与第一吸入压力口连通,

其特征在于,在所述阀壳体上设置有所述控制压力口和第二吸入压力口,在所述控制压力口与所述第二吸入压力口之间以及所述控制压力口与压敏室之间设置有能够通过因压力而移动的差压阀芯进行开闭的差压阀;

所述容量控制阀的结构为:通过所述差压阀芯向开阀方向的移动,将所述控制压力口与所述第二吸入压力口连通,并且将所述控制压力口与所述压敏室之间关闭。

2. 一种容量控制阀,其具备:阀壳体;主阀芯,其具有与主阀座接触或分离的主阀部,通过螺线管的驱动力对排出压力口与控制压力口的连通进行开闭;压敏阀,其通过周围的压力进行开闭;以及中间连通路,其能够通过所述压敏阀的开闭使所述控制压力口与第一吸入压力口连通,

其特征在于,在所述阀壳体上设置有所述控制压力口和第二吸入压力口,在所述控制压力口与所述第二吸入压力口之间以及所述控制压力口与压敏室之间设置有能够通过因压力而移动的差压阀芯进行开闭的差压阀;

在所述差压阀芯的外周面与所述阀壳体的内周面之间配置有环状的密封部件,所述差压阀芯被设置为能够与所述密封部件滑动接触。

3. 根据权利要求1或2所述的容量控制阀,其特征在于,所述差压阀芯形成为圆筒状,并且同心状地设置在所述压敏阀的外径侧。

4. 根据权利要求1或2所述的容量控制阀,其特征在于,其具备对所述差压阀芯向开阀方向施力的弹簧。

5. 根据权利要求1或2所述的容量控制阀,其特征在于,在所述差压阀芯上,相对地配置有受到来自所述压敏室的压力的控制压力受压面和受到来自所述第二吸入压力口的压力的吸入压力受压面。

6. 根据权利要求1或2所述的容量控制阀,其特征在于,所述差压阀芯在被向所述差压阀的开阀方向施力时与所述阀壳体的内表面抵接。

7. 根据权利要求1或2所述的容量控制阀,其特征在于,所述差压阀芯在被向所述差压阀的闭阀方向施力时与所述阀壳体的内表面抵接。

容量控制阀

技术领域

[0001] 本发明涉及一种对工作流体的容量或压力进行可变控制的容量控制阀,例如,涉及一种根据压力对汽车的空调系统中使用的可变容量型压缩机的排出量进行控制的容量控制阀。

背景技术

[0002] 汽车等的空调系统中使用的可变容量型压缩机具备:由发动机进行旋转驱动的旋转轴、倾斜角度可变地与旋转轴连结的斜板、以及与斜板连结的压缩用活塞等,通过使斜板的倾斜角度变化来使活塞的行程量变化,从而控制流体的排出量。使用由电磁力进行开闭驱动的容量控制阀,并利用吸入流体的吸入室的吸入压力 P_s 、排出被活塞加压的流体的排出室的排出压力 P_d 、以及收容了斜板的控制室的控制压力 P_c ,对控制室内的压力进行适当控制,由此,该斜板的倾斜角度能够连续地变化(参照专利文献1)。

[0003] 在可变容量型压缩机的连续驱动时(以下有时也简记为“连续驱动时”),容量控制阀进行了如下正常控制:通过控制计算机进行通电控制,通过由螺线管产生的电磁力使主阀芯沿轴向移动,开闭主阀而向控制室供给排出室的压力以调整控制压力 P_c 。

[0004] 在容量控制阀的正常控制时,可变容量型压缩机的控制室的压力被适当控制,使斜板相对于旋转轴的倾斜角度连续地变化,从而使活塞的行程量发生变化来控制流体相对于排出室的排出量,将空调系统调整至期望的制冷能力。此外,在以最大容量驱动可变容量型压缩机的情况下,通过关闭容量控制阀的主阀而降低控制室的压力,使斜板的倾斜角度成为最大。

[0005] 现有技术文献

[0006] 专利文献

[0007] 专利文献1:日本专利第4700048号公报(第8页、图2)

发明内容

[0008] 发明要解决的课题

[0009] 然而,在专利文献1中,虽然在以最大容量驱动可变容量型压缩机的情况下,关闭容量控制阀的主阀,但由于控制室和吸入室在正常控制中仅通过流量几乎可以忽略的固定节流孔连通,因此不能使控制室的压力迅速且充分地降低,不能维持控制室的最大容量的状态,有可能使运转效率下降。

[0010] 本发明是着眼于这样的问题而完成的,其目的在于提供一种运转效率高的容量控制阀。

[0011] 用于解决课题的手段

[0012] 为了解决上述课题,本发明的容量控制阀具备:

[0013] 阀壳体;主阀芯,其具有与主阀座接触或分离的主阀部,通过螺线管的驱动力对供具有排出压力的排出流体通过的 P_d 口与供具有控制压力的控制流体通过的 P_c 口的连通进

行开闭；压敏阀，其通过周围的压力进行开闭；以及中间连通路，其能够通过所述压敏阀的开闭使所述Pc口与供具有吸入压力的吸入流体通过的第一Ps口连通，

[0014] 其特殊之处在于，在所述阀壳体上设置有所述Pc口和第二Ps口，在所述Pc口与所述第二Ps口之间以及所述Pc口与压敏室之间设置有能够通过因压力而移动的差压阀芯进行开闭的差压阀。

[0015] 根据该特殊之处，在通电状态下，打开差压阀使Pc口与第二Ps口连通，由此能够将控制压力和吸入压力维持为均压（相同压力）。这样，能够提高可变容量型压缩机的运转效率。

[0016] 优选地，其结构为：通过所述差压阀芯向开阀方向的移动，将所述Pc口与所述第二Ps口连通，并且将所述Pc口与所述压敏室之间关闭。

[0017] 由此，在将Pc口与第二Ps口连通时，Pc口与第二Ps口均相对于压敏室被阻断，Pc口与第二Ps口的连通未经由压敏室，因此能够将控制压力和吸入压力可靠地维持为均压（相同压力）。

[0018] 优选地，所述差压阀芯形成为圆筒状，并且同心状地设置在所述压敏阀的外径侧。

[0019] 由此，能够紧凑地构成具有差压阀的容量控制阀。

[0020] 优选地，其具备对所述差压阀芯向开阀方向施力的弹簧。

[0021] 由此，在差压较小时，能够使差压阀芯可靠地移动到闭阀位置。

[0022] 优选地，在所述差压阀芯上，相对地配置有受到来自所述压敏室的压力的Pc受压面和受到来自所述第二Ps口的压力的Ps受压面。

[0023] 由此，由于Pc受压面与Ps受压面相对，因此差压阀芯不易倾斜，差压阀芯的移动顺利。

[0024] 优选地，在所述差压阀芯的外周面与所述阀壳体的内周面之间配置有环状的密封部件，所述差压阀芯被设置为能够与所述密封部件滑动接触。

[0025] 由此，能够以简单的结构构成差压阀。

[0026] 优选地，所述差压阀芯在被向所述差压阀的开阀方向施力时与所述阀壳体的内表面抵接。

[0027] 由此，能够以简单的结构构成差压阀。

[0028] 优选地，所述差压阀芯在被向所述差压阀的闭阀方向施力时与所述阀壳体的内表面抵接。

[0029] 由此，能够以简单的结构构成差压阀。

附图说明

[0030] 图1是示出组装有本发明的实施例1的容量控制阀的斜板式可变容量型压缩机的结构示意图；

[0031] 图2是示出在实施例1的容量控制阀的非通电状态下第一阀被打开且差压阀被关闭的情况的剖视图；

[0032] 图3是示出在实施例1的容量控制阀的通电状态下（起动时）第一阀被关闭且压敏阀和差压阀被打开的情况的放大剖视图；

[0033] 图4是示出在实施例1的容量控制阀的通电状态下（正常控制时）第一阀被关闭且

差压阀被打开的情况的放大剖视图；

[0034] 图5是示出在实施例1的容量控制阀的通电状态下(正常控制时)第一阀被打开且差压阀被关闭的情况的图2的放大剖视图；

[0035] 图6是示出在实施例1的容量控制阀的正常控制时(占空比控制时)差压阀被打开、差压连通路以及连通压敏室与控制室的流路被连通的情况的放大剖视图；

[0036] 图7是示出在本发明的实施例2的容量控制阀的非通电状态下第一阀被打开且差压阀被关闭的情况的剖视图；

[0037] 图8是示出在本发明的实施例3的容量控制阀的非通电状态下第一阀被打开且差压阀被关闭的情况的剖视图。

具体实施方式

[0038] 下面,根据实施例对用于实施本发明的容量控制阀的方式进行说明。

[0039] 实施例1

[0040] 参照图1至图6对实施例1的容量控制阀进行说明。下面,以从图2的正面侧观察时的左右侧为容量控制阀的左右侧进行说明。

[0041] 本发明的容量控制阀V被组装在汽车等的空调系统使用的可变容量型压缩机M中,对制冷剂即工作流体(以下简记为“流体”)的压力进行可变控制,从而控制可变容量型压缩机M的排出量,将空调系统调整至期望的制冷能力。

[0042] 首先,对可变容量型压缩机M进行说明。如图1所示,可变容量型压缩机M具有外壳1,其具备排出室2、吸入室3、控制室4和多个缸体4a。另外,可变容量型压缩机M中设置有将控制室4与吸入室3直接连通的未图示的连通路,在该连通路中设置有用于对吸入室3与控制室4的压力进行平衡调整的固定节流孔。

[0043] 此外,可变容量型压缩机M具备:旋转轴5,其由设置在外壳1外部的未图示的发动机进行旋转驱动;斜板6,其在控制室4内通过铰链机构8以偏心状态与旋转轴5连结;以及多个活塞7,其与斜板6连结,并且往复移动自如地嵌合在各缸体4a内,其中,使用通过电磁力进行开闭驱动的容量控制阀V,并利用吸入流体的吸入室3的吸入压力 P_s 、排出被活塞7加压的流体的排出室2的排出压力 P_d 、以及收容了斜板6的控制室4的控制压力 P_c ,对控制室4内的压力进行适当控制而使斜板6的倾斜角度连续地变化,从而使活塞7的行程量发生变化来控制流体的排出量。另外,为了便于说明,在图1中,省略了组装在可变容量型压缩机M中的容量控制阀V的图示。

[0044] 具体地,控制室4内的控制压力 P_c 越高,斜板6相对于旋转轴5的倾斜角度越小,活塞7的行程量减少,但当成为一定以上的压力时,斜板6相对于旋转轴5成为大致垂直的状态(与垂直相比略微倾斜的状态)。此时,活塞7的行程量变为最小,活塞7对缸体4a内的流体的加压变为最小,从而向排出室2排出的流体的量减少,空调系统的制冷能力变为最小。另一方面,控制室4内的控制压力 P_c 越低,斜板6相对于旋转轴5的倾斜角度越大,活塞7的行程量增加,但当成为一定以下的压力时,斜板6相对于旋转轴5成为最大倾斜角度。此时,活塞7的行程量变为最大,活塞7对缸体4a内的流体的加压变为最大,从而向排出室2排出的流体的量增加,空调系统的制冷能力变为最大。

[0045] 如图2所示,组装在可变容量型压缩机M中的容量控制阀V调整向构成螺线管80的

线圈86通电的电流,进行容量控制阀V中的作为主阀的第一阀50、第二阀54的开闭控制,并且通过周围的流体压力进行压敏阀53的开闭控制,控制流入控制室4内或从控制室4流出的流体,从而对控制室4内的控制压力 P_c 进行可变控制。

[0046] 在本实施例中,第一阀50由主阀芯51和形成在阀壳体10的内周面上的作为主阀座的第一阀座10a构成,形成在主阀芯51的轴向左端的作为主阀部的第一阀部51a与第一阀座10a接触或分离。第二阀54由主阀芯51和形成在固定铁芯82的开口端面即轴向左端面上的第二阀座82a构成,形成在主阀芯51的轴向右端的第二阀部51b与第二阀座82a接触或分离。压敏阀53由压敏体60的接合器70和形成在压敏阀部件52的轴向左端部上的压敏阀座52a构成,接合器70的轴向右端70a与压敏阀座52a接触或分离。

[0047] 接着,对容量控制阀V的结构进行说明。如图2所示,容量控制阀V主要由以下部分构成:阀壳体10,其由金属材料或树脂材料形成;主阀芯51和压敏阀部件52,它们沿轴向往复移动自如地配置在阀壳体10内;压敏体60,其根据周围的流体压力对主阀芯51、压敏阀部件52施加向轴向右方的作用力;螺线管80,其与阀壳体10连接,对主阀芯51、压敏阀部件52施加驱动力;以及差压阀90,其同心状地设置在压敏体60的外径侧。在本实施例中,差压阀90由形成在后述的差压阀芯91(滑动接触部91e)的外周面上的差压阀部91a和形成在后述的阀壳体10的内周面上的差压阀座10c构成(参照图3~图6)。

[0048] 如图2所示,螺线管80主要由以下部分构成:外壳81,其具有向轴向左方打开的开口部81a;大致圆筒状的固定铁芯82,其从轴向左方插入到外壳81的开口部81a中,且固定在外壳81的内径侧;驱动杆83,其在固定铁芯82的内径侧沿轴向往复移动自如,且其轴向左端部与主阀芯51连结固定;可动铁芯84,其固定在驱动杆83的轴向右端部;螺旋弹簧85,其设置在固定铁芯82与可动铁芯84之间,且对可动铁芯84向轴向右方施力;以及励磁用线圈86,其经由绕线架卷绕于固定铁芯82的外侧。

[0049] 在外壳81上形成有从轴向左端的径向中心向轴向右方凹陷的凹部81b,在该凹部81b中嵌插固定有阀壳体10的轴向右端部。

[0050] 固定铁芯82由铁、硅钢等磁性材料的刚体形成,并具备沿轴向延伸并形成有供驱动杆83插通的插通孔82c的圆筒部82b、以及从圆筒部82b的轴向左端部的轴向外径方向延伸的环状的凸缘部82d,并且,形成有从圆筒部82b的轴向左端的径向中心向轴向右方凹陷的凹部82e。

[0051] 如图2所示,阀壳体10通过将作为阀壳体的分隔调整部件11压入轴向左端部而呈有底大致圆筒状。在阀壳体10的内部沿轴向往复移动自如地配置有主阀芯51、压敏阀部件52,在阀壳体10的内周面的一部分上形成有可供主阀芯51的外周面滑动接触的小径的引导面10b。另外,分隔调整部件11通过调整阀壳体10的轴向上的设置位置,可以调整压敏体60的作用力。

[0052] 此外,在阀壳体10的内部形成有:第一阀室20,其配置主阀芯51的第一阀部51a侧;第二阀室30,其形成在主阀芯51的背压侧即轴向右侧;以及压敏室40,其形成在以第一阀室20为基准与第二阀室30相反一侧的位置上。另外,第二阀室30是由主阀芯51的背压侧的外周面、固定铁芯82的开口端面即轴向左端面和凹部82e以及阀壳10的比引导面10b靠轴向右侧的内周面划分而成的。

[0053] 此外,在阀壳体10上形成有:Pd口12,其将第一阀室20与可变容量型压缩机M的排

出室2连通;第一Ps口13,其将第二阀室30与可变容量型压缩机M的吸入室3连通;Pc口14,其将压敏室40与可变容量型压缩机M的控制室4连通;以及第二Ps口15,其与Pc口14的轴向左方相邻并将压敏室40与可变容量型压缩机M的吸入室3连通。

[0054] 如图2所示,主阀芯51构成为大致圆筒状,在轴向左端部连接固定有大致圆筒状且从侧面观察呈大致炮台形状的压敏阀部件52,在轴向右端部连接固定有驱动杆83,并且它们一体地沿轴向移动。此外,在主阀芯51和压敏阀部件52的内部,通过中空孔的连接而形成有在整个轴向上贯通的中间连通路55。另外,中间连通路55在主阀芯51的轴向右端部经由沿径向贯通的多个贯通孔51c与第二阀室30连通。

[0055] 如图2所示,压敏体60主要由内置有螺旋弹簧62的波纹管芯61和形成在波纹管芯61的轴向右端部上的接合器70构成,波纹管芯61的轴向左端固定在分隔调整部件11上。

[0056] 此外,压敏体60配置于压敏室40内,通过螺旋弹簧62和波纹管芯61的作用力,接合器70的轴向右端70a落座于压敏阀部件52的压敏阀座52a。另外,压敏体60在中间连通路55内的吸入压力Ps较高的情况下通过周围的流体压力而收缩,以使接合器70的轴向右端70a离开压敏阀部件52的压敏阀座52a的方式进行动作,从而使压敏阀53打开(参照图3)。由此,例如,在第二阀室30内的吸入压力Ps较高的情况下,能够通过中间连通路55和主阀芯51的贯通孔51c将控制压力Pc迅速地释放到第二阀室30。

[0057] 如图3~图6所示,差压阀芯91构成为大致圆筒形状,并在压敏室40内同心状地配置在压敏体60的外径侧。此外,在形成在差压阀芯91的轴向左端部上的小径的安装部91c上外嵌有作为弹簧的螺旋弹簧92,螺旋弹簧92的轴向左端与在阀壳体10的内周面上固定在比第二Ps口15靠轴向左侧的位置上的环状的密封部件93的轴向右端面抵接,螺旋弹簧92的轴向右端与安装部91c的轴向右端的沿径向延伸的作为Ps受压面的侧面91g抵接。另外,螺旋弹簧92的外周与阀壳体10的内周面在径向上分离。此外,螺旋弹簧92的弹簧常数设定得比设置在压敏体60上的螺旋弹簧62的弹簧常数小。

[0058] 密封部件93为PTFE制,在整个周向上对阀壳体10的内周面与安装部91c的外周面之间进行密封,密封部件93的内周面与安装部91c的外周面之间通过在径向上稍微分离而形成有微小的间隙,差压阀芯91能够在轴向上顺利地移动。

[0059] 详细而言,差压阀芯91具有:剖面阶梯状且大致圆筒形状的基部91b;小径的安装部91c,其形成在基部91b的轴向左端部上;流路部91m,其形成在基部91b的轴向中央处且直径比安装部91c大;滑动接触部91e,其形成在基部91b的轴向右端部且直径比流路部91m大;以及贯通孔91d,其在滑动接触部91e的轴向大致中央处沿径向贯通,其中,通过外嵌于安装部91c的螺旋弹簧92向差压阀90的开阀方向即轴向右方施力。另外,滑动接触部91e的外周面与阀壳体10的内周面之间通过在径向上稍微分离而形成有微小的间隙,差压阀芯91能够在轴向上顺利地移动。

[0060] 此外,在差压阀芯91的轴向左端、即安装部91c的轴向左端,形成有在差压阀90闭阀时与分隔调整部件11的轴向右侧的端面11a抵接的端面部91f,在差压阀芯91的轴向右端、即滑动接触部91e的轴向右端,形成有在差压阀90开阀时能够与阀壳体10(压敏室40)的内表面抵接的端面部91h,由此确定了差压阀90的开阀时以及闭阀时的差压阀芯91的轴向位置。

[0061] 此外,在滑动接触部91e的外周面的轴向左端部形成有差压阀部91a,其在尺寸A

(参照图2)的范围内沿轴向与比Pc口14靠轴向左侧的形成在阀壳体10的内周面上的差压阀座10c滑动接触。

[0062] 此外,形成在滑动接触部91e上的贯通孔91d与形成在阀壳体10上的Pc口14具有大致相同的开口面积,在差压阀90被关闭(即安装部91c的轴向左端的端面部91f与分隔调整部件11的轴向右侧的端面11a抵接)的状态下,贯通孔91d的开口的轴向左侧大致一半与Pc口14的开口的轴向右侧大致一半分别沿轴向在尺寸B(参照图2)的范围内重叠,压敏室40与控制室4通过贯通孔91d和Pc口14连通(参照图5)。另一方面,在差压阀90被打开(即滑动接触部91e的轴向右端的端面部91h与阀壳体10(压敏室40)的内表面抵接)的状态下,贯通孔91d被比Pc口14靠轴向右侧的阀壳体10的内周面封闭(参照图3和图4)。

[0063] 另外,在本实施例中,差压阀芯91使滑动接触部91e及流路部91m的轴向尺寸和形成位置构成为贯通孔91d与Pc口14的开口重叠的轴向尺寸B比与阀壳体10的差压阀座10c滑动的差压阀部91a的轴向尺寸A大($A < B$)。

[0064] 此外,容量控制阀V是在从阀壳体10的轴向左端向压敏室40插入压敏体60、差压阀芯91以及螺旋弹簧92之后,将密封部件93固定于阀壳体10的内周面,并将分隔调整部件11压入而将整体固定的构造,因此组装简单。另外,密封部件93也可以与分隔调整部件11一体地构成。

[0065] 接着,对差压阀90的开闭机构进行说明。在从轴向两侧作用于差压阀芯91的控制压力Pc和吸入压力Ps均衡的状态($P_c = P_s$)下,在配置于压敏室40内的差压阀芯91中,作用于差压阀90的开阀方向即轴向右方和闭阀方向即轴向左方的控制压力Pc和吸入压力Ps的受压面积构成为大致相同,因此,从轴向两侧作用于差压阀芯91的压力均衡,差压阀芯91受到螺旋弹簧92的作用力而向轴向右方移动,差压阀部91a从差压阀座10c离开,由此,差压阀90被打开(参照图3和图4)。另外,在差压阀芯91中,作用于差压阀90的开阀方向即轴向右方的吸入压力Ps的受压面(即安装部91c的轴向右端的沿径向延伸的侧面91g以及滑动接触部91e的轴向左端的沿径向延伸的作为Ps受压面的侧面91k)与作用于闭阀方向即轴向左方的控制压力Pc的受压面(例如,滑动接触部91e的轴向右端的作为Pc受压面的端面部91h)在轴向上相对。

[0066] 另一方面,在吸入室3的吸入压力Ps的压力比控制室4(压敏室40)的控制压力Pc低的状态($P_c > P_s$)下,从轴向左方作用于差压阀芯91的压力(控制压力Pc和吸入压力Ps)变得比从轴向右方作用的压力(仅控制压力Pc)小,即,在轴向上产生差压,向轴向左方移动的力(在图5和图6中用白色箭头图示)作用于差压阀芯91,差压阀芯91克服螺旋弹簧92的作用力而向轴向左方移动,差压阀90被关闭(参照图5)。

[0067] 接着,对容量控制阀V的非通电状态持续的状态下的形式进行说明。如图2所示,容量控制阀V在非通电状态下,可动铁芯84被构成螺线管80的螺旋弹簧85的作用力、螺旋弹簧62和波纹管芯61的作用力向轴向右方按压,从而驱动杆83、主阀芯51和压敏阀部件52向轴向右方移动,主阀芯51的第二阀部51b落座于固定铁芯82的第二阀座82a,第二阀54被关闭,并且主阀芯51的第一阀部51a从形成在阀壳体10的内周面上的第一阀座10a离开,第一阀50被打开。

[0068] 这样,在容量控制阀V的非通电状态下,第一阀50被打开,从而可变容量型压缩机M的排出室2内的流体从排出室2经由容量控制阀V流入到控制室4中。这是因为,排出压力Pd

是高于控制压力 P_c 的压力。

[0069] 由于排出压力 P_d 的流体流入到控制室4中,因此控制压力 P_c 成为比非通电状态前的控制压力 P_c 高、且比吸入压力 P_s 高的压力,由关系式表示时, $P_d \geq P_c > P_s$ 。因此,控制室4内的流体经由将前述的控制室4与吸入室3直接连通的连通路和固定节流孔流入到吸入室3中。这些流体的流入进行至排出压力 P_d 、吸入压力 P_s 和控制压力 P_c 达到平衡为止。因此,当容量控制阀V在非通电状态下长时间放置时,排出压力 P_d 、吸入压力 P_s 和控制压力 P_c 达到平衡,成为均压($P_d = P_c = P_s$),吸入压力 P_s 和控制压力 P_c 处于远高于连续驱动时的压力的状态。此时,控制室4内的一部分流体发生液化。另外,控制室4的控制压力 P_c 与吸入室3的吸入压力 P_s 的压力达到平衡而成为均压,从而从轴向两侧作用于配置在压敏室40内的差压阀芯91的控制压力 P_c 变得均衡,因此差压阀芯91通过螺旋弹簧92的作用力而向轴向右方移动,差压阀90被打开。此外,压敏体60由于处于远高于连续驱动时的压力的状态的吸入压力 P_s 而收缩,因此接合器70的轴向右端70a从压敏阀部件52的压敏阀座52a离开,压敏阀53被打开(参照图3)。

[0070] 接着,对在可变容量型压缩机M起动时从控制室4内排出液化的流体为止的形式进行说明。

[0071] 容量控制阀V从图2所示的非通电状态(第一阀50被打开的状态)通过向螺线管80的线圈86通电而被励磁,产生磁力,使主阀芯51向轴向左方移动,从而使主阀芯51的第一阀部51a落座于形成在阀壳体10的内周面上的第一阀座10a,第一阀50被关闭。

[0072] 此外,在可变容量型压缩机M起动时,由于吸入室3的吸入压力 P_s 因活塞7的行程而稍微降低,因此通过控制室4的控制压力 P_c 与吸入室3的吸入压力 P_s 的压力差,产生从 P_c 口14经由差压阀90朝向第二 P_s 口15的流体的流动和从压敏室40内经由压敏阀53通过中间连通路55朝向第一 P_s 口13(参照图3)的流体的流动。

[0073] 由此,本实施例的容量控制阀V在可变容量型压缩机M起动时,打开差压阀90而连通使第二 P_s 口15与 P_c 口14连通的差压连通路(在图3中用实线箭头图示),从而能够排出控制室4中液化的制冷剂,因此能够在短时间内经由差压阀90将液化后的流体排出而提高起动时的响应性。此外,压敏室40的液化的制冷剂经由压敏阀53向第一 P_s 口13排出。另外,压敏室40的液化的制冷剂被排出,控制压力 P_c 、吸入压力 P_s 下降,由此,压敏阀53被关闭(参照图4)。

[0074] 接着,对可变容量型压缩机M的连续驱动时的容量控制阀V的正常控制的形式进行说明。在此,对从控制压力 P_c 和吸入压力 P_s 达到均衡、控制室4成为最大容量的状态开始进行正常控制的情况进行说明。如图4所示,容量控制阀V在最大容量的状态下,通过向螺线管80的线圈86通电而被励磁,产生磁力,受到了该磁力的固定铁芯82吸引可动铁芯84,轴向右端部连结于可动铁芯84的驱动杆83从动,与驱动杆83的轴向左端部连结的主阀芯51向轴向左方移动,主阀芯51、压敏阀部件52一体地向轴向左方移动。

[0075] 由此,容量控制阀V使主阀芯51的第一阀部51a落座于形成在阀壳体10的内周面上的第一阀座10a,第一阀50被关闭。此时,主阀芯51的第二阀部51b从形成在固定铁芯82的开口端面上的第二阀座82a离开,第二阀54被打开。此外,在最大容量的状态下,控制压力 P_c 和吸入压力 P_s 被维持在均衡的状态($P_c = P_s$),因此,差压阀芯91受到螺旋弹簧92的作用力而向轴向右方移动,差压阀部91a从差压阀座10c离开,由此,差压阀90被打开。

[0076] 由此,本实施例的容量控制阀V在差压阀90被打开的状态下,通过差压连通路使第二Ps口15与Pc口14连通,并且封闭差压阀芯91的贯通孔91d,Pc口14和第二Ps口15均相对于压敏室40被阻断,基于差压连通路Pc口14与第二Ps口15的连通未经由压敏室40,因此容易将控制压力Pc和吸入压力Ps维持为均压(相同压力)。因此,能够使控制室4的缸体4a内的活塞7的行程稳定,维持最大容量的状态来提高运转效率。在此,差压阀90和压敏阀53均通过控制压力Pc与吸入压力Ps的差压而打开,但差压阀90被设定为以比压敏阀53小的差压进行动作。

[0077] 此外,在最大容量的状态下,由于吸入压力Ps的降低,压敏体60伸展,从而接合器70的轴向右端70a落座于压敏阀部件52的压敏阀座52a,即使在吸入压力Ps较低、压敏阀53不打开的程度时,也可以打开差压阀90、连通使第二Ps口15与Pc口14连通的差压连通路(在图4中用实线箭头图示),从而将控制压力Pc和吸入压力Ps维持为均压(相同压力)。

[0078] 此外,在想要从最大容量的状态使可变容量型压缩机M的输出降低的情况下,如图5所示,使容量控制阀V成为非通电状态,由此,第二阀54被关闭。此时,主阀芯51的第一阀部51a从形成在阀壳体10的内周面上的第一阀座10a离开,第一阀50被打开。

[0079] 这样,在容量控制阀V的非通电状态下,第一阀50被打开,从而可变容量型压缩机M的排出室2内的流体从Pd口12经由容量控制阀V流入到Pc口14中(在图5中用虚线箭头图示)。这是因为,排出压力Pd是高于控制压力Pc的压力。

[0080] 由于排出压力Pd的流体流入到控制室4中,因此控制压力Pc成为比非通电状态前(最大容量的状态)的控制压力Pc高、且比吸入压力Ps高的压力,由关系式表示时, $Pd \geq Pc > Ps$ 。此时,差压阀芯91通过比吸入压力Ps高的控制室4(压敏室40)的控制压力Pc($Pc > Ps$)克服螺旋弹簧92的作用力而向轴向左方移动,差压阀90被关闭。

[0081] 由此,本实施例的容量控制阀V在非通电状态下,通过打开第一阀50、使控制压力Pc成为比吸入压力Ps高的压力,能够使差压阀90关闭而阻断Pc口14与第二Ps口15之间的连通,并且通过差压阀芯91的贯通孔91d和Pc口14使压敏室40与控制室4的流路连通,因此能够可靠地提高控制室4的控制压力Pc,使可变容量型压缩机M降低至期望的输出。

[0082] 进一步地,本实施例的差压阀芯91使贯通孔91d与Pc口14的开口重叠的轴向尺寸B比与阀壳体10的差压阀座10c滑动接触的差压阀部91a的轴向尺寸A大,因此通过容量控制阀V的占空比控制来切换通电状态与非通电状态,调整第一阀50的开度、打开时间来控制向压敏室40的排出压力Pd的流入量,从而如图6所示,能够通过控制压力Pc使差压阀芯91向轴向左方稍微移动,通过贯通孔91d和Pc口14使压敏室40与控制室4连通,同时在差压阀90被打开的状态下达到平衡。

[0083] 由此,打开将差压阀芯91的贯通孔91d与Pc口14连通且使压敏室40内的控制压力Pc的流体向控制室4流入的流路(在图6中用虚线箭头图示)来提高控制室4的控制压力Pc,并且将差压阀90打开,维持使差压连通路(在图6中用实线箭头图示)连通的状态,由此,能够以比最大容量的状态高的所期望的压力将控制室4的控制压力Pc和吸入室3的吸入压力Ps维持为均压。此外,当控制室4的控制压力Pc和吸入室3的吸入压力Ps达到均衡时,差压阀芯91受到螺旋弹簧92的作用力而向轴向右方移动,差压阀90打开,在维持差压连通路连通的状态下,压敏室40与控制室4的流路被封闭(参照图3和图4)。因此,容易将可变容量型压缩机M维持在所希望的输出,能够提高运转效率。

[0084] 此外,在差压阀芯91中,作用于差压阀90的开阀方向即轴向右方的吸入压力 P_s 的受压面(即安装部91c的轴向右端的沿径向延伸的侧面91g以及滑动接触部91e的轴向左端的沿径向延伸的侧面91k)与作用于闭阀方向即轴向左方的控制压力 P_c 的受压面(例如,滑动接触部91e的轴向右端的端面部91h)在轴向上相对,因此容易通过控制压力 P_c 与吸入压力 P_s 的差压而使差压阀芯91在轴向上动作。

[0085] 此外,由于差压阀90具备大致圆筒形状的差压阀芯91和对差压阀芯91向差压阀90的开阀方向施力的螺旋弹簧92,并且同心状地设置在压敏阀53(压敏体60)的外径侧,因此能够紧凑地构成具有差压阀90的容量控制阀V。

[0086] 此外,通过具备对差压阀芯91向开阀方向即轴向右方施力的螺旋弹簧92,在相对于差压阀芯91的轴向上的差压较小时,能够使差压阀芯91可靠地移动到闭阀位置。

[0087] 此外,由于受到控制室4和压敏室40的控制压力 P_c 的差压阀芯91的 P_c 受压面(例如,端面部91h)和受到吸入压力 P_s 的差压阀芯91的侧面91g、91k沿轴向相对配置,因此差压阀芯91难以倾斜,差压阀芯91沿轴向的移动顺利。

[0088] 此外,差压阀芯91将滑动接触部91e的外周面引导至阀壳体10的内周面,并且将安装部91c的外周面引导至固定在阀壳体10的内周面上的环状的密封部件93的内周面,从而能够稳定地进行差压阀90的开闭动作,因此能够简化差压阀90的构造。

[0089] 此外,差压阀芯91在差压阀90的开阀方向上被施力时,滑动接触部91e的轴向右端的端面部91h与阀壳体10(压敏室40)的内表面抵接,从而能够通过差压阀芯91的端面部91h向阀壳体10的内表面的抵接来设定差压阀90的最大开口面积。进一步地,差压阀芯91在差压阀90的闭阀方向上被施力时,安装部91c的轴向左端的端面部91f与分隔调整部件11的轴向右侧的端面11a抵接,从而能够设定可靠地关闭差压阀90的闭阀位置。因此,能够简化差压阀90的构造。

[0090] 此外,在阀壳体10上,与通过压敏阀53的开闭而经由中间连通路55与吸入室3连通的第一 P_s 口13独立地设置有构成由差压阀90开闭的差压连通路(在图4和图6中用实线箭头图示)并与吸入室3连通的第二 P_s 口15,从而能够简化阀壳体10的结构。

[0091] 实施例2

[0092] 接着,参照图7对实施例2的容量控制阀进行说明。另外,对于与上述实施例所示的构成部分相同的构成部分,标注相同的附图标记并省略重复的说明。

[0093] 对实施例2中的容量控制阀V进行说明。如图7所示,在本实施例中,差压阀芯291使滑动接触部291e及流路部291m的轴向尺寸和形成位置构成为与阀壳体10的差压阀座10c滑动接触的差压阀部291a的轴向尺寸A与贯通孔291d和 P_c 口14的开口重叠的轴向尺寸B相同($A=B$)。

[0094] 由此,通过容量控制阀V的占空比控制来调整压敏室40的控制压力 P_c ,使差压阀芯291沿轴向移动,从而能够通过贯通孔291d和 P_c 口14来切换使压敏室40与控制室4连通的状态和差压阀290被打开的状态。

[0095] 实施例3

[0096] 接着,参照图8对实施例3的容量控制阀进行说明。另外,对于与上述实施例所示的构成部分相同的构成部分,标注相同的附图标记并省略重复的说明。

[0097] 对实施例3中的容量控制阀V进行说明。如图8所示,在本实施例中,差压阀芯391使

滑动接触部391e及流路部391m的轴向尺寸和形成位置构成为贯通孔391d与Pc口14的开口重叠的轴向尺寸B比与阀壳体10的差压阀座10c滑动接触的差压阀部391a的轴向尺寸A小(A > B)。

[0098] 由此,通过容量控制阀V的占空比控制来调整压敏室40的控制压力Pc,使差压阀芯391沿轴向移动,从而能够通过贯通孔391d和Pc口14来错时地切换使压敏室40与控制室4连通的状态和差压阀390被打开的状态。

[0099] 以上,利用附图对本发明的实施例进行了说明,但具体的结构并不限于这些实施例,即便有在不脱离本发明的主旨的范围内的变更、追加,也包含于本发明。

[0100] 例如,在上述实施例中,对通过滑动接触部和流路部的轴向尺寸和形成位置来调整与阀壳体10的差压阀座10c滑动接触的差压阀部的轴向尺寸A与贯通孔和Pc口14的开口重叠的轴向尺寸B的尺寸关系的形式进行了说明,但并不局限于此,例如,也可以根据形成在差压阀芯的滑动接触部上的贯通孔、阀壳体的Pc口的尺寸和形成位置来进行调整。

[0101] 此外,也可以不设置将可变容量型压缩机M的控制室4与吸入室3直接连通的连通路和固定节流孔。

[0102] 此外,在上述实施例中,也可以不设置第二阀,主阀芯的第二阀部只要作为承受轴向载荷的支持部件发挥作用即可,不一定需要密闭功能。

[0103] 另外,差压阀和Pc口也可以设置在第二阀室内。

[0104] 此外,也可以是,第二阀室30设置在与螺线管80轴向相反一侧,并且压敏室40设置在螺线管80侧。

[0105] 此外,螺旋弹簧92不限于压缩弹簧,可以是拉伸弹簧,还可以是螺旋形状以外的弹簧。

[0106] 此外,压敏体也可以是内部不使用螺旋弹簧的压敏体。

[0107] 符号说明

[0108] 1:外壳;2:排出室;3:吸入室;4:控制室;10:阀壳体;10a:第一阀座(主阀座);10c:差压阀座;11:分隔调整部件(阀壳体);12:Pd口;13:第一Ps口;14:Pc口;15:第二Ps口;20:第一阀室;30:第二阀室;40:压敏室;50:第一阀(主阀);51:主阀芯;51a:第一阀部(主阀部);51b:第二阀部;51c:贯通孔;52:压敏阀部件;52a:压敏阀座;53:压敏阀;54:第二阀;55:中间连通路;60:压敏体;61:波纹管芯;62:螺旋弹簧;70:接合器;70a:轴向右端;80:螺线管;82:固定铁芯;82a:第二阀座;90:差压阀;91:差压阀芯;91a:差压阀部;91b:基部;91c:安装部;91d:贯通孔;91e:滑动接触部;91f:端面;91g:侧面;91h:端面;91k:侧面;91m:流路部;92:螺旋弹簧(弹簧);93:密封部件;290:差压阀;291:差压阀芯;291a:差压阀部;291d:贯通孔;291e:滑动接触部;291m:流路部;390:差压阀;391:差压阀芯;391a:差压阀部;391d:贯通孔;391e:滑动接触部;391m:流路部;Pc:控制压力;Pd:排出压力;Ps:吸入压力;V:容量控制阀。

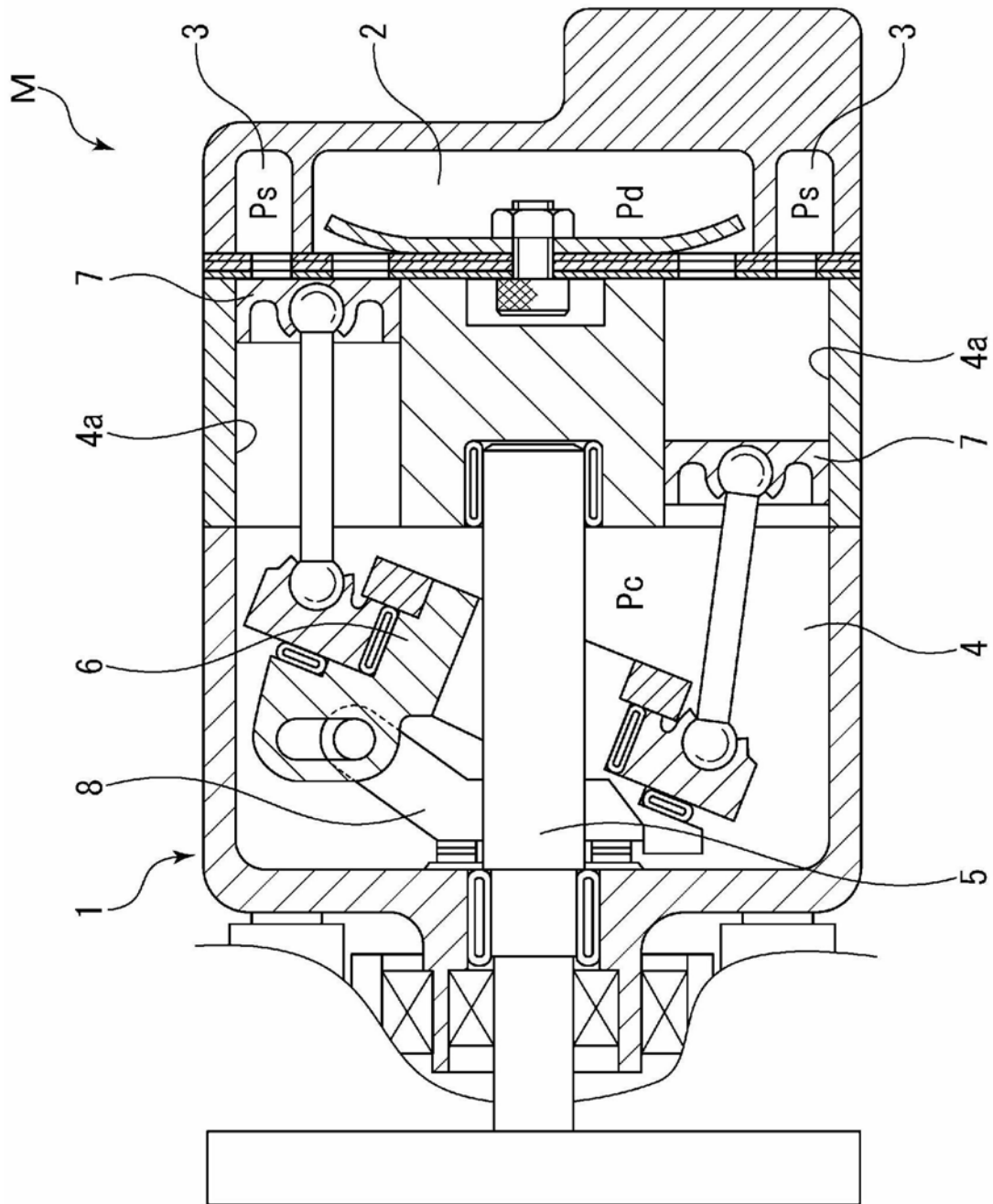


图1

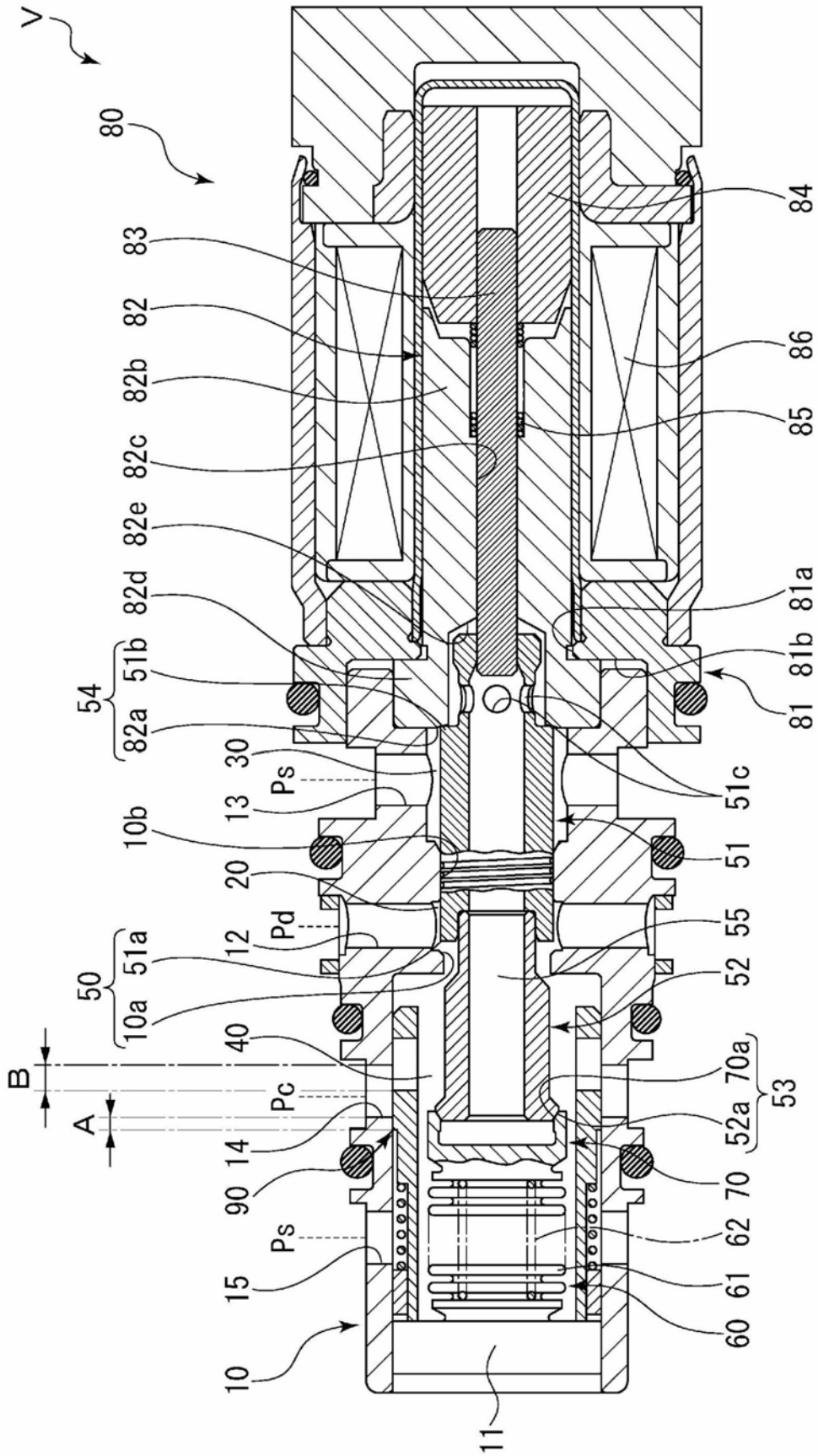


图2

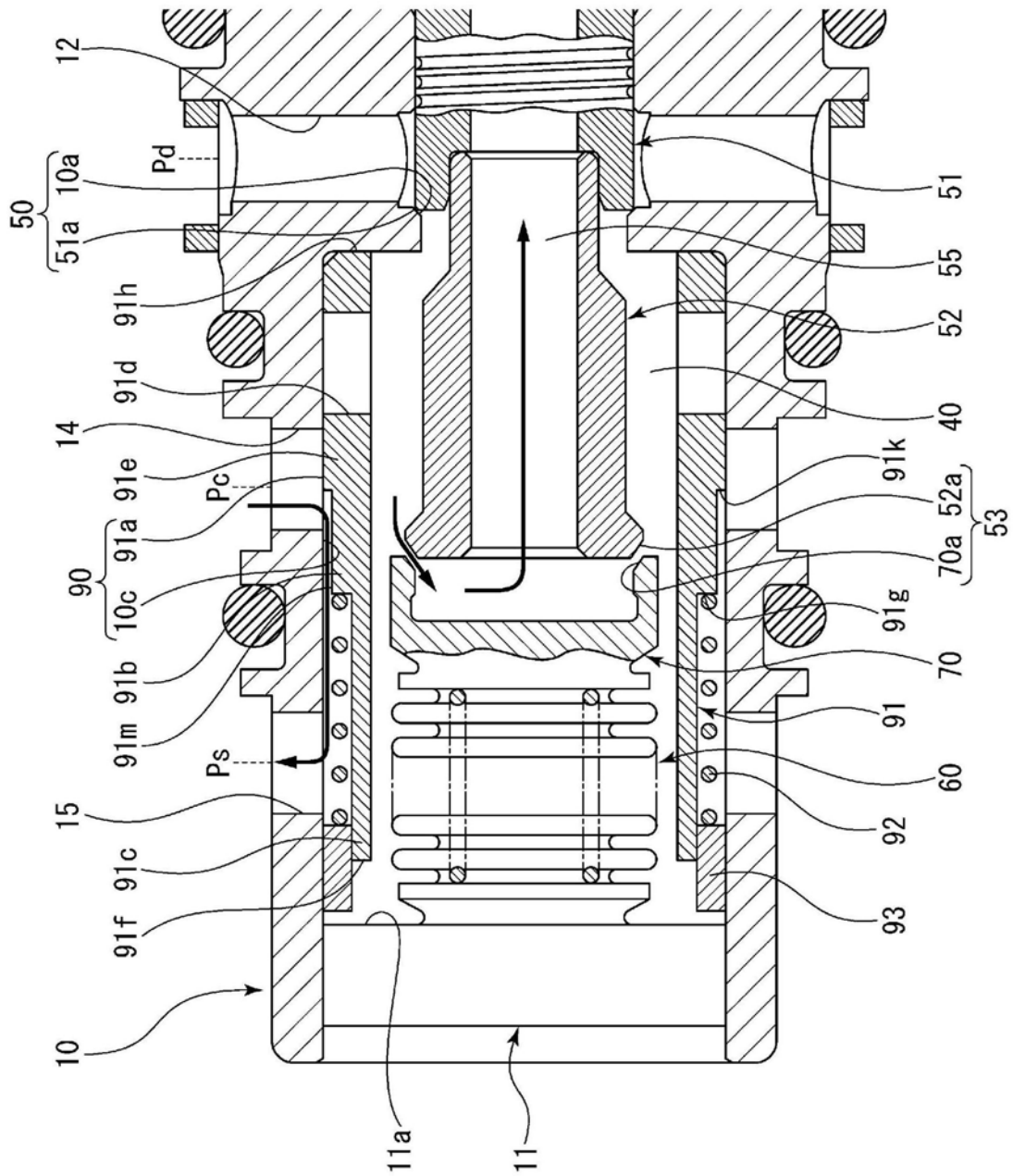


图3

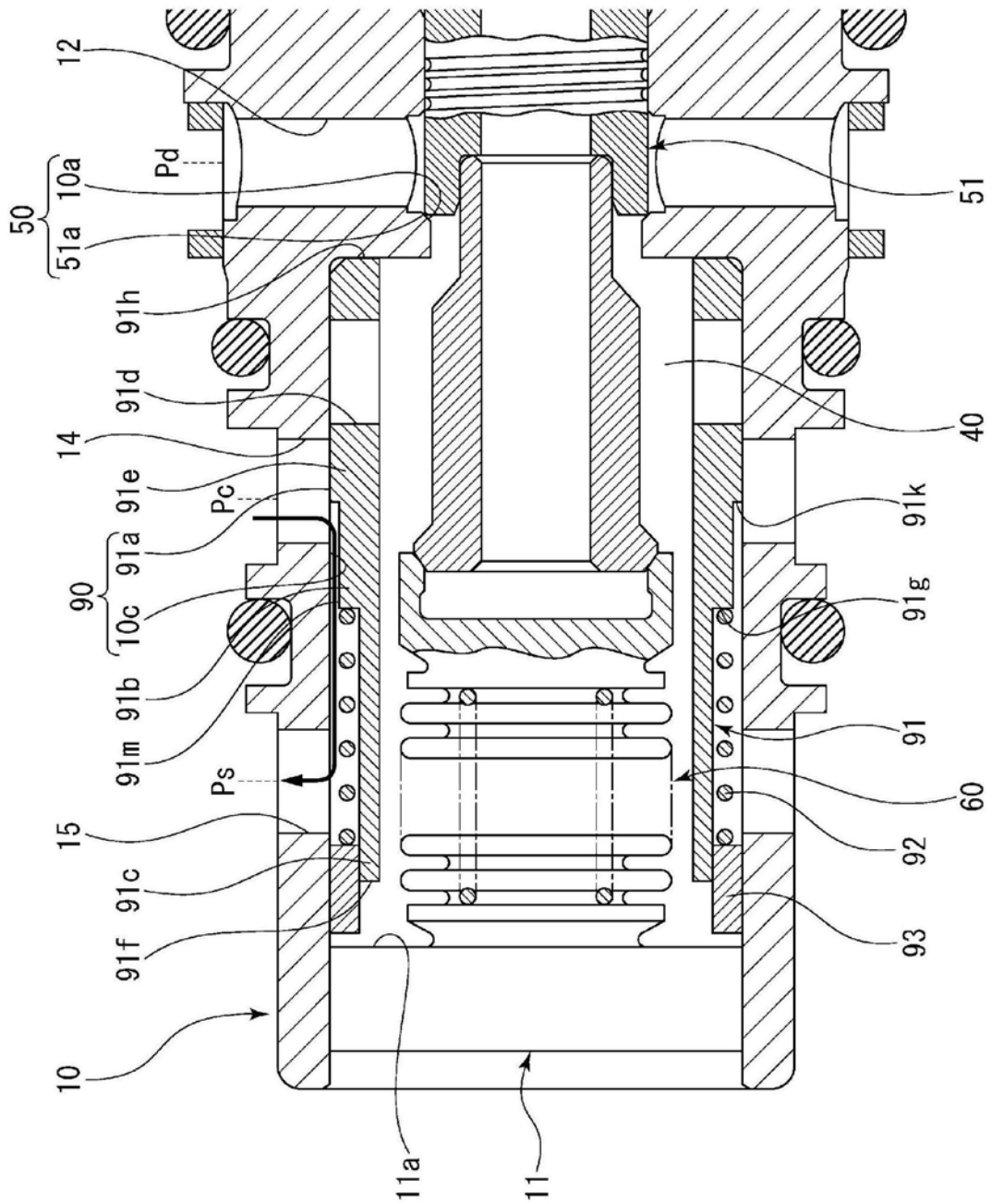


图4

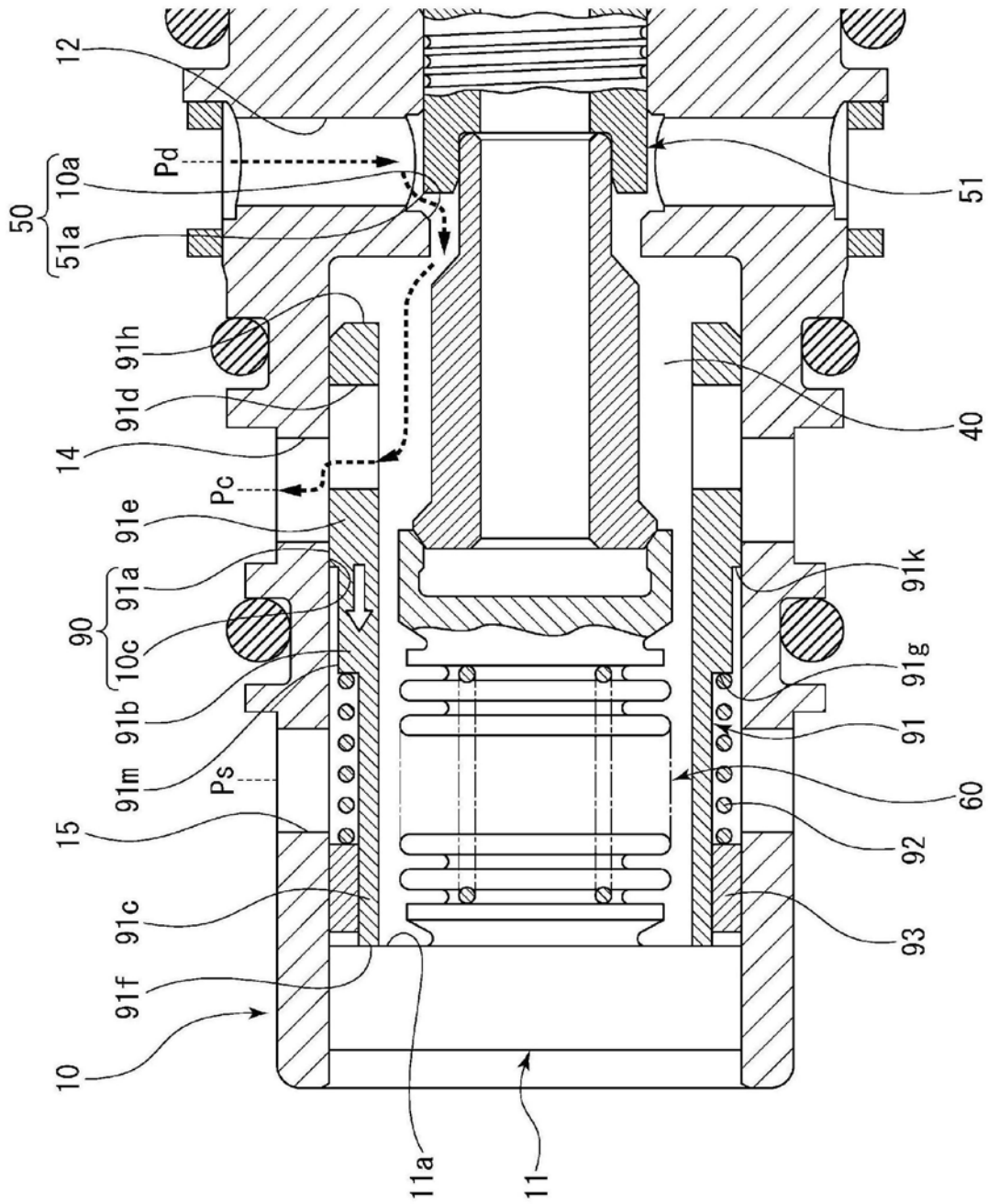


图5

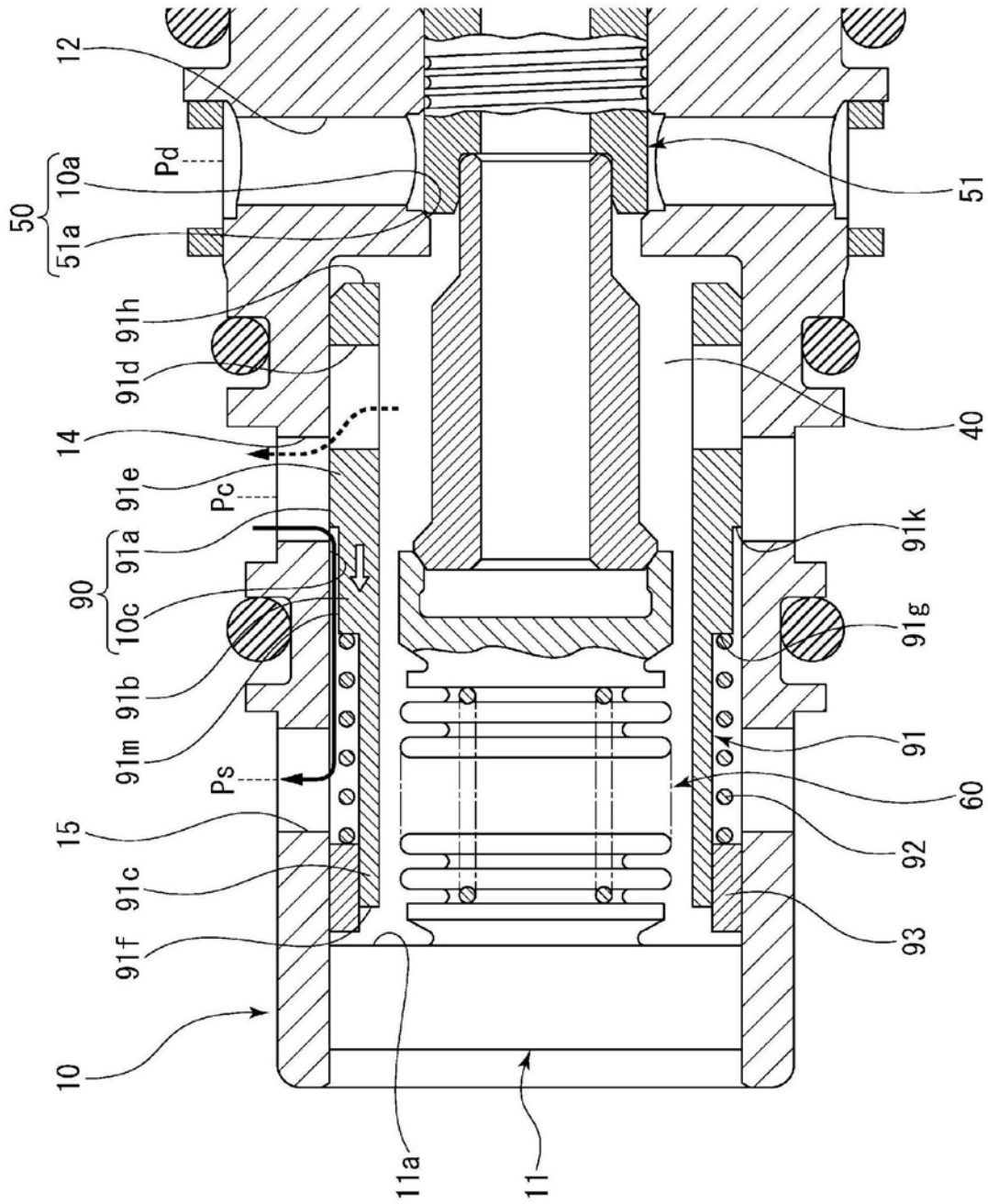


图6

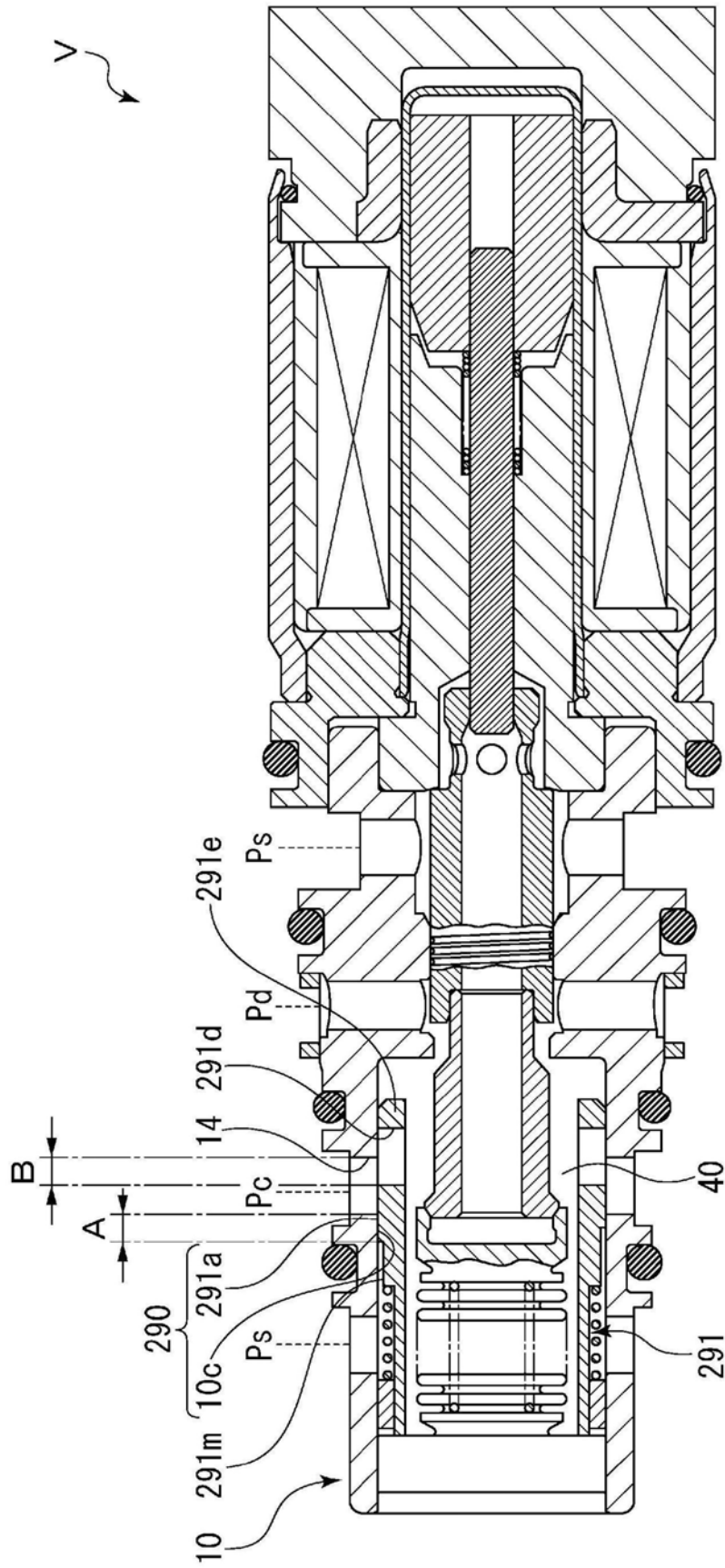


图7

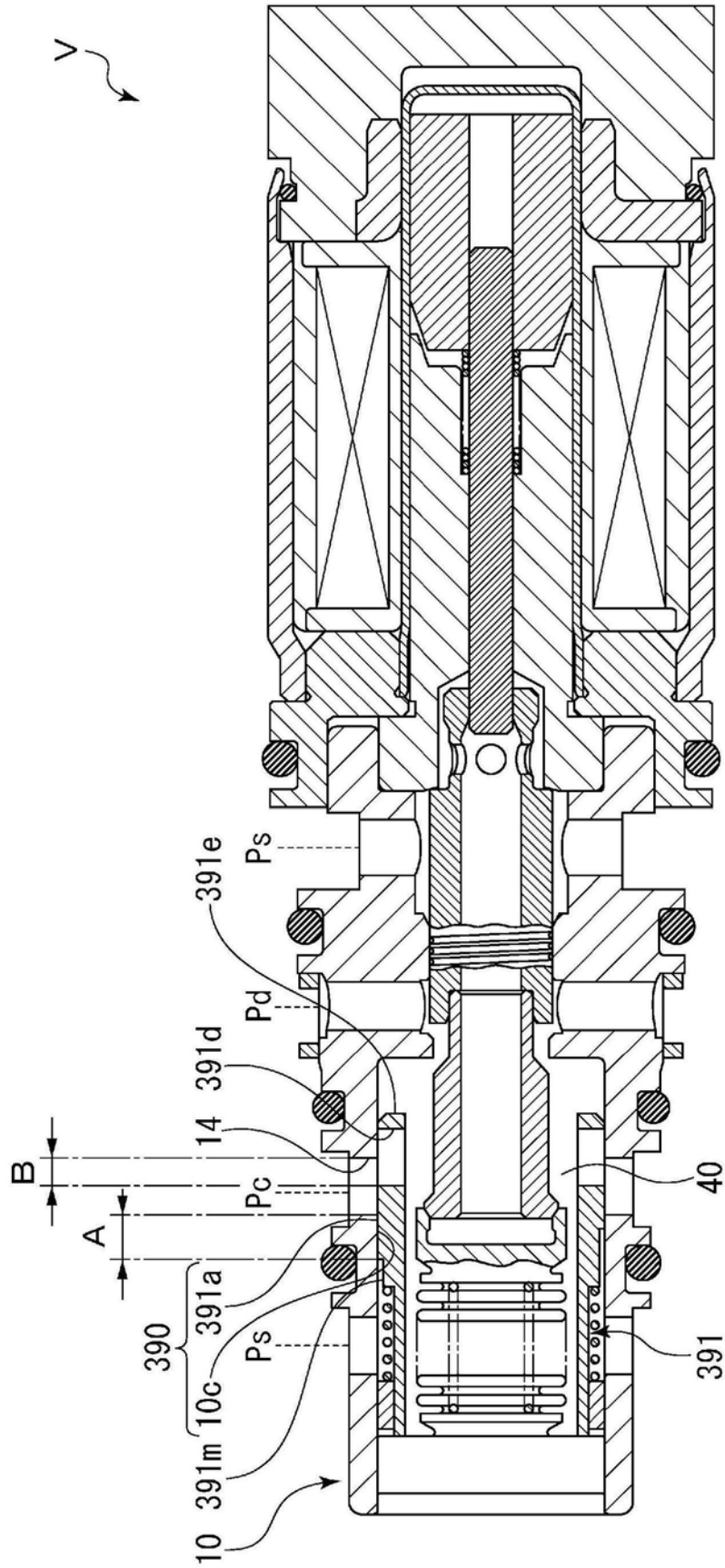


图8