



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 105143676 A

(43) 申请公布日 2015. 12. 09

(21) 申请号 201480023073. 0

杉浦干一郎

(22) 申请日 2014. 04. 25

(74) 专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专利商标事务所 11038

(30) 优先权数据

2013-094151 2013. 04. 26 JP

代理人 严鹏

(85) PCT国际申请进入国家阶段日

2015. 10. 23

(51) Int. Cl.

F04C 18/356(2006. 01)

F04C 23/00(2006. 01)

F04C 28/00(2006. 01)

(86) PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2014/061713 2014. 04. 25

(87) PCT国际申请的公布数据

W02014/175429 JA 2014. 10. 30

(71) 申请人 三菱电机株式会社

地址 日本东京

(72) 发明人 诸江将吾 横山哲英 岩崎俊明

加藤太郎 前山英明 高桥真一

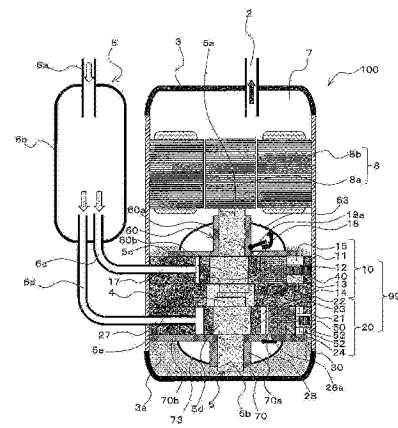
权利要求书2页 说明书23页 附图25页

(54) 发明名称

多气缸旋转压缩机及具有该多气缸旋转压缩机的蒸气压缩式冷冻循环装置

(57) 摘要

多气缸旋转压缩机 (100) 具有多个压缩机构部 (第1压缩机构部 (10)、第2压缩机构部 (20))。使拉开力向驱动轴径向外侧作用于上述多个压缩机构部中的、至少一个压缩机构部的叶片,与其他压缩机构部相比,向所述活塞侧推压所述叶片的推压力变小,平常是由吸入压力与排出压力之间的气体压力差引起的推压力大于上述拉开力,叶片顶端成为向旋转活塞外周壁推压的状态并进行压缩运行,但是当上述拉开力大于上述推压力时,在将用于从密闭容器向叶片背面导入油的连通空间保持为排出压力状态、将叶片顶端保持为吸入压力状态的状态下,使叶片顶端自动地自所述活塞外周壁离开,若自旋转活塞离开一定距离以上,则上述拉开力相对于上述推压力的差异呈阶梯函数地较大地发生变化,具有在离开的位置稳定地保持叶片的保持机构,设为非压缩状态。



1. 一种多气缸旋转压缩机,其包括:

驱动轴,其具有多个偏心销轴部;

电动机,其用于旋转驱动该驱动轴;

多个压缩机构;以及

密闭容器,其用于收纳所述电动机和所述压缩机构,并在底部储存润滑油;

所述压缩机构分别包括:

缸体,其形成有用于从吸入压力空间吸入并压缩低压的制冷剂而将压缩后的高压的制冷剂向排出压力空间排出的缸体室;

环形状的活塞,其以滑动自如的方式安装于所述驱动轴的所述偏心销轴部,并在所述缸体室内进行偏心旋转运动;

叶片,其在顶端部推压于所述活塞的外周面的状态下将所述缸体室分隔为两个空间;

叶片槽,其以往复移动自如的方式收纳所述叶片,并在所述缸体室上开口;以及

叶片背室,其用于收纳所述叶片的后端部,与所述缸体室相连通;其中,

所述缸体室与所述吸入压力空间总是连通,所述叶片背室与所述排出压力空间总是连通,

在驱动状态下,在各个所述叶片上,由于分别作用于所述顶端部和所述后端部的压力的压力差而作用有在使各个所述叶片靠近所述活塞的方向上发挥作用的第1力,

作为多个所述压缩机构中的一部分的第2压缩机构部具有如下机构:

该机构具有配置于所述叶片背室的永磁体,通过施加在使所述叶片自所述活塞离开的方向上发挥作用的第2力,能够使所述第1力和所述第2力作用于所述叶片,根据所述第1力与所述第2力的大小关系,切换所述叶片抵接于所述活塞的压缩状态和所述叶片自所述活塞离开并被吸附保持的非压缩状态,

利用所述第2力在被吸附保持的所述非压缩状态下比在所述叶片的顶端抵接于所述活塞的状态下增大的所述永磁体的特性,使从所述非压缩状态向所述压缩状态切换时的所述压力差大于从所述压缩状态向所述非压缩状态切换时的所述压力差。

2. 根据权利要求1所述的多气缸旋转压缩机,其中,

所述第2压缩机构部,

在将分别作用于所述叶片的所述顶端部和所述后端部的压力的所述压力差定义为 ΔP 、将从所述压缩状态向所述非压缩状态切换时的所述压力差定义为 $\Delta P1$ 、将从所述非压缩状态向所述压缩状态切换时的所述压力差定义为 $\Delta P2$ 时,

存在 $\Delta P2 > \Delta P1$ 的关系,

在所述压缩状态下,在 $\Delta P > \Delta P1$ 的关系时持续压缩运行,在 $\Delta P \leq \Delta P1$ 的关系时成为所述非压缩状态,

在所述非压缩状态下,在 $\Delta P < \Delta P2$ 的关系时维持所述非压缩状态,在 $\Delta P \geq \Delta P2$ 的关系时成为所述压缩状态,

而且,在 $\Delta P1 < \Delta P < \Delta P2$ 的范围内,具有能够切换为所述压缩状态和所述非压缩状态中的任一者的区域。

3. 根据权利要求1所述的多气缸旋转压缩机,其中,

所述第2压缩机构部构成为,

在将所述叶片的质量定义为 m [kg]、将所述缸体的内半径定义为 r [m]、将所述电动机的角速度定义为 ω [rad/sec]、将作用于所述叶片的惯性力定义为 $F_I = mr\omega^2$ [N] 时，

从所述压缩状态向所述非压缩状态切换时的所述第 2 力大于所述惯性力。

4. 根据权利要求 1 ~ 3 中任一项所述的多气缸旋转压缩机，其中，

所述第 2 压缩机构部具有低压导入机构，在所述叶片自所述活塞离开的状态下，该低压导入机构向所述叶片的后端部侧导入所述低压的制冷剂。

5. 根据权利要求 4 所述的多气缸旋转压缩机，其中，

所述低压导入机构包括用于连通所述叶片的所述后端部的一部分与所述吸入压力空间的流路和用于使所述流路开闭的密封件，

在所述压缩状态下，所述流路被所述密封件关闭，在所述叶片的后端部侧仅作用有所述排出压力空间的压力，

在所述非压缩状态下，向所述叶片的所述后端部导入所述低压的制冷剂。

6. 根据权利要求 5 所述的多气缸旋转压缩机，其中，

所述流路形成成为连通所述缸体的吸入口与所述叶片的后端部侧，

所述密封件设于所述流路上的所述叶片的后端部侧的入口，在接触所述叶片时打开所述流路，在非接触时关闭所述流路。

7. 根据权利要求 5 所述的多气缸旋转压缩机，其中，

所述流路包括以连通所述缸体的吸入口与所述叶片的侧面的方式形成于所述缸体内的第 1 流路和以连通所述叶片的侧面与所述后端部的方式形成的第 2 流路。

8. 根据权利要求 1 ~ 7 中任一项所述的多气缸旋转压缩机，其中，

在所述叶片的所述后端部配置有拉拽弹簧。

9. 一种蒸气压缩式冷冻循环装置，其中，该蒸气压缩式冷冻循环装置包括：

权利要求 1 ~ 8 中任一项所述的多气缸旋转压缩机；

散热器，其用于自被该多气缸旋转压缩机压缩的所述制冷剂散热；

膨胀机构，其用于使自该散热器流出的所述制冷剂膨胀；以及

蒸发器，其用于使自该膨胀机构流出的所述制冷剂吸热。

多气缸旋转压缩机及具有该多气缸旋转压缩机的蒸气压缩式冷冻循环装置

技术领域

[0001] 本发明涉及在热泵设备中使用的多气缸旋转压缩机及具有该多气缸旋转压缩机的蒸气压缩式冷冻循环装置,特别是涉及改善了接近于实际负荷的运行条件下的节能性能的多气缸旋转压缩机及具有该多气缸旋转压缩机的蒸气压缩式冷冻循环装置。

背景技术

[0002] 一直以来,在空调器、热水器等热泵设备中,采用使用了多气缸旋转压缩机的蒸气压缩式冷冻循环装置是较常见的。即,热泵设备搭载有利用配管连接多气缸旋转压缩机、冷凝器、减压部件、蒸发器而形成的冷冻循环,能够执行与用途(例如,空调用途、供给热水用途等)相应的运行。

[0003] 可是,近年来,空调设备的节能限制在各个国家得以强化,正变更为接近于实际负荷的运行基准。在日本国内,相对于以往用冷暖平均 COP 下的效率改善来表示,自 2011 年开始变更为用 APF(全年能量消耗率)来表示。另外,空调器、热水器的节能性标准预计将进一步变更为接近于实际负荷的新标准。例如,若将空调器启动时所需的额定制热能力设为 100%,则平常所需的制热能力为 10%~50%左右,该低负荷区域内的效率对 APF 带来的影响实际上比额定能力对 APF 带来的影响大。

[0004] 因此,作为调整制冷制热能力的方法,自古以来采用了接通—断开控制。但是,在该接通—断开控制中,存在温度调节变动范围、振动噪声变大这样的问题点、节能性受损等问题点。因此,近年来,以节能性的改善等为目的,使驱动多气缸旋转压缩机的电动机的转速可变的变换(日文:インバータ)控制不断普及。

[0005] 在此,近年来,对空调器有启动时间缩短的要求、更严格的环境(低温或高温)下的运行要求,因此需要一定以上的额定能力。另一方面,高隔热住宅化推进且平常所需的能力变小,运行时的能力范围扩大。因此,由变换引起的多气缸旋转压缩机的转速可变范围扩大,存在有多气缸旋转压缩机的被要求高效率的转速范围扩大的倾向。因此,以往的空调器在低负荷能力条件下难以降低转速使多气缸旋转压缩机连续运行并维持多气缸旋转压缩机的高效率。

[0006] 因此,使用了能够机械改变排量的部件(机械式容量控制部件)的多气缸旋转压缩机再次受到关注。例如,在专利文献 1 中提出了一种如下这样的活塞式多气缸旋转压缩机:“多气缸旋转式压缩机 A 中的第 2 压缩机构部 2B 包括缸体休止机构 K,该缸体休止机构 K 使第 2 叶片(日语:ブレード)15b 的顶端部端缘自辊 13b 周面离开并能够进行第 2 缸体室 14b 中的压缩运行的休止,该缸体休止机构包括:叶片背室(日文:背室)16b,其用于收纳叶片的后端部并且形成封闭空间;排出压力导入通路 20,其用于向该叶片背室 16b 导入排出压力;开闭阀 21,其用于使该排出压力导入通路 20 的连通开闭;以及施力保持体 18,其用于对叶片顶端部端缘向自辊周面拉离的方向施力并进行保持。”该专利文献 1 所记载的多气缸旋转压缩机通过在低负荷时关闭开闭阀 21 而使叶片背室 16b 成为封闭空间,消除

了叶片 15b(叶片)的顶端面与后端面之间的压力差。而且,利用活塞推开叶片 15b(ベーン),进而利用设于叶片背室 16b 的磁体吸附叶片 15b(ベーン),使叶片 15b(ベーン)自活塞离开。即,专利文献 1 所记载的多气缸旋转压缩机通过在低负荷时使一个压缩机构部成为非压缩状态并使制冷剂循环流量减半,从而能够不降低电动机的转速地进行运行,因此能够提高压缩机效率。

[0007] 另外,在专利文献 2 中,以降低多气缸旋转压缩机启动时的负荷为目的,提出了如下这样的技术:“一种多气缸旋转压缩机,其在内部高压的密闭容器内收纳有电动元件和被该电动元件驱动多个旋转压缩元件,其特征在于,在所述多个旋转压缩元件中,在至少一个旋转压缩元件的叶片的背面侧设置了用于将该叶片向外侧拉拽的弹簧,并且在其他旋转压缩元件的叶片的背面侧设置了用于将该叶片向内侧推压的弹簧”。即,该专利文献 2 所记载的多气缸旋转压缩机成为当在叶片的顶端面与后端面之间未产生压力差时叶片顶端自活塞外周壁离开、当在叶片的顶端面与后端面之间产生了压力时叶片顶端推压于活塞的结构。

[0008] 现有技术文献

[0009] 专利文献

[0010] 专利文献 1:日本特开 2010-163926 号公报(摘要、图 1、图 2)

[0011] 专利文献 2:日本实开昭 61-159691 号公报(实用新型授权权利要求书、第 1 图)

发明内容

[0012] 发明要解决的问题

[0013] 专利文献 1 所记载的多气缸旋转压缩机为了改善低负荷条件下的效率降低而使用了缸体休止运行方式的机械式容量控制部件。即,专利文献 1 所记载的多气缸旋转压缩机为了切换作用于叶片的后端部的压力而需要由开闭阀、切换阀及配管等构成的机械式容量控制部件。因此,专利文献 1 所记载的多气缸旋转压缩机存在有多气缸旋转压缩机大型化及高成本化这样的问题点。

[0014] 另外,专利文献 2 所记载的多气缸旋转压缩机没有用于在叶片顶端自活塞外周壁离开时保持叶片的机构,因此通过叶片的顶端面与后端面之间的压力差变动,从而叶片在叶片槽内进行往复运动。因此,专利文献 2 所记载的多气缸旋转压缩机的叶片的位置不稳定,因此存在有由于重复叶片顶端与活塞之间的接触而使噪声增大这样的问题点。

[0015] 本发明是为了解决如上所述的问题而做成的,其目的在于获得能够防止大型化及高成本化、并且能够在叶片顶端自活塞外周壁离开时稳定地保持叶片的位置的多气缸旋转压缩机及具有该多气缸旋转压缩机的蒸气压缩式冷冻循环装置。

[0016] 用于解决问题的方案

[0017] 本发明的多气缸旋转压缩机包括:驱动轴,其具有多个偏心销轴部;电动机,其用于旋转驱动该驱动轴;多个压缩机构;以及密闭容器,其用于收纳所述电动机和所述压缩机构,并在底部储存润滑油;所述压缩机构分别包括:缸体,其形成有用于从吸入压力空间吸入低压的制冷剂并将压缩后的高压的制冷剂向排出压力空间排出的缸体室;环形状的活塞,其以滑动自如的方式安装于所述驱动轴的所述偏心销轴部,并在所述缸体室内进行偏心旋转运动;叶片,其在顶端部推压于所述活塞的外周面的状态下将所述缸体室分隔为两

个空间；叶片槽，其以往复移动自如的方式收纳所述叶片，并在所述缸体室上开口；以及叶片背室，其用于收纳所述叶片的后端部，并与所述缸体室相连通；其中，所述缸体室与所述吸入压力空间总是连通，所述叶片背室与所述排出压力空间总是连通，在驱动状态下，在各个所述叶片上，由于分别作用于所述顶端部和所述后端部的压力的压力差而作用有在使各个所述叶片靠近所述活塞的方向上发挥作用的第1力，作为多个所述压缩机构中的一部分的第2压缩机构部具有如下机构：该机构具有配置于所述叶片背室的永磁体，通过施加在使所述叶片自所述活塞离开的方向上发挥作用的第2力，能够使所述第1力和所述第2力作用于所述叶片，根据所述第1力与所述第2力的大小关系，切换所述叶片抵接于所述活塞的压缩状态和所述叶片自所述活塞离开并被吸附保持的非压缩状态，利用所述第2力在被吸附保持的所述非压缩状态下比在所述叶片的顶端抵接于所述活塞的状态下增大的所述永磁体的特性，使从所述非压缩状态向所述压缩状态切换时的所述压力差大于从所述压缩状态向所述非压缩状态切换时的所述压力差。

[0018] 发明效果

[0019] 在本发明的多气缸旋转压缩机中，第2压缩机构部与作为除该第2压缩机构部以外的压缩机构部的第1压缩机构部相比，向活塞侧推压叶片的推压力变小。换言之，第2压缩机构部与第1压缩机构部相比，成为在自活塞离开的方向（使叶片向后端部侧移动的方向）上作用于叶片的拉开力较大的结构。因此，在作用于后端部的压力小于预定值的情况下，第2压缩机构部的叶片自活塞离开，第2压缩机构部成为缸体休止状态。因此，本发明的多气缸旋转压缩机通过使第2压缩机构部成为非压缩状态并使制冷剂循环流量减半，从而能够不降低电动机的转速地进行运行，因此能够提高压缩机效率。此时，本发明的多气缸旋转压缩机不需要专利文献1所记载的多气缸旋转压缩机所需的由开闭阀、切换阀及配管等构成的机械式容量控制部件，因此能够防止多气缸旋转压缩机的大型化及高成本化。

[0020] 另外，本发明的多气缸旋转压缩机在第2压缩机构部中具有当叶片成为自活塞脱落的状态时与该叶片相接触、并保持该叶片的机构。因此，本发明的多气缸旋转压缩机也能够能够在叶片顶端自活塞外周壁离开时稳定地保持叶片的位置。

附图说明

[0021] 图1是表示本发明的实施方式1的多气缸旋转压缩机100的结构的概略纵剖视图。

[0022] 图2是表示本发明的实施方式1的多气缸旋转压缩机100的结构的概略横剖视图，(a)表示第1压缩机构部10的概略横剖视图，(b)表示第2压缩机构部20的概略横剖视图。

[0023] 图3是表示本发明的实施方式1的多气缸旋转压缩机100的第2压缩机构部20的第2叶片24附近的主要部分放大图。

[0024] 图4是表示本发明的实施方式1的多气缸旋转压缩机100的第2压缩机构部20的第2叶片24附近的主要部分放大图。

[0025] 图5是表示本发明的实施方式1的多气缸旋转压缩机100中的、第2叶片24的位置与因作用于该第2叶片24的压力而产生的推压力之间的关系关系的图。

[0026] 图6是用于说明作用于本发明的实施方式1的多气缸旋转压缩机100的第2叶片

24 的推压力与拉开力之间的关系图。

[0027] 图 7 是表示本发明的实施方式 2 的多气缸旋转压缩机 100 的第 2 压缩机构部 20 的第 2 叶片 24 附近的主要部分放大图。

[0028] 图 8 是表示本发明的实施方式 2 的多气缸旋转压缩机 100 的第 2 压缩机构部 20 的第 2 叶片 24 附近的主要部分放大图。

[0029] 图 9 是表示本发明的实施方式 3 的多气缸旋转压缩机 100 的第 2 压缩机构部 20 的第 2 叶片 24 附近的纵剖视图。

[0030] 图 10 是用于说明本发明的实施方式 3 的多气缸旋转压缩机 100 中的、磁体 54 与第 2 叶片 24 之间的距离与作用于第 2 叶片 24 的磁力之间的关系图。

[0031] 图 11 是表示本发明的实施方式 4 的多气缸旋转压缩机 100 的第 2 压缩机构部 20 的第 2 叶片 24 附近的主要部分放大图。

[0032] 图 12 是表示本发明的实施方式 5 的多气缸旋转压缩机 100 的第 2 压缩机构部 20 的结构概略横剖视图, (a) 表示成为压缩状态的第 2 压缩机构部 20, (b) 表示成为非压缩状态(缸体休止状态)的第 2 压缩机构部 20。

[0033] 图 13 是表示本发明的实施方式 6 的多气缸旋转压缩机 100 的第 2 压缩机构部 20 的第 2 叶片 24 附近的主要部分放大图。

[0034] 图 14 是表示本发明的实施方式 6 的多气缸旋转压缩机 100 的第 2 压缩机构部 20 的第 2 叶片 24 附近的主要部分放大图。

[0035] 图 15 是表示本发明的实施方式 7 的多气缸旋转压缩机 100 的第 2 叶片 24 的一例的主要部分放大图。

[0036] 图 16 是表示本发明的实施方式 7 的多气缸旋转压缩机 100 的第 2 叶片 24 的另一例的主要部分放大图。

[0037] 图 17 是表示本发明的实施方式 9 的多气缸旋转压缩机 100 的第 2 压缩机构部 20 的第 2 叶片 24 附近的横剖视图。

[0038] 图 18 是表示本发明的实施方式 10 的多气缸旋转压缩机 100 的第 2 压缩机构部 20 的横剖视图。

[0039] 图 19 是表示本发明的实施方式 11 的蒸气压缩式冷冻循环装置 500 的结构图。

[0040] 图 20 是表示本发明的实施方式 12 的多气缸旋转压缩机 100 的结构概略纵剖视图。

[0041] 图 21 是表示本发明的实施方式 12 的多气缸旋转压缩机 100 的第 2 压缩机构部 20 的概略横剖视图。

[0042] 图 22 是表示本发明的实施方式 12 的多气缸旋转压缩机 100 的第 2 压缩机构部 20 的第 2 叶片 24 附近的主要部分放大图。

[0043] 图 23 是表示本发明的实施方式 12 的第 2 压缩机构部 20 中的、作用于第 2 叶片 24 的顶端部 24a 和后端部 24b 的压力的压力差 ΔP 与运行状态之间的关系图。

[0044] 图 24 是说明本发明的实施方式 12 的第 2 压缩机构部 20 的从平常压缩运行区域成为磁滞区域时的运行状态的图。

[0045] 图 25 是说明本发明的实施方式 12 的第 2 压缩机构部 20 的从平常缸体休止运行区域成为磁滞区域时的运行状态的图。

[0046] 图 26 是用于说明本发明的实施方式 12 的低压导入机构 110 的密封件 112 的动作用的纵剖视图。

[0047] 图 27 是表示本发明的实施方式 13 的多气缸旋转压缩机 100 的低压导入机构 110 附近的纵剖视图。

[0048] 图 28 是用于说明本发明的实施方式 13 的多气缸旋转压缩机 100 中的、磁体 54 与第 2 叶片 24 之间的距离与作用于第 2 叶片 24 的磁力之间的关系关系的图。

[0049] 图 29 是表示本发明的实施方式 13 的多气缸旋转压缩机 100 的低压导入机构 110 的另一例的纵剖视图。

具体实施方式

[0050] 以下,基于附图,说明本发明的多气缸旋转压缩机的一例。另外,在以下所示的附图中,有时各个构成构件的大小关系与实际的情况不同。另外,在纵剖视图和横剖视图中,排出口 18、28 及缸体吸入流路 17、27 的三维的位置关系不必一致。

[0051] 实施方式 1.

[0052] [多气缸旋转压缩机 100 的结构]

[0053] 图 1 是表示本发明的实施方式 1 的多气缸旋转压缩机 100 的结构的概略纵剖视图。另外,图 2 是表示本发明的实施方式 1 的多气缸旋转压缩机 100 的结构的概略横剖视图,(a) 表示第 1 压缩机构部 10 的概略横剖视图,(b) 表示第 2 压缩机构部 20 的概略横剖视图。另外,图 1 和图 2 表示第 1 压缩机构部 10 成为压缩状态、第 2 压缩机构部 20 成为非压缩状态(缸体休止状态)的多气缸旋转压缩机 100。

[0054] 多气缸旋转压缩机 100 成为例如在空调器、热水器等热泵设备中采用的冷冻循环的构成元件之一。另外,多气缸旋转压缩机 100 具有吸入气体状的流体、将其压缩并作为高温·高压的状态排出的功能。

[0055] 该本实施方式 1 的多气缸旋转压缩机 100 在密闭容器 3 的内部空间 7 内具有由第 1 压缩机构部 10 及第 2 压缩机构部 20 构成的压缩机构 99 和借助驱动轴 5 驱动该第 1 压缩机构部 10 及第 2 压缩机构部 20 的电动机 8。

[0056] 密闭容器 3 是上端部和下端部闭塞的例如圆筒形状的密闭容器。在密闭容器 3 的底部设有用于储藏对压缩机构 99 进行润滑的润滑油的润滑油储藏部 3a。另外,在密闭容器 3 的上部,以与密闭容器 3 的内部空间 7 连通的方式设有压缩机排出管 2。

[0057] 电动机 8 是利用变换控制等使例如转速可变的电动机,包括定子 8b 和转子 8a。定子 8b 形成为大致圆筒形状,外周部例如通过热套等固定于密闭容器 3。在该定子 8b 上缠绕有被从外部电源供给电力的线圈。转子 8a 形成为大致圆筒形状,与定子 8b 的内周面隔开预定的间隔地配置于定子 8b 的内周部。在该转子 8a 上固定有驱动轴 5,电动机 8 和压缩机构 99 成为借助驱动轴 5 相连接的结构。即,通过电动机 8 旋转,从而在压缩机构 99 上经由驱动轴 5 传递有旋转动力。

[0058] 驱动轴 5 由构成该驱动轴 5 的上部的长轴部 5a、构成该驱动轴的下部的短轴部 5b 以及形成于该长轴部 5a 与短轴部 5b 之间的偏心销轴部 5c、5d 和中间轴部 5e 构成。在此,偏心销轴部 5c 的中心轴自长轴部 5a 和短轴部 5b 的中心轴偏心预定距离,并配置在后述的第 1 压缩机构部 10 的第 1 缸体室 12 内。另外,偏心销轴部 5d 的中心轴自长轴部 5a 和短

轴部 5b 的中心轴偏心预定距离,并配置在后述的第 2 压缩机构部 20 的第 2 缸体室 22 内。另外,偏心销轴部 5c 和偏心销轴部 5d 使相位偏移 180 度地进行设置。该偏心销轴部 5c 和偏心销轴部 5d 利用中间轴部 5e 相连接。另外,中间轴部 5e 配置在后述的中间分隔板 4 的通孔内。如此构成的驱动轴 5 的长轴部 5a 被第 1 支承构件 60 的轴承部 60a 以旋转自如的方式支承,短轴部 5b 被第 2 支承构件 70 的轴承部 70a 以旋转自如的方式支承。

[0059] 即,驱动轴 5 成为在第 1 缸体室 12 和第 2 缸体室 22 内使偏心销轴部 5c、5d 进行偏心旋转运动的结构。

[0060] 压缩机构 99 由设于上部的旋转型的第 1 压缩机构部 10 和设于下部的旋转型的第 2 压缩机构部 20 构成,该第 1 压缩机构部 10 和第 2 压缩机构部 20 配置在电动机 8 的下方。该压缩机构 99 是从上侧朝向下侧依次层叠第 1 支承构件 60、构成第 1 压缩机构部 10 的第 1 缸体 11、中间分隔板 4、构成第 2 压缩机构部 20 的第 2 缸体 21 以及第 2 支承构件 70 而构成的。

[0061] 第 1 压缩机构部 10 由第 1 缸体 11、第 1 活塞 13 以及第 1 叶片 14 等构成。第 1 缸体 11 是沿上下方向贯穿形成有与驱动轴 5(更详细地说,为长轴部 5a 和短轴部 5b)大致同心的大致圆筒状的通孔的平板构件。该通孔的一个端部(在图 1 中为上侧端部)被第 1 支承构件 60 的凸缘部 60b 闭塞,另一个端部(在图 1 中为下侧端部)被中间分隔板 4 闭塞,成为第 1 缸体室 12。

[0062] 在上述第 1 缸体 11 的第 1 缸体室 12 内设有第 1 活塞 13。该第 1 活塞 13 形成为环状,并以滑动自如的方式设于驱动轴 5 的偏心销轴部 5c。另外,在第 1 缸体 11 上形成有与第 1 缸体室 12 连通(开口)、并沿第 1 缸体室 12 的半径方向延伸的叶片槽 19。而且,在该叶片槽 19 内,以滑动自如的方式设有第 1 叶片 14。换言之,叶片槽 19 以往复移动自如的方式收纳第 1 叶片 14。通过使第 1 叶片 14 的顶端部 14a 抵接于第 1 活塞 13 的外周部,从而第 1 缸体室 12 被分隔为吸入室 12a 和压缩室 12b。

[0063] 另外,在第 1 缸体 11 内,在叶片槽 19 的后方即第 1 叶片 14 的后方形成有用于收纳第 1 叶片 14 的后端部 14b、并经由叶片槽 19 与第 1 缸体室 12 连通的叶片背室 15。该叶片背室 15 以沿上下方向贯穿第 1 缸体 11 的方式进行设置。另外,叶片背室 15 的上部开口部向密闭容器 3 的内部空间 7 局部打开,成为能够供储存于润滑油储藏部 3a 的润滑油向叶片背室 15 流入的结构。流入到叶片背室 15 内的润滑油向叶片槽 19 与第 1 叶片 14 之间流入,并使两者之间的滑动阻力降低。如后所述,本实施方式 1 的多气缸旋转压缩机 100 成为使被压缩机构 99 压缩后的制冷剂向密闭容器 3 的内部空间 7 排出的结构。因此,叶片背室 15 成为与密闭容器 3 的内部空间 7 相同的高压环境。

[0064] 第 2 压缩机构部 20 由第 2 缸体 21、第 2 活塞 23 以及第 2 叶片 24 等构成。第 2 缸体 21 是沿上下方向贯穿形成有与驱动轴 5(更详细地说,为长轴部 5a 和短轴部 5b)大致同心的大致圆筒状的通孔的平板构件。该通孔的一个端部(在图 1 中为上侧端部)被中间分隔板 4 闭塞,另一个端部(在图 1 中为下侧端部)被第 2 支承构件 70 的凸缘部 70b 闭塞,成为第 2 缸体室 22。

[0065] 在上述第 2 缸体 21 的第 2 缸体室 22 内设有第 2 活塞 23。该第 2 活塞 23 形成为环状,并以滑动自如的方式设于驱动轴 5 的偏心销轴部 5d。另外,在第 2 缸体 21 上形成有与第 2 缸体室 22 连通(开口)、并沿第 2 缸体室 22 的半径方向延伸的叶片槽 29。而且,在

该叶片槽 29 内,以滑动自如的方式设有第 2 叶片 24。换言之,叶片槽 29 以往复移动自如的方式收纳第 2 叶片 24。通过使第 2 叶片 24 的顶端部 24a 抵接于第 2 活塞 23 的外周部,从而第 2 缸体室 22 与第 1 缸体室 12 相同地被分隔为吸入室和压缩室。

[0066] 另外,在第 2 缸体 21 内,在叶片槽 29 的后方即第 2 叶片 24 的后方形成有用于收纳第 2 叶片 24 的后端部 24b、并经由叶片槽 29 与第 2 缸体室 22 连通的叶片背室 25。该叶片背室 25 以沿上下方向贯穿第 2 缸体 21 的方式进行设置。另外,叶片背室 25 的上部开口部被中间分隔板 4 和第 2 支承构件 70 的凸缘部 70b 闭塞,利用从第 2 缸体 21 的外周面与叶片背室 25 连通的流路 30,使叶片背室 25 与密闭容器 3 的内部空间 7 相连通。即,成为能够供储存于润滑油储藏部 3a 的润滑油经由流路 30 向叶片背室 25 流入的结构。因此,叶片背室 25 成为与密闭容器 3 的内部空间 7 相同的高压环境。另外,流入到叶片背室 25 内的润滑油向叶片槽 29 与第 2 叶片 24 之间流入,并使两者之间的滑动阻力降低。

[0067] 另外,使叶片背室 25 的至少一个开口部向密闭容器 3 的内部空间 7 打开,也可以设为能够供储存于润滑油储藏部 3a 的润滑油也从该开口部向叶片背室 25 流入的结构。

[0068] 在该第 1 缸体 11 和第 2 缸体 21 上连接有用于使气体状制冷剂向第 1 缸体室 12 和第 2 缸体室 22 流入的吸入消声器 6。详细地说,吸入消声器 6 包括容器 6b、从蒸发器向容器 6b 引导低压制冷剂的流入管 6a、将储存于容器 6b 内的制冷剂中的气体状制冷剂向第 1 缸体 11 的第 1 缸体室 12 引导的流出管 6c 以及将储存于容器 6b 内的制冷剂中的气体状制冷剂向第 2 缸体 21 的第 2 缸体室 22 引导的流出管 6d。而且,吸入消声器 6 的流出管 6c 连接于第 1 缸体 11 的缸体吸入流路 17(与第 1 缸体室 12 连通的流路),吸入消声器 6 的流出管 6d 连接于第 2 缸体 21 的缸体吸入流路 27(与第 2 缸体室 22 连通的流路)。

[0069] 另外,在第 1 缸体 11 上形成有用于排出在第 1 缸体室 12 内被压缩的气体状制冷剂的排出口 18。该排出口 18 与形成于第 1 支承构件 60 的凸缘部 60b 的通孔相连通,在该通孔处设有当第 1 缸体室 12 内成为预定的压力以上时打开的开闭阀 18a。另外,在第 1 支承构件 60 上,以覆盖开闭阀 18a(即通孔)的方式安装有排出消声器 63。同样地在第 2 缸体 21 上形成有用于排出在第 2 缸体室 22 内被压缩的气体状制冷剂的排出口 28。该排出口 28 与形成于第 2 支承构件 70 的凸缘部 70b 的通孔相连通,在该通孔处设有当第 2 缸体室 22 内成为预定的压力以上时打开的开闭阀 28a。另外,在第 2 支承构件 70 上,以覆盖开闭阀 28a(即通孔)的方式安装有排出消声器 73。

[0070] [压缩机构 99 的特征性的结构]

[0071] 如上所述,第 1 压缩机构部 10 和第 2 压缩机构部 20 的基本结构成为相同的结构,但是在第 1 压缩机构部 10 和第 2 压缩机构部 20 的详细结构中,下述结构在两者之间不同。

[0072] (1) 作用于第 1 叶片 14 和第 2 叶片 24 的推压力

[0073] 第 1 叶片 14 和第 2 叶片 24 两者均在顶端部 14a、24a 侧作用有中间压力(从被吸入到第 1 缸体室 12 和第 2 缸体室 22 内的低压制冷剂的压力到排出压力的压力),在后端部 14b、24b 侧作用有排出压力(密闭容器 3 的内部空间 7 的压力,即,被压缩机构 99 压缩后的高压制冷剂的压力)。因此,在第 1 叶片 14 和第 2 叶片 24 两者上,根据作用于顶端部 14a、24a 和后端部 14b、24b 的压力之差,作用有向第 1 活塞 13 和第 2 活塞 23 侧推压第 1 叶片 14 和第 2 叶片 24 的方向的推压力。

[0074] 除了该推压力以外,在第 1 叶片 14 上,利用压缩弹簧 40 施加有向第 1 活塞 13 侧

推压第 1 叶片 14 的推压力。因此,第 1 叶片 14 总是推压于第 1 活塞 13,成为将第 1 缸体室 12 分隔为吸入室 12a 和压缩室 12b 的状态。即,具有第 1 叶片 14 的第 1 压缩机构部 10 总是压缩流入到第 1 缸体室 12 内的制冷剂。

[0075] 另一方面,第 2 叶片 24 被拉拽弹簧 50 拉拽后端部 24b。即,在第 2 叶片 24 上,在拉拽弹簧 50 的反作用力(弹性力)的作用下,作用有在使第 2 叶片 24 自第 2 活塞 23 的外周壁离开的方向(使第 2 叶片 24 向后端部 24b 侧移动的方向)上发挥作用的拉开力。因此,第 2 压缩机构部 20 的第 2 叶片 24 与第 1 压缩机构部 10 的第 1 叶片 14 相比,向第 2 活塞 23 侧推压叶片的推压力变小。换言之,第 2 压缩机构部 20 的第 2 叶片 24 与第 1 压缩机构部 10 的第 1 叶片 14 相比,成为在使第 2 叶片 24 自第 2 活塞 23 的外周壁离开的方向上发挥作用的拉开力较大的结构。因此,在作用于第 2 叶片 24 的顶端部 24a 和后端部 24b 的压力之差为预定值以上的情况下,即,在利用该压力差使作用于第 2 叶片 24 的推压力(使第 2 叶片 24 向第 2 活塞 23 侧移动的力)大于拉拽弹簧 50 的拉开力的情况下,第 2 压缩机构部 20 与第 1 压缩机构部 10 相同地将第 2 缸体室 22 分隔为压缩室和吸入室,对流入到第 2 缸体室 22 内的制冷剂进行压缩。但是,在作用于第 2 叶片 24 的顶端部 24a 和后端部 24b 的压力之差小于预定值的情况下,即,在拉拽弹簧 50 的拉开力因该压力差而超过作用于第 2 叶片 24 的推压力的情况下,第 2 叶片 24 的顶端部 24a 自第 2 活塞 23 离开,第 2 压缩机构部 20 成为未压缩第 2 缸体室 22 内的制冷剂的缸体休止状态。

[0076] (2) 第 2 叶片 24 的保持机构

[0077] 而且,具有上述拉拽弹簧 50 的第 2 压缩机构部 20 具有在第 2 叶片 24 自第 2 活塞 23 的外周壁离开时保持第 2 叶片 24 的保持机构。本实施方式 1 的保持机构由设于第 2 叶片 24 的后端部 24b 侧的接触部 52、形成于第 2 叶片 24 的连通孔 51a 以及形成于第 2 缸体 21 的连通孔 51b 构成。

[0078] 接触部 52 以分隔流路 30 与叶片背室 25 的方式进行设置。在该接触部 52 上形成有连通流路 30 与叶片背室 25 的连通孔 53。即,连通孔 53 连通着形成于第 2 叶片 24 的后端部 24b 侧的空间与密闭容器 3 的内部空间 7。另外,接触部 52 的第 2 叶片 24 侧成为平面部,以该平面部和第 2 叶片 24 的后端部 24b 保持预定的平行度的方式设置了接触部 52。

[0079] 形成于第 2 叶片 24 的连通孔 51a 的一个开口部在后端部 24b(更详细地说,与接触部 52 的除连通孔 53 以外的部分相对的位置)开口。另外,连通孔 51a 的另一个开口部在第 2 叶片 24 的侧面部开口。

[0080] 形成于第 2 缸体 21 的连通孔 51b 的一个开口部在叶片槽 29 开口。更详细地说,在第 2 叶片 24 自第 2 活塞 23 的外周壁离开且后端部 24b 与接触部 52 相接触的状态下,该开口部在与连通孔 51a 连通的位置(连通孔 51a 的开口部和连通孔 51b 的开口部相对的位置)开口。另外,连通孔 51b 的另一个开口部在缸体吸入流路 27 上开口。

[0081] 另外,连通孔 51a、51b 只要是连通第 2 叶片 24 的后端部 24b 侧与缸体吸入流路 27 的结构,就不限定于上述结构。例如,也可以使连通孔 51a 的另一个开口部(在图 2 中为在第 2 叶片 24 的侧面部开口的开口部)在第 2 叶片 24 的上表面部开口。在该情况下,连通该开口部与缸体吸入流路 27 的连通孔 51b 由与该开口部连通的形成于中间分隔板 4 的流路和连通该流路与缸体吸入流路 27 的形成于第 2 缸体 21 的流路构成。

[0082] 另外例如,也可以使连通孔 51a 的另一个开口部(在图 2 中为在第 2 叶片 24 的侧

面部开口的开口部) 在第 2 叶片 24 的底面部开口。在该情况下, 连通该开口部与缸体吸入流路 27 的连通孔 51b 由与该开口部连通的形成于第 2 支承构件 70 的凸缘部 70b 的流路和连通该流路与缸体吸入流路 27 的形成于第 2 缸体 21 的流路构成。

[0083] [多气缸旋转压缩机 100 的动作说明]

[0084] 接下来, 进行使如上所述构成的多气缸旋转压缩机 100 运行时的动作说明。

[0085] [利用第 1 压缩机构部 10 和第 2 压缩机构部 20 压缩制冷剂时的动作]

[0086] 首先, 说明利用第 1 压缩机构部 10 和第 2 压缩机构部 20 两者压缩制冷剂时的动作。该动作是与压缩机构部未成为缸体休止状态的通常的多气缸旋转压缩机相同的动作。详细地说, 成为如下所述的动作。

[0087] 若向电动机 8 供给电力, 则利用电动机 8 使驱动轴 5 在从正上方观察时绕逆时针旋转(如图 2 所示以叶片位置为基准旋转相位 θ)。通过使驱动轴 5 旋转, 从而在第 1 缸体室 12 内, 偏心销轴部 5c 进行偏心旋转运动, 在第 2 缸体室 22 内, 偏心销轴部 5d 进行偏心旋转运动。另外, 偏心销轴部 5c 和偏心销轴部 5d 以相位相互错开 180 度的方式进行偏心旋转运动。

[0088] 伴随着偏心销轴部 5c 的偏心旋转运动, 在第 1 缸体室 12 内, 第 1 活塞 13 进行偏心旋转运动, 从吸入消声器 6 的流出管 6c 经由缸体吸入流路 17 吸入到第 1 缸体室 12 内的低压的气体状制冷剂被压缩。同样地伴随着偏心销轴部 5d 的偏心旋转运动, 在第 2 缸体室 22 内, 第 2 活塞 23 进行偏心旋转运动, 从吸入消声器 6 的流出管 6d 经由缸体吸入流路 27 吸入到第 2 缸体室 22 内的低压的气体状制冷剂被压缩。

[0089] 若在第 1 缸体室 12 内被压缩的气体状制冷剂成为预定的压力, 则从排出口 18 向排出消声器 63 内排出, 之后从排出消声器 63 的排出口向密闭容器 3 的内部空间 7 排出。另外, 若在第 2 缸体室 22 内被压缩的气体状制冷剂成为预定的压力, 则从排出口 28 向排出消声器 73 内排出, 之后从排出消声器 73 的排出口向密闭容器 3 的内部空间 7 排出。然后, 排出到密闭容器 3 的内部空间 7 内的高压的气体状制冷剂从压缩机排出管 2 向密闭容器 3 的外部排出。

[0090] 当利用第 1 压缩机构部 10 和第 2 压缩机构部 20 压缩制冷剂时, 重复第 1 压缩机构部 10 和第 2 压缩机构部 20 的上述制冷剂吸入动作和压缩动作。

[0091] [第 2 压缩机构部 20 成为缸体休止状态时的动作]

[0092] 图 3 和图 4 是表示本发明的实施方式 1 的多气缸旋转压缩机 100 的第 2 压缩机构部 20 的第 2 叶片 24 附近的主要部分放大图。另外, 图 3 是表示第 2 压缩机构部 20 进行制冷剂压缩动作的状态下的第 2 叶片 24 附近的图, (a) 表示第 2 叶片 24 附近的横剖视图, (b) 表示第 2 叶片 24 附近的纵剖视图。另外, 图 4 是表示成为缸体休止状态(未进行制冷剂压缩动作的状态)的第 2 压缩机构部 20 的第 2 叶片 24 附近的图, (a) 表示第 2 叶片 24 附近的横剖视图, (b) 表示第 2 叶片 24 附近的纵剖视图。

[0093] 以下, 使用图 1 ~ 图 4, 说明第 2 压缩机构部 20 成为缸体休止状态时的动作。另外, 在该动作中, 第 1 压缩机构部 10 也是使被压缩弹簧 40 推压的第 1 叶片 14 总是与第 1 活塞 13 相接触, 进行与上述相同的制冷剂压缩动作。因此, 以下, 说明第 2 压缩机构部 20 成为缸体休止状态时的第 2 压缩机构部 20 的动作。

[0094] 在第 2 压缩机构部 20 压缩着制冷剂的上述状态下, 借助润滑油, 排出压力作用于

第 2 叶片 24 的后端部 24b 整体。因此,因作用于第 2 叶片 24 的顶端部 24a 和后端部 24b 的压力之差而产生的推压力超过拉拽弹簧 50 的拉开力,第 2 叶片 24 的顶端部 24a 推压于第 2 活塞 23 的外周壁。因而,在第 2 压缩机构部 20 中,伴随着驱动轴 5 的旋转,制冷剂被压缩。

[0095] 在该状态下,如图 3 所示,形成于第 2 叶片 24 的连通孔 51a 和形成于第 2 缸体 21 的连通孔 51b 的位置不一致。因此,形成于第 2 叶片 24 的连通孔 51a 被叶片槽 29 的侧壁堵塞,形成于第 2 缸体 21 的连通孔 51b 被第 2 叶片 24 的侧面部堵塞。因而,形成于第 2 叶片 24 的连通孔 51a 的内部成为排出压力。

[0096] 另一方面,在多气缸旋转压缩机 100 刚开始运行之后、多气缸旋转压缩机 100 成为低负荷的状态下,密闭容器 3 的内部空间 7 的压力较低。因此,拉拽弹簧 50 的拉开力超过了因作用于第 2 叶片 24 的顶端部 24a 和后端部 24b 压力之差而产生的推压力。由此,在排出压力作用于第 2 叶片 24 的后端部 24b 整体、吸入压力作用于第 2 叶片 24 的顶端部 24a 整体的状态下,第 2 叶片 24 自第 2 活塞 23 的外周壁离开,第 2 压缩机构部 20 成为缸体休止状态。

[0097] 然后,若第 2 叶片 24 进一步向自第 2 活塞 23 的外周壁离开的方向移动,则如图 4 所示,形成于第 2 叶片 24 的连通孔 51a 的开口部和形成于第 2 缸体 21 的连通孔 51b 的开口部开始重叠。即,形成于第 2 叶片 24 的连通孔 51a 与成为吸入压力的缸体吸入流路 27 相连通,因此连通孔 51a 的后端部 24b 侧的开口部附近的润滑油经由连通孔 51a 和连通孔 51b 向缸体吸入流路 27 流入,作用于第 2 叶片 24 的后端部 24b 的推压力降低。由此,第 2 叶片 24 进一步向自第 2 活塞 23 的外周壁离开的方向移动,第 2 叶片 24 的后端部 24b 与接触部 52 相接触。

[0098] 在第 2 叶片 24 的后端部 24b 接触到接触部 52 的状态下,在第 2 叶片 24 的后端部 24b,仅在与接触部 52 的连通孔 53 相对的范围内的作用有排出压力。因此,作用于第 2 叶片 24 的推压力进一步降低,拉开力与推压力之差变明确,第 2 叶片 24 以自第 2 活塞 23 的外周壁离开的状态被稳定地保持。

[0099] [解除第 2 压缩机构部 20 的缸体休止状态的动作]

[0100] 接着,说明解除第 2 压缩机构部 20 的缸体休止状态的动作。若在稳定保持着第 2 叶片 24 的状态下使密闭容器 3 的内部空间 7 的压力(即排出压力)变大,则因“作用于第 2 叶片 24 的顶端部 24a 整体的吸入压力”与“作用于第 2 叶片 24 的后端部 24b 的与接触部 52 的连通孔 53 相对的范围内的排出压力”之间的压力差而产生的推压力超过了拉拽弹簧 50 的拉开力。若成为该状态,则第 2 叶片 24 自接触部 52 离开,第 2 叶片 24 的保持被解除。

[0101] 若一旦第 2 叶片 24 自接触部 52 分开,则形成于第 2 叶片 24 的连通孔 51a 与形成于第 2 缸体 21 的连通孔 51b 的位置不一致,不会导入吸入压力。另外,向第 2 叶片 24 的后端部 24b 整体供给润滑油,排出压力作用于第 2 叶片 24 的后端部 24b 整体,作用于第 2 叶片 24 的推压力变大。由此,作用于第 2 叶片 24 的推压力与拉开力之差变明确,第 2 叶片 24 进一步向第 2 活塞 23 侧移动,第 2 叶片 24 的顶端部 24a 推压于第 2 活塞 23 的外周壁,第 2 压缩机构部 20 开始进行制冷剂的压缩动作。

[0102] 另外,在稳定保持着第 2 叶片 24 的状态下,通过将作用于第 2 叶片 24 的后端部 24b 的与接触部 52 的连通孔 53 相对的范围内的压力维持得比预定的压力值低,即,通过将

“作用于第 2 叶片 24 的顶端部 24a 整体的吸入压力”与“作用于第 2 叶片 24 的后端部 24b 的与接触部 52 的连通孔 53 相对的范围内的排出压力”之间的压力差抑制为预定值以下,从而能够维持第 2 压缩机构部 20 的缸体休止状态。另外,在第 2 叶片 24 的顶端部 24a 推压于第 2 活塞 23 的外周壁的状态下,通过将“作用于第 2 叶片 24 的顶端部 24a 整体的吸入压力”与“作用于第 2 叶片 24 的后端部 24b 整体的排出压力”之间的压力差维持为预定值以上,从而能够维持第 2 压缩机构部 20 的制冷剂压缩状态。

[0103] [作用于第 2 叶片 24 的压力与第 2 叶片 24 的动作之间的关系]

[0104] 图 5 是表示本发明的实施方式 1 的多气缸旋转压缩机 100 中的、第 2 叶片 24 的位置与因作用于该第 2 叶片 24 的压力而产生的推压力之间的关系图。另外,图 6 是用于说明作用于本发明的实施方式 1 的多气缸旋转压缩机 100 的第 2 叶片 24 的推压力与拉开力之间的关系图。另外,图 6 的 (a) 是表示第 2 叶片 24 与接触部 52 未接触的状态的侧视图,图 6 的 (b) 是表示第 2 叶片 24 与接触部 52 相接触的状态的侧视图。

[0105] 在第 2 叶片 24 中,在顶端部 24a 作用有吸入压力 P_s ,在后端部 24b 作用有排出压力 P_d 。另外,在第 2 叶片 24 上也作用有拉拽弹簧 50 的拉开力 F 。而且,利用作用于第 2 叶片 24 的该 P_s 、 P_d 、 F 的关系,确定第 2 叶片 24 的状态。

[0106] 首先,说明第 2 叶片 24 与接触部 52 未接触的状态。

[0107] 若将第 2 叶片 24 的与该第 2 叶片 24 的移动方向垂直的截面的面积(与顶端部 24a 和后端部 24b 的表面积近似)设为 A ,则在第 2 叶片 24 与接触部 52 未接触的状态下,利用吸入压力 P_s 和排出压力 P_d 作用于第 2 叶片 24 的推压力成为 $(P_d - P_s)A$ 。因此,在第 2 叶片 24 推压于第 2 活塞 23 的制冷剂压缩状态下, $F - (P_d - P_s)A < 0$ 的关系成立。另外,在第 2 叶片 24 自第 2 活塞 23 离开的非压缩状态下, $F - (P_d - P_s)A > 0$ 的关系成立。

[0108] 接着,说明第 2 叶片 24 与接触部 52 相接触的状态。

[0109] 若第 2 叶片 24 与接触部 52 相接触,则排出压力 P_d 作用于第 2 叶片 24 的面积(受压面积)减少为形成于接触部 52 的连通孔 53 的截面积 B 。由该受压面积的减少引起的推压力的变化 ΔF 用 $\Delta F = (P_d - P_s) \times (A - B)$ 表示,能够认为拉开力增加了相应的量(与在后面说明的其他实施方式中施加的磁力、摩擦力等相同地进行处理)。即, ΔF 能够称作“第 2 叶片 24 与接触部 52 相接触的状态(保持机构保持着第 2 叶片 24 的状态)下的拉开力与推压力之差”和“第 2 叶片 24 自第 2 活塞 23 离开、且第 2 叶片 24 未与接触部 52 相接触的状态(保持机构未保持第 2 叶片 24 的状态)下的所述拉开力与所述推压力之差”之差。因而,利用在第 2 叶片 24 与接触部 52 相接触的状态下作用于第 2 叶片 24 的 P_s 、 P_d 、 F 的关系,第 2 叶片 24 如下进行动作。即,在第 2 叶片 24 被稳定保持的状态下, $F + \Delta F - (P_d - P_s)A > 0$ 的关系成立。另外,在第 2 叶片 24 的保持被解除的状态时, $F + \Delta F - (P_d - P_s)A < 0$ 的关系成立。

[0110] 以上,在像本实施方式 1 这样构成的多气缸旋转压缩机 100 中,第 2 压缩机构部 20 与第 1 压缩机构部 10 相比,向第 2 活塞 23 侧推压第 2 叶片 24 的推压力变小。因此,在作用于第 2 叶片 24 的后端部 24b 的压力小于预定值的情况下,第 2 压缩机构部 20 的第 2 叶片 24 自第 2 活塞 23 离开,第 2 压缩机构部 20 成为缸体休止状态。因此,本实施方式 1 的多气缸旋转压缩机 100 在低负荷条件下能够降低压缩机损失,能够实现压缩机效率改善及能力范围扩大,能够改善实际负荷运行下的节能性能。此时,本实施方式 1 的多气缸旋转压缩

机 100 不需要专利文献 1 所记载的多气缸旋转压缩机所需的由开闭阀、切换阀以及配管等构成的机械式容量控制部件,因此能够防止多气缸旋转压缩机 100 的大型化及高成本化。

[0111] 另外,本实施方式 1 的多气缸旋转压缩机 100 在第 2 压缩机构部 20 具有在第 2 叶片 24 成为自第 2 活塞 23 离开的状态时与第 2 叶片 24 相接触、并保持第 2 叶片 24 的保持机构。因此,本实施方式 1 的多气缸旋转压缩机 100 在第 2 叶片 24 自第 2 活塞 23 的外周壁离开时也能够稳定地保持第 2 叶片 24 的位置。

[0112] 另外,在本实施方式 1 中,说明了将成为缸体休止状态的第 2 压缩机构部 20 配置在第 1 压缩机构部 10 的下方的例子,但是当然也可以将成为缸体休止状态的第 2 压缩机构部 20 配置在第 1 压缩机构部 10 的上方。

[0113] 另外,在本实施方式 1 中说明了高压密闭壳形式的多气缸旋转压缩机 100,但是通过在其他壳形式的多气缸旋转压缩机中采用本实施方式 1 所示的第 2 压缩机构部 20,能够获得与本实施方式 1 中说明的效果相同的效果。例如,通过在半密闭式的多气缸旋转压缩机和中间壳形式的多气缸旋转压缩机中采用本实施方式 1 所示的第 2 压缩机构部 20,能够获得与本实施方式 1 中说明的效果相同的效果。

[0114] 另外,在本实施方式 1 中,说明了具有两个压缩机构部的多气缸旋转压缩机 100,但是多气缸旋转压缩机 100 也可以具有 3 个以上的压缩机构部。通过将其中一部分设为与第 2 压缩机构部 20 相同的结构,能够获得与本实施方式 1 中说明的效果相同的效果。

[0115] 实施方式 2.

[0116] 在实施方式 1 中,利用设于第 2 叶片 24 的后端部 24b 侧的接触部 52、形成于第 2 叶片 24 的连通孔 51a 以及形成于第 2 缸体 21 的连通孔 51b 构成了保持机构。但是,即使不设置连通孔 51a、51b,也能够像以下这样构成保持机构。另外,在本实施方式 2 中,对于未特别记述的结构,设为与实施方式 1 相同,对于相同的功能、结构,使用相同的附图标记进行说明。

[0117] 图 7 和图 8 是表示本发明的实施方式 2 的多气缸旋转压缩机 100 的第 2 压缩机构部 20 的第 2 叶片 24 附近的主要部分放大图。另外,图 7 是表示第 2 压缩机构部 20 进行制冷剂压缩动作的状态下的第 2 叶片 24 附近的图,(a) 表示第 2 叶片 24 附近的横剖视图,(b) 表示第 2 叶片 24 附近的纵剖视图。另外,图 8 是表示成为缸体休止状态的第 2 压缩机构部 20 的第 2 叶片 24 附近的图,(a) 表示第 2 叶片 24 附近的横剖视图,(b) 表示第 2 叶片 24 附近的纵剖视图。

[0118] 本实施方式 2 的多气缸旋转压缩机 100 的第 2 压缩机构部 20 的叶片背室 25 的上部开口部被中间分隔板 4 闭塞,叶片背室 25 的下部开口部被第 2 支承构件 70 的凸缘部 70b 闭塞。因此,连通叶片背室 25 与密闭容器 3 的内部空间 7 的流路仅成为形成于接触部 52 的连通孔 53。另外,与实施方式 1 相同地接触部 52 的第 2 叶片 24 侧成为平面部,以该平面部和第 2 叶片 24 的后端部 24b 保持预定的平行度的方式设置了接触部 52。

[0119] 即使在像本实施方式 2 这样构成的多气缸旋转压缩机 100 中,也与实施方式 1 相同地在因“作用于第 2 叶片 24 的顶端部 24a 整体的吸入压力”与“作用于第 2 叶片 24 的后端部 24b 整体的排出压力”之间的压力差而产生的推压力超过拉拽弹簧 50 的拉开力的情况下,第 2 叶片 24 的顶端部 24a 推压于第 2 活塞 23 的外周壁,第 2 压缩机构部 20 进行制冷剂的压缩动作。

[0120] 另一方面,若密闭容器 3 的内部空间 7 的压力(排出压力)降低,则拉拽弹簧 50 的拉开力超过因“作用于第 2 叶片 24 的顶端部 24a 整体的吸入压力”与“作用于第 2 叶片 24 的后端部 24b 整体的排出压力”之间的压力差而产生的推压力,第 2 叶片 24 自第 2 活塞 23 的外周壁离开,第 2 压缩机构部 20 成为缸体休止状态。然后,若第 2 叶片 24 进一步向自第 2 活塞 23 的外周壁离开的方向移动,则第 2 叶片 24 的后端部 24b 与接触部 52 相接触。

[0121] 在第 2 叶片 24 的后端部 24b 接触到接触部 52 的状态下,在第 2 叶片 24 的后端部 24b,仅在与接触部 52 的连通孔 53 相对的范围作用有排出压力。因此,与实施方式 1 相同地作用于第 2 叶片 24 的推压力进一步降低,拉开力与推压力之差变明确,第 2 叶片 24 以自第 2 活塞 23 的外周壁离开的状态被稳定地保持。

[0122] 以上,即使在像本实施方式 2 这样构成的多气缸旋转压缩机 100 中,也与实施方式 1 相同地不需要专利文献 1 所记载的多气缸旋转压缩机所需的由开闭阀、切换阀以及配管等构成的机械式容量控制部件,能够将第 2 压缩机构部 20 设为缸体休止状态,因此能够防止多气缸旋转压缩机 100 的大型化及高成本化,并且能够改善实际负荷运行下的节能性能。另外,本实施方式 2 的多气缸旋转压缩机 100 与实施方式 1 相同地在第 2 叶片 24 自第 2 活塞 23 的外周壁离开时也能够稳定地保持第 2 叶片 24 的位置。

[0123] 另外,本实施方式 2 的多气缸旋转压缩机 100 的连通叶片背室 25 与密闭容器 3 的内部空间 7 的流路仅成为形成于接触部 52 的连通孔 53。因此,为了使自第 2 活塞 23 离开的第 2 叶片 24 与接触部 52 相接触,需要使叶片背室 25 内的润滑油经由第 2 叶片 24 与叶片槽 29 之间向第 2 缸体室 22 内流入。因此,本实施方式 2 的多气缸旋转压缩机 100 与实施方式 1 相比,直到第 2 叶片 24 成为稳定保持状态(与接触部 52 相接触的状态)要花费时间。但是,本实施方式 2 的多气缸旋转压缩机 100 由于不必在第 2 叶片 24、第 2 缸体 21 等上形成连通孔 51a、51b,因此能够使多气缸旋转压缩机 100 更低价。

[0124] 实施方式 3.

[0125] 在实施方式 1 和实施方式 2 中,虽未特别提及接触部 52 的材质,但是例如也可以利用磁体来形成接触部 52(以下,将由磁体形成的接触部 52 称作磁体 54)。另外,对于本实施方式 3 中未特别记述的结构,设为与实施方式 1 或实施方式 2 相同,对于相同的功能、结构,使用相同的附图标记进行说明。

[0126] 图 9 是表示本发明的实施方式 3 的多气缸旋转压缩机 100 的第 2 压缩机构部 20 的第 2 叶片 24 附近的纵剖视图。另外,图 9 表示第 2 叶片 24 与作为接触部 52 的磁体 54 相接触的状态(被稳定地保持的状态)。

[0127] 另外,图 10 是用于说明本发明的实施方式 3 的多气缸旋转压缩机 100 中的、磁体 54—第 2 叶片 24 之间的距离与作用于第 2 叶片 24 的磁力之间的关系关系的图。

[0128] 如图 10 所示,磁体 54 的作用于第 2 叶片 24 的磁力在第 2 叶片 24 与磁体 54 相接触时达到最大值,随着第 2 叶片 24 自磁体 54 离开而衰减,若离开一定距离以上,则磁力成为可忽视的程度大小。即,在第 2 叶片 24 的顶端部 24a 推压于第 2 活塞 23 的外周壁且第 2 压缩机构部 20 进行制冷剂的压缩动作的状态下,第 2 叶片 24 与磁体 54 之间的距离离开一定距离以上。因此,在第 2 叶片 24 上,仅作用有拉拽弹簧 50 的拉开力、以及因“作用于第 2 叶片 24 的顶端部 24a 整体的吸入压力”与“作用于第 2 叶片 24 的后端部 24b 整体的排出压力”之间的压力差而产生的推压力。

[0129] 另一方面,若密闭容器3的内部空间7的压力(排出压力)降低,则拉拽弹簧50的拉开力超过因“作用于第2叶片24的顶端部24a整体的吸入压力”与“作用于第2叶片24的后端部24b整体的排出压力”之间的压力差而产生的推压力,第2叶片24自第2活塞23的外周壁离开,第2压缩机构部20成为缸体休止状态。然后,若第2叶片24进一步向自第2活塞23的外周壁离开的方向移动,则在第2叶片24上,除了拉拽弹簧50的拉开力以外,也作用有由磁体54的磁力引起的拉开力。因此,作用于第2叶片24的推压力与拉开力之差变明确,第2叶片24进一步向自第2活塞23的外周壁离开的方向移动,并与磁体54相接触。

[0130] 在第2叶片24的后端部24b接触到磁体54的状态下,在第2叶片24的后端部24b,仅在与磁体54的连通孔53相对的范围作用有排出压力。因此,与实施方式1和实施方式2相同地作用于第2叶片24的推压力进一步降低,拉开力与推压力之差变明确,第2叶片24以自第2活塞23的外周壁离开的状态被稳定地保持。

[0131] 以上,即使在像本实施方式3这样构成的多气缸旋转压缩机100中,也与实施方式1和实施方式2相同地不需要专利文献1所记载的多气缸旋转压缩机所需的由开闭阀、切换阀以及配管等构成的机械式容量控制部件,能够将第2压缩机构部20设为缸体休止状态,因此能够防止多气缸旋转压缩机100的大型化及高成本化,并且能够改善实际负荷运行下的节能性能。另外,本实施方式3的多气缸旋转压缩机100与实施方式1和实施方式2相同地在第2叶片24自第2活塞23的外周壁离开时也能够稳定地保持第2叶片24的位置。

[0132] 另外,本实施方式3的多气缸旋转压缩机100由于使用了磁体54,因此不需要进行磁体54的磁力管理。但是,通过像本实施方式3这样构成多气缸旋转压缩机100,从而在磁体54的磁力作用下,能够更稳定地保持自第2活塞23离开的第2叶片24。

[0133] 实施方式4.

[0134] 保持机构的结构并不限于实施方式1~实施方式3所示的结构,也能够设为以下这样的结构。另外,对于本实施方式4中未特别记述的结构,设为与实施方式1~实施方式3中的任一者相同,对于相同的功能、结构,使用相同的附图标记进行说明。

[0135] 图11是表示本发明的实施方式4的多气缸旋转压缩机100的第2压缩机构部20的第2叶片24附近的主要部分放大图。另外,图11的(a)表示第2叶片24附近的横剖视图,图11的(b)表示第2叶片24附近的纵剖视图。另外,图11表示第2叶片24被稳定地保持的状态。

[0136] 如图11所示,本实施方式4的多气缸旋转压缩机100具有摩擦材料56作为保持机构的接触部52。摩擦材料56设于叶片背室25。该摩擦材料56具有相对于叶片槽29的侧面部倾斜的倾斜面56a。

[0137] 即使在像本实施方式4这样构成的多气缸旋转压缩机100中,也在因“作用于第2叶片24的顶端部24a整体的吸入压力”与“作用于第2叶片24的后端部24b整体的排出压力”之间的压力差而产生的推压力超过拉拽弹簧50的拉开力的情况下,第2叶片24的顶端部24a推压于第2活塞23的外周壁,第2压缩机构部20进行制冷剂的压缩动作。

[0138] 另一方面,若密闭容器3的内部空间7的压力(排出压力)降低,则拉拽弹簧50的拉开力超过因“作用于第2叶片24的顶端部24a整体的吸入压力”与“作用于第2叶片24的后端部24b整体的排出压力”之间的压力差而产生的推压力,第2叶片24自第2活塞

23 的外周壁离开,第 2 压缩机构部 20 成为缸体休止状态。然后,若第 2 叶片 24 进一步向自第 2 活塞 23 的外周壁离开的方向移动,则第 2 叶片 24 的后端部 24b 附近的侧面部与摩擦材料 56 相接触。若成为该状态,则在第 2 叶片 24 欲向第 2 活塞 23 侧移动时,在第 2 叶片 24 与摩擦材料 56 之间产生摩擦力,推压力之差变明确,第 2 叶片 24 以自第 2 活塞 23 的外周壁离开的状态被稳定地保持。

[0139] 以上,即使在像本实施方式 4 这样构成的多气缸旋转压缩机 100 中,也与实施方式 1~实施方式 3 相同地不需要专利文献 1 所记载的多气缸旋转压缩机所需的由开闭阀、切换阀以及配管等构成的机械式容量控制部件,能够将第 2 压缩机构部 20 设为缸体休止状态,因此能够防止多气缸旋转压缩机 100 的大型化及高成本化,并且能够改善实际负荷运行下的节能性能。另外,本实施方式 4 的多气缸旋转压缩机 100 与实施方式 1~实施方式 3 相同地在第 2 叶片 24 自第 2 活塞 23 的外周壁离开时也能够稳定地保持第 2 叶片 24 的位置。

[0140] 另外,本实施方式 4 的多气缸旋转压缩机 100 根据使用情况使摩擦材料 56 的表面状态、润滑状态发生变化,摩擦力随之也发生变化。因此,像本实施方式 4 这样构成的多气缸旋转压缩机 100 的问题在于能够保持第 2 叶片 24 的压力差(作用于第 2 叶片 24 的顶端部 24a 和后端部 24b 的压力之差)的条件发生变化。

[0141] 实施方式 5.

[0142] 在实施方式 1~实施方式 4 所示的多气缸旋转压缩机 100 的第 2 压缩机构部 20 上设置了使拉开力作用于第 2 叶片 24 的拉拽弹簧 50。但是,即使仅利用“作用于第 2 叶片 24 的顶端部 24a 的吸入压力”与“作用于第 2 叶片 24 的后端部 24b 的排出压力”之间的压力差,第 2 叶片 24 也能够叶片槽 29 内移动。因此,即使设为在实施方式 1~实施方式 4 所示的多气缸旋转压缩机 100 的第 2 压缩机构部 20 上未设置拉拽弹簧 50 的结构,也能够实施本发明。另外,对于本实施方式 5 中未特别记述的结构,设为与实施方式 1~实施方式 4 中的任一者相同,对于相同的功能、结构,使用相同的附图标记进行说明。另外,以下,以从实施方式 3 所示的多气缸旋转压缩机 100 的第 2 压缩机构部 20 中去除了拉拽弹簧 50 的结构为例,说明本实施方式 5 的多气缸旋转压缩机 100。

[0143] 图 12 是表示本发明的实施方式 5 的多气缸旋转压缩机 100 的第 2 压缩机构部 20 的结构概略横剖视图,(a) 表示成为压缩状态的第 2 压缩机构部 20,(b) 表示成为非压缩状态(缸体休止状态)的第 2 压缩机构部 20。

[0144] 如图 12 所示,本实施方式 5 的多气缸旋转压缩机 100 成为从实施方式 3 所示的多气缸旋转压缩机 100 的第 2 压缩机构部 20 中去除了拉拽弹簧 50 的结构。

[0145] 在第 1 压缩机构部 10 中,在压缩制冷剂时,第 1 叶片 14 在其顶端部 14a 推压于第 1 活塞 13 的外周壁的状态下追随于第 1 活塞 13 的偏心旋转运动而在叶片槽 19 内移动。同样地在第 2 压缩机构部 20 中,在压缩制冷剂时,第 2 叶片 24 在其顶端部 24a 推压于第 2 活塞 23 的外周壁的状态下追随于第 2 活塞 23 的偏心旋转运动而在叶片槽 29 内移动。即,当在第 1 压缩机构部 10 和第 2 压缩机构部 20 中进行制冷剂压缩时,伴随着第 1 活塞 13 和第 2 活塞 23 的偏心旋转运动,在第 1 叶片 14 和第 2 叶片 24 上作用有成为拉开力的惯性力。

[0146] 因此,在像本实施方式 5 这样构成的多气缸旋转压缩机 100 中,在因“作用于第 2 叶片 24 的顶端部 24a 整体的吸入压力”与“作用于第 2 叶片 24 的后端部 24b 整体的排出压力”之间的压力差而产生的推压力超过由惯性力引起的拉开力的情况下,第 2 叶片 24 的

顶端部 24a 推压于第 2 活塞 23 的外周壁,第 2 压缩机构部 20 进行制冷剂的压缩动作。

[0147] 另一方面,若密闭容器 3 的内部空间 7 的压力(排出压力)降低,则由惯性力引起的拉开力超过因“作用于第 2 叶片 24 的顶端部 24a 整体的吸入压力”与“作用于第 2 叶片 24 的后端部 24b 整体的排出压力”之间的压力差而产生的推压力,第 2 叶片 24 自第 2 活塞 23 的外周壁离开,第 2 压缩机构部 20 成为缸体休止状态。然后,若第 2 叶片 24 进一步向自第 2 活塞 23 的外周壁离开的方向移动,则第 2 叶片 24 的后端部 24b 与磁体 54 相接触,并被稳定地保持。

[0148] 以上,即使在像本实施方式 5 这样构成的多气缸旋转压缩机 100 中,也与实施方式 1~实施方式 4 相同地不需要专利文献 1 所记载的多气缸旋转压缩机所需的由开闭阀、切换阀以及配管等构成的机械式容量控制部件,能够将第 2 压缩机构部 20 设为缸体休止状态,因此能够防止多气缸旋转压缩机 100 的大型化及高成本化,并且能够改善实际负荷运行下的节能性能。另外,本实施方式 5 的多气缸旋转压缩机 100 与实施方式 1~实施方式 4 相同地在第 2 叶片 24 自第 2 活塞 23 的外周壁离开时也能够稳定地保持第 2 叶片 24 的位置。

[0149] 实施方式 6.

[0150] 在保持机构具有接触部 52 的情况下,也可以像以下这样构成接触部 52。另外,对于本实施方式 6 中未特别记述的结构,设为与实施方式 1~实施方式 5 中的任一者相同,对于相同的功能、结构,使用相同的附图标记进行说明。

[0151] 图 13 和图 14 是表示本发明的实施方式 6 的多气缸旋转压缩机 100 的第 2 压缩机构部 20 的第 2 叶片 24 附近的主要部分放大图。另外,图 13 是表示第 2 压缩机构部 20 进行制冷剂压缩动作的状态下的第 2 叶片 24 附近的图,(a) 表示第 2 叶片 24 附近的横剖视图,(b) 表示第 2 叶片 24 附近的纵剖视图。另外,图 14 是表示成为缸体休止状态的第 2 压缩机构部 20 的第 2 叶片 24 附近的图,(a) 表示第 2 叶片 24 附近的横剖视图,(b) 表示第 2 叶片 24 附近的纵剖视图。

[0152] 如图 13 和图 14 所示,在本实施方式 6 的接触部 52,在与第 2 叶片 24 的后端部 24b 相对的平面部具有橡胶和硅等的弹性体 52a(缓冲材料)。

[0153] 通过像本实施方式 6 这样构成接触部 52,从而与使用了没有弹性体 52a 的接触部 52 的情况相比,能够增大接触部 52 与第 2 叶片 24 的后端部 24b 之间的平行度的偏移的容许度。因此,通过像本实施方式 6 这样构成接触部 52,从而多气缸旋转压缩机 100 的组装变容易。

[0154] 实施方式 7.

[0155] 在保持机构具有形成有连通孔 53 的接触部 52 的情况下,也可以像以下这样形成第 2 叶片 24 的后端部 24b 的形状。另外,对于本实施方式 7 中未特别记述的结构,设为与实施方式 1~实施方式 6 中的任一者相同,对于相同的功能、结构,使用相同的附图标记进行说明。

[0156] 图 15 是表示本发明的实施方式 7 的多气缸旋转压缩机 100 的第 2 叶片 24 的一例的主要部分放大图。另外,图 15 的 (a) 是表示成为缸体休止状态的第 2 压缩机构部 20 的第 2 叶片 24 附近的横剖视图。图 15 的 (b) 是表示成为缸体休止状态的第 2 压缩机构部 20 的第 2 叶片 24 附近的纵剖视图。图 15 的 (c) 是表示进行制冷剂压缩动作的第 2 压缩机构部 20 的第 2 叶片 24 附近的纵剖视图。

[0157] 另外,图 16 是表示本发明的实施方式 7 的多气缸旋转压缩机 100 的第 2 叶片 24 的另一例的主要部分放大图。另外,图 16 的 (a) 是表示成为缸体休止状态的第 2 压缩机构部 20 的第 2 叶片 24 附近的横剖视图。图 16 的 (b) 是表示成为缸体休止状态的第 2 压缩机构部 20 的第 2 叶片 24 附近的纵剖视图。图 16 的 (c) 是表示进行制冷剂压缩动作的第 2 压缩机构部 20 的第 2 叶片 24 附近的纵剖视图。

[0158] 例如如图 15 和图 16 所示,本实施方式 7 的多气缸旋转压缩机 100 的第 2 叶片 24 在其后端部 24b 形成有圆筒形状、圆锥形状、棱柱形状或棱锥形状等的突起部 55(相当于本发明的凸部)。另外,接触部 52 的连通孔 53(相当于本发明的凹部)形成为与第 2 叶片 24 的突起部 55 对应的形状。而且,若接触部 52 的连通孔 53 与第 2 叶片 24 的突起部 55 相嵌合(接触),则成为利用两者的接触面密封的关系。

[0159] 另外,在本实施方式 7 中,叶片背室 25 的上下开口部被中间分隔板 4 和第 2 支承构件 70 的凸缘部 70b 闭塞。

[0160] 以上,即使在像本实施方式 7 这样构成的多气缸旋转压缩机 100 中,也与实施方式 1~实施方式 6 相同地不需要专利文献 1 所记载的多气缸旋转压缩机所需的由开闭阀、切换阀以及配管等构成的机械式容量控制部件,能够将第 2 压缩机构部 20 设为缸体休止状态,因此能够防止多气缸旋转压缩机 100 的大型化及高成本化,并且能够改善实际负荷运行下的节能性能。另外,本实施方式 7 的多气缸旋转压缩机 100 与实施方式 1~实施方式 6 相同地在第 2 叶片 24 自第 2 活塞 23 的外周壁离开时也能够稳定地保持第 2 叶片 24 的位置。

[0161] 另外,在本实施方式 7 的多气缸旋转压缩机 100 中,当第 2 叶片 24 的突起部 55 向接触部 52 的连通孔 53 内嵌入时,在连通孔 53 的出入口产生了较大的压损。因此,能够减少排出压力作用于第 2 叶片 24 的后端部 24b 的面积,易于利用接触部 52 来接触第 2 叶片 24(能够更稳定地进行保持)。

[0162] 实施方式 8.

[0163] 在接触部 52 由磁体构成的情况(磁体 54 的情况)下,也可以将磁体 54 设为电磁体。

[0164] 即使在如此构成的多气缸旋转压缩机 100 中,也与实施方式 1~实施方式 7 相同地不需要专利文献 1 所记载的多气缸旋转压缩机所需的由开闭阀、切换阀以及配管等构成的机械式容量控制部件,能够将第 2 压缩机构部 20 设为缸体休止状态,因此能够防止多气缸旋转压缩机 100 的大型化及高成本化,并且能够改善实际负荷运行下的节能性能。另外,本实施方式 8 的多气缸旋转压缩机 100 与实施方式 1~实施方式 7 相同地在第 2 叶片 24 自第 2 活塞 23 的外周壁离开时也能够稳定地保持第 2 叶片 24 的位置。

[0165] 另外,本实施方式 8 的多气缸旋转压缩机 100 由于利用电磁体构成了磁体 54,因此需要重新设置电布线,但是由于能够通过向磁体供给电力而仅在需要时产生磁力,因此能够自由进行第 2 压缩机构部 20 向缸体休止状态的切换。

[0166] 实施方式 9.

[0167] 在利用弹簧使拉开力作用于第 2 叶片 24 的情况下,也可以不使用拉拽弹簧 50 而利用以下这样的结构使拉开力作用于第 2 叶片 24。另外,对于本实施方式 9 中未特别记述的结构,设为与实施方式 1~4、6~8 中的任一者相同,对于相同的功能、结构,使用相同的附图标记进行说明。

[0168] 图 17 是表示本发明的实施方式 9 的多气缸旋转压缩机 100 的第 2 压缩机构部 20 的第 2 叶片 24 附近的横剖视图。

[0169] 如图 17 所示,在本实施方式 9 的第 2 叶片 24 的侧面部,在配置于叶片背室 25 内的位置设有一对叶片侧面板 57。另外,在比叶片侧面板 57 靠第 2 缸体室 22 的径向内侧的位置(第 2 活塞 23 侧)设有一对压缩弹簧 58。而且,本实施方式 9 的多气缸旋转压缩机 100 利用一对压缩弹簧 58 向第 2 缸体室 22 的径向外侧(第 2 叶片 24 自第 2 活塞 23 离开的方向)推压一对叶片侧面板 57。即,在第 2 叶片 24 上作用有一对压缩弹簧 58 的拉开力。

[0170] 以上,即使在像本实施方式 9 这样构成的多气缸旋转压缩机 100 中,也与实施方式 1~4、6~8 相同地不需要专利文献 1 所记载的多气缸旋转压缩机所需的由开闭阀、切换阀以及配管等构成的机械式容量控制部件,能够将第 2 压缩机构部 20 设为缸体休止状态,因此能够防止多气缸旋转压缩机 100 的大型化及高成本化,并且能够改善实际负荷运行下的节能性能。另外,本实施方式 9 的多气缸旋转压缩机 100 与实施方式 1~4、6~8 相同地在第 2 叶片 24 自第 2 活塞 23 的外周壁离开时也能够稳定地保持第 2 叶片 24 的位置。

[0171] 实施方式 10.

[0172] 在使用磁体 54 作为接触部 52 的情况下,也可以将磁体 54 形成为以下这样的形状。另外,对于本实施方式 10 中未特别记述的结构,设为与实施方式 1~实施方式 9 中的任一者相同,对于相同的功能、结构,使用相同的附图标记进行说明。

[0173] 图 18 是表示本发明的实施方式 10 的多气缸旋转压缩机 100 的第 2 压缩机构部 20 的横剖视图。

[0174] 如图 18 所示,在本实施方式 10 的多气缸旋转压缩机 100 的磁体 54 上形成有向第 2 叶片 24 侧突出的一对凸部 54a。这些凸部 54a 的相对面成为平面部,这些平面部位于与叶片槽 29 的侧面部大致相同的位置。换言之,一对凸部 54a 的相对面也成为叶片槽 29 的侧面部。即,以当第 2 叶片 24 自第 2 活塞 23 离开时第 2 叶片 24 进入一对凸部 54a 之间的方式配置了了一对凸部 54a。

[0175] 在图 10 中,如上所述,磁体 54 的作用于第 2 叶片 24 的磁力在第 2 叶片 24 与磁体 54 相接触时达到最大值,随着第 2 叶片 24 自磁体 54 离开而衰减,若离开一定距离以上,则磁力成为可忽视的程度的大小。即,在第 2 叶片 24 的顶端部 24a 推压于第 2 活塞 23 的外周壁且第 2 压缩机构部 20 进行制冷剂的压缩动作的状态下,第 2 叶片 24 与磁体 54 之间的距离离开一定距离以上。因此,在第 2 叶片 24 上几乎未作用有磁体 54 的磁力。

[0176] 另一方面,若密闭容器 3 的内部空间 7 的压力(排出压力)降低,则第 2 叶片 24 自第 2 活塞 23 的外周壁离开,第 2 压缩机构部 20 成为缸体休止状态。然后,若第 2 叶片 24 进一步向自第 2 活塞 23 的外周壁离开的方向移动,则在第 2 叶片 24 上作用有由磁体 54 的磁力引起的拉开力。因此,作用于第 2 叶片 24 的推压力与拉开力之差变明确,第 2 叶片 24 进一步向自第 2 活塞 23 的外周壁离开的方向移动,并与磁体 54 相接触。

[0177] 此时,本实施方式 10 的磁体 54 由于形成有向第 2 叶片 24 侧突出的一对凸部 54a,因此与未形成有凸部 54a 的情况相比,在第 2 叶片 24 与磁体 54 之间的距离更远的阶段,能够使磁体 54 的磁力作用于第 2 叶片 24。另外,由于第 2 叶片 24 与磁体 54 之间的相对面积(磁力的作用面积)增加,因此也能够使更大的磁力作用于第 2 叶片 24。因此,本实施方式 10 的多气缸旋转压缩机 100 与使用未形成有凸部 54a 的磁体 54 的情况相比,易于使第 2 叶

片 24 进一步接触磁体 54, 因此能够更稳定地保持第 2 叶片 24。

[0178] 实施方式 11.

[0179] 实施方式 1 ~ 实施方式 10 所示的多气缸旋转压缩机 100 用于例如以下所示的蒸气压缩式冷冻循环装置。

[0180] 图 19 是表示本发明的实施方式 11 的蒸气压缩式冷冻循环装置 500 的结构图。

[0181] 本实施方式 11 的蒸气压缩式冷冻循环装置 500 包括实施方式 1 ~ 实施方式 10 中的任一者所示的多气缸旋转压缩机 100、用于自被该多气缸旋转压缩机 100 压缩的制冷剂散热的散热器 300、用于使自该散热器 300 流出的制冷剂膨胀的膨胀机构 200 以及用于使自该膨胀机构 200 流出的制冷剂吸热的蒸发器 400。

[0182] 像本实施方式 11 的蒸气压缩式冷冻循环装置 500 这样, 通过具有实施方式 1 ~ 实施方式 10 中的任一者所示的多气缸旋转压缩机 100, 能够防止蒸气压缩式冷冻循环装置 500 的大型化及高成本化, 并且能够改善实际负荷运行下的节能性能。

[0183] 实施方式 12.

[0184] 在接触部 52 由作为永磁体的磁体 54 构成的情况下, 也可以像以下这样构成多气缸旋转压缩机 100。另外, 对于本实施方式 12 中未特别记述的结构, 设为与实施方式 1 ~ 实施方式 10 中的任一者相同, 对于相同的功能、结构, 使用相同的附图标记进行说明。

[0185] 图 20 是表示本发明的实施方式 12 的多气缸旋转压缩机 100 的结构概略纵剖视图。图 21 是表示该多气缸旋转压缩机 100 的第 2 压缩机构部 20 的概略横剖视图。另外, 图 22 是表示该多气缸旋转压缩机 100 的第 2 压缩机构部 20 的第 2 叶片 24 附近的主要部分放大图 (纵剖视图)。

[0186] [基本结构]

[0187] 本实施方式 12 的多气缸旋转压缩机 100 的基本结构与实施方式 1 ~ 实施方式 10 所示的多气缸旋转压缩机 100 的基本结构相同。即, 本实施方式 12 的多气缸旋转压缩机 100 包括: 驱动轴 5, 其具有偏心销轴部 5c、5d; 电动机 8, 其用于旋转驱动该驱动轴 5; 第 1 压缩机构部 10 和第 2 压缩机构部 20 (两个压缩机构); 以及密闭容器 3, 其用于收纳电动机 8、第 1 压缩机构部 10 以及第 2 压缩机构部 20, 并在底部储存润滑油。

[0188] 另外, 第 1 压缩机构部 10 包括: 第 1 缸体 11, 其形成有从吸入压力空间 (吸入消声器 6 和缸体吸入流路 17) 吸入低压的制冷剂并将压缩后的高压的制冷剂向排出压力空间 (密闭容器 3 的内部) 排出的第 1 缸体室 12; 环形状的第 1 活塞 13, 其以滑动自如的方式安装于驱动轴 5 的偏心销轴部 5c, 并在第 1 缸体 11 内进行偏心旋转运动; 第 1 叶片 14, 其在顶端部 14a 推压于第 1 活塞 13 的外周面的状态下将第 1 缸体室 12 分隔为两个空间; 叶片槽 19, 其以往复移动自如的方式收纳第 1 叶片 14, 并在第 1 缸体 11 上开口; 以及叶片背室 15, 其用于收纳第 1 叶片 14 的后端部 14b, 并与第 1 缸体室 12 相连通。同样地, 第 2 压缩机构部 20 包括: 第 2 缸体 21, 其形成有从吸入压力空间 (吸入消声器 6 和缸体吸入流路 17) 吸入低压的制冷剂并将压缩后的高压的制冷剂向排出压力空间 (密闭容器 3 的内部) 排出的第 2 缸体室 22; 环形状的第 2 活塞 23, 其以滑动自如的方式安装于驱动轴 5 的偏心销轴部 5d, 并在第 2 缸体 21 内进行偏心旋转运动; 第 2 叶片 24, 其在顶端部 24a 推压于第 2 活塞 23 的外周面的状态下将第 2 缸体室 22 分隔为两个空间; 叶片槽 29, 其以往复移动自如的方式收纳第 2 叶片 24, 并在第 2 缸体 21 上开口; 以及叶片背室 25, 其用于收纳第 2 叶

片 24 的后端部 24b, 并与第 2 缸体室 22 相连通。

[0189] 而且, 第 1 缸体室 12 和第 2 缸体室 22 与所述吸入压力空间总是连通, 叶片背室 15、25 与所述排出压力空间总是连通, 在第 1 叶片 14 和第 2 叶片 24 中, 在顶端部 14a、24a 和后端部 14b、24b 分别作用有吸入压力和排出压力。利用作用于顶端部 14a、24a 和后端部 14b、24b 的压力之差, 在第 1 叶片 14 和第 2 叶片 24 上, 在抵接于第 1 活塞 13 和第 2 活塞 23 的方向上作用有力。另外, 以下, 将该抵接的方向的力定义为第 1 力。

[0190] 另外, 在第 1 压缩机构部 10 的叶片背室 15 内配置有压缩弹簧 40, 第 1 叶片 14 被向抵接于第 1 活塞 13 的方向施加力, 即使在未产生上述压力差时也被施加第 1 力。

[0191] [实施方式 12 的特征性的结构]

[0192] 在此, 本实施方式 12 的多气缸旋转压缩机 100 的特征性的结构是以下结构。

[0193] 在第 2 压缩机构部 20 的叶片背室 25 内设有作为永磁体的磁体 54 来作为接触部 52。另外, 在本实施方式 12 的多气缸旋转压缩机 100 中具有在第 2 叶片 24 自第 2 活塞 23 离开的状态下 (详细地说, 磁体 54 吸附着第 2 叶片 24 时) 从吸入压力空间向第 2 叶片 24 的后端部 24b 侧的例如一部分导入低压的制冷剂的低压导入机构 110。该低压导入机构 110 包括连通吸入压力空间 (更详细地说为缸体吸入流路 27) 与第 2 叶片 24 的后端部 24b 侧的流路 111 和用于使流路 111 开闭的密封件 112。另外, 密封件 112 设于流路 111 上的第 2 叶片 24 的后端部 24b 侧的入口处, 被向关闭流路 111 的方向施力。而且, 当第 2 叶片 24 与密封件 112 (更详细地说, 为向第 2 叶片 24 侧突出的突部 112a) 相接触时, 密封件 112 成为打开流路 111、并从吸入压力空间向第 2 叶片 24 的后端部 24b 侧的例如一部分导入低压的制冷剂的结构。该流路 111 和密封件 112 与作为永磁体的磁体 54 一起设于非磁性保持元件 113。

[0194] 在第 2 叶片 24 上, 利用作为永磁体的磁体 54 向自第 2 活塞 23 离开的方向作用有吸引磁力。如图 10 所示, 该吸引磁力具有越靠近磁体 54 越增大的特性。另外, 以下, 将在使第 2 叶片 24 自第 2 活塞 23 离开的方向上发挥作用的力定义为第 2 力。

[0195] 即, 在第 2 叶片 24 上, 第 1 力与第 2 力总是发挥作用, 利用第 1 力和第 2 力的大小关系, 自律地切换第 2 叶片 24 的顶端部 24a 抵接于第 2 活塞 23 的压缩状态和第 2 叶片 24 的顶端部 24a 自第 2 活塞 23 离开的缸体休止状态 (非压缩状态)。即, 在第 1 力大于第 2 力的情况下, 成为压缩状态, 在第 2 力大于第 1 力的情况下, 第 2 叶片 24 自第 2 活塞 23 离开, 从而第 2 缸体室 22 成为未形成有压缩室的缸体休止状态。而且, 若一旦第 2 叶片 24 自第 2 活塞 23 离开, 则第 2 叶片 24 靠近磁体 54, 利用图 10 所记载的永磁体的特性, 作用于第 2 叶片 24 的第 2 力增大。

[0196] 再次切换为压缩状态时, 需要使第 1 力大于第 2 力, 磁体 54 与第 2 叶片 24 相吸附时的第 2 力大于第 2 叶片 24 自第 2 活塞 23 离开时的第 2 力, 因此从非压缩状态成为压缩状态时的第 1 力是大于从压缩状态向缸体休止状态切换时的第 1 力的力。

[0197] [第 2 压缩机构部的动作的说明]

[0198] 图 23 是表示本发明的实施方式 12 的第 2 压缩机构部 20 中的、作用于第 2 叶片 24 的顶端部 24a 和后端部 24b 的压力的压力差 ΔP 与运行状态之间的关系图。另外, 图 23 的纵轴表示上述压力差 ΔP , 横轴表示多气缸旋转压缩机 100 的负荷。

[0199] 在第 2 压缩机构部 20 从压缩状态向缸体休止状态切换时的压力差 ΔP_1 以下的区

域中,总是存在第 1 力<第 2 力的关系,第 2 叶片 24 为自第 2 活塞 23 总是离开的缸体休止状态。以下,将该区域称作平常缸体休止运行区域。

[0200] 另外,在从缸体休止状态向压缩状态切换时的压力差 ΔP 以上的区域中,总是存在第 1 力>第 2 力的关系,第 2 压缩机构部 20 为压缩状态。以下,将该区域称作平常压缩运行区域。

[0201] 这两个区域之间的区域是也能够实现压缩状态和缸体休止状态中的任意运行状态的区域,以下,将该区域称作磁滞区域。

[0202] 图 24 是说明本发明的实施方式 12 的第 2 压缩机构部 20 的从平常压缩运行区域成为磁滞区域时的运行状态的图。

[0203] 暂且将压力差 ΔP 增大至平常压缩运行区域,从而使第 2 叶片 24 抵接于第 2 活塞 23,之后,将压力差 ΔP 减小至磁滞区域,从而第 2 压缩机构部 20 在磁滞区域成为压缩状态(能够压缩运行)。

[0204] 图 25 是说明本发明的实施方式 12 的第 2 压缩机构部 20 的从平常缸体休止运行区域成为磁滞区域时的运行状态的图。

[0205] 暂且将压力差 ΔP 减小至平常缸体休止运行区域,使第 2 叶片 24 自第 2 活塞 23 离开,之后,将压力差 ΔP 增大至磁滞区域,从而第 2 压缩机构部 20 在磁滞区域成为缸体休止状态。

[0206] 上述磁滞区域的动作即使仅靠永磁体的特性也是成立的。但是,像图 10 那样,吸引磁力具有一靠近永磁体就急剧增加的特性,因此问题是由于第 2 叶片 24 与作为永磁体的磁体 54 的接触面的加工精度·组装精度,作用于第 2 叶片 24 的吸引磁力产生偏差。

[0207] [低压导入机构部的动作的说明]

[0208] 图 26 是用于说明本发明的实施方式 12 的低压导入机构 110 的密封件 112 的动作的纵剖视图。另外,图 26 的 (a) 表示第 2 压缩机构部 20 为压缩状态时的密封件 112 附近。另外,图 26 的 (b) 表示第 2 压缩机构部 20 为缸体休止状态时的密封件 112 附近。

[0209] 当作为永磁体的磁体 54 吸附第 2 叶片 24 时,利用第 2 叶片 24 的后端部 24b 推压密封件 112 的突部 112a,密封件 112 倾斜。由于使密封件 112 倾斜,因此被密封件 112 关闭的流路 111 打开,从吸入压力空间向第 2 叶片 24 的后端部 24b 侧的例如一部分供给低压的制冷剂。若向第 2 叶片 24 的后端部 24b 侧供给低压,则排出压力作用于第 2 叶片 24 的后端部 24b 的面积减少,由作用于第 2 叶片 24 的压力差 ΔP 引起的第 1 力降低。

[0210] 因而,像图 6 那样在第 2 叶片 24 被吸附于作为永磁体的磁体 54 的前后,第 1 力产生差,第 2 叶片 24 被以稳定的状态保持。

[0211] 即,通过向第 2 叶片 24 的后端部 24b 侧导入低压,能够减小第 1 力,也能够减小与该第 1 力平衡的吸附磁力。若减小吸附磁力,则即使在吸附磁力的变化缓慢的区域也能够获得充分的吸附磁力,因此不用增大永磁体,就能够减小切换动作的偏差。

[0212] [效果]

[0213] 实施方式 1~实施方式 10 所示的多气缸旋转压缩机 100 的第 2 压缩机构部 20 是在第 2 叶片 24 的吸附前后使第 1 力或第 2 力中的任一者磁滞的结构,在任意方式中都能够使用磁滞的效果自律地切换压缩状态和非压缩状态(缸体休止状态),但是存在有切换时的压力差 ΔP 产生偏差的问题。但是,通过像本实施方式 12 这样构成多气缸旋转压缩机

100,从而是使第1力和第2力具有磁滞的结构,与使第1力或第2力中的任一者磁滞的情况相比,所需的第2力变小,能够在第2力的梯度缓慢的范围内进行使用,自律地切换压缩状态和非压缩状态(缸体休止状态)时的压力差 ΔP 的偏差较小且能够稳定地进行动作这一点较优异。

[0214] 另外,实施方式1等中所示的连通孔51a、51b也是在第2叶片24自第2活塞23离开的状态(详细地说,磁体54吸附着第2叶片24时)下从吸入压力空间向第2叶片24的后端部24b侧的例如一部分导入低压的制冷剂的构件。因此,也可以取代流路111或者将连通孔51a、51b与流路111一起作为低压导入机构110的结构设置。在该情况下,连通孔51b相当于本发明的第1流路,连通孔51a相当于本发明的第2流路。

[0215] 另外,在本实施方式12的多气缸旋转压缩机100中,也如实施方式1等所示,也可以在第2叶片24的后端部24b配置拉拽弹簧。即,在将第2叶片24的质量设为 $m[\text{kg}]$ 、将第2缸体21的内半径(即第2缸体室22的半径)设为 $r[\text{m}]$ 以及将电动机8的角速度设为 $\omega[\text{rad}/\text{sec}]$ 的情况下,能够将作用于第2叶片24的惯性力 $F1$ 定义为 $F1 = mr\omega^2[\text{N}]$,但是也可以构成为使第2压缩机构部20从压缩状态向非压缩状态切换时的第2力大于惯性力 $F1$ 。由此,第2压缩机构部20的压缩状态与非压缩状态之间的切换时机的调整变容易。

[0216] 实施方式13.

[0217] 也可以将实施方式12所示的低压导入机构110构成为以下这样。另外,对于本实施方式13中未特别记述的结构,设为与实施方式12相同,对于相同的功能、结构使用相同的附图标记来进行说明。

[0218] 图27是表示本发明的实施方式13的多气缸旋转压缩机100的低压导入机构110附近的纵剖视图。

[0219] 本实施方式13的多气缸旋转压缩机100与实施方式12相比较,在磁体54与第2叶片24的后端部24b之间设有由非磁性材料构成的间隔件120。由此,当第2叶片24被吸附于磁体54时,能够在两者之间形成空间,能够设为使磁体54与第2叶片24的后端部24b不直接接触的结构。

[0220] 图28是用于说明本发明的实施方式13的多气缸旋转压缩机100中的、磁体54—第2叶片24之间的距离与作用于第2叶片24的磁力之间的关系关系的图。

[0221] 在磁体54与第2叶片24的后端部24b之间设置了空间时的吸附磁力小于直接吸附时的吸附磁力,而且,能够利用间隔件120的厚度来控制吸附磁力。通过控制吸附磁力,从而从非压缩状态向压缩状态切换时的压力差 ΔP 的设计变更变容易。即使像图29那样在非磁性保持元件113上设置接触部113a,也能够获得同样的效果。

[0222] 另外,当然也可以将实施方式12、13的多气缸旋转压缩机100使用于实施方式11所示的蒸气压缩式冷冻循环装置500。能够获得实施方式11所示的效果。

[0223] 附图标记说明

[0224] 2压缩机排出管;3密闭容器;3a润滑油储藏部;4中间分隔板;5驱动轴;5a长轴部;5b短轴部;5c偏心销轴部;5d偏心销轴部;5e中间轴部;6吸入消声器;6a流入管;6b容器;6c;6d流出管;7内部空间;8电动机;8a转子;8b定子;10第1压缩机构部(上侧);11第1缸体;12第1缸体室;12a吸入室;12b压缩室;13第1活塞;14第1叶片;14a顶端

部 ;14b 后端部 ;15 叶片背室 ;17 缸体吸入流路 ;18 排出口 ;18a 开闭阀 ;19 叶片槽 ;20 第 2 压缩机构部 (下侧) ;21 第 2 缸体 ;22 第 2 缸体室 ;23 第 2 活塞 ;24 第 2 叶片 ;24a 顶端部 ;24b 后端部 ;25 叶片背室 ;27 缸体吸入流路 ;28 排出口 ;28a 开闭阀 ;29 叶片槽 ;30 流路 ;40 压缩弹簧 ;50 拉拽弹簧 ;51a 连通孔 ;51b 连通孔 ;52 接触部 ;52a 弹性体 (缓冲材料) ;53 连通孔 ;54 磁体 ;54a 凸部 ;55 突起部 ;56 摩擦材料 ;56a 倾斜面 ;57 叶片侧面板 ;58 压缩弹簧 ;60 第 1 支承构件 ;60a 轴承部 ;60b 凸缘部 ;63 排出消声器 ;70 第 2 支承构件 ;70a 轴承部 ;70b 凸缘部 ;73 排出消声器 ;99 压缩机构 ;100 多气缸旋转压缩机 ;110 低压导入机构 ;111 流路 ;112 密封件 ;112a 突部 ;113 非磁性保持元件 ;113a 接触部 ;120 间隔件 ;200 膨胀机构 ;300 散热器 ;400 蒸发器 ;500 蒸气压缩式冷冻循环装置。

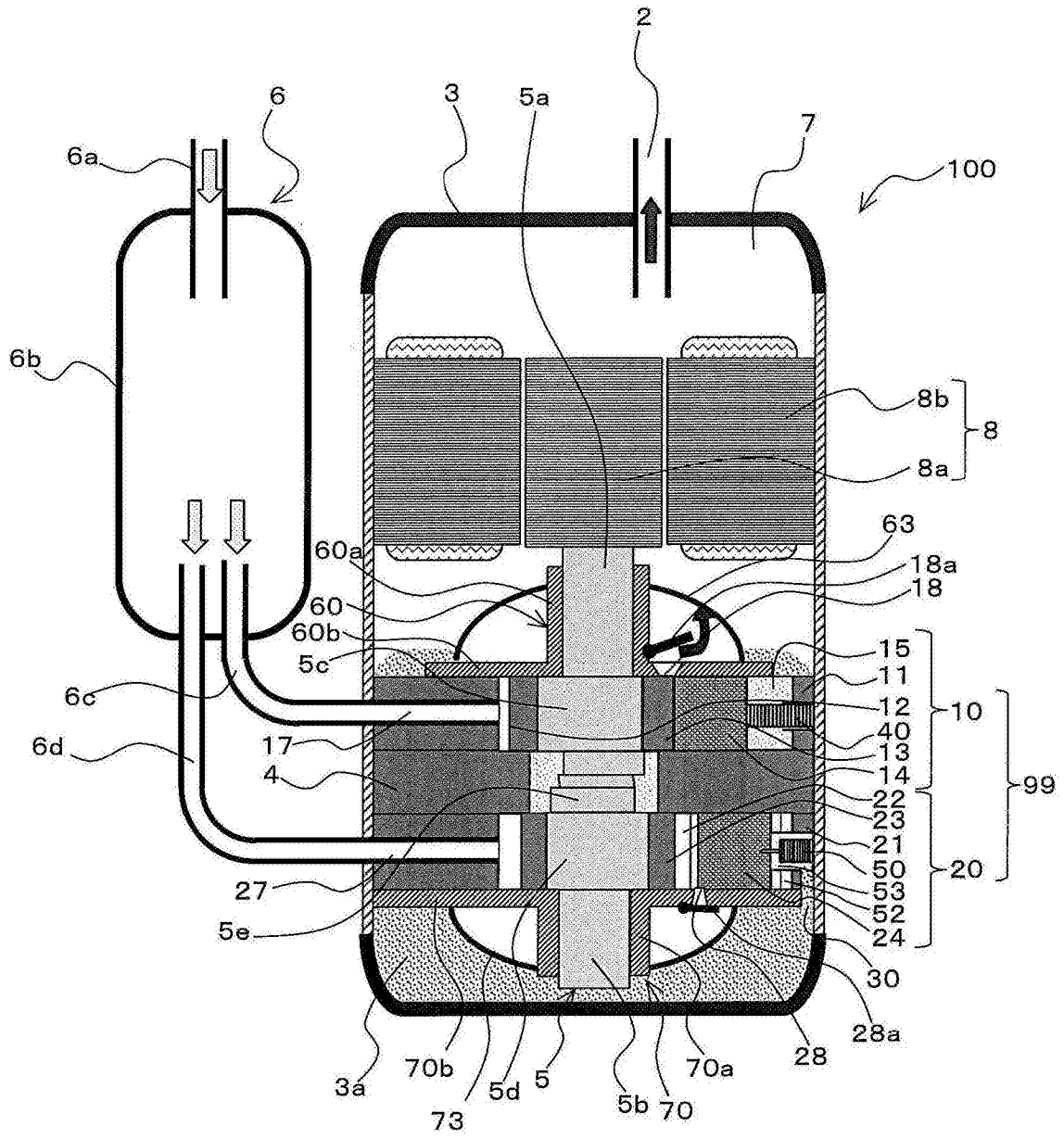


图 1

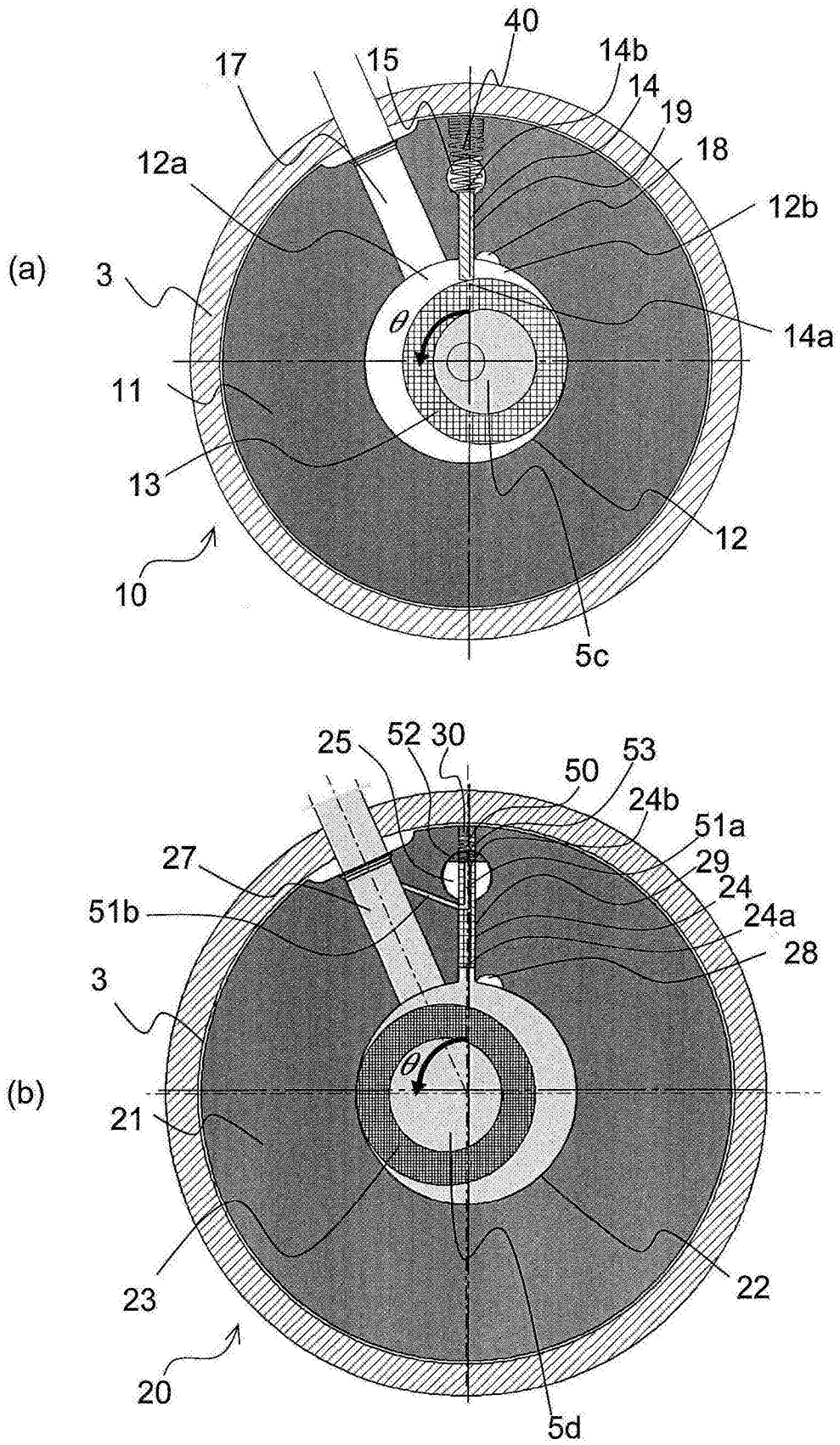


图 2

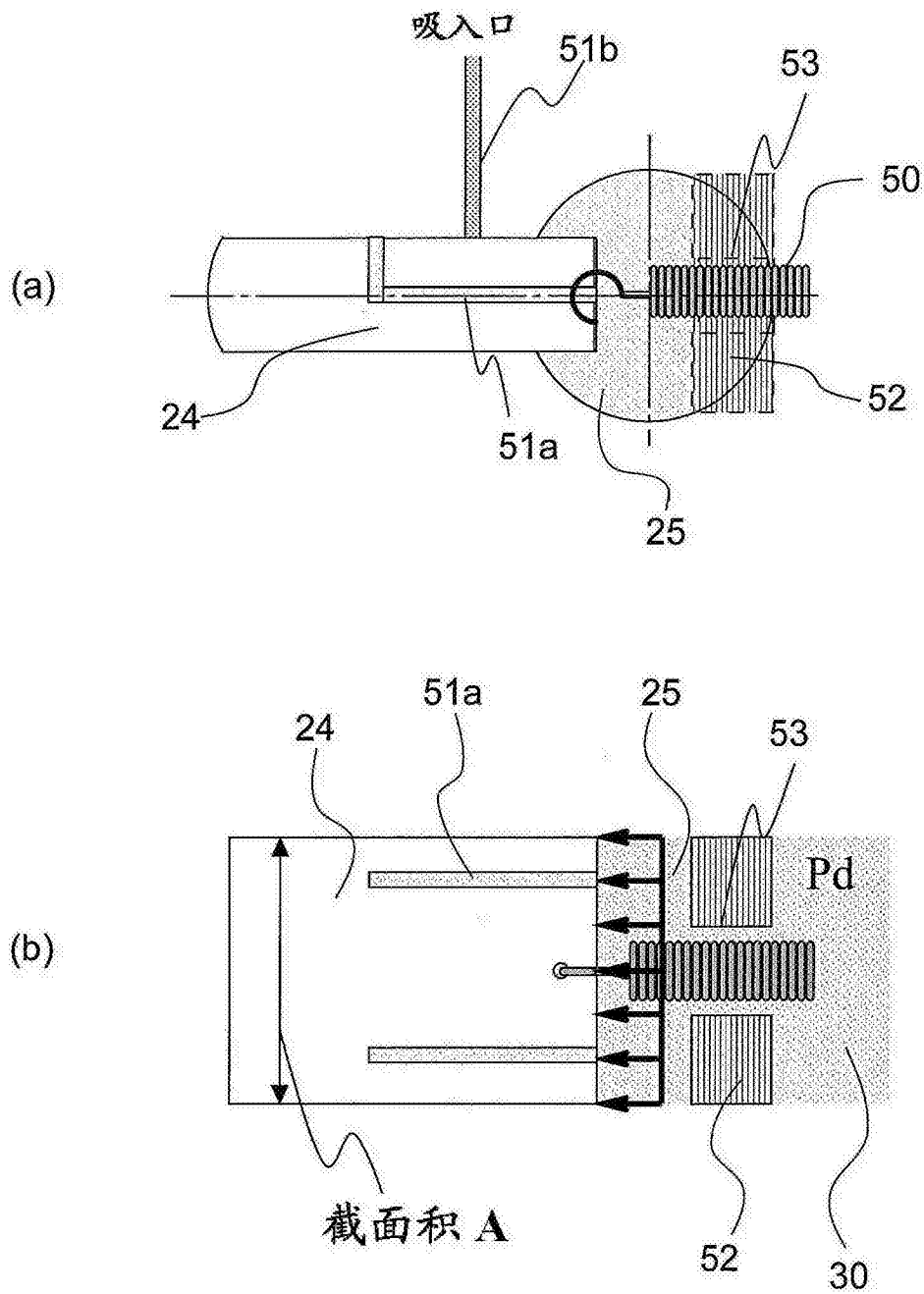


图 3

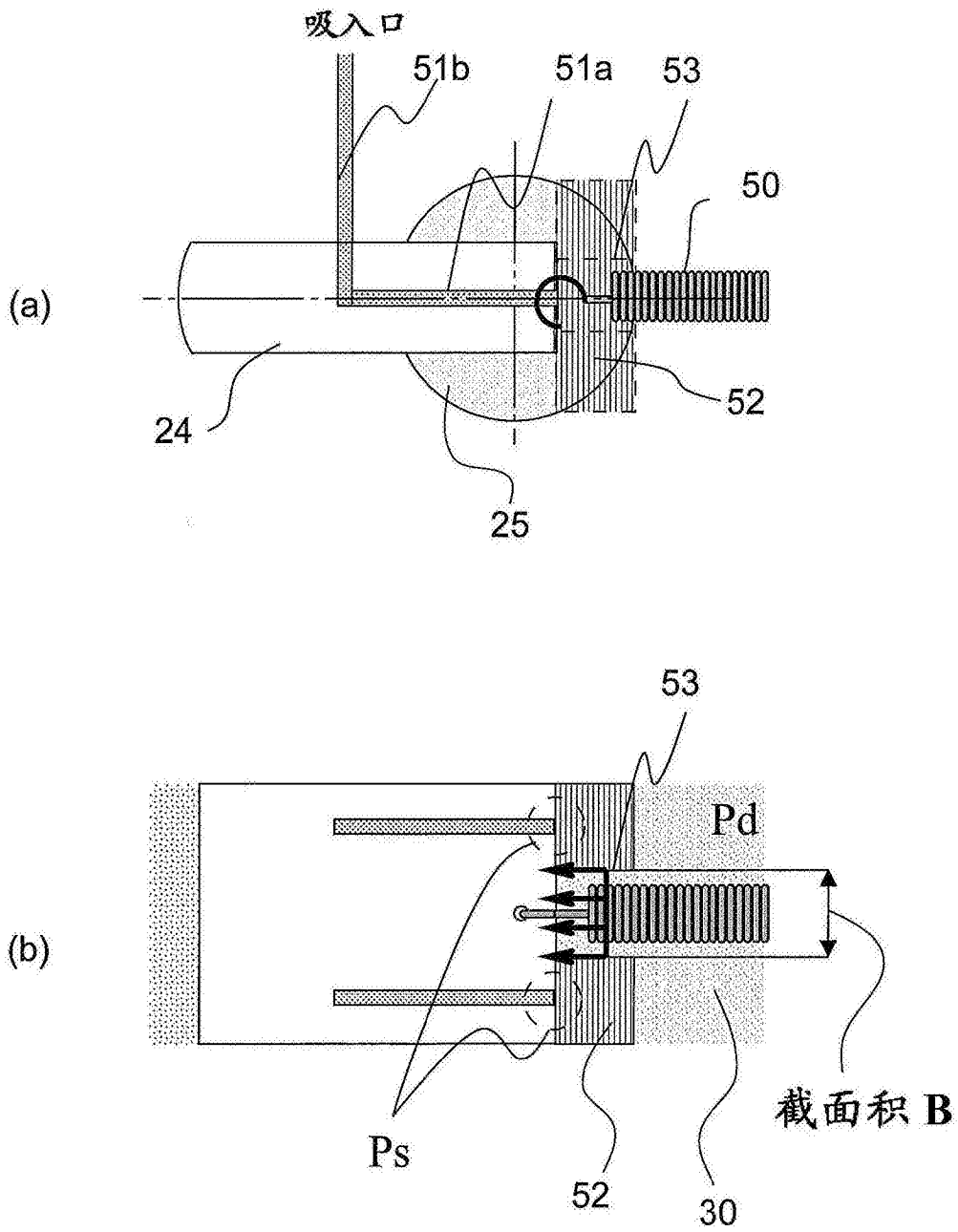


图 4

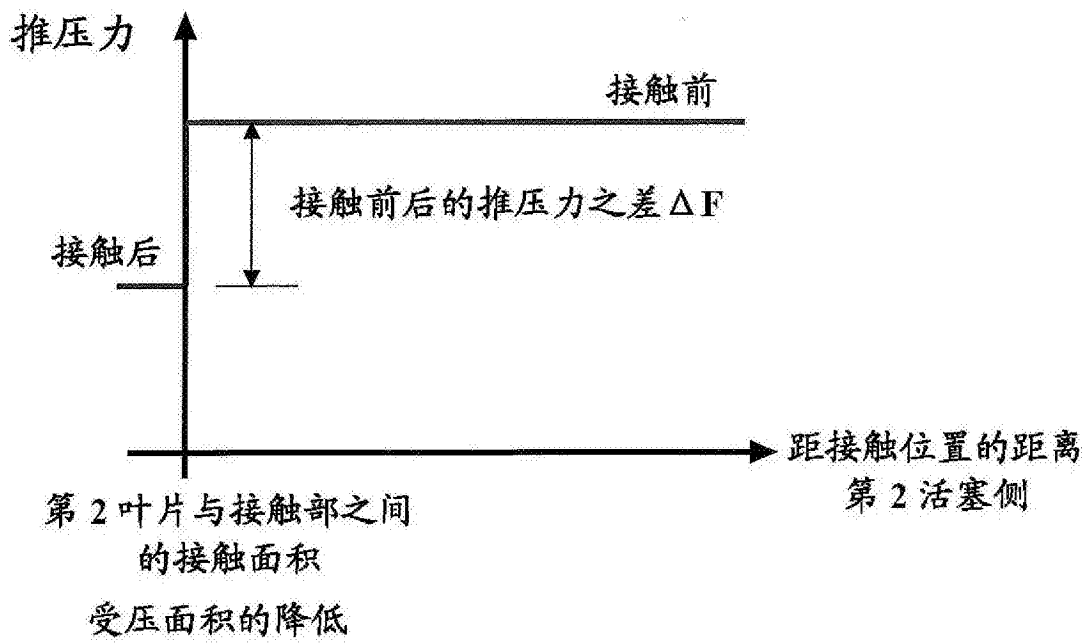


图 5

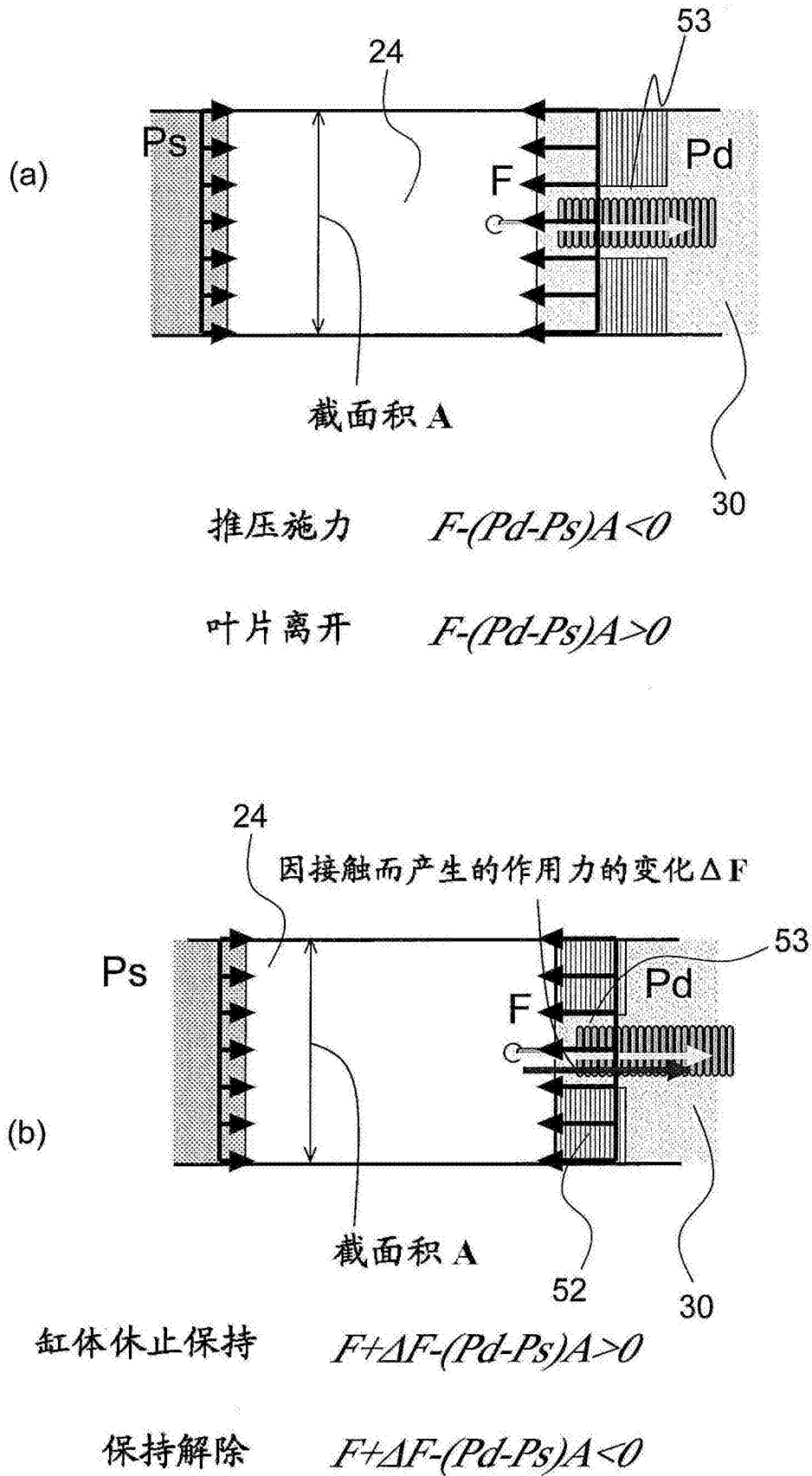


图 6

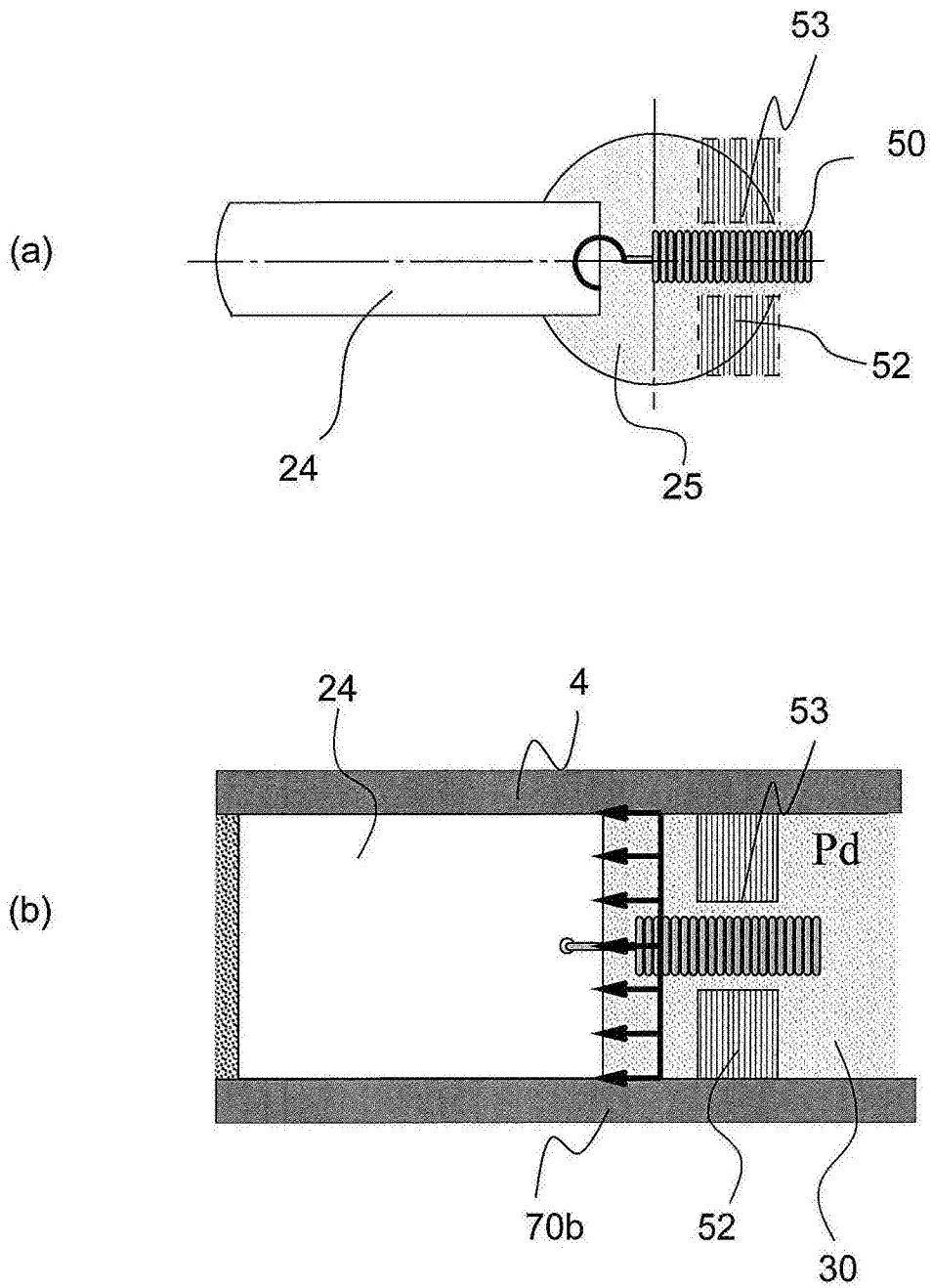


图 7

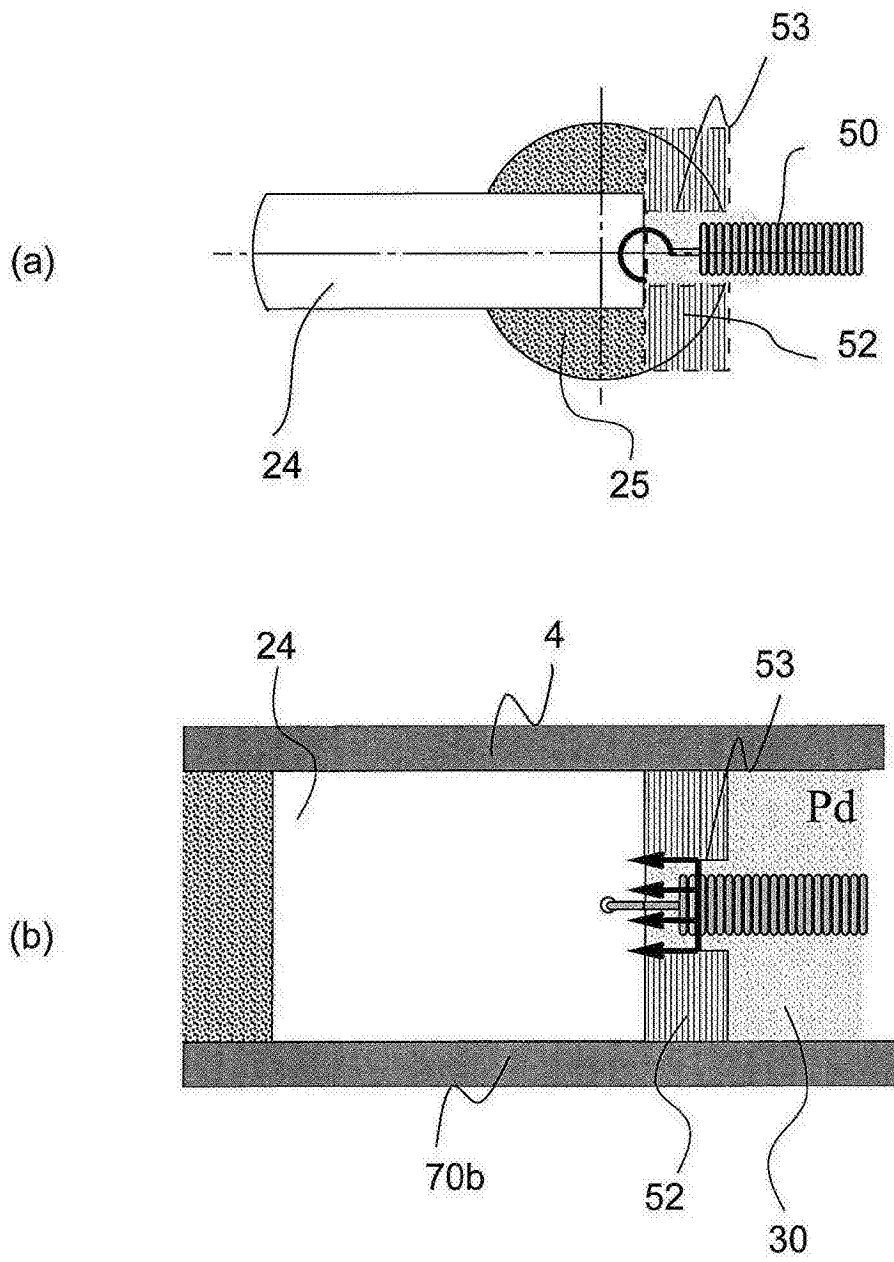


图 8

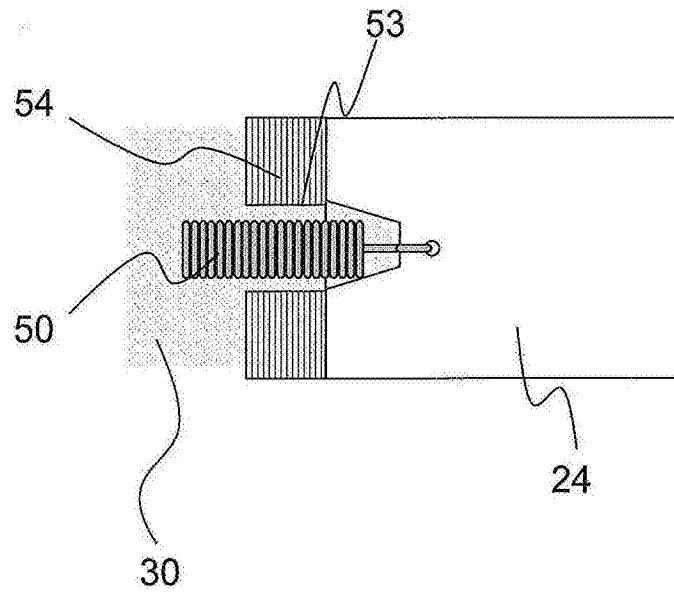


图 9

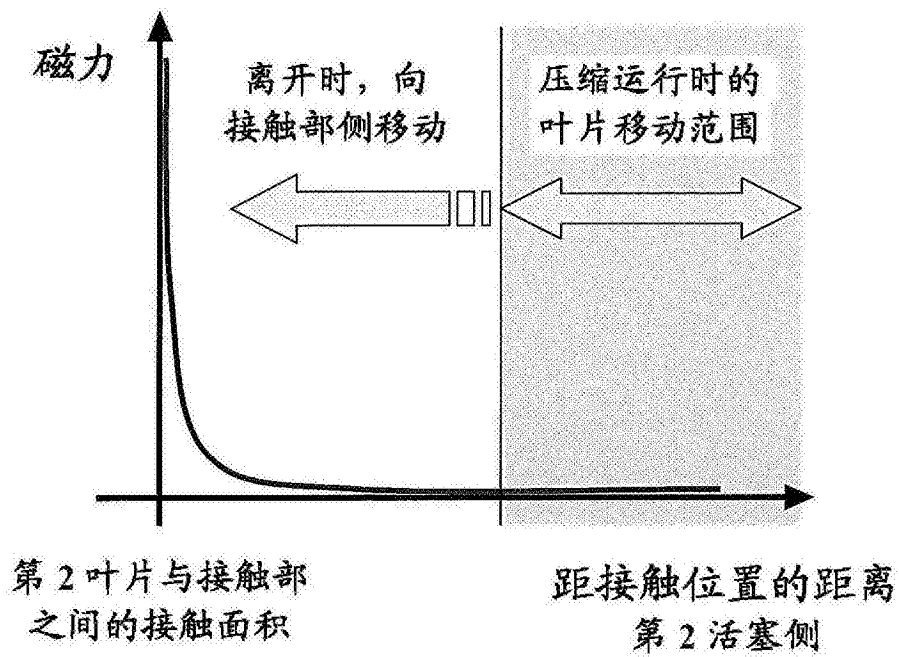


图 10

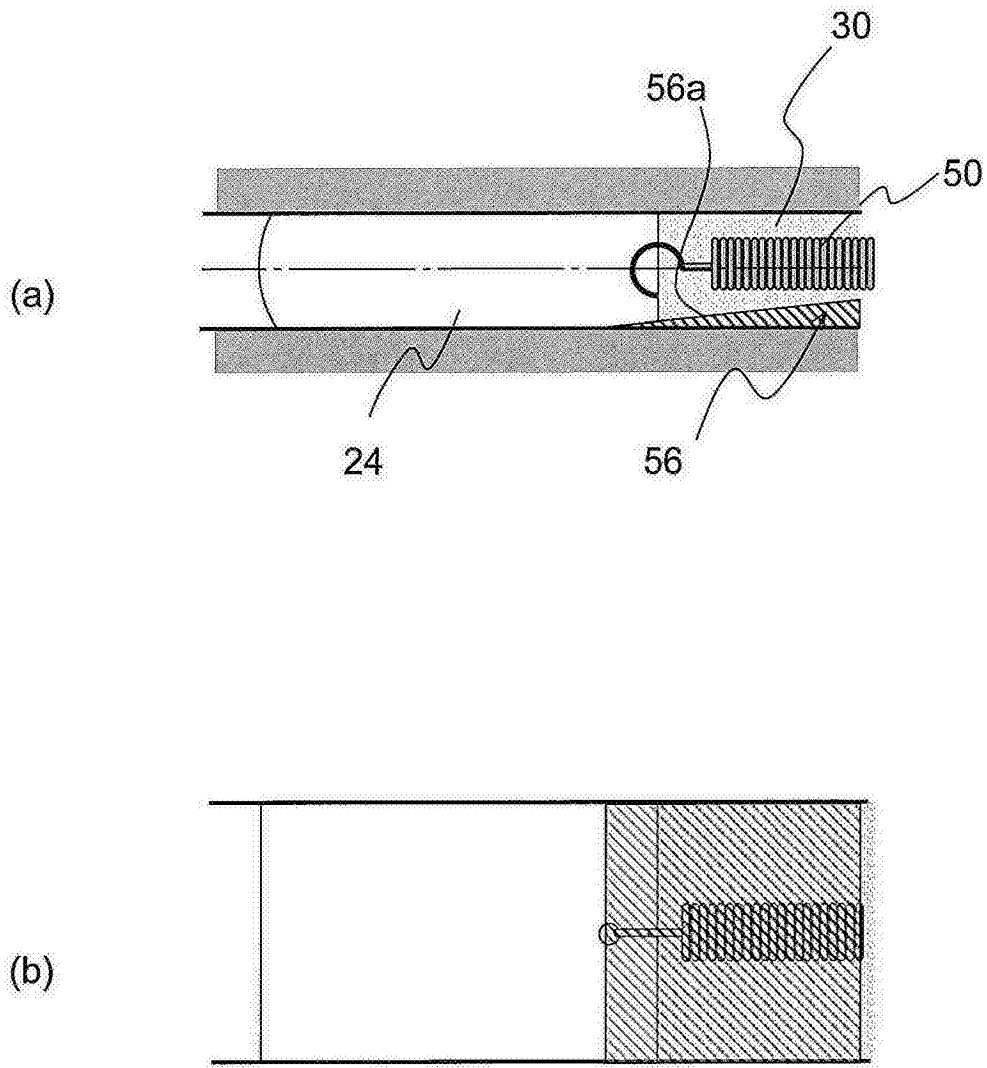


图 11

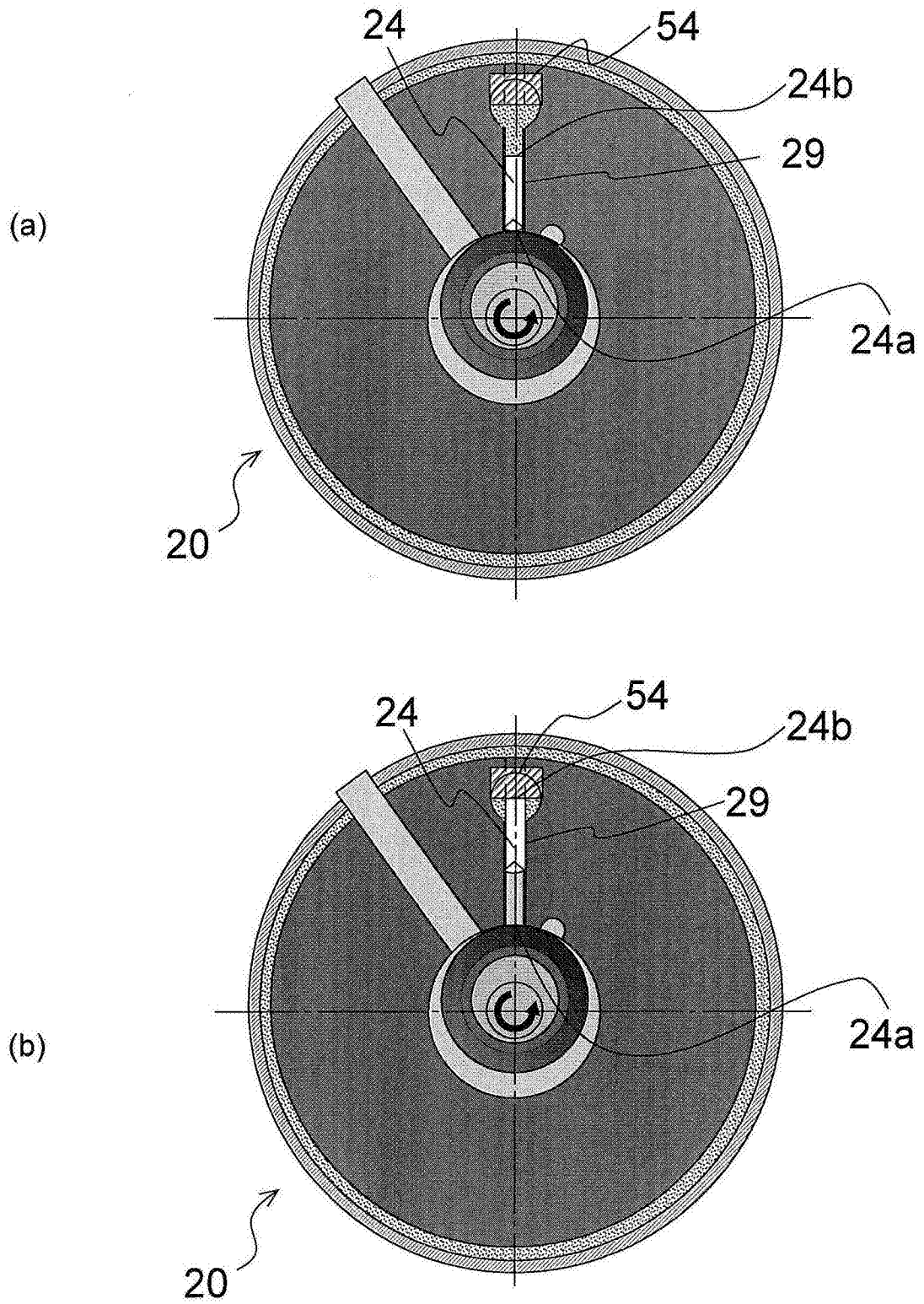


图 12

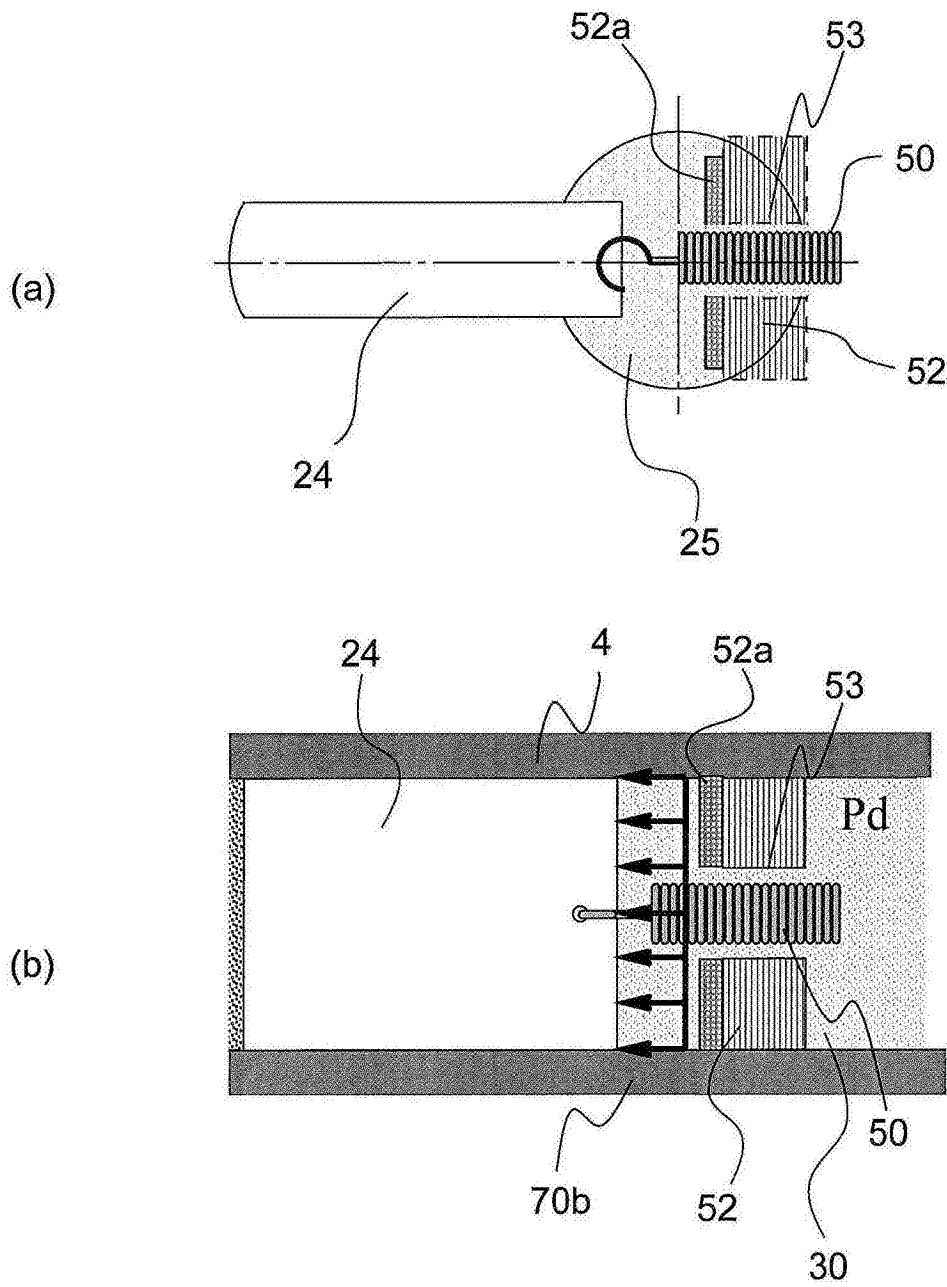


图 13

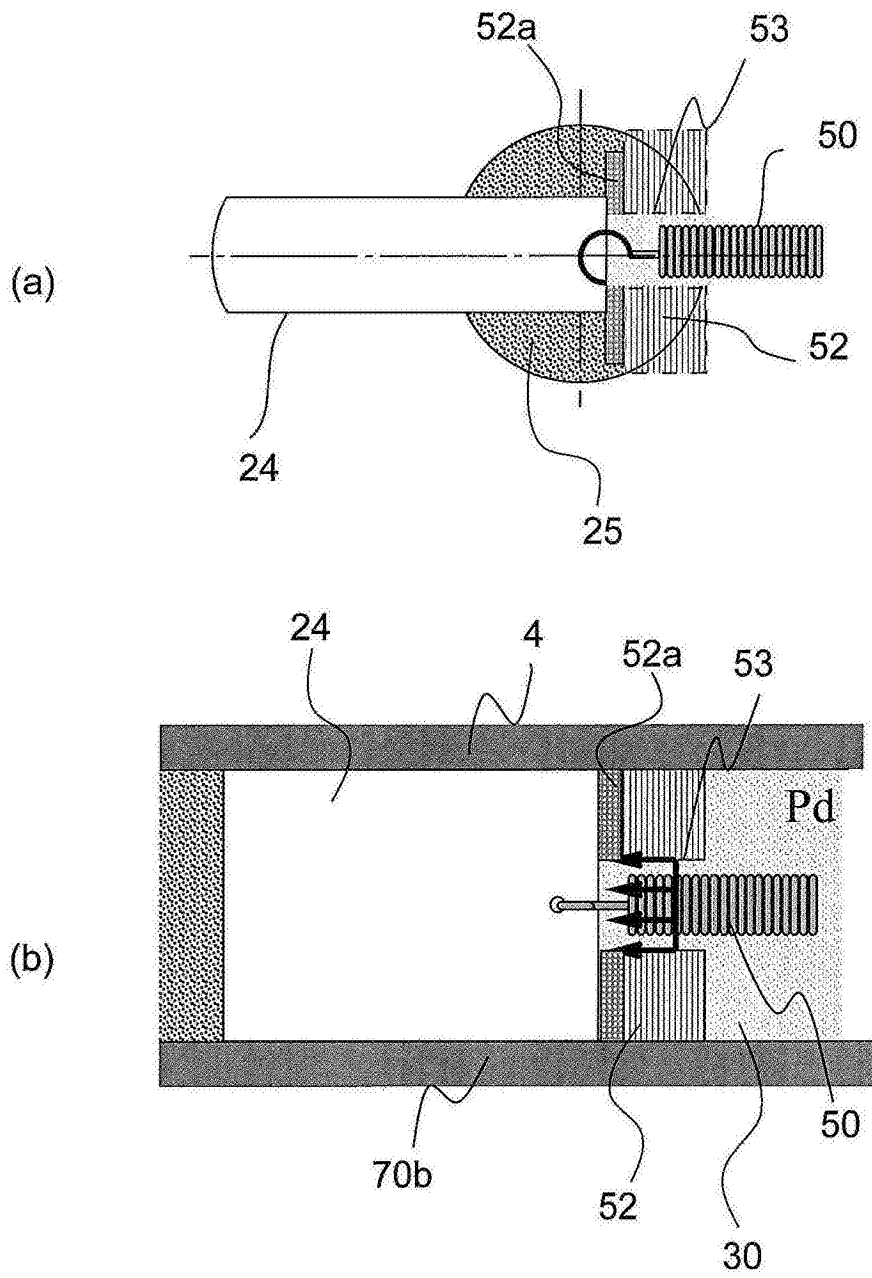


图 14

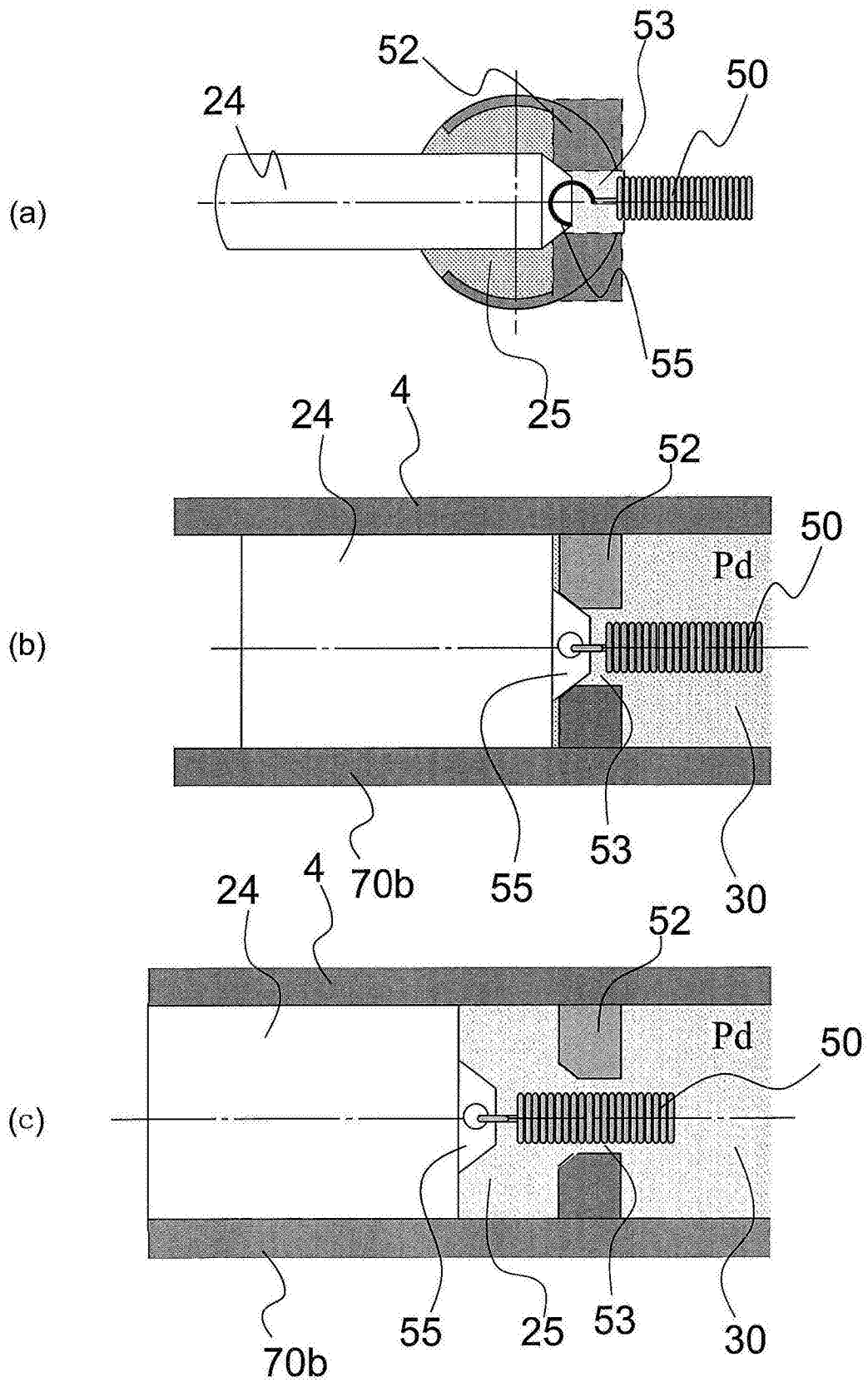


图 15

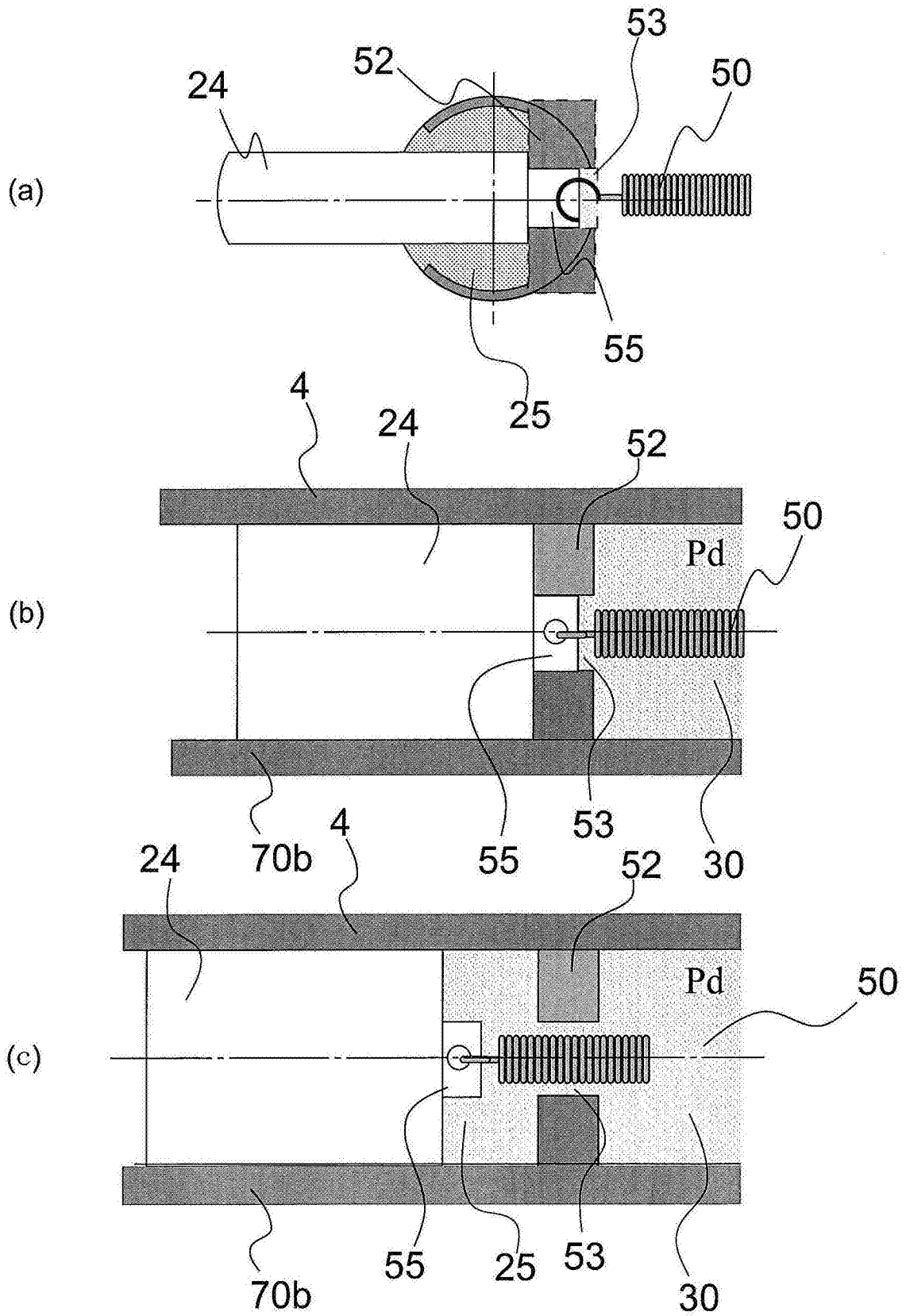


图 16

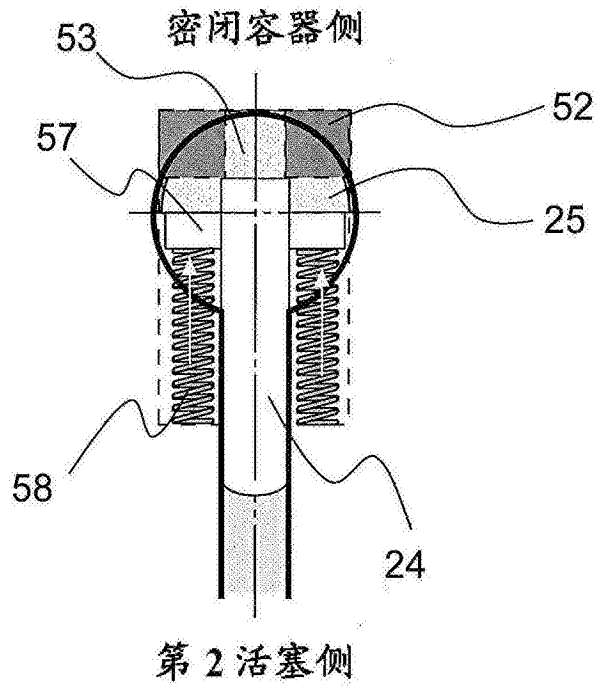


图 17

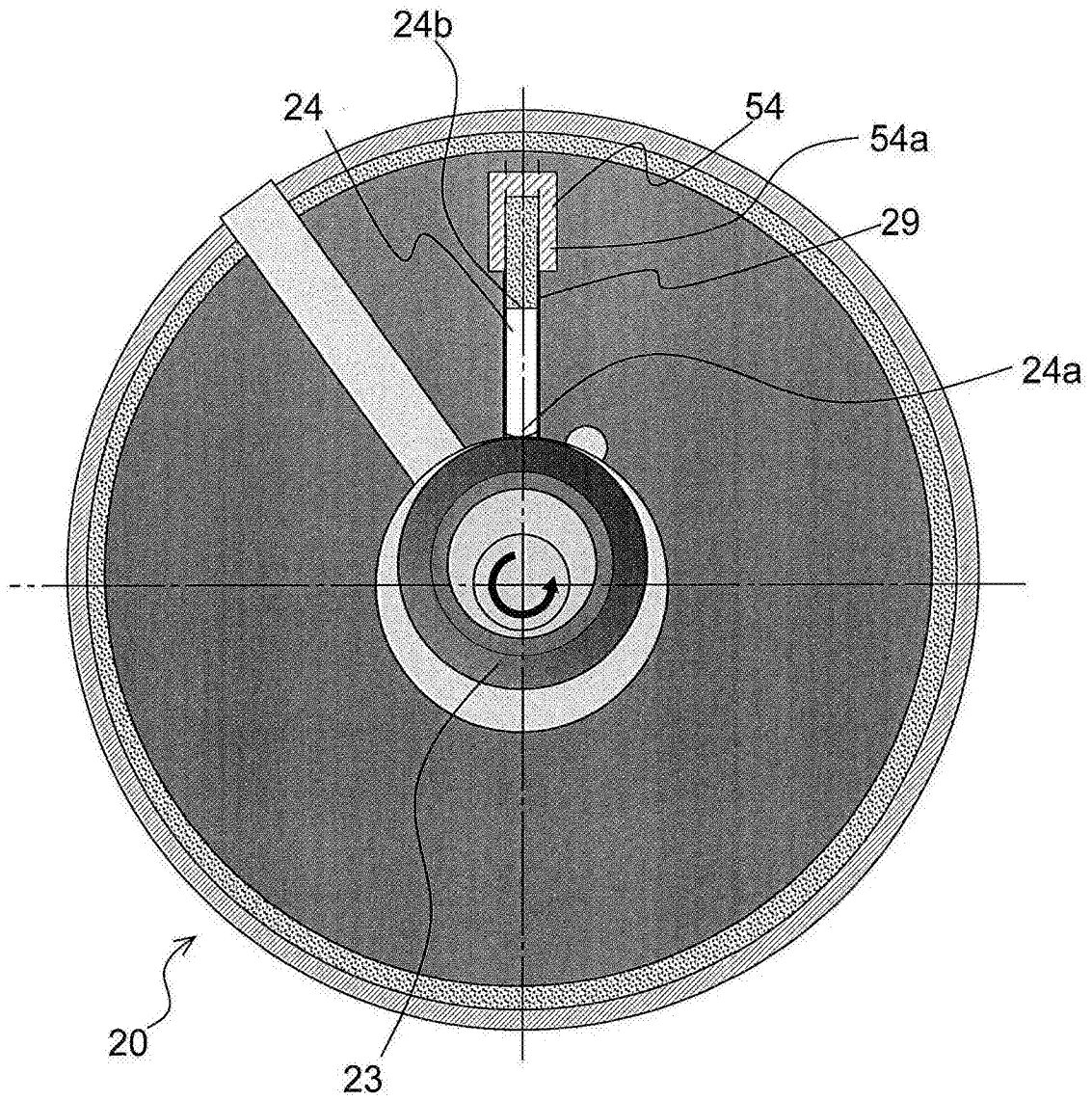


图 18

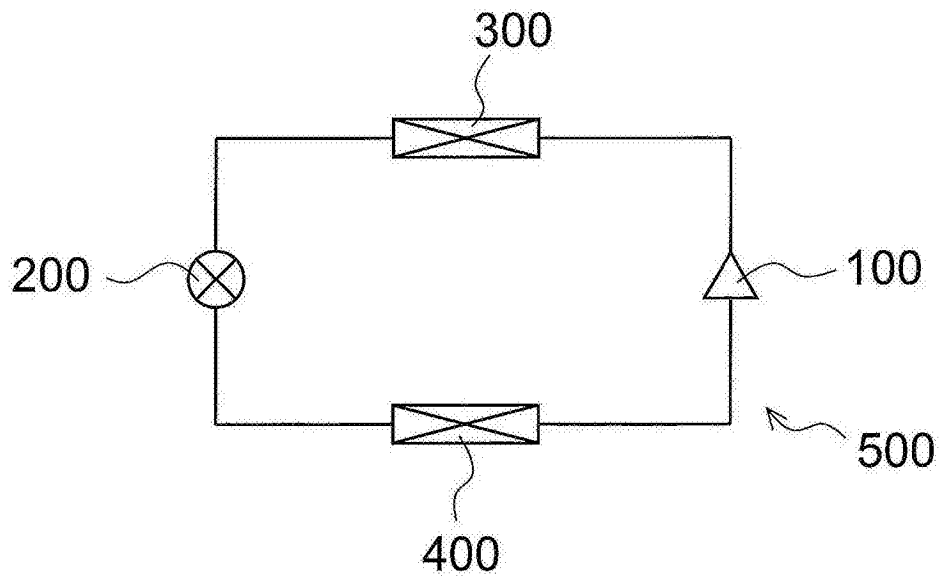


图 19

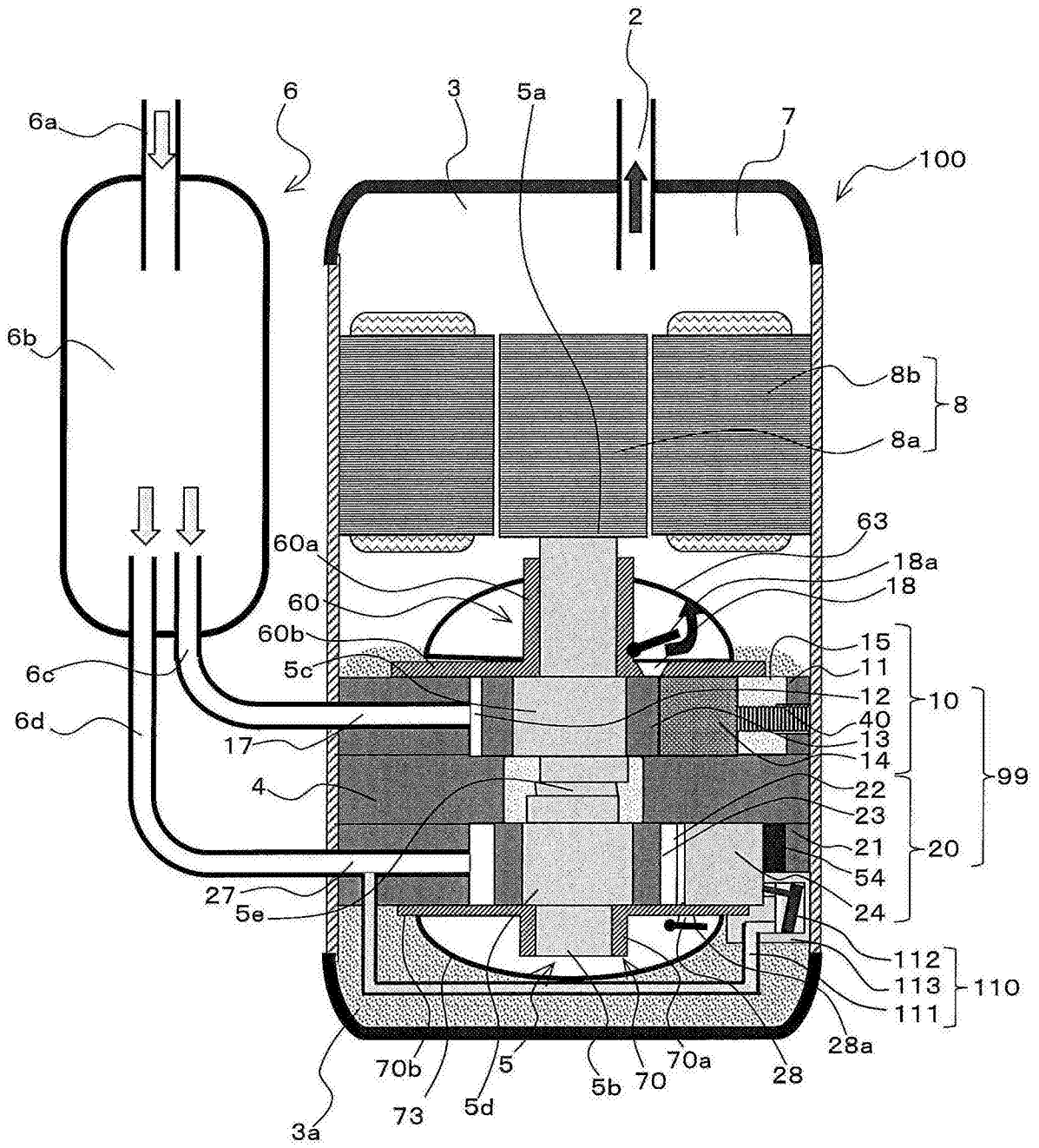


图 20

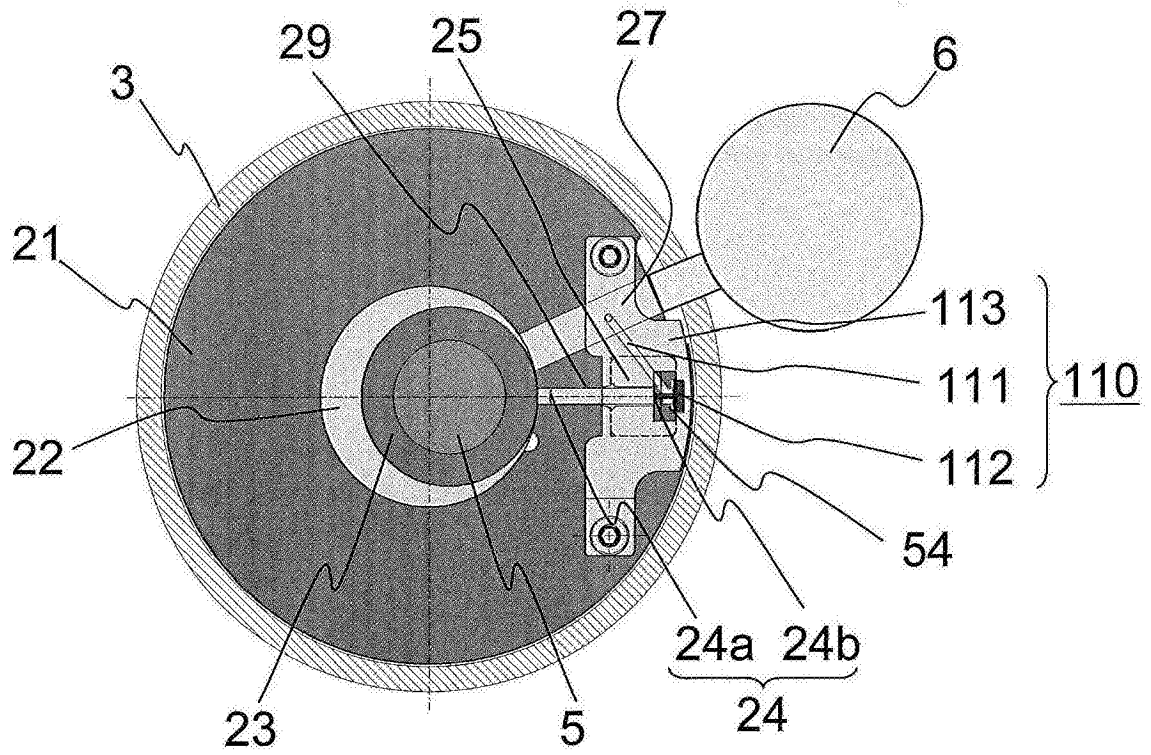


图 21

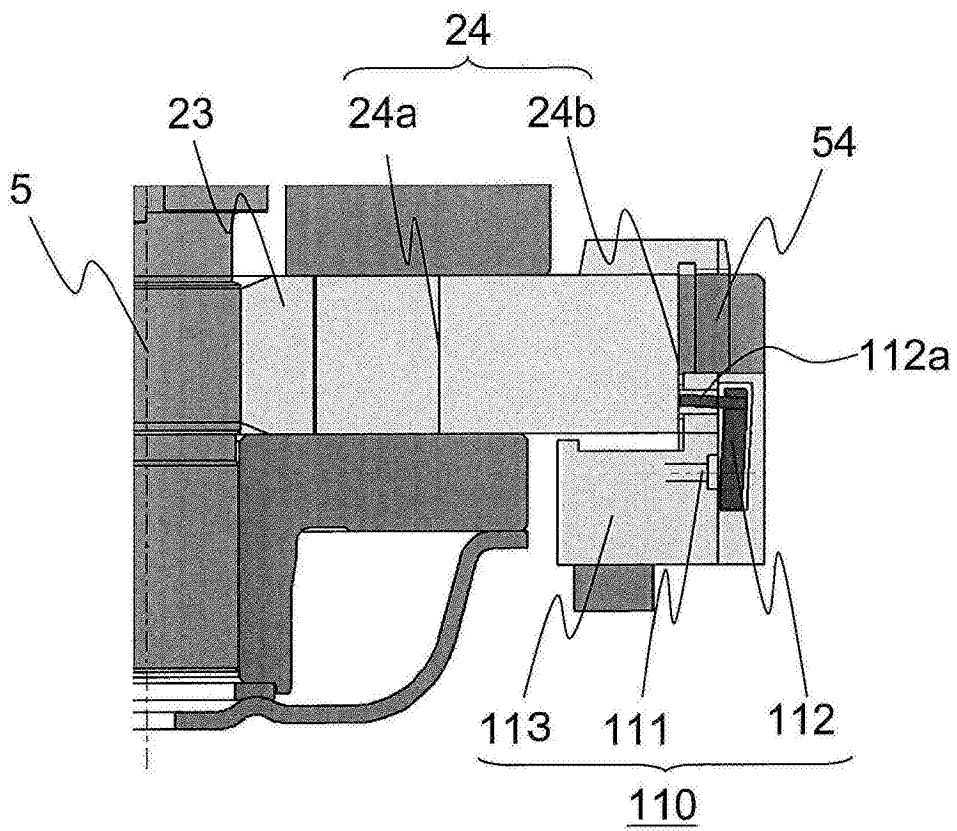


图 22

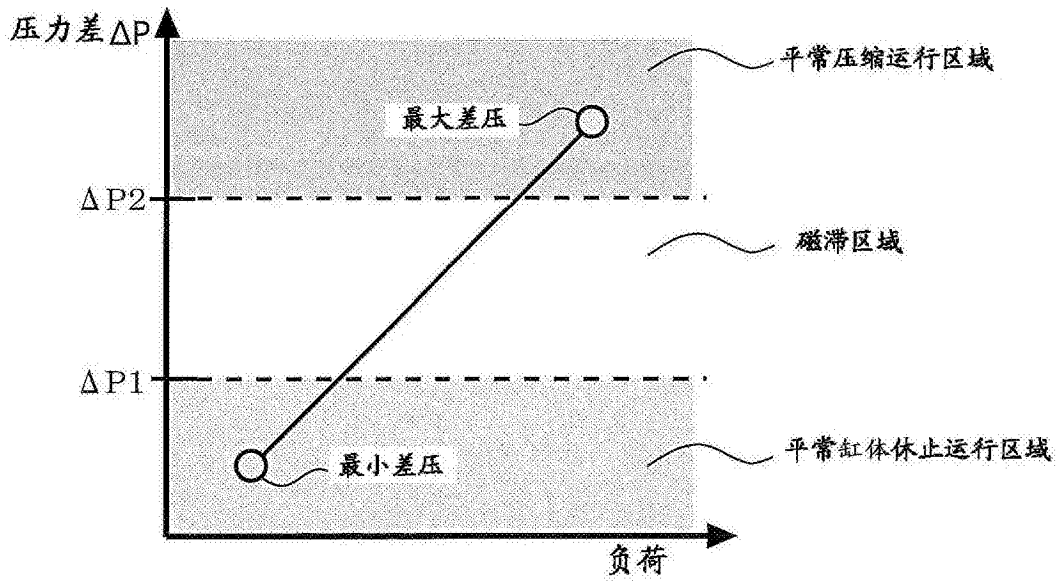


图 23

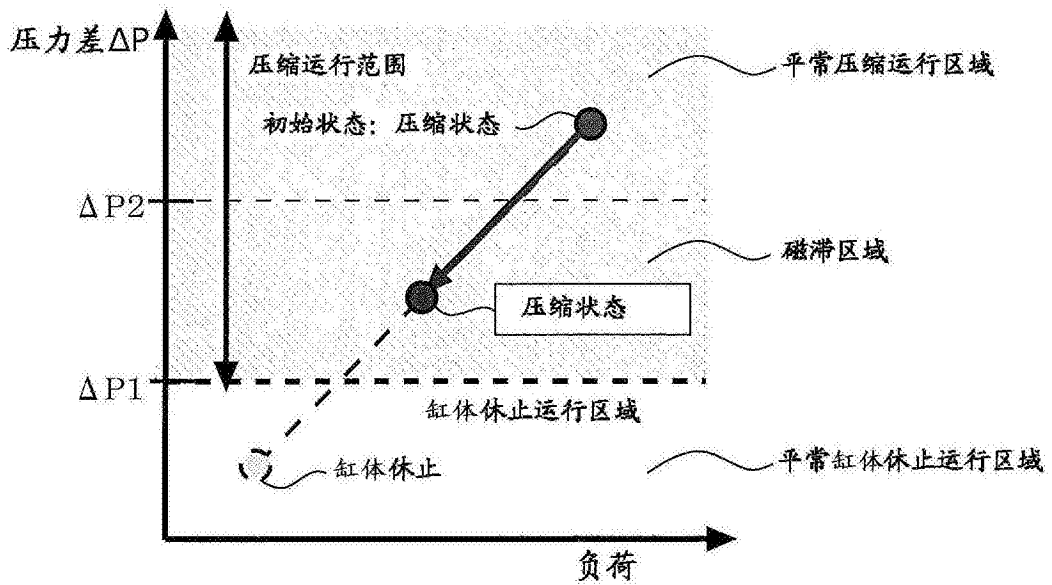


图 24

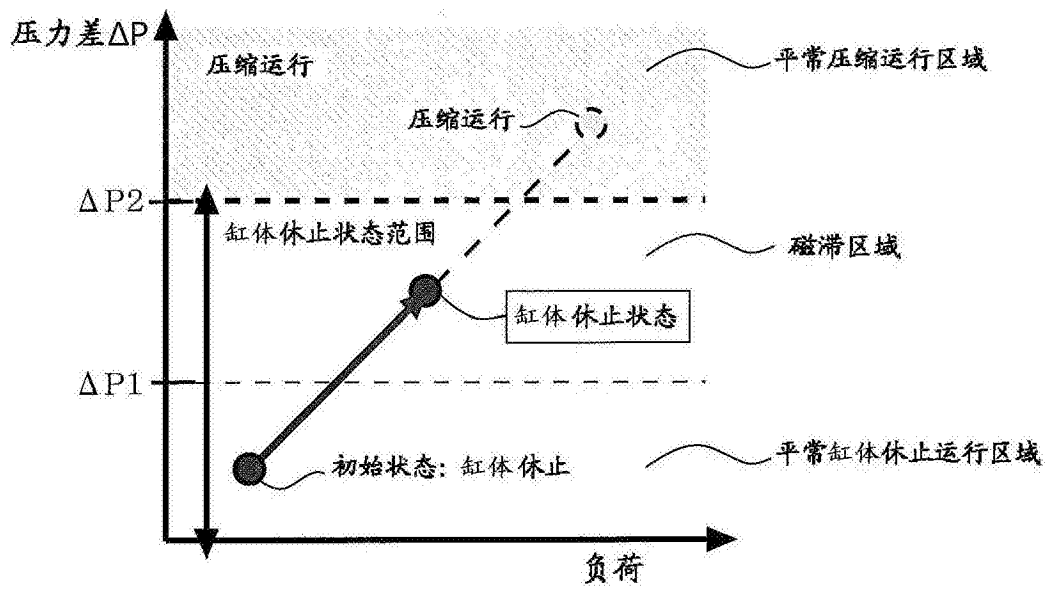


图 25

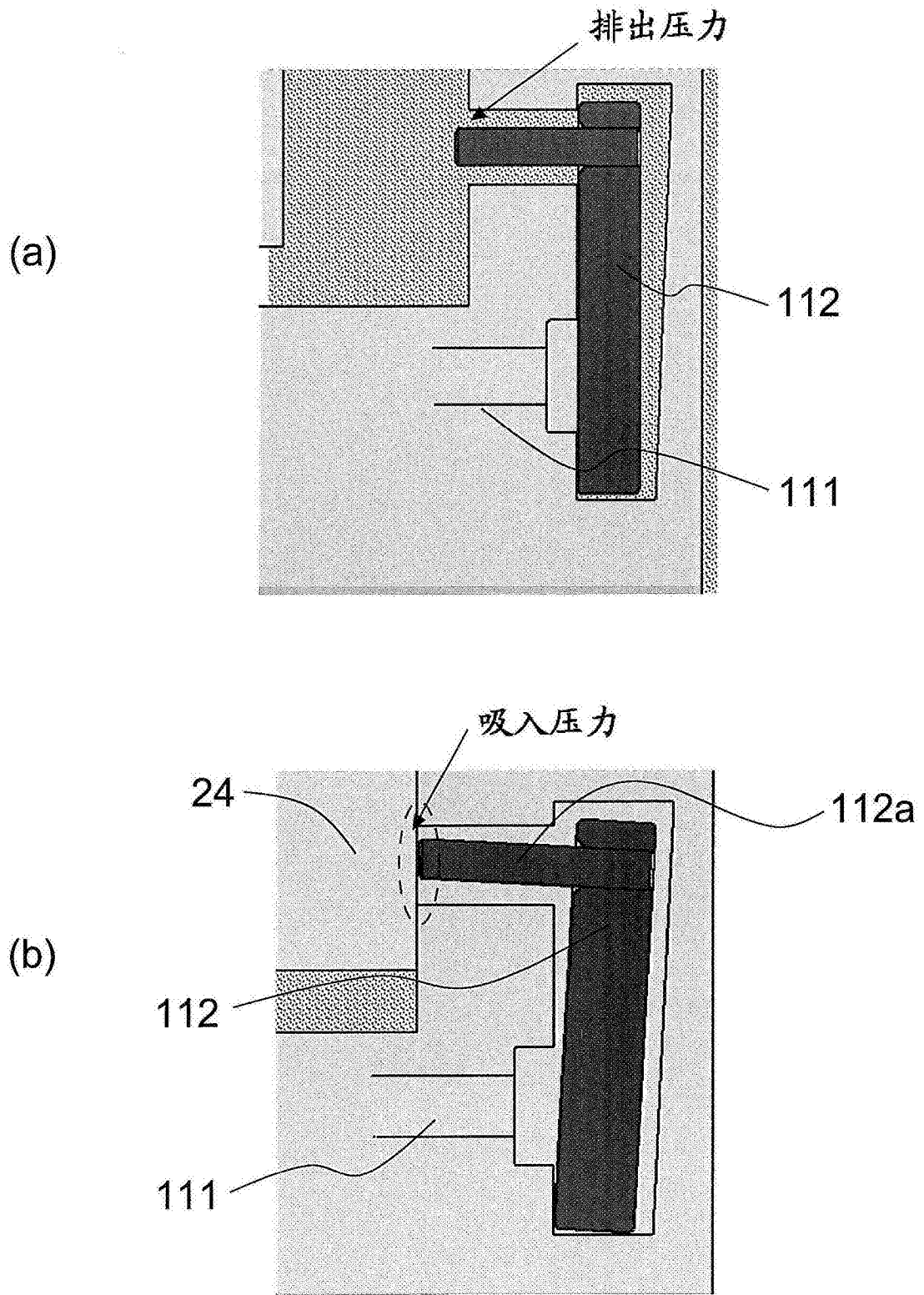


图 26

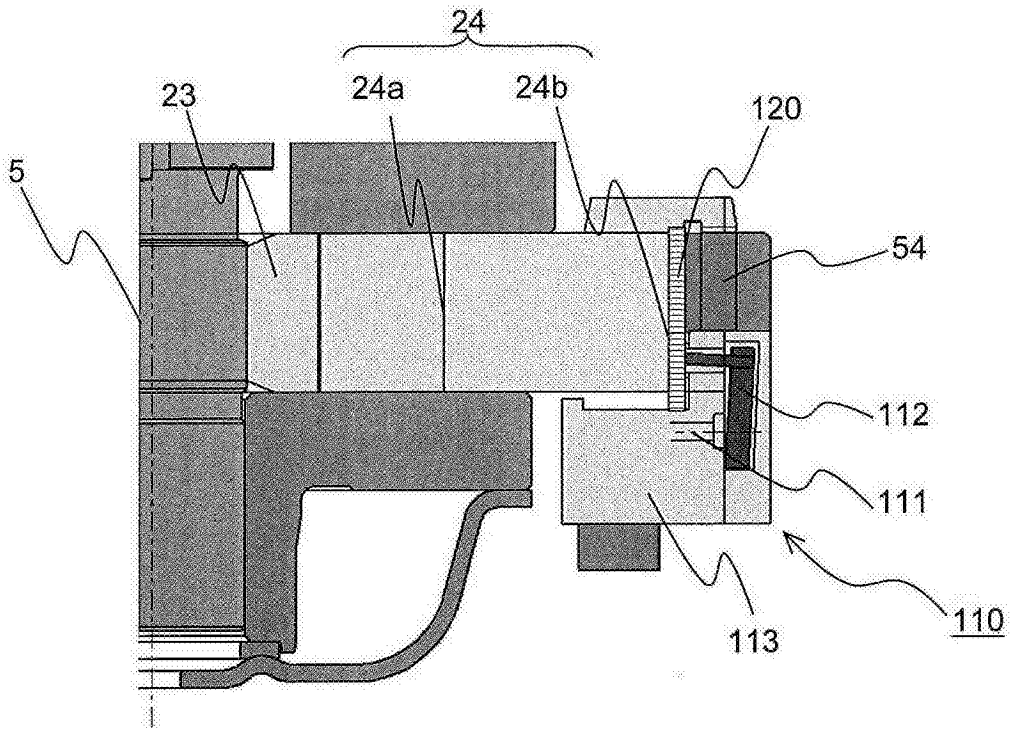


图 27

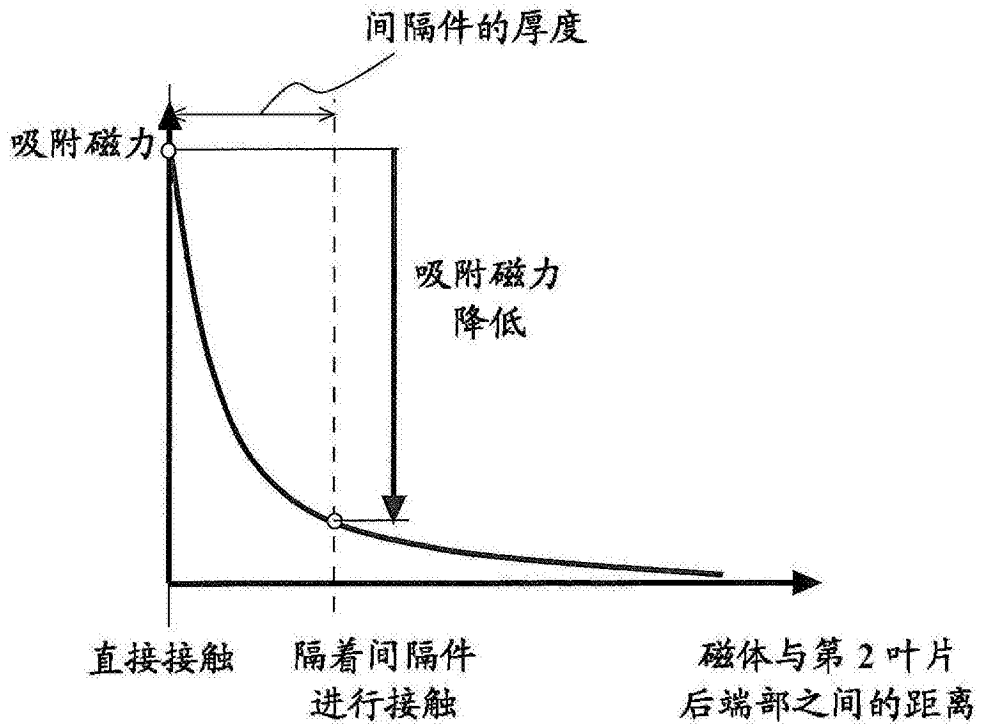


图 28

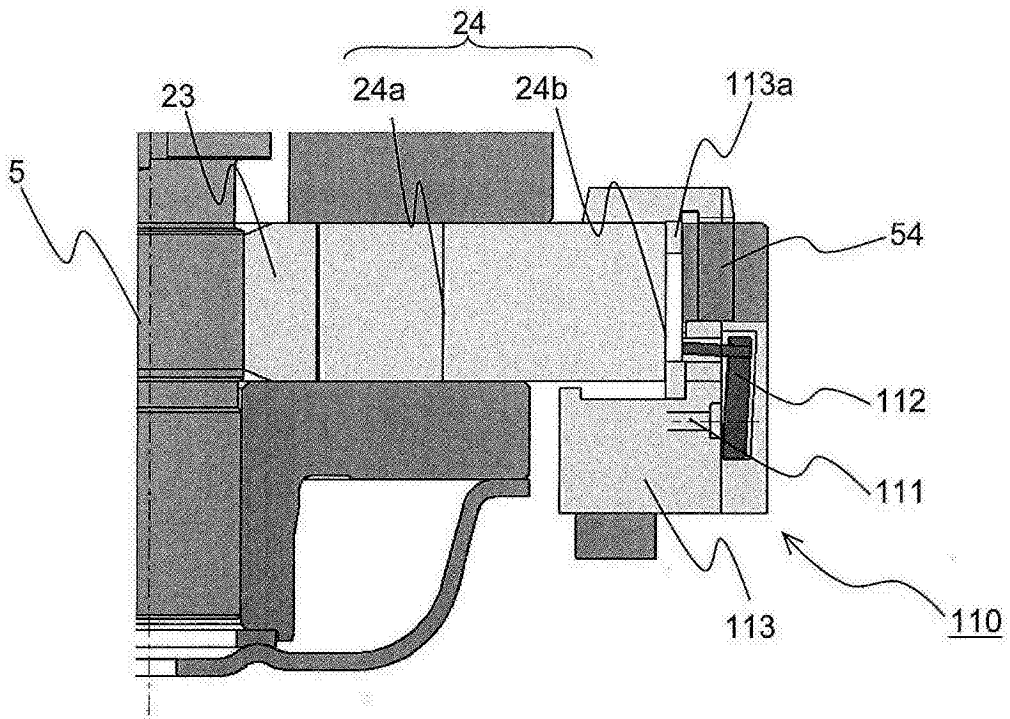


图 29