



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 102047014 B

(45) 授权公告日 2013. 12. 11

(21) 申请号 200980120402. 2
 (22) 申请日 2009. 05. 13
 (30) 优先权数据
 2008-144227 2008. 06. 02 JP
 (85) PCT申请进入国家阶段日
 2010. 12. 01
 (86) PCT申请的申请数据
 PCT/JP2009/058890 2009. 05. 13
 (87) PCT申请的公布数据
 W02009/147932 JA 2009. 12. 10
 (73) 专利权人 株式会社鹭宫制作所
 地址 日本东京都
 (72) 发明人 南泽英树 日下直树
 (74) 专利代理机构 北京银龙知识产权代理有限公司 11243
 代理人 丁文蕴 熊志诚

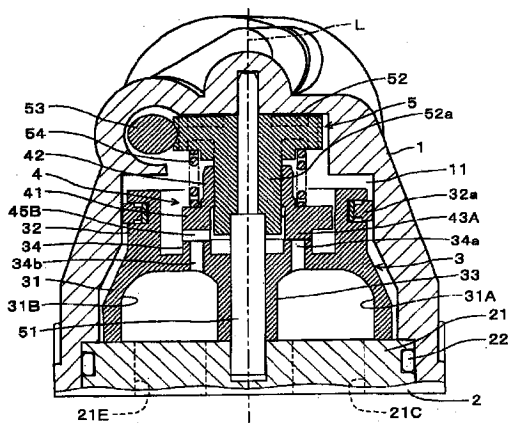
(51) Int. Cl.
 F16K 11/076(2006. 01)
 F16K 31/04(2006. 01)
 F16K 31/53(2006. 01)
 F25B 13/00(2006. 01)
 F25B 41/04(2006. 01)
 (56) 对比文件
 CN 1308197 A, 2001. 08. 15, 全文。
 JP 2005256853 A, 2005. 09. 22, 说明书第 24-35 段, 附图 1、2、7。
 JP 2002089739 A, 2002. 03. 27, 明书 53-65 段, 附图 12、16。
 JP 2006214691 A, 2006. 08. 17, 说明书第 34 段, 附图 1。
 CN 1121994 A, 1996. 05. 08, 全文。
 审查员 许可

权利要求书1页 说明书8页 附图13页

(54) 发明名称
流道转换阀

(57) 摘要

本发明涉及流道转换阀。在使主阀 (3) 与副阀 (4) 一起转动而转换制冷状态和制热状态的流道转换阀中, 使副阀 (4) 和主阀 (3) 的转动动作变得简单并可靠地进行主阀 (3) 的动作, 并且缩短转换时间。在主阀 (3) 上形成室外热交换器侧连通路 (31A) 和室内热交换器侧连通路 (31B)。形成使室外热交换器侧连通路 (31A) 与阀室 (11) 连通的室外热交换器侧均压孔 (34a), 形成使室内热交换器侧连通路 (31B) 与阀室 (11) 连通的室内热交换器侧均压孔 (34b)。在副阀 (4) 上, 形成关闭室外热交换器侧均压孔 (34a) 的封闭部 (43A)、和打开室内热交换器侧连通路 (34b) 的均压孔打开部 (45B), 形成关闭室内热交换器侧均压孔 (34b) 的封闭部、和打开室外热交换器侧连通路 (34a) 的均压孔打开部。在副阀 (4) 上形成在副阀座 (34) 上滑动的支撑部。仅通过使副阀 (4) 在正反一个方向的动作, 使主阀 (3) 转动 90° 而转换制冷状态和制热状态。



CN 102047014 B

1. 一种流道转换阀,具备形成圆筒状的阀室的壳体部件、配设在该壳体部件的开口端的阀座、在上述阀室的轴向及绕阀轴滑动自如地配置的主阀、以及使上述主阀绕阀轴转动的转动驱动机构,用于转换制冷运转和制热运转的制冷剂的流动方向,其特征在于,

上述阀座具备与压缩机的排出侧、吸入侧、室外热交换器侧和室内热交换器侧连通的四个口,

上述主阀具备室外热交换器侧连通路和室内热交换器侧连通路,该室外热交换器侧连通路使设置在阀座上的与室外热交换器侧连通的口有选择地连通与压缩机的排出侧连通的口或与压缩机的吸入侧连通的口,该室内热交换器侧连通路使设置在阀座上的与室内热交换器侧连通的口有选择地连通与压缩机的排出侧连通的口或与压缩机的吸入侧连通的口,

上述主阀还具备连通室外热交换器侧连通路和阀室的室外热交换器侧均压孔、和连通室内热交换器侧连通路和阀室的室内热交换器侧均压孔,

上述主阀在主阀的阀室侧还具备承受副阀的旋转驱动的副阀抵接部;

上述副阀可在主阀上滑动地接触,具备:在上述副阀上具备上述室外热交换器侧均压孔侧的封闭部和上述室内热交换器侧均压孔侧的封闭部这两个封闭部,上述两个封闭部设置成使室外热交换器侧均压孔和室内热交换器侧均压孔有选择地开闭;支撑部,所述支撑部设置在上述两个封闭部所在的同一平面上,

上述副阀还具备驱动主阀旋转的主阀抵接部;

从制冷向制热的转换是在室外热交换器侧均压孔关闭状态、而且室内热交换器侧均压孔打开状态下使主阀转动,

从制热向制冷的转换是在室外热交换器侧均压孔打开状态、而且室内热交换器侧均压孔关闭状态下使主阀转动。

2. 根据权利要求1所述的流道转换阀,其特征在于,

该主阀构成为,上述主阀具备分隔部,该分隔部从中心的轴承部沿直径方向延伸设置,并且分隔上述室外热交换器侧连通路和上述室内热交换器侧连通路,该主阀在制冷及制热的转换过程中转动了转动范围的大致一半的位置,上述室外热交换器侧连通路和连通于上述压缩机的排出侧的口和连通于上述压缩机的吸入侧的口部分重合;上述室内热交换器侧连通路和连通于上述压缩机的排出侧的口和连通于上述压缩机的吸入侧的口部分重合。

3. 根据权利要求1所述的流道转换阀,其特征在于,

该主阀构成为,在上述主阀上,成为上述室外热交换器侧连通路的外侧壁的室外热交换器侧连通路外壁、和成为上述室内热交换器侧连通路的外侧壁的室内热交换器侧连通路外壁,以及在制冷及制热的转换过程中,上述室外热交换器侧连通路外壁跨越与上述室外热交换器侧连通的口的开口,并且上述室内热交换器侧连通路外壁跨越与上述室内热交换器侧连通的口的开口。

4. 根据权利要求1~3任一项所述的流道转换阀,其特征在于,

具备使上述副阀的两个封闭部向上述室外热交换器侧均压孔和上述室内热交换器侧均压孔加力的弹性部件。

5. 根据权利要求1所述的流道转换阀,其特征在于,

上述两个封闭部和上述支撑部距离阀轴中心等间隔地配置。

流道转换阀

技术领域

[0001] 本发明涉及用于热泵式冷冻循环系统等且转换制冷剂流道的流道转换阀。

背景技术

[0002] 以往,作为这种流道转换阀(四通转换阀)例如有专利第 4081290 号公报(专利文献 1)所公开的技术。专利文献 1 的技术是,在从制冷转换成制热或从制热转换成制冷时,使支撑主阀的支撑轴旋转,使关闭阀支撑体通过驱动部在主阀上转动,通过该关闭阀支撑体的旋转,从而使形成于主阀上的连通孔或均压孔开闭。而且,通过支撑轴的旋转,使与关闭阀支撑体一体状态的主阀在阀座上转动。并且,在制冷状态下,通过第一关闭阀使均压孔处于“关闭”,并且使连通孔处于“打开”。另外,在制热状态下,通过第二关闭阀使连通孔处于“关闭”,并且使均压孔处于“打开”。

[0003] 现有技术文献,专利文献 1:日本专利第 4081290 号公报

[0004] 然而,在专利文献 1 的技术中,主阀从阀座浮起的状态是主阀顺畅地动作的状态。并且,为了从均压孔为“打开”、连通孔为“关闭”的状态向均压孔为“关闭”、连通孔为“打开”的状态转换,需要使马达反转规定角度,主阀也有动作的可能性,尚有改良的余地。另外,开闭均压孔和连通孔的关闭阀相对于主阀为自由状态,在对该均压孔和连通孔的密封性方面尚有改良的余地。

发明内容

[0005] 本发明的课题是在转换冷冻循环的制冷状态和制热状态的制冷剂流道的流道转换中,使副阀的动作变得简单并可靠地进行主阀的动作。

[0006] 方案一的流道转换阀具备形成圆筒状的阀室的壳体部件、配设在该壳体部件的开口端的阀座、在上述阀室的轴向及绕阀轴滑动自如地配置的主阀、以及使上述主阀绕阀轴转动的转动驱动机构,用于转换制冷运转和制热运转的制冷剂的流动方向,其特征是,上述阀座具备与压缩机的排出侧、吸入侧、室外热交换器侧和室内热交换器侧连通的四个口,上述主阀具备室外热交换器侧连通路和室内热交换器侧连通路,该室外热交换器侧连通路使设置在阀座上的与室外热交换器侧连通的口有选择地连通与压缩机的排出侧连通的口或与压缩机的吸入侧连通的口,该室内热交换器侧连通路使设置在阀座上的与室内热交换器侧连通的口有选择地连通与压缩机的排出侧连通的口或与压缩机的吸入侧连通的口,上述主阀还具备连通室外热交换器侧连通路和阀室的室外热交换器侧均压孔、和连通室内热交换器侧连通路和阀室的室内热交换器侧均压孔,上述主阀在主阀的阀室侧还具备承受副阀的旋转驱动的副阀抵接部;上述副阀具备封闭部,该封闭部可在主阀上滑动地与之接触,且使室外热交换器侧均压孔和室内热交换器侧均压孔有选择地开闭,上述副阀还具备驱动主阀旋转的主阀抵接部;从制冷向制热的转换是在室外热交换器侧均压孔关闭状态、而且室内热交换器侧均压孔打开状态下使主阀转动,从制热向制冷的转换是在室外热交换器侧均压孔打开状态、而且室内热交换器侧均压孔关闭状态下使主阀转动。

[0007] 方案二的流道转换阀,在方案一所述的流道转换阀中,其特征是,该主阀构成为,上述主阀具备分隔部,该分隔部从中心的轴承部沿直径方向延伸设置,并且分隔上述室外热交换器侧连通路和上述室内热交换器侧连通路,该主阀在制冷及制热的转换过程中转动了转动范围的大致一半的位置,上述室外热交换器侧连通路和上述室内热交换器侧连通路分别与连通于上述压缩机的排出侧的口、和连通于上述压缩机的吸入侧的口部分重合。

[0008] 方案三的流道转换阀,在方案一所述的流道转换阀中,其特征是,该主阀构成为,在上述主阀上,成为上述室外热交换器侧连通路的外侧壁的室外热交换器侧连通路外壁、和成为上述室内热交换器侧连通路的外侧壁的室内热交换器侧连通路外壁在上述制冷及制热的转换过程中,上述室外热交换器侧连通路外壁跨越与上述室外热交换器侧连通的口的开口,并且上述室内热交换器侧连通路外壁跨越与上述室内热交换器侧连通的口的开口。

[0009] 方案四的流道转换阀,在方案一至方案三任一项所述的流道转换阀中,其特征是,具备使上述副阀的封闭部向上述室外热交换器侧均压孔和上述室内热交换器侧均压孔加力的弹性部件。

[0010] 具备使上述副阀的封闭部向上述室外热交换器侧均压孔和上述室内热交换器侧均压孔加力的弹性部件。

[0011] 方案五的流道转换阀,在方案一至方案三任一项所述的流道转换阀中,其特征是,在上述副阀上具备上述室外热交换器侧均压孔侧的封闭部和上述室内热交换器侧均压孔侧的封闭部这两个封闭部,并且在与这两个封闭部相同的平面上具备支撑部。

[0012] 方案六的流道转换阀,在方案五所述的流道转换阀中,其特征是,上述两个封闭部和上述支撑部距离阀轴中心等间隔地配置。

[0013] 本发明的效果如下。

[0014] 根据方案一的流道转换阀,由于从制冷向制热的转换是在室外热交换器侧均压孔关闭状态、而且室内热交换器侧均压孔打开状态下使主阀转动,从制热向制冷的转换是在室外热交换器侧均压孔打开状态、而且室内热交换器侧均压孔关闭状态下使主阀转动,因此在使主阀与副阀一起转动之前,为了使室外热交换器侧均压孔关闭、而且使室内热交换器侧均压孔打开,或者为了使室外热交换器侧均压孔为打开、而且使室内热交换器侧均压孔关闭,仅通过使副阀向一个方向转动即可,因而在转换时不需要使副阀反转,能可靠地进行转换。而且转换动作变得简单,能够缩短转换时间。

[0015] 根据方案二的流道转换阀,由于在转换过程中转动了转动范围的大致一半的位置,来自与排出侧连通的口的高压制冷剂流入室外热交换器侧连通路和室内热交换器侧连通路这两方,因此要使主阀落座于阀座上的力变小,主阀与阀座之间的摩擦力变小,因此即使在运转了压缩机的状态下转换也顺畅。

[0016] 根据方案三的流道转换阀,除了方案二的效果以外,高压制冷剂通过与室外热交换器侧连通的口以及与室内热交换器侧连通的口,越过室外热交换器侧连通路外壁及室内热交换器侧连通路外壁,流入室外热交换器侧连通路和室内热交换器侧连通路,因此转换变得更加顺畅。

[0017] 根据方案四的流道转换阀,除了方案一至方案三的效果以外,由于副阀的封闭部利用弹性部件向室外热交换器侧均压孔和室内热交换器侧均压孔加力,因此室外热交换器

侧均压孔或室内热交换器侧均压孔的关闭状态的密封性提高。

[0018] 根据方案五的流道转换阀,除了方案一至方案三的效果以外,由于在与副阀的两个封闭部相同的平面上具有支撑部,因此能够抑制副阀相对于主阀的倾斜,密封性进一步提高。

[0019] 根据方案六的流道转换阀,除了方案五的效果以外,由于支撑部、封闭部距离阀轴中心等间隔地配置,因此副阀的转动也变得顺畅。

附图说明

[0020] 图 1 是本发明的第一实施方式的流道转换阀的纵剖视图。

[0021] 图 2 是该流道转换阀的阀座的俯视图。

[0022] 图 3 是该流道转换阀的主阀的立体图。

[0023] 图 4 是该流道转换阀的副阀的立体图。

[0024] 图 5 是表示该流道转换阀的制冷运转状态的各部位的位置关系的图。

[0025] 图 6 是表示该流道转换阀的转换过程的各部位的位置关系的图。

[0026] 图 7 是表示该流道转换阀的制热运转状态的各部位的位置关系的图。

[0027] 图 8 是本发明的第二实施方式的流道转换阀的纵剖视图。

[0028] 图 9 是该流道转换阀的主阀的立体图。

[0029] 图 10 是表示该流道转换阀的制冷运转状态的各部位的位置关系的图。

[0030] 图 11 是表示该流道转换阀的转换过程的各部位的位置关系的图。

[0031] 图 12 是表示该流道转换阀的制热运转状态的各部位的位置关系的图。

[0032] 图 13 是表示在该流道转换阀的转换过程中的制冷剂的流动的图。

[0033] 图 14 是表示第三实施方式的流道转换阀的主阀结构和转换过程中的制冷剂流动的图。

[0034] 图 15 是表示各实施方式的流道转换阀的副阀的其它实施方式的图。

具体实施方式

[0035] 下面,参照附图对本发明的流道转换阀的实施方式进行说明。图 1 是本发明的第一实施方式的流道转换阀的纵剖视图,图 2 是该流道转换阀的阀座的俯视图,图 3 是该流道转换阀的主阀的立体图,图 4 是该流道转换阀的副阀的立体图,图 5~图 7 是该流道转换阀的动作说明图。还有,图 1 是表示主阀的转换中途的图。

[0036] 本第一实施方式的流道转换阀具有壳体部件 1 和阀座部件 2。在壳体部件 1 上形成有切削成大致圆筒状的阀室 11。此外,在阀座部件 2 上形成有圆形台状的阀座 21,在该阀座 21 的周围安装有环 22(参照图 1)。并且,通过在阀室 11 的开口部嵌入阀座 21 及环 22,从而阀室 11 被密封。此外,在阀室 11 内,容纳有主阀 3、副阀 4,并且从壳体部件 1 的上部到阀室 11 内安装有驱动部件 5。而且,在壳体部件 1 的上部容纳有驱动部 5 的未图示的马达。

[0037] 如图 2 所示,在阀座 21 上分别形成有:与阀室 11 和未图示的压缩机的制冷剂排出侧连通的 D 口 21D;与阀室 11 和该压缩机的制冷剂吸入侧连通的 S 口 21S;与未图示的室外热交换器侧连通的 C 转换口 21C;以及与未图示的室内热交换器侧连通的 E 转换口 21E。

而且,这些口分别在离开 90° 的位置上开口。

[0038] 如图 3 所示,主阀 3 是由树脂形成的外周为圆形的部件,将阀座 21 侧的裙部 31 和圆筒状的活塞部 32 形成为一体。在活塞部 32 的周围配设有活塞环 32a。并且,在使中心的轴承部 33 嵌合在驱动部 5 的转动轴 51 的下部的状态下,该主阀 3 配设成绕阀轴 L 自由转动。裙部 31 在轴承部 33 的两侧形成有加工成半球状孔的室外热交换器侧连通路 31A 和室内热交换器侧连通路 31B。

[0039] 另外,如图 3(A) 所示,在活塞部 32 的内侧形成有副阀座 34,该副阀座 34 在裙部 31 的上侧向离开轴承部 33 的轴孔 33a 的位置的全周突出,在该副阀座 34 上形成有从室外热交换器侧连通路 31A 贯通到活塞部 32 侧的室外热交换器侧均压孔 34a、和从室内热交换器侧连通路 31B 贯通到活塞部 32 侧的室内热交换器侧均压孔 34b。该室外热交换器侧均压孔 34a 和室内热交换器侧均压孔 34b 形成在绕阀轴 L 离开 180° 的位置。

[0040] 另外,活塞部 32 的内周面的一部分在 90° 范围内形成有向阀轴 L 侧突出的突出部 35,该突出部 35 的绕阀轴 L 方向的两端分别作为副阀抵接部 35a、35b。还有,该副阀抵接部 35a、35b 与后述的副阀 4 的主阀抵接部 46a、46b 抵接。再有,在该活塞部 32 的上部的周围一处竖立设置有限位器 36,该限位器 36 配置在壳体部件 1 的阀室 11 的上部周围所形成的引导槽 13(参照图 5(A)~图 7(A))内,通过该限位器 36 的两侧端部与引导槽 13 的端部抵接,从而主阀 3 的转动范围被限制。还有,与引导槽 13 的长度对应的端部间的角度,以及与限位器 36 的宽度对应的端部间的角度之差为 90°,主阀 3 的转动范围为 90°。

[0041] 如图 4 所示,副阀 4 具有容纳于主阀 3 的活塞部 32 内的大致圆盘状的副阀主体部 41 及其中央的凸起部 42,在该凸起部 42 的中心形成有大致长方形的方孔 42a。另外,在副阀主体部 41 的主阀 3 侧的面上形成以大致 180° 的角度呈扇形突出的滑阀部 43,该滑阀部 43 的两端的一方成为室外热交换器侧均压孔侧的封闭部 43A,另一方成为室内热交换器侧均压孔侧的封闭部 43B。另外,在隔着方孔 42a 而与滑阀部 43 相对的位置上形成有支撑部 44。并且,在该副阀 4 的绕阀轴 L 的圆周上,滑阀部 43 和支撑部 44 之间成为从主阀 3 侧凹陷的两处均压孔打开部 45A、45B。另外,副阀主体部 41 的外周阶梯部分别为主阀抵接部 46a、46b。并且,该主阀抵接部 46a、46b 配置在与主阀 3 的副阀抵接部 35a、35b 相同的圆周上。

[0042] 如图 1 所示,驱动部 5 具有可转动地配置在转动驱动部 51 上的蜗轮 52,以及与该蜗轮 52 啮合的蜗杆 53,该蜗杆 53 固定在未图示的马达驱动轴上。另外,蜗轮 52 通过轮毂部 52a 可旋转地配置在转动轴 51 上,该轮毂部 52a 与副阀 4 的凸起部 42 上所形成的大致长方形的方孔 42a 嵌合。由此,副阀 4 在相对于蜗轮 52 绕阀轴 L 的转动被限制的状态下,只能在阀轴 L 方向滑动。另外,在蜗轮 52 与副阀 4 之间配置有作为对副阀 4 向主阀 3 侧加力的“加力部件”的螺旋弹簧 54,该副阀 4 与蜗轮 52 协同动作进行转动。

[0043] 通过以上的结构,副阀 4 由驱动部 5 的驱动进行转动,在主阀抵接部 46a 与副阀抵接部 35a 抵接的状态下,或主阀抵接部 46b 与副阀抵接部 35b 抵接的状态下,主阀 3 与副阀 4 一起转动。另外,主阀 3 的限位器 36 与引导槽 13 的端部抵接,主阀 3 的转动停止。并且,在与引导槽 13 的一方端部抵接的状态下成为制冷模式,在与另一方的端部抵接的状态下成为制热模式。再有,在制冷模式中,室外热交换器侧均压孔 34a 通过副阀 4 的均压孔打开部 45A 而成为打开状态,并且室内热交换器侧均压孔 34b 通过滑阀部 43 的封闭部 43B 而

成为关闭状态。在制热模式中,室内热交换器侧均压孔 34b 通过副阀 4 的均压孔打开部 45B 而成为打开状态,并且室外热交换器侧均压孔 34a 通过滑阀部 43 的封闭部 43A 而成为关闭状态。

[0044] 副阀 4 通过螺旋弹簧 54(弹性部件)向主阀 3 侧加力,由此向室外热交换器侧均压孔 34a 或室内热交换器侧均压孔 34b 对滑阀部 43(封闭部)加力,该室外热交换器侧均压孔 34a 或室内热交换器侧均压孔 34b 在关闭时的密封性变高。另外,在与副阀 4 的两个封闭部 43A、43B 相同的平面(滑阀部 43 的面)上具有支撑部 44。因此,能够抑制副阀 4 相对于主阀 3 的倾斜,密封性变得更高。而且,该支撑部 44、封闭部 43A、43B 距离阀轴 L 的中心等间隔地配置,因此副阀 4 的转动也变得顺畅。

[0045] 其次,基于图 5~图 7 对制冷运转及制热运转的转换动作进行说明。图 5~图 7 表示的是在从阀座 21 侧观察驱动部 5 方向的状态下各部位的位置关系,实线、虚线、斜线等的记载并不表示前后位置或结构。而且,图 5~图 7(A) 是表示壳体部件 1 的引导槽 13 和主阀的限位器 36 的位置关系的图,图 7(B) 图是表示主阀 3 的活塞部 32 内和副阀 4 的位置关系的图,图 7(C) 是表示主阀 3 和阀座 21 的位置关系的图。另外,图 5 对应制冷运转状态,图 6 对应运转状态的转换过程,图 7 对应制热运转状态。

[0046] 首先,处于图 5 的制冷运转时。如图 5(C) 所示,D 口 21D 通过室外热交换器侧连通路 31A 而与 C 转换口 21C 导通,S 口 21S 通过室内热交换器侧连通路 31B 而与 E 转换口 21E 导通。而且,主阀 3 的室外热交换器侧均压孔 34a 通过副阀 4 的均压孔打开部 45A 而成为打开状态,室内热交换器侧均压孔 34b 通过副阀 4 的滑阀部 43 的封闭部 43B 而成为关闭状态。此外,副阀 4 的支撑部 44 与副阀座 34 滑动接触。并且,主阀 3 的外侧的空间通过从 D 口 21D 导入的高压制冷剂而成为高压,并且室内热交换器侧连通路 31B 成为低压。因此,主阀 3 利用作用于主阀 3 的压力差而落座于阀座 21 上并与之密合。

[0047] 其次,在从上述制冷运转状态转换到制热运转状态时,若停止压缩机并对驱动部 5 进行驱动,则只有副阀 4 从图 5(B) 的状态绕顺时针转动。此时,副阀 4 的支撑部 44 在副阀座 34 上滑动。并且,若副阀 4 的主阀抵接部 46b 与主阀 3 的副阀抵接部 35b 抵接而成为图 6(B) 的状态,则主阀 3 的室内热交换器侧均压孔 34b 通过副阀 4 的均压孔打开部 45B 而成为打开状态,室外热交换器侧均压孔 34a 通过副阀 4 的滑阀部 43 的封闭部 43A 而成为关闭状态。由此,配置在主阀 3 的活塞部 32 上的活塞环 32a 的上部阀室 11 逐渐变成低压,主阀 3 克服螺旋弹簧 54 的作用力而浮起。并且,作用于主阀 3 的压力差减小,螺旋弹簧 54 的作用力优于主阀 3 的浮力,从而主阀 3 落座于阀座 21 上。

[0048] 而此时,由于副阀 4 的主阀抵接部 46b 与主阀 3 的副阀抵接部 35b 抵接,因此副阀 4 和主阀 3 一起转动。并且,如图 7(A) 所示,主阀 3 的限位器 36 与引导槽 13 的一端抵接,副阀 4 及主阀 3 的转动停止。然后,驱动压缩机,成为制热运转状态。此外,由于限位器 36 与引导槽 13 的一端抵接而对驱动部 5 的马达及驱动电路施加过负荷,因此也可以对此进行检测并使马达停止。

[0049] 在该制热运转状态下,如图 7(C) 所示,D 口 21D 通过室内热交换器侧连通路 31B 而与 E 转换口 21E 导通,S 口 21S 通过室外热交换器侧连通路 31A 而与 C 转换口 21C 导通。另外,室内热交换器侧均压孔 34b 成为打开状态、室外热交换器侧均压孔 34a 成为关闭状态。并且,主阀 3 的外侧空间通过从 D 口 21D 导入的高压制冷剂而成为高压,并且室外热交换器

侧连通路 31A 成为低压。因此,主阀 3 利用作用于主阀 3 上的压力差而落座于阀座 21 上并与之密合。还有,从制热运转状态向制冷运转状态的转换只要进行与上述相反的动作即可。

[0050] 如上所述,在从制冷向制热转换时仅使副阀 4 向一个方向转动即可,因此不需要副阀的反转(上述专利文献 1)之类的动作,不会产生主阀 3 的位置偏移等。

[0051] 图 8 是本发明的第二实施方式的流道转换阀的纵剖视图,图 9 是该流道转换阀中的主阀的立体图,图 10~图 12 是该流道转换阀的动作说明图,对于与第一实施方式同样的部件、同样的要素标注与第一实施方式相同的符号并省略详细的说明。还有,图 11 是表示主阀的转换中途的图。

[0052] 该第二实施方式的流道转换阀与上述第一实施方式的流道转换阀的不同处在于主阀 3' 的形状。如图 9 所示,主阀 3' 与第一实施方式大致相同,由树脂形成的外周是圆形的部件,将阀座 21 侧的裙部 37 和圆筒状的活塞部 32 形成为一体。活塞部 32 侧具有与第一实施方式的轴承部 33、副阀座 34、突出部 35 以及限位器 36 相同的结构。

[0053] 裙部 37 在中心轴承部 33 的两侧形成有加工成半球状孔的室外热交换器侧连通路 37A 和室内热交换器侧连通路 37B。而且,具有从轴承部 33 沿直径方向延伸设置的分隔部 371,室外热交换器侧连通路 37A 和室内热交换器侧连通路 37B 由该分隔部 371 分隔。再有,具有从分隔部 371 的端部延伸设置且与该分隔部 371 平行的室外热交换器侧连通路外壁 372A 和室内热交换器侧连通路外壁 372B。该室外热交换器侧连通路外壁 372A 成为室外热交换器侧连通路 37A 外侧壁,室内热交换器侧连通路外壁 372B 成为室内热交换器侧连通路 37B 的外侧壁。

[0054] 与第一实施方式同样,图 10 的制冷运转时,D 口 21D 通过室外热交换器侧连通路 37A 而与 C 转换口 21C 导通,S 口 21S 通过室内热交换器侧连通路 37B 而与 E 转换口 21E 导通。而且,室外热交换器侧均压孔 34a 通过副阀 4 成为打开状态,室内热交换器侧均压孔 34b 成为关闭状态。并且,主阀 3' 的外侧空间通过从 D 口 21D 导入的高压制冷剂而处于高压,并且室内热交换器侧连通路 37B 处于低压。因此,主阀 3' 通过作用于主阀 3' 的压力差而落座于阀座 21 上并与之密合。

[0055] 在从制冷运转状态向制热运转状态转换时,在第一实施方式中停止压缩机,但在第二实施方式中不停止压缩机也能够进行转换。首先,若对驱动部 5 进行驱动,则副阀 4 从图 10(B) 的状态绕顺时针方向转动,副阀 4 的主阀抵接部 46b 与主阀 3' 的副阀抵接部 35b 抵接而成为图 11(B) 的状态。并且,室内热交换器侧均压孔 34b 成为打开状态、室外热交换器侧均压孔 34a 成为关闭状态。由此,配设在主阀 3' 的活塞部 32 上的活塞环 32a 的上部阀室逐渐处于低压,通过比活塞环 32a 靠下方的主阀 3' 的外侧空间和室外热交换器侧连通路 37A 内的高压形成的浮力,主阀 3' 克服螺旋弹簧 54 的作用力而浮起。然后,作用于主阀 3 的压力差减小,螺旋弹簧 54 的作用力优于主阀 3' 的浮力,从而主阀 3' 落座于阀座 21 上。而且,在该状态下,也如在后述的图 13 中说明的那样,主阀 3' 落座于阀座 21 上的力变弱。

[0056] 此时,由于副阀 4 的主阀抵接部 46b 与主阀 3' 的副阀抵接部 35b 抵接,因此副阀 4 和主阀 3' 一起转动。并且,如图 12(A) 所示,主阀 3' 的限位器 36 与引导槽 13 的一端抵接,副阀 4 及主阀 3 的转动停止,成为制热运转状态。在该制热运转状态下,如图 12(C) 所示,D 口 21D 通过室内热交换器侧连通路 37B 而与 E 转换口 21E 导通,S 口 21S 通过室外热交换器侧连通路 37A 而与 C 转换口 21C 导通。而且,室内热交换器侧均压孔 34b 成为打开

状态、室外热交换器侧均压孔 34a 成为关闭状态。再有,主阀 3' 的外侧的空间通过从 D 口 21D 导入的高压制冷剂而处于高压,并且室外热交换器侧连通路 31A 处于低压,从而主阀 3' 落座于阀座 21 上并与之密合。此外,从制热运转状态向制冷运转状态的转换只要进行与上述相反的动作即可。

[0057] 这样,即使在第二实施方式中,由于从制冷向制热转换时仅使副阀 4 向一个方向转动即可,因此不需要副阀的反转(上述专利文献 1)之类的动作,不会产生主阀 3' 的位置偏移等。

[0058] 图 13 是说明第二实施方式的转换过程的制冷剂流动的详细情况的图,表示从制冷运转状态向制热运转状态的转换过程。如上所述,通过副阀 4 的转动,主阀 3' 按照图 13(A)~图 13(D) 的顺序进行旋转。图 13(B) 是在转换过程中旋转了转动范围的一半的位置,室外热交换器侧连通路 37A 和室内热交换器侧连通路 37B 分别与 D 口 21D 和 S 口 21S 一部分重合。而且,室外热交换器侧连通路外壁 372A 跨越与室外热交换器侧连通的 C 口 21C 的开口,并且室内热交换器侧连通路外壁 372B 跨越与室内热交换器侧连通的 E 口 21E 的开口。

[0059] 因此,从 D 口 21D 流入的高压制冷剂通过 D 口 21D 流入室外热交换器侧连通路 37A 和室内热交换器侧连通路 37B。而且,从 D 口 21D 流入的高压制冷剂围绕主阀 3' 的周围并流入 S 口 21S,并且通过 C 口 21C 流入室外热交换器侧连通路 37A,通过 E 口 21E 流入室内热交换器侧连通路 37B。流入该室外热交换器侧连通路 37A 及室内热交换器侧连通路 37B 的制冷剂均流入 S 口 21S。另外,如图 13(A)、图 13(C)、图 13(D) 中的箭头所示,高压制冷剂流入室外热交换器侧连通路 37A 和室内热交换器侧连通路 37B,进而流入 S 口 21S 的状态在转动范围的一半左右的位置也大致相同。

[0060] 这样,在转换过程中,高压制冷剂流入室外热交换器侧连通路 37A 和室内热交换器侧连通路 37B 双方,因此使主阀 3' 落座于阀座 21 上的力变小,主阀 3' 与阀座 21 之间的摩擦力变小。因此,即使在运转压缩机的状态下转换也变得顺畅。

[0061] 在以上的第二实施方式中,在转换过程的主阀 3' 的转动范围的一半位置及其前后的过程中,室外热交换器侧连通路外壁 372A 和室内热交换器侧连通路外壁 372B 跨越 C 口 21C 和 E 口 21E,因此转换变得更加顺畅。但是,如图 14 所示,室外热交换器侧连通路外壁 372A'、室内热交换器侧连通路外壁 372B' 的形状也可以是与第一实施方式同样的形状。该场合,也由于室外热交换器侧连通路 37A 和室内热交换器侧连通路 37B 分别与 D 口 21D 和 S 口 21S 一部分重合,由于高压制冷剂从该 D 口 21D 流入室外热交换器侧连通路 37A 和室内热交换器侧连通路 37B,因此即使在运转压缩机的状态下转换也变得顺畅。

[0062] 图 15 是表示副阀 4 的其它实施方式的图。该图是从驱动部 5 侧观察副阀 4 和主阀 3(或主阀 3') 的图。在上述实施方式中,副阀 4 的封闭部 43A、43B 由一个滑阀部 43 形成,但也可以如图 15(A) 那样,分别形成封闭部 43A 和封闭部 43B。另外,也可以如图 15(B) 那样,将两个封闭部 43A、43B 分离 180° 而形成,并在两个封闭部之间形成两个支撑部 441、442。该场合,室外热交换器侧均压孔 34a 和室内热交换器侧均压孔 34b 的位置也根据副阀 4 的转动范围和封闭部 43A、43B 的位置而变更。

[0063] 符号说明

[0064] 1- 壳体部件, 3、3'- 主阀, 4- 副阀, 5- 驱动部, 11- 阀室, 21- 阀座, 21D-D 口, 21S-S

口,21C-C 转换口,21E-E 转换口,31A- 室外热交换器侧连通路,31B- 室内热交换器侧连通路,34a- 室外热交换器侧均压孔,34b- 室内热交换器侧均压孔,37A- 室外热交换器侧连通路,37B- 室内热交换器侧连通路,371- 分隔部,372A- 室外热交换器侧连通路外壁,372B- 室内热交换器侧连通路外壁,43A- 室外热交换器侧封闭部,43B- 室内热交换器侧封闭部,44- 支撑部。

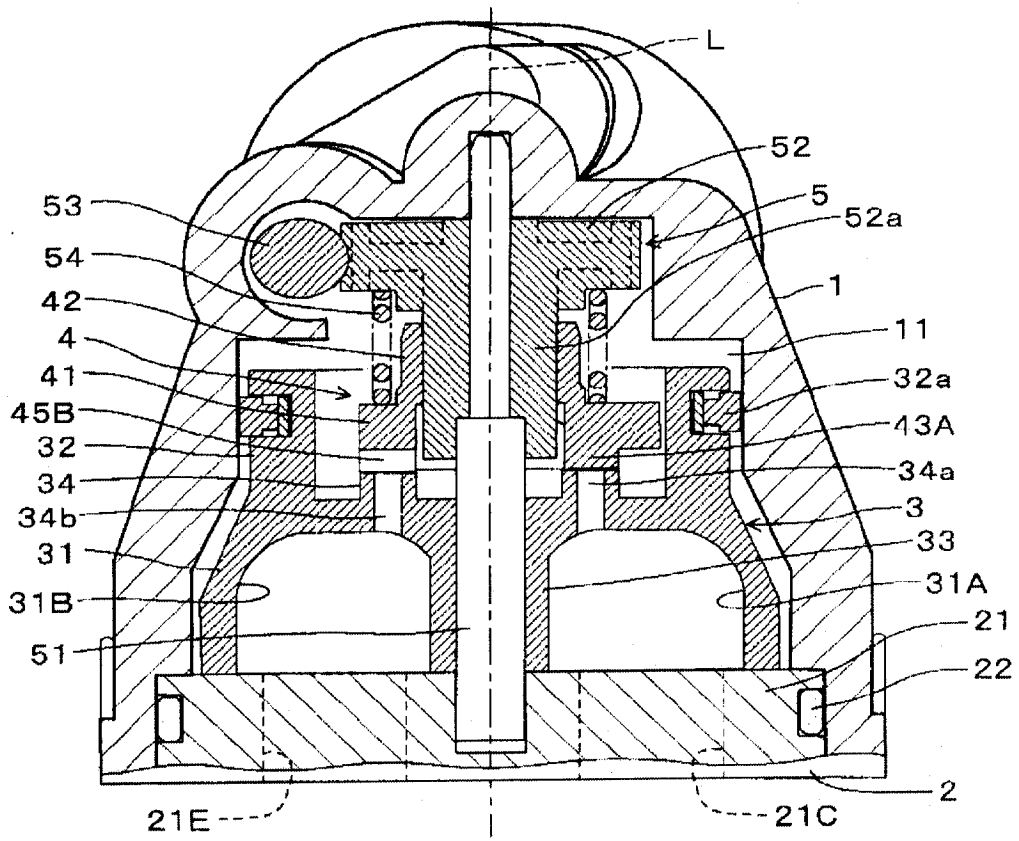


图 1

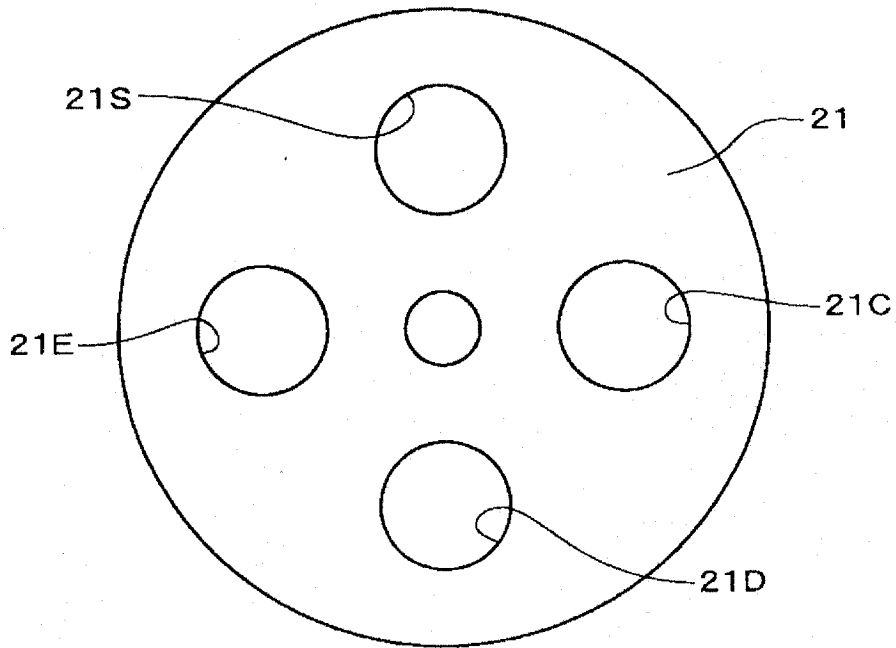


图 2

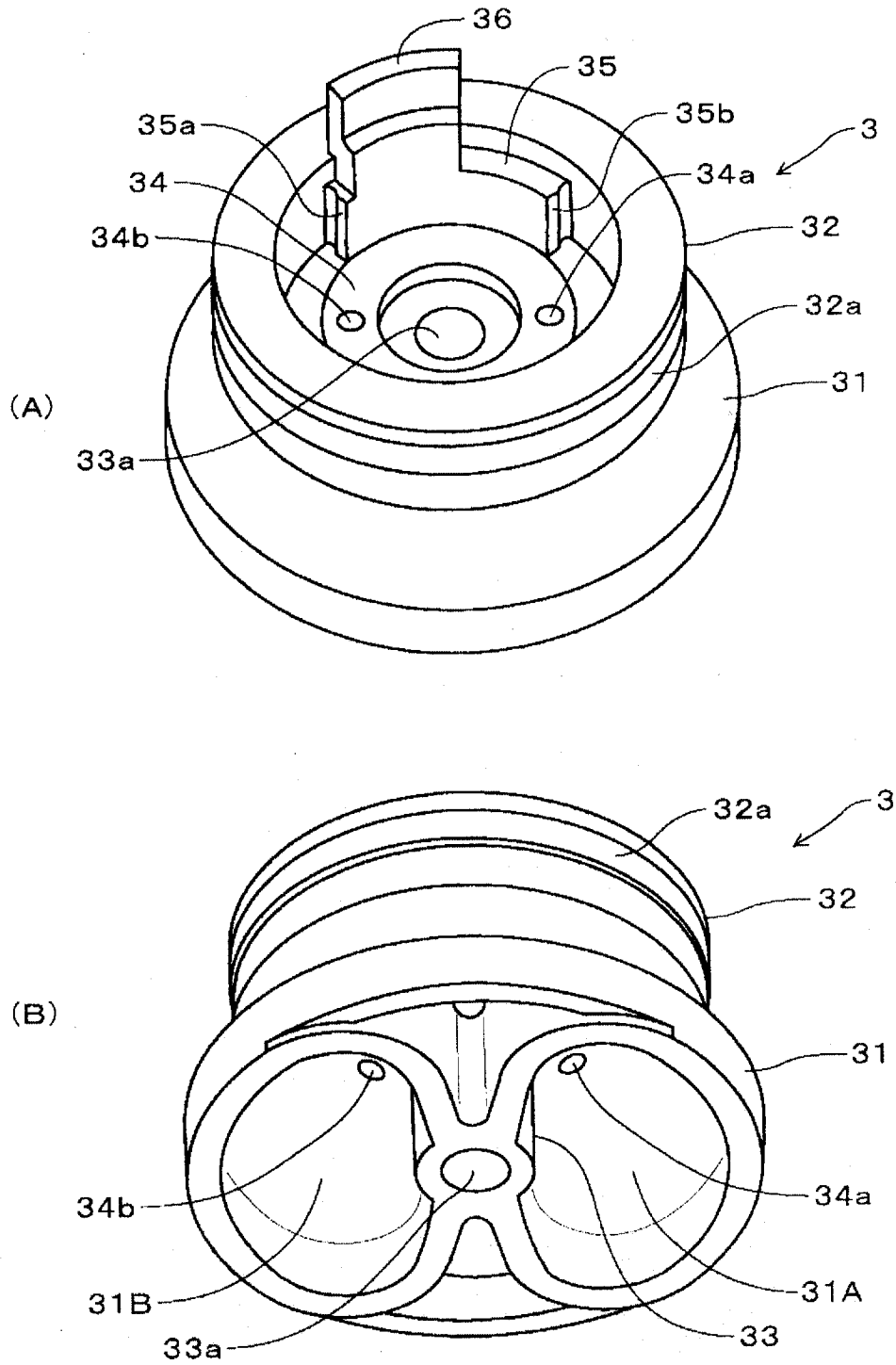


图 3

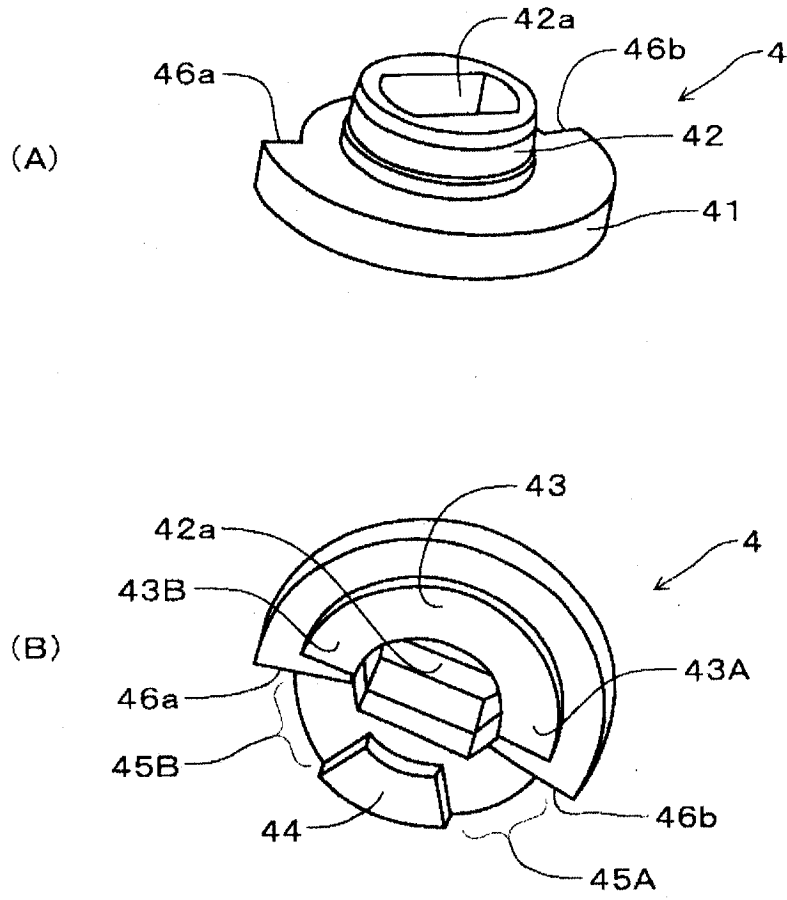


图 4

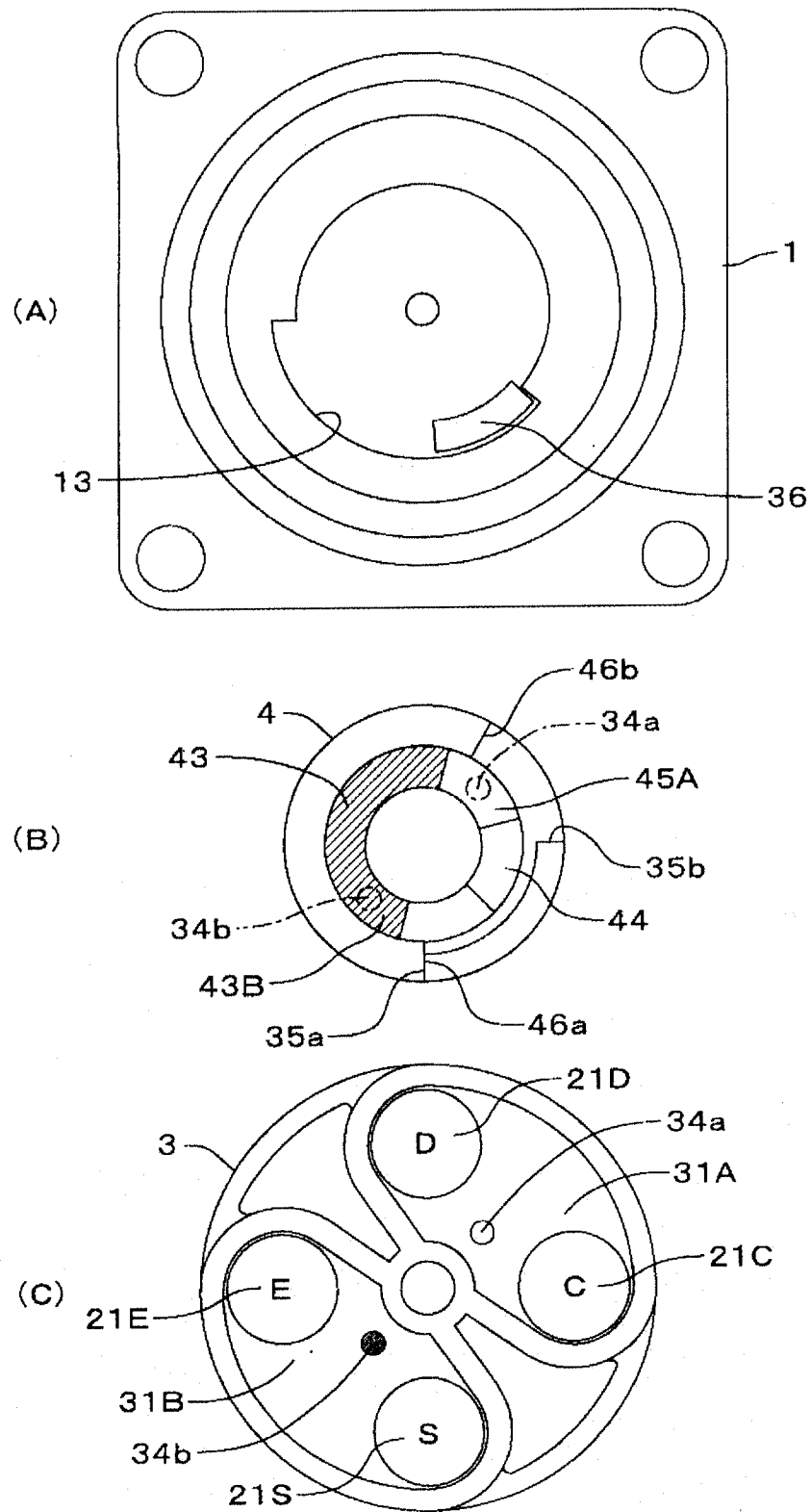


图 5

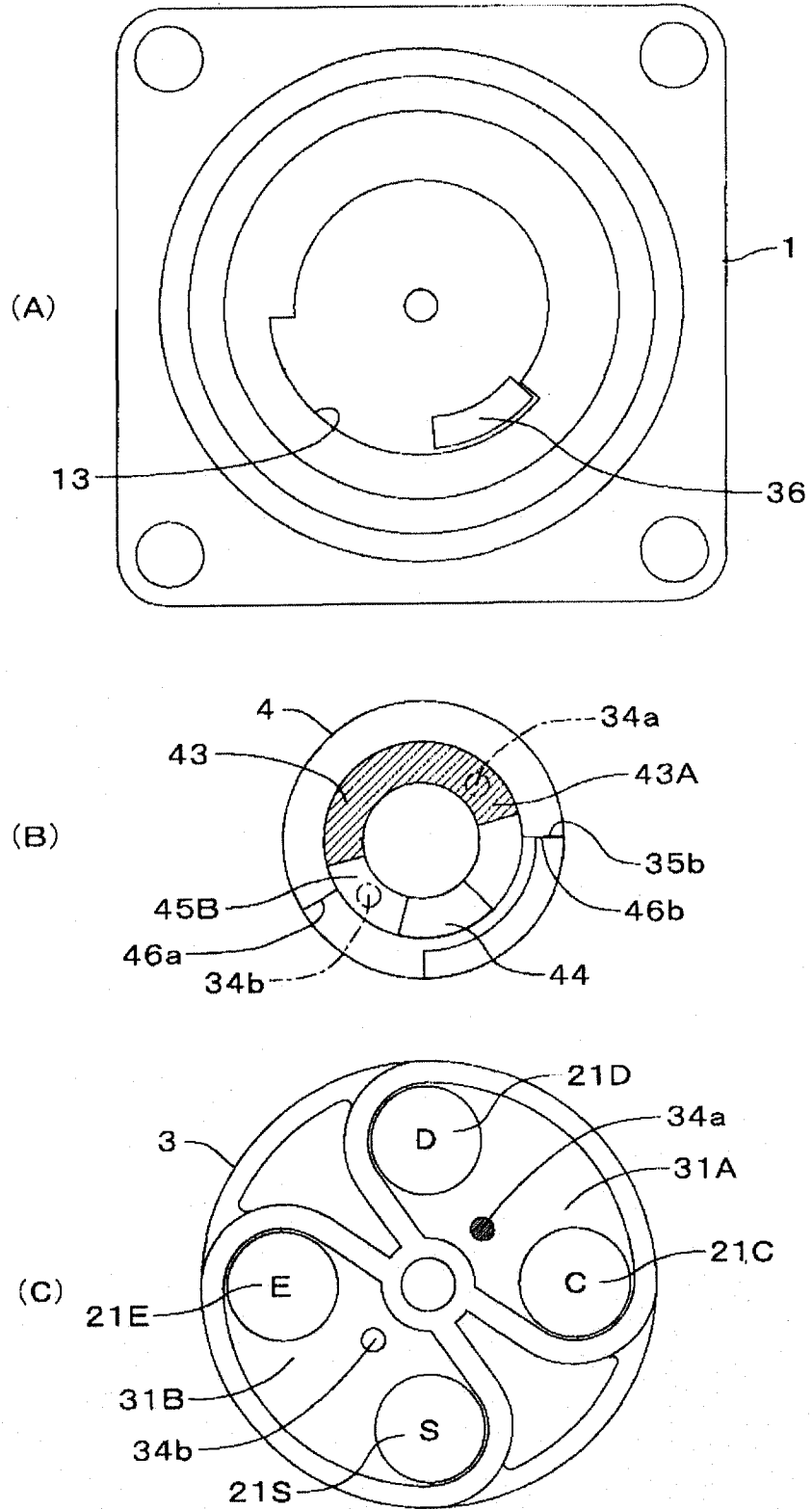


图 6

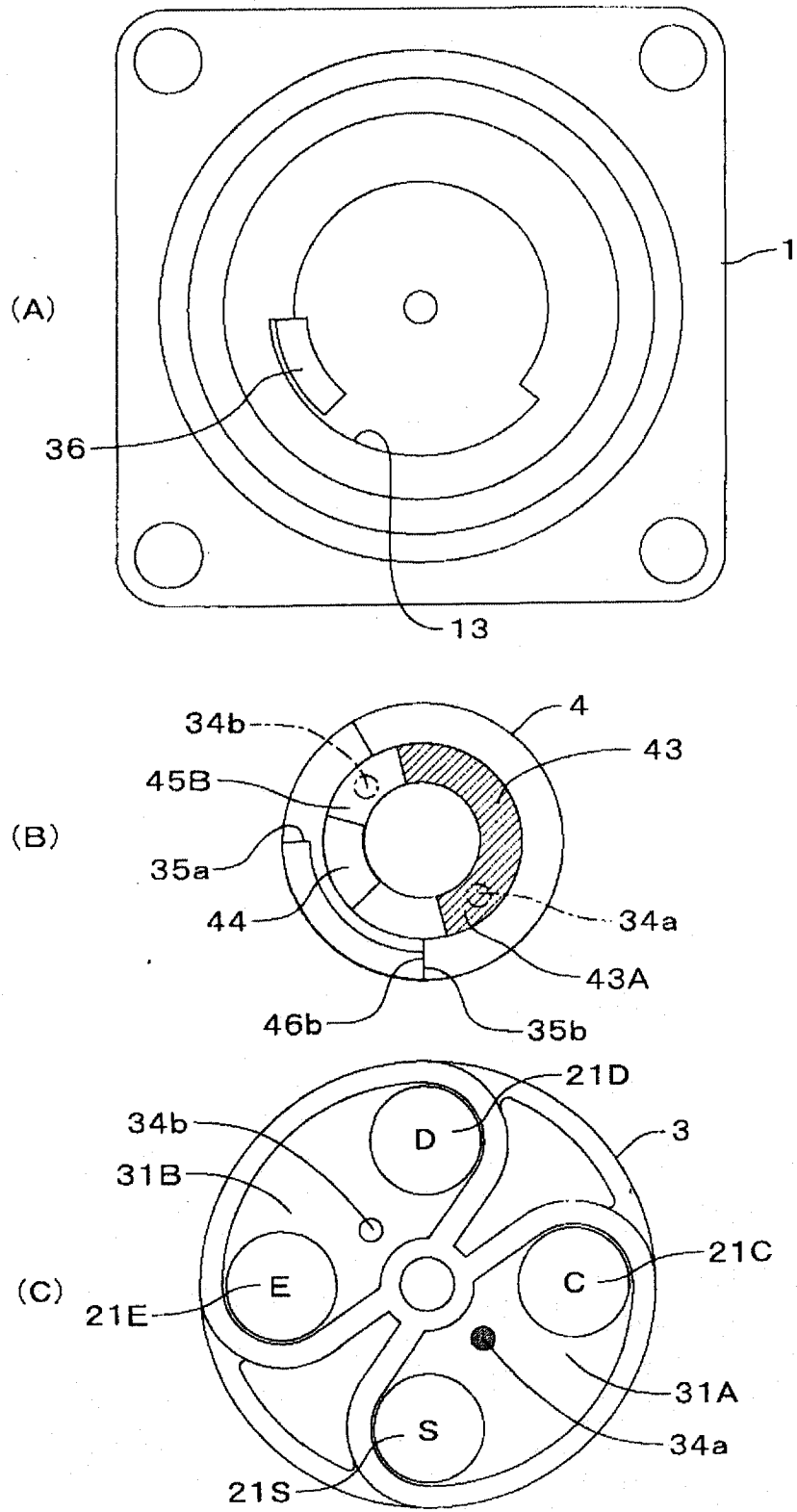


图 7

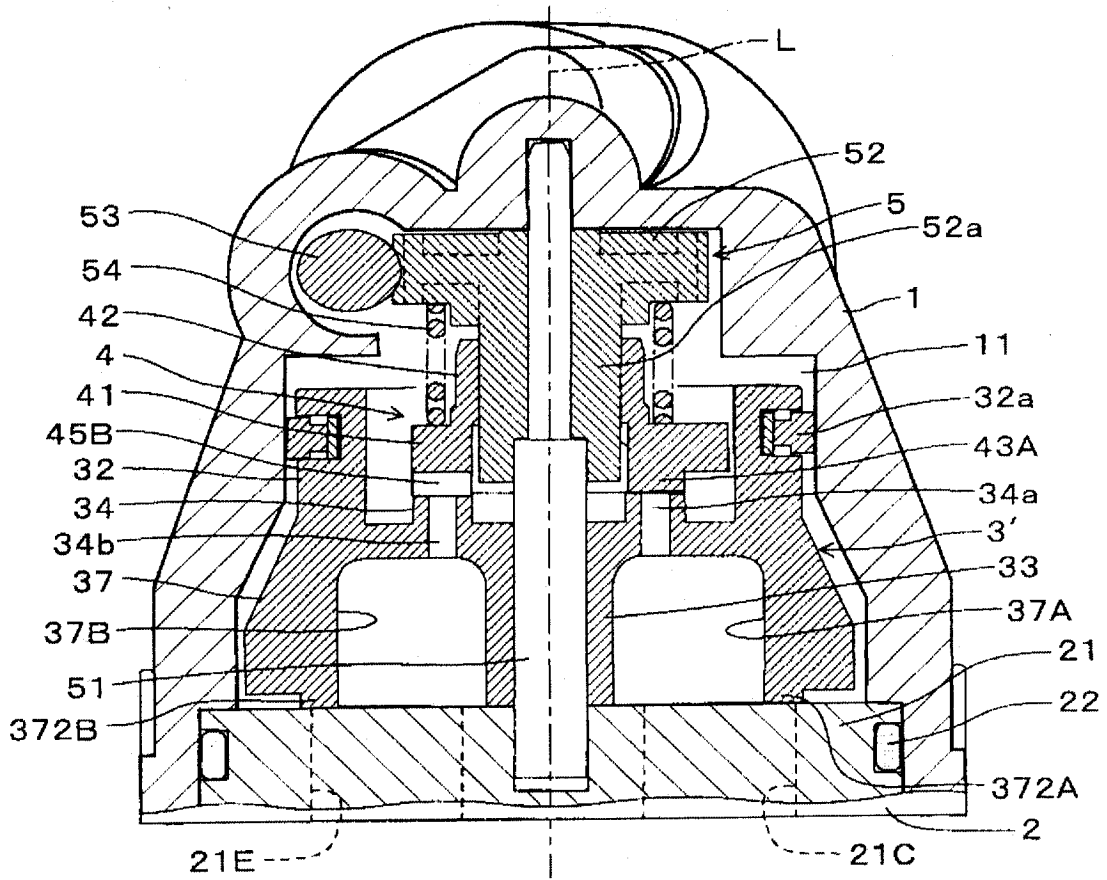


图 8

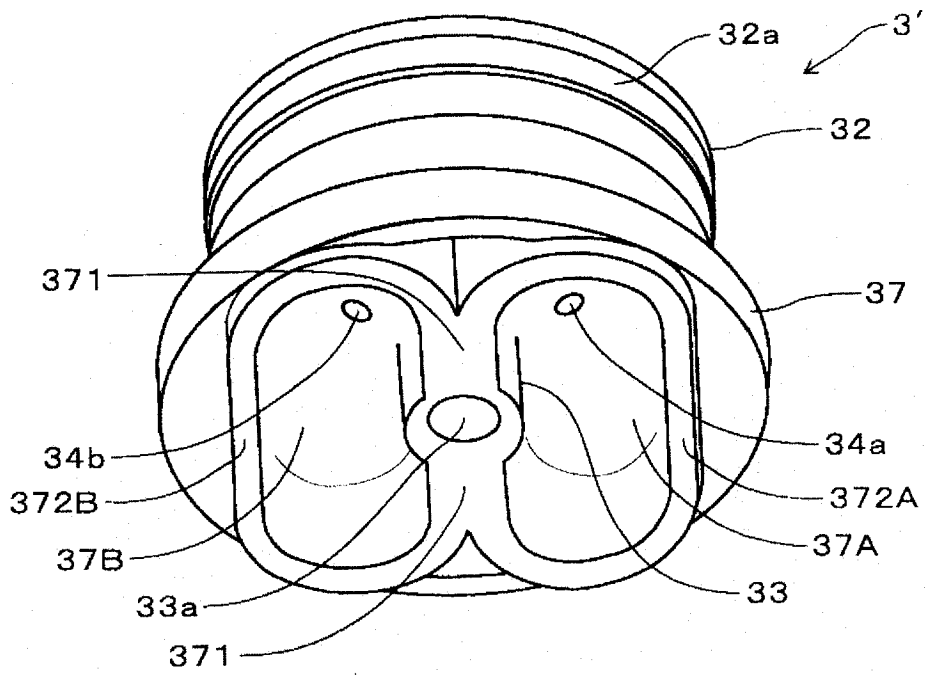


图 9

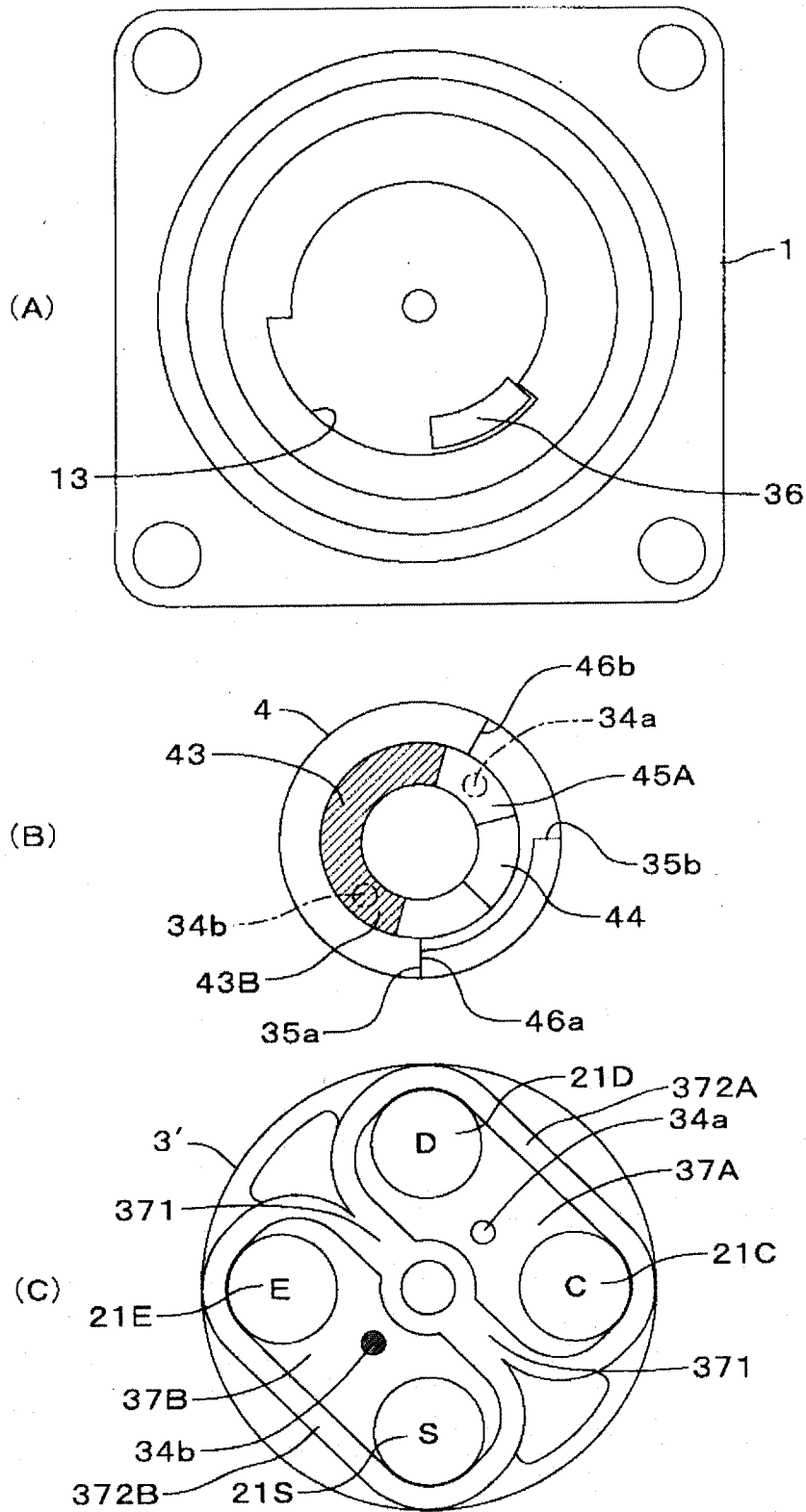


图 10

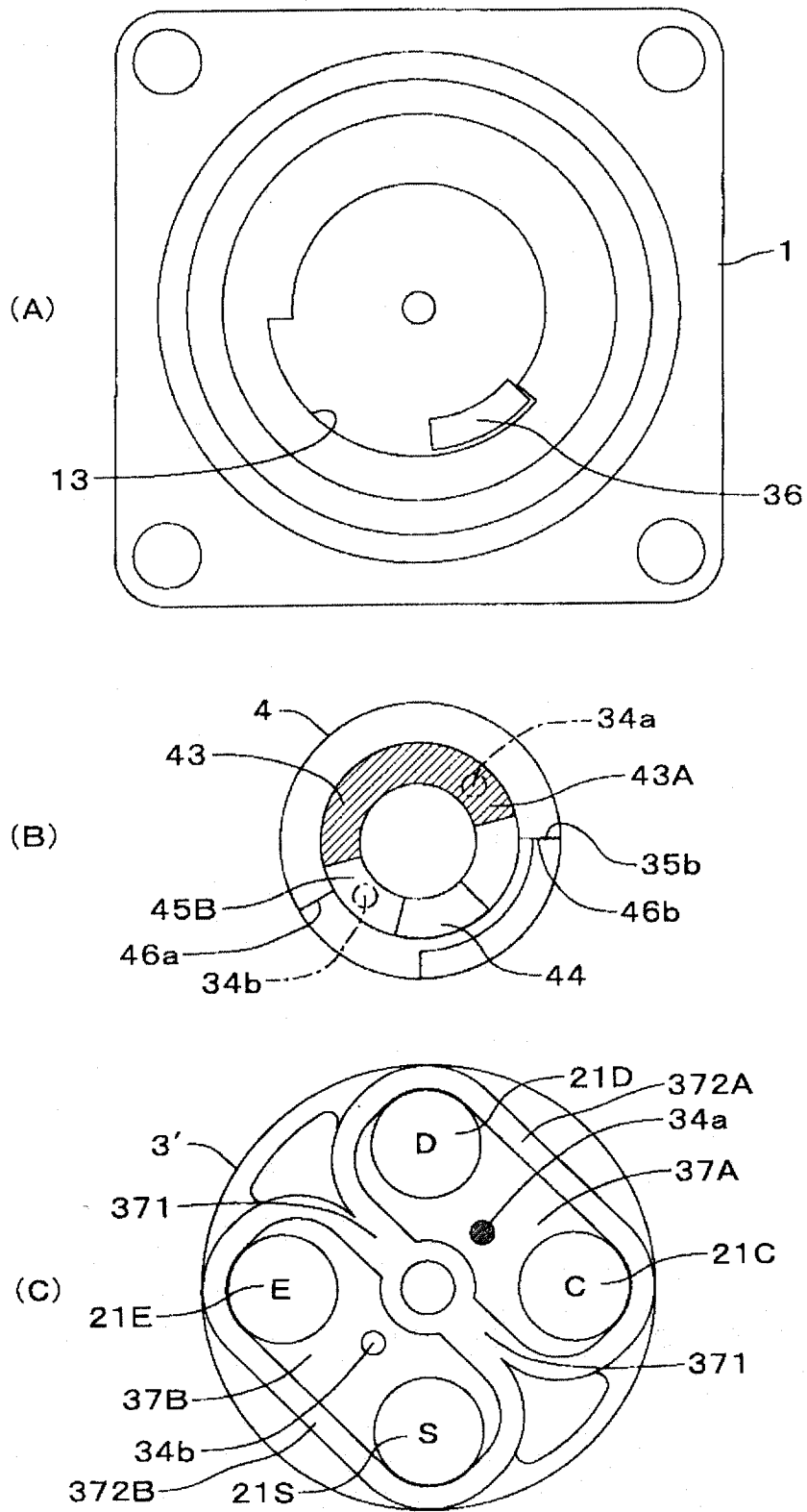


图 11

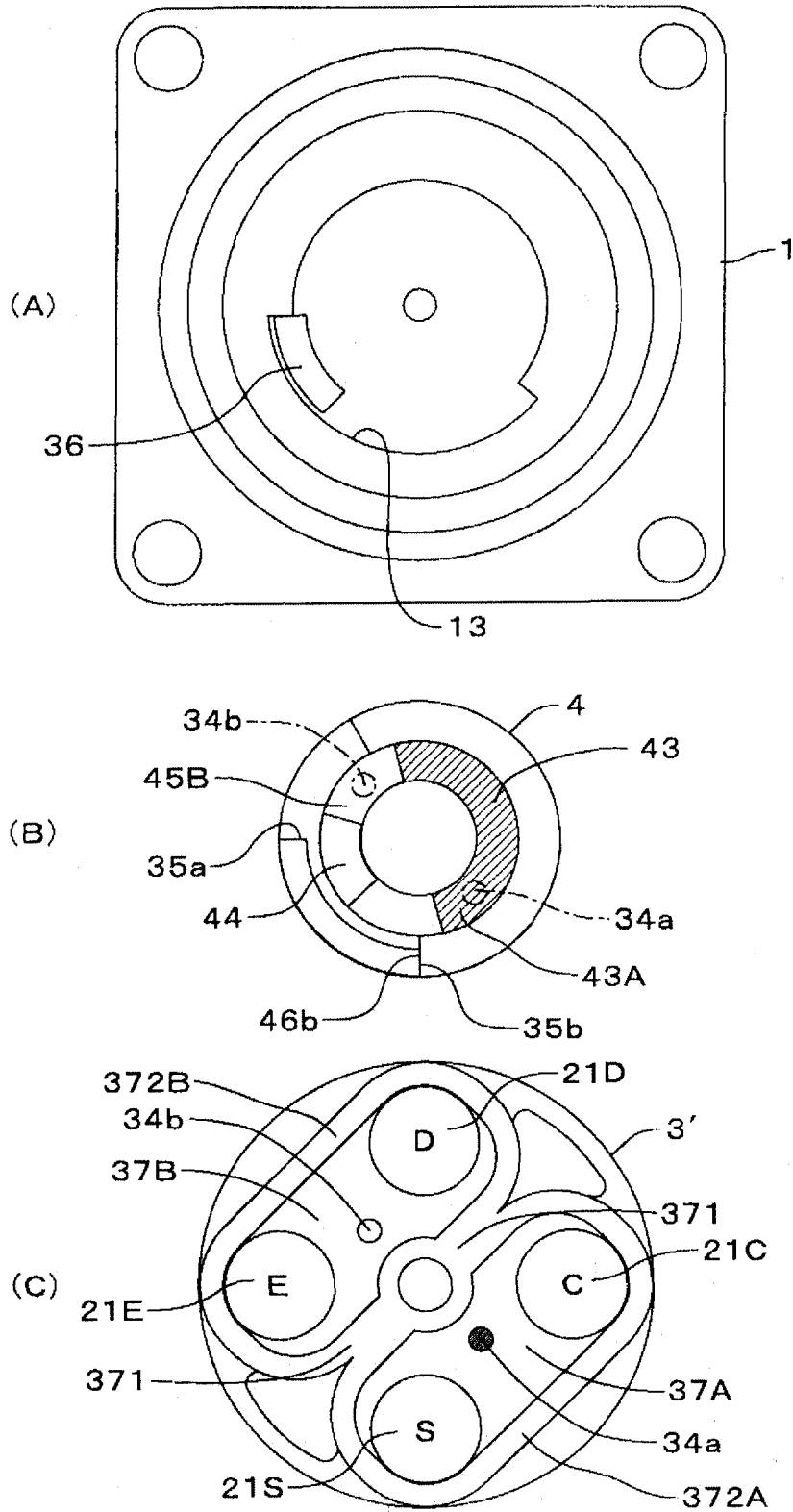


图 12

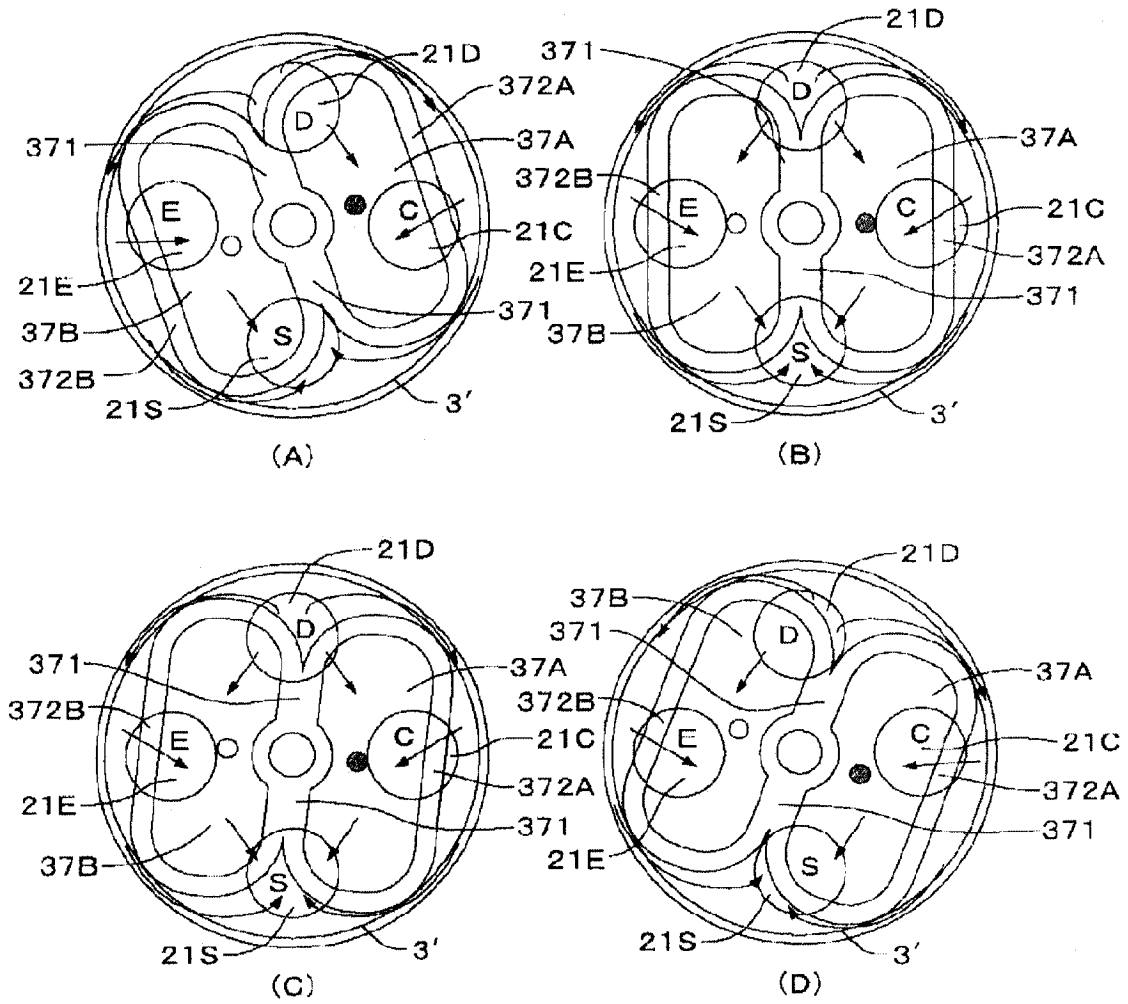


图 13

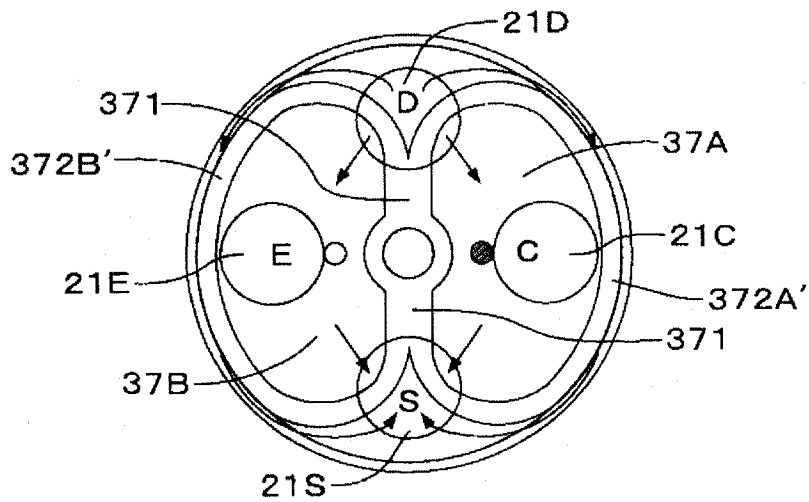


图 14

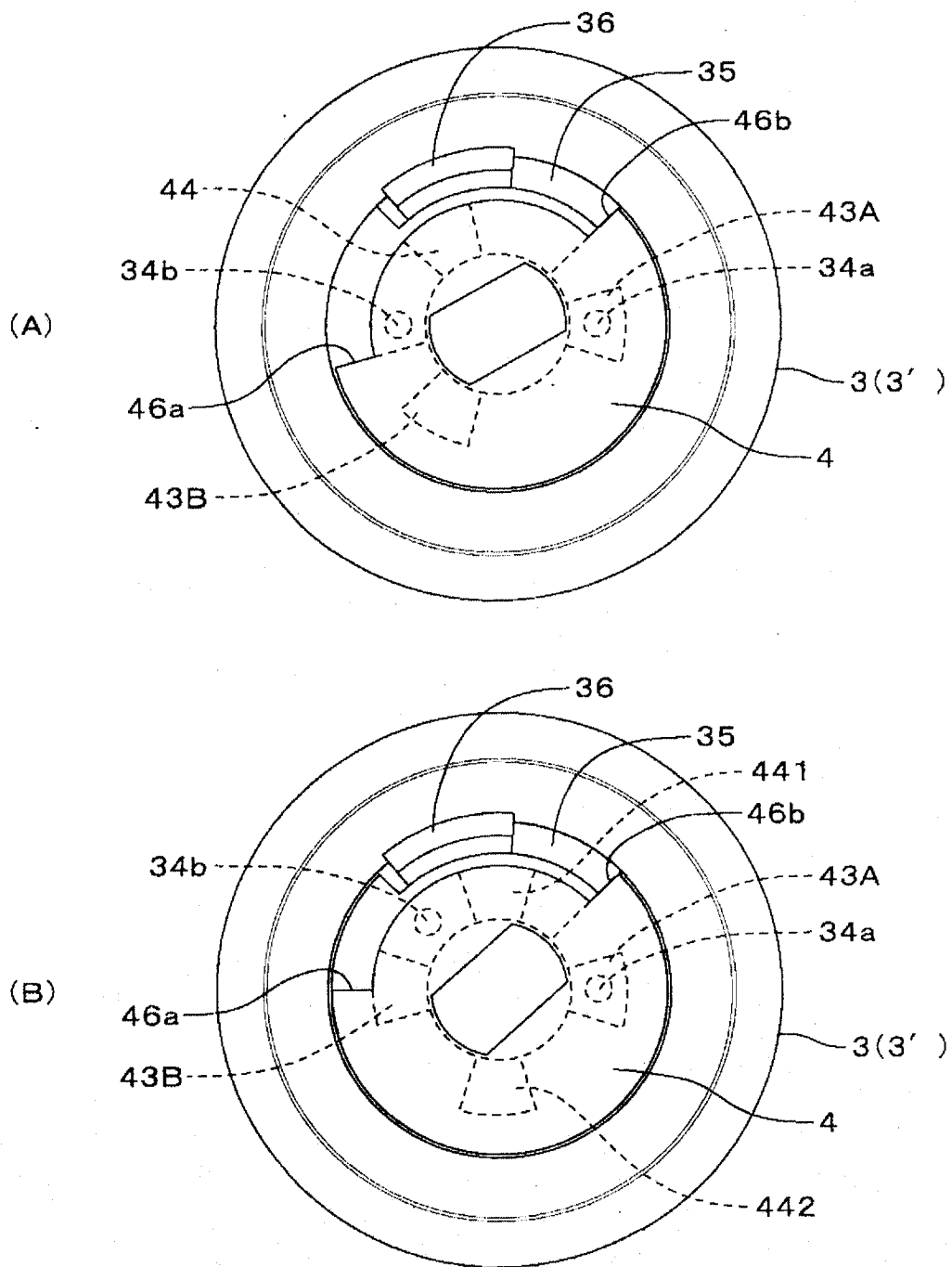


图 15