

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl⁷

F04C 29/02

F04C 29/10 F25B 49/02



[12] 发明专利申请公开说明书

[21] 申请号 03101402. X

[43] 公开日 2003 年 7 月 23 日

[11] 公开号 CN 1431402A

[22] 申请日 2003.1.7 [21] 申请号 03101402. X

[30] 优先权

[32] 2002. 1. 7 [33] JP [31] 000230/2002

[71] 申请人 株式会社日立制作所

地址 日本东京

[72] 发明人 远藤和广 石山明彦 香管我部弘胜
幸野雄

[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

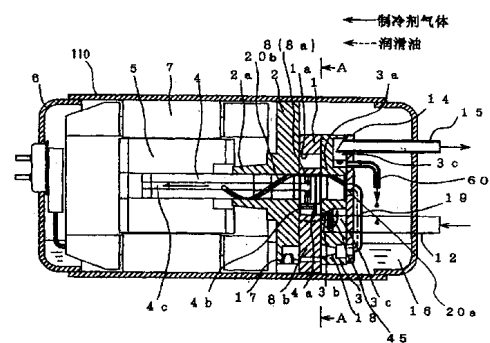
代理人 何腾云

权利要求书 2 页 说明书 25 页 附图 16 页

[54] 发明名称 密闭型压缩机及使用该压缩机的冷冻装置

[57] 摘要

本发明提供可使用碳氢化合物类制冷剂的、可靠性高的密闭型压缩机或冷冻装置。密封型压缩机具有密闭容器、收容于该密闭容器内的电动机部和气缸、贯通密闭容器连接到气缸并使作动流体经内部吸入到该气缸的吸入管、配置于气缸内对作动流体进行压缩的活塞、从气缸贯通密闭容器排出作动流体的排出管、使密闭容器内的空间的压力比吸入管内侧的压力高而比排出管内的压力低地进行调节的装置。



ISSN 1008-4274

1. 一种密闭型压缩机，具有：密闭容器、收容于该密闭容器内的电动机部、在内部具有对作动流体进行压缩的活塞的气缸、贯通上述密闭容器连接到上述气缸并将作动流体引导至该气缸的吸入管、贯通上述密闭容器从上述气缸为排出上述作动流体的排出管、以及使上述密闭容器内的压力比上述吸入管内侧的压力高而比上述排出管内的压力低地进行调节的调节部。

2. 根据权利要求1所述的密闭型压缩机，其中，在上述密闭容器内的压力比在上述吸入管内流动的作动流体的压力高出规定的大小时，上述调整部动作。

3. 根据权利要求1所述的密闭型压缩机，其中，具有由上述气缸、上述活塞、以及将它们闭塞的端板构成的作动室，当上述密闭容器内的压力比上述作动室内的规定压力高时，上述调整部动作。

4. 根据权利要求1所述的密闭型压缩机，其中，设置多个上述气缸，从一方的气缸排出的作动流体吸入到另一方的气缸时，上述调节部将上述密闭容器内的空间的压力调节到上述另一方的气缸的排出管内的压力与上述一方的气缸的吸入管内的压力之间。

5. 根据权利要求1所述的密闭型压缩机，其中，上述调节部具有连通上述密闭容器内的空间与上述吸入管内的通道、和配置到该通道上的阀。

6. 根据权利要求3所述的密闭型压缩机，其中，具有连通上述作动室内与上述密闭容器内的空间的通道、和设于上述作动室并与上述通道相连的开口部。

7. 根据权利要求6所述的密闭型压缩机，其中，当在上述作动室进行压缩工序时，上述开口部随着活塞的回转向上述作动室内开口。

8. 根据权利要求1所述的密闭型压缩机，其中，配置到上述气缸内、一体地具有与大体圆筒形的滚筒和板状的叶片的上述活塞，由上述电动机进行伴随着摆动的回转，从而压缩上述作动流体。

9. 一种冷冻装置，具有：密闭式压缩机、冷凝器、蒸发器、制冷剂管、及调整机构；该密闭式压缩机具有密闭容器、收容于该密闭容器内的电动机部、在内部具有对作动流体进行压缩的活塞的气缸、贯通上述密闭容器连接到上述气缸并将作动流体引导至上述气缸的吸入管、贯通上述密闭容器从上述气缸内排出作动流体的排出管、以及使上述密闭容器内的压力比上述吸入管的内侧的压力高而比上述排出管内的压力低地进行调节的调节部；该冷凝器使从上述排出管通过制冷剂管排出的作动流体冷凝；该蒸发器使液态制冷剂蒸发成气体；该制冷剂管使在该蒸发器中进行了热交换的作动流体流通到上述吸入管；该调整机构使上述密闭型压缩机的密闭容器内的压力比上述排出管内的压力低、比上述吸入管内的压力高。

10. 根据权利要求9所述的冷冻装置，其中，上述调整机构根据检测上述冷凝器或上述蒸发器的作动流体温度的温度传感器的检测结果，调整上述密闭容器内的压力。

密闭型压缩机及使用该压缩机的冷冻装置

技术领域

本发明涉及一种可使用碳氢化合物类制冷剂作为制冷循环的制冷剂的密闭型压缩机，以及设置了具有该密闭型压缩机的制冷循环的冰箱和空调机等冷冻装置。

背景技术

现有的在密闭容器内具有滚动活塞的压缩机中，将用于划分成将制冷剂气体吸入到气缸室内的低压室和对吸入的制冷剂气体进行压缩的高压室的叶片，接触于滚筒（滚动活塞）的外周，使滚筒回转，叶片在接触于滚筒的状态下反复往复运动。在这样的压缩机中，压缩后的制冷剂气体一时排出到密闭容器内的空间。该制冷剂气体设定为制冷循环的冷凝温度下的饱和压力即与排出气体压力接近的压力。

另一方面，近年来为了抑制全球气候变暖，开发了不使用被称为氟利昂的含氟氟烃等作为制冷剂的制冷循环和使用该制冷循环的冷冻、冷藏装置，该氟利昂难以分解，被认为会对臭氧层产生破坏。作为这样的脱氟利昂化的候补的制冷剂，可列举出丙烷（R290）和异丁烷（R600a）等碳氢化合物类制冷剂。

这些碳氢化合物类制冷剂由于作为其性质具有可燃性，所以，大量使用时暴发、爆炸的危险性较高。为了减小该危险性，最好尽可能地减小设备的制冷剂使用量。另外，这些制冷剂由于具有当润滑油的气氛压力越高时溶解于油中的制冷剂量增加越多的性质，所以，对于积存润滑油的压缩机的密闭容器内的压力一般设为较高的（例如与压缩机的排出气体压力相当程度的）压力、滚筒与叶片各成一体的滚动活塞型回转压缩机中，需要较多的制冷剂，使用这样的种类的制冷剂存在问题。

在这样的滚筒和叶片各成一体的滚动活塞式压缩机中，为了将叶

片推压到滚筒，由朝滚筒方向对叶片施加弹性力的弹簧的弹性力和供给到收容叶片的室的容器内的加上了高压的润滑油的压力，时常在从缸侧看时的叶片的背面侧加上高压。即使压缩机以高速回转，使叶片的惯性力增大，也可防止叶片前端从滚筒离开。另外，在上述那样的压缩机中，滚筒内侧成为与密闭容器内压力相同程度的压力。

在该场合，向包含对吸入制冷剂进行压缩的、由滚筒外周部和气缸内壁形成的吸入室和压缩室的空间，即作动室的供油从作动室外向该作动室内进行供油。具体地说，由于滚筒内侧为高压（与压缩机的排出气体压力为相同程度的压力），所以，供给到滚筒内侧的润滑油（冷冻机油）在滚筒内侧与工作室的差压的作用下通过滚筒与其轴承构件的滑动部之间的间隙漏入。即，储存在加了高压的密闭容器的润滑油从处于压力低的吸入压力下的作动室的一部分，即构成吸入室的微小间隙流入到气缸内，进行缸内的各部分的密封和润滑。

在希望减小制冷剂在润滑油的溶解量而使密闭容器内为低压（与压缩机的吸入气体压力相同程度的压力）的场合，滚筒内侧为低压，滚筒内侧压力比作为滚筒外侧的压缩室内的压力低（与吸入室大体相同）。因此，在这样的构成中，难以从滚筒内侧充分地由从滚筒内侧向压缩室、吸入室的差压充分地供油。

密闭容器内的空间的压力设定为比制冷剂的排出压力小的压力的滚动活塞型回转式压缩机的吸入室的供油技术，例如记载于日本特开平 6-213183 号公报（现有技术）。其中，设置一侧朝压缩单元的吸入部件部分的内部开口、另一端朝积存于密闭容器底部的油中开口的油毛细管。根据本构成，由伴随着压缩机的驱动发生于吸入部分的毛细管端部附近的负压产生与密闭容器内的压力差，由该差压通过毛细管向吸入部分供油。

上述现有技术未考虑在对应于冷冻负荷使压缩机的转速改变的系统中适用的方案。以下说明其理由。

即，当使压缩机的转速改变时，单位时间的排气量变化，吸入气体制冷剂的流速变化。此时，在上述现有技术中利用的负压可认为大

体与吸入气体制冷剂的流速的平方成比例。通过毛细管供给到吸入部分的油量也大体与吸入气体制冷剂的流速的平方成比例。

另一方面，如压力条件相同，则以下列举出的单位时间的压力差，即与从作动室的泄漏相关的吸入室与压缩室的压力差、吸入室与密闭容器的压力差及压缩室与密闭容器的压力差与压缩机的转速无关，分别相同，所以，密封作动室的滑动部间隙的润滑油的单位时间的供给量与压缩机转速无关，大体一定并且充分。

然而，当考虑到使用压缩机的实际的制冷循环时，随着压缩机的转速的增加，制冷循环的冷冻能力增加，所以，冷凝温度与蒸发温度的温度差增加。因此，压缩机的排出压力与吸入压力的压力差也增加，所以，由作动室的压力与密闭容器内的空间的压力差导致的泄漏量处于增大的方向，但压缩机转速的增加带来的制冷剂循环量的增加使绝对泄漏量较小，相对泄漏量对制冷剂循环量的影响小。

即，在考虑适用于实际的制冷循环的场合时，也可认为相对压缩机的转速的变动为了密封作动室的滑动部分所需要的润滑油的单位时间的供给量变化不大。

根据上述研究可知，对于上述现有技术，随着压缩机的转速的增减供给的润滑油的量变化较大，所以，可认为损害了压缩机的性能和可靠性。然而，对于该问题，未加以考虑。即，在上述现有技术中，未考虑到相应于转速适当地调节向压缩室内侧的供油。

例如，如使供油量与压缩机的某一转速对应，则当以比其低的速度回转时供油量不足，高速回转时供油量过大。如对应于低速的转速侧设定润滑油的供给量，则随着转速增大，润滑油的供给量变得过多。当对应于高速转速侧设定润滑油的供给量时，低转速区域下的供给量变得过低。

供油量不足使作动室的密封不足，气体制冷剂的泄漏量增大，压缩机的体积效率下降，同时，产生滑动部的直接接触产生的摩擦、磨损，压缩机的可靠性下降。供油量过大时，由比吸入气体的温度高的油加热吸入气体，比容积增大，降低体积效率。

另外，如上述那样，密闭容器内保持为高压的压缩机的气缸内壁与滚筒和叶片构成的作动室的供油，通过由滚筒内侧与作动室的差压使滚筒内侧的油通过滚筒滑动部的间隙漏入而进行。为此，向作动室的供油量随由运行条件决定的高压与作动室压力的差压或滑动部的间隙尺寸产生变化。另外，滑动部的间隙尺寸的下限因部件的表面粗糙度和机械加工精度等的制约而受到限制，所以，不可能控制成对成为性能最佳的所需最小限的油量。

为此，当希望防止上述构件的摩擦、磨损时，超出密封压缩室内所需要的油量过度地供给大量的油，由漏入到作动室内的大量的油量加热吸入气体，使比容积增大，降低体积效率，由大量的高温的油加热压缩过程的气体制冷剂，存在使整体绝热效率下降的问题。

另外，如使密闭容器内为更低的压力，则需要增大向作动室内的密封和滑动面供油的泄漏路径的密封距离。这样，使装置大型化，同时，不能充分地进行由差压导致的润滑油从间隙的流入，存在难以确保气缸滑动面的可靠性的问题。

发明内容

本发明的目的在于提供一种可使用碳氢化合物类制冷剂的可靠性高的密闭型压缩机或冷冻装置。

为了达到上述目的，压缩机具有密闭容器、收容于该密闭容器内的电动机部和气缸、贯通上述密闭容器连接到上述气缸并使上述作动流体经内部吸入到该气缸的吸入管、配置于上述气缸内对上述作动流体进行压缩的活塞、从上述气缸贯通上述密闭容器排出上述作动流体的排出管、使上述密闭容器内的空间的压力比上述吸入管内侧的压力高而比上述排出管内的压力低地进行调节的装置。

另外，为了达到上述目的，冷冻装置具有密闭式压缩机、冷凝器、蒸发器、及制冷剂管；该密闭式压缩机具有密闭容器、收容于该密闭容器内的电动机部和气缸、吸入管、活塞、排出管、及排出口；该吸入管贯通上述密闭容器，连接到上述气缸，并使上述作动流体经内部吸入到该气缸；该活塞配置于上述气缸内，与上述电动机的回转轴连

接地回转，对上述作动流体进行压缩；该排出管从上述气缸贯通上述密闭容器，排出上述作动流体；该排出口与该排出管连通，使上述气缸内的上述作动流体流出；该制冷剂管从上述排出管使上述作动流体流通到上述冷凝器，从上述蒸发器使上述作动流体流通到上述吸入管；其中，上述密闭容器内的空间的压力，被调节成从上述吸入管到上述排出口的上述作动流体的压力中的任一个。

附图说明

图 1 为示出本发明第一实施例的密闭型回转压缩机的大体构成的纵断面图。

图 2 为图 1 中的 A-A 横断面图。

图 3 为示出图 1 所示压缩机的压力调节装置的构造的纵断面图。

图 4 为示出图 1 所示压缩机的压力调节装置的另一例的构成的纵断面图。

图 5 为示出图 1 所示压缩机的容器内的压力和压缩室内的压力相对气缸回转角的变化所产生变化的图。

图 6 为示出本发明的第二实施例涉及的、具有将密闭容器内的压力设定得比吸入压力高而比排出压力低的压缩机的制冷循环的构成的示意图。

图 7 为示出使用图 6 的制冷循环的空调机的大体构成的图。

图 8 为示出对本发明第三实施例的压缩机的密闭容器内的压力进行调节的构成的断面图。

图 9 为说明图 8 所示连通孔的配置位置的图。

图 10 为说明图 8 所示连通孔的配置位置的图。

图 11 为示出本发明再另一实施例的压缩机的大体构造的纵断面图。

图 12 为示出本发明再另一实施例的压缩机的大体构造的纵断面图。

图 13 为示出图 12 所示压缩机的容器内的压力和压缩室内的压力相对气缸回转角的变化所产生变化的图。

图 14 为示出本发明再另一实施例的压缩机的大体构造的纵断面图、和连接了该压缩机的制冷循环的构成的示意图。

图 15 为示出使用图 14 的制冷循环的冰箱的大体构造的纵断面图。

图 16 为示出图 14 所示压缩机的容器内的压力和压缩室内的压力相对气缸回转角的变化所产生变化的图。

具体实施方式

下面，根据图 1-图 16 说明本发明的实施例。

(实施例 1)

图 1 示出用于制冷循环的横置型压缩机 110，在其密闭容器 6 内具有压缩机构部和电动机部。在本实施例中，压缩机为单缸，由在缸 1 内回转的活塞 8 压缩作为制冷循环的作动流体的制冷剂。

该压缩机的电动机部具有由热嵌等固定于密闭容器 6 内的定子 7 和安装于驱动轴 4 并在定子 7 的内侧回转的转子 5。

另外，压缩机部与上述电动机部的驱动轴 4 连接，由该驱动轴 4 的回转使配置于气缸 1 内的活塞（滚筒）8 沿气缸内周面 1a 回转并往复受到驱动。在本实施例中，大体形成为圆筒形的气缸 1 的内侧的活塞 8 具有活塞 8 的大体圆筒形的滚筒部 8a 和从该滚筒部 8a 的圆筒面与滚筒部 8a 一体延伸形成的板状叶片部 8b。在滚筒部 8a 的内周嵌入设于与驱动轴 4 的气缸 1 对应部分的偏心部 4a。滚筒部 8a 可绕驱动轴 4 的偏心部 4a 回转地构成。

如图 2 所示，在气缸 1 的圆筒状内周面 1a 的外侧，设置具有与该 1a 的中心轴大体平行的中心轴的圆筒状的孔部 1b 并使其一部分连通过到气缸内周面 1a。另外，在相对孔部 1b 的处于与气缸 1 的中心轴的相反侧（更外侧）具有同样地与孔部 1b 连通地设成圆筒状的孔部 1c。叶片部 8b 插入收容到将孔部 1b 和孔部 1c 相连形成的空间。在孔部 1b，夹入叶片部 8b 地组装可滑动地接触在叶片部 8b 的板状的平面部和孔部 1b 的内面的滑动构件 9。

在气缸 1 的两侧，与气缸 1 的外周构件连接地配置主轴承 2 和副轴承 3 这样的支承驱动轴的轴承构件，由轴承部 2a、3a 支承贯通气缸

1 的驱动轴 4。为此，使驱动轴 4 的中心轴与气缸 1 的内周面 1a 的中心轴一致地设置。

根据以上的构成，由电动机部的转子 5 的回转使驱动轴 4 回转，从而在气缸 1 内对活塞 8 进行回转驱动，气缸内周面 1a 和活塞 8 滑动（或维持微小间隙）地回转，进行相对运动。另外，如上述那样，叶片部 8b 配置在与气缸 1 连通地设置的孔部 1b 和孔部 1c 的内部，由随着驱动轴 4 的回转产生的活塞 8 的运动进行相对偏心部 4a 的中心轴向的往复运动。进行该往复运动时，使滑动构件 9 相对叶片部 8b 的往复动作和回转动作与其对应地支承叶片部 8b。由其运动使活塞 8 一边绕气缸 1 的内周面 1a 进行回转运动一边进行往复摆动。

叶片部 8b 与孔部 1b、1c（即作为这些叶片部 8b 往复、回转动作的空间的叶片室）之间的密封通过插入滑动构件 9、占有孔部 1b 与叶片部 8b 之间的空间而保持。这样，由气缸 1、活塞 8、主轴承 2、副轴承 3、滑动构件 9 形成作为密闭空间的压缩室 10 与作为制冷剂的吸入空间的吸入室 11，随着驱动轴 4 的回转反复使其容积增减。

制冷循环内部的制冷剂从贯通密闭容器 6 的吸入管 12 吸入到密闭容器 6 内。该吸入管 12 从密闭容器 6 外与内侧的压缩机构部连接，与容器外部的制冷剂管连接。经由吸入通道 13 进入到吸入室 11 后受到压缩。压缩后的制冷剂从形成于副轴承 3 的排出孔 3b 通过形成于该轴承的图中未示出的排出阀排出到由副轴承 3 和排出罩 14 形成的排出室 3c。此后，从贯通密闭容器 6 的排出管 15 排出到密闭容器 6 外。

这些制冷剂的吸入、排出随着活塞 8 的摆动而进行。即，制冷剂的吸入通过使活塞 8 绕驱动轴 4 回转（摆动）一次、增大吸入室 11 的容积而进行。然后，通过使活塞 8 绕驱动轴 4 回转（摆动），使得由活塞 8 的外周、气缸的内周面 1a、主轴承 2、副轴承 3、及滑动构件 9 分隔的密闭空间的容积减少，所以，成为该空间内的制冷剂受到压缩的压缩室 10。通过减少压缩室 10 的容积，使得室内的制冷剂受到压缩并从排出孔 3b 排出。

在本实施例中，使一体形成活塞 8 的滚筒部 8a 与叶片部 8b 的活

塞 8 摆动。在滚筒部和叶片部分别形成的场合，需要由高压将叶片推压到滚筒部以确保压缩室的密封，所以，过去使容器内的压力更高，以高压将润滑油槽 16 内的润滑油供给到叶片室等。而在这样构成的本实施例中，没有这样的必要，可使压缩机的密闭容器 6 内为相对较低压力。

排出室 3c 通过改变流路断面积，作为消声器起作用，同时，还作为由流路的方向变换分离油与气体制冷剂的油分离器起作用。也可在排出室中放入金属网或钢丝棉，使得更易于捕捉油滴。分离并积存于排出室内的凹部的油通过毛细管 60 返回到密闭容器底部。

下面说明本实施例的润滑油的供油的构成。

在本实施例中，向压缩机构和驱动轴的供油由叶片部 8b 的运动在润滑油施加压力而进行。如上述那样，叶片部 8b 的前端在孔部 1c 内运动，活塞 8 的摆动运动与叶片部 8b 不干涉地构成。

孔部 1c 浸入到密闭容器 6 内的润滑油槽 16，孔部 1c 位于油面下。该孔部 1c 的一方侧连通到吸入口 17 和吸入的油流往孔部 1c 侧的油通道。另外，另一方侧与油排出口 18 和排出的油通过的油通道连通。由叶片部 8b 的运动从吸入口 17 朝孔部 1c 的方向吸入润滑油 16。另外，孔部 1c 内的润滑油经过油通道从排出口 18 挤出到供油管 19 的方向。此时，吸入口 17 和排出口 18 分别在从润滑油槽 16 到孔部 1c 的方向、从孔部 1c 到供油管 19 的方向减通道面积地形成，起到所谓的流体二极管的作用。

为此，由叶片部 8b 的运动使孔部 1c 内的润滑油不易朝润滑油槽 16 方向流动地形成，易于朝供油管 19 方向流动地形成。润滑油从供油管 19 流入到驱动轴 4 的轴端侧。然后，从形成在由副轴承 3 支承的驱动轴 4 的部分的螺旋槽 20a 流入到活塞滚筒部 8a 内的轴承部(偏心部)。然后，流入到形成于驱动轴 4 表面的由主轴承 2 支承的部分的螺旋槽 20b。

另外，流入到滚筒部 8a 内侧的润滑油对驱动轴 4 和滚筒部 8a 内的轴承部的表面进行润滑地流向电动机部侧。这样，将润滑油供给到

驱动轴 4 和活塞 8、气缸 1 的回转部分。然后，供给到螺旋槽 20b 的润滑油从主轴承 2 侧的螺旋槽 20b 的端部流出到密闭容器 6 内，对电动机部的转子 5、定子 7 进行冷却，返回到润滑油 16。

另外，气缸 1 内的制冷剂气体有时从活塞 8 与气缸 1 的间隙流入到滚筒部 8a 的内侧，然后流入到活塞的滚筒部 8a 与偏心部 4a 的滑动面。此时，如在滑动面存在气体，则滚筒部 8a 与驱动轴 4 易于产生粘着，所以，需要使气体逸走。

在本实施例中，在驱动轴 4 内形成从偏心部 4a 连通到驱动轴 4 的端部的透气孔 4b、4c。滑动面上的润滑油与制冷剂气体由驱动轴 4 的回转的离心力的作用，分离成比重相对较小的制冷剂气体和较大的润滑油，制冷剂气体流入到驱动轴 4 的内部侧，通过通气孔流出到密闭容器 6 内。

另外，除了来自通气孔 4b、4c 的制冷剂气体外，由构成压缩室的部件间的间隙漏出的气体制冷剂使密闭容器 6 内的压力上升得比吸入管 12 内的压力高。

下面，说明本实施例的向作动室内的供油。在本实施例中，设置了使吸入管 12 内的压力与密闭容器 6 内的压力产生规定的大小的差的装置。即，在本实施例中，设置有使由气缸内侧壁与活塞（滚筒和叶片）构成的作动室的吸入压力与容器内的空间的压力产生差别的装置。

图 3 为本发明的使吸入管内压力与密闭容器内压力间产生差别的装置的差压阀的构造图。在该图中，阀 51 为闭塞设于排出罩 14 的开口地配置的阀。该阀 51 设于副轴承 3 内，设在与上述开口部连通的阀室 50 内。另外，阀 51 由在阀室 50 内的保持架 54 定位的螺旋弹簧 52 朝闭塞开口的方向施加推压力。

另外，连通阀室 50 与吸入管 12 内地形成连通道 53。阀室 50 使制冷剂流动方向的断面积比连通道大地设置，减小吸入管 12 内的制冷剂的流动速度的影响地构成。

螺旋弹簧 52 产生的推压力如图所示那样为 $F_k + F_s$ (F_k : 弹簧力, F_s : 由阀室 50 内的气体加到阀 51 的力) 的大小，如果由密闭容器 6

内的压力 P_i 作用到连通排出罩 14 与阀室 50 的通道的开口部(面积 A) 的力 F_g 不比 F_k+F_s 大, 则阀 51 保持关闭状态。如 $F_g > F_k+F_s$, 则阀 51 被推开, 连通密闭容器 6 内与阀室 50 内, 因此, 连通吸入管 12 与密闭容器 6 内。

当密闭容器 6 内的压力超过规定的值 P_i 时, 阀 51 打开, 与打开压力低的吸入管 12 内连通, 可再次使容器内的压力为 P_i 。这样, 本实施例的压缩机在密闭容器 6 内的压力与吸入管 12 内的压力之间设定压力差, 将密闭容器内的压力调节成比吸入管内的压力(吸入气体的压力)高但比排出管内的压力(排出气体压力)低的压力。

图 4 为示出差压阀的另一构造的断面图。该图为用于形成图 3 所示压力的装置的变型例, 图 3 所示例子使用螺旋弹簧 52 和阀 51, 而图 4 所示例子使用板簧 51'。在图 4 的例子中, 也由板簧在板簧 51' 施加 F_k+F_s 的推压力, 当密闭容器 6 内的压力 P_i 产生的力 $F_g > F_k+F_s$ 时, 板簧被推开到阀室 50 侧, 通过阀室 50 和连通道 53 将吸入管 12 内与密闭容器 6 内连通。

这样, 在本实施例中, 密闭容器内压力由上述阀装置的作用成为比吸入管内压力高出规定值的中间的压力。

在上述实施例中, 连接阀室 50 与密闭容器 6 内形成通道, 设置调节阀室 50 内与容器内之间的气体流动的装置。作为这些装置, 设置在阀室 50 内动作的阀 51、51'。另外, 压力的差的大小可根据例如对阀施加弹性力的螺旋弹簧 52 和板簧 51' 的强度、刚性及连通形成于排出罩 14 的阀室 50 内与密闭容器 6 内的空间的上述通道的面积 A 调节成任意的大小。另外, 从容器内的空间到达吸入管的气体制冷剂流动的路径的形状, 也通过在路径上设置存储气体的中间室、在流动方向上使断面积改变等适当地选择, 可与装置要求的规格和压力等对应。

图 5 示出滚筒内侧的油通过滚筒滑动部的间隙漏入到作动室时的与其供给量相关的密闭容器压力与作动室的压力差。如关注某一瞬间吸入的气体, 则回转式压缩机在曲柄一次回转进行吸入行程, 在余下的一次回转进行压缩行程和排出行程。当使曲柄的回转角 360° 为压缩

行程开始（吸入行程结束）的曲柄回转角度时，回转角 0° 表示吸入行程开始，回转角 720° 表示排出行程结束。

实线示出吸入室和压缩室的压力，虚线示出密闭容器压力，斜线部示出其压力差。这里的条件为制冷剂 R134a、吸入压力 101kPa、排出压力 837kPa 的冰箱用压缩机的条件。在本实施例的图 5 (a) 中，例如成为中间压力的密闭容器压力相对吸入压力形成约高出 100kPa 的差压地设定差压阀。成为高压密闭容器的现有例的图 5 (b) 与图 5 (a) 相比，显示差压的斜线部的面积较大。在高压密闭容器，过度地供给大量的油，压缩机性能（体积效率、总绝热效率）下降。在本实施例中，通过适当地设定差压，可调节成对性能有利的油量。即，在密闭容器内大体成为排压力的现有回转式压缩机中，在压缩室成为排出压力之前，从滚筒部 8a 向作动室内供给冷冻机油。然而，当密闭容器内成为适当的中间压力时，压缩室内的压力比中间压力高时，从滚筒部 8a 向压缩室的冷冻机油的供给减少，相反，冷冻机油可能向滚筒部 8a 移动。

如上述那样，根据装置的规格将吸入压力与密闭容器内压力保持为设定的任意的差，减少压缩机的转速变动导致的向作动室的供油量的变化，与气体制冷剂一起从压缩室排出的油量的由压缩机转速的变化导致的变动也受到抑制。因此，应由作为油分离器起作用的排出室 3c 分离的油也与压缩机转速无关地在单位时间内大体为一定。

实际的冰箱一般尽可能将箱内温度保持一定地运行，周围温度也为室温，所以，运行过程的压缩机的压力条件很少产生大的变化。因此，将由排出室 3c 分离了的油返回到密闭容器 6 底部的毛细管 60 两端的排出室 3c 内与密闭容器 6 内的压力差也不会产生大的变化，所以，通过适当地设定本实施例的毛细管 60 的节流量，可与压缩机的转速等运行条件无关地将与供给到作动室的油量大体相同的油量返回到密闭容器 6 的底部。因此，可减轻由于向作动室的油的供给量和向密闭容器的底部的油返回量的不平衡导致的在密闭容器的底部积存的油不足、滑动部的供油量不足导致的粘着、损伤等使得压缩机、冰箱的可

靠性受到损害的程度。

这样，通过将吸入压力和密闭容器内的压力保持为规定的值，可随着压缩机转速的变化使供给到作动室的单位时间的供油量的变动为最佳状态，另外，可使供给量减少，接近所需的最小量，所以，可抑制过去因过度供给润滑油产生的性能和可靠性的下降。

另外，通过抑制向作动室供油量的变动，与气体制冷剂一起从压缩室排出的油的单位时间的变动也减小。为此，从油分离器单位时间的回油量的变动也减小，用于回油的节流的设计变得容易。

另外，由于将密闭容器内压力设为在吸入压力加上规定差压后获得的压力，所以，可减小制冷剂向润滑油的溶解量，因此，对使用碳氢化合物类制冷剂的制冷循环有利。

(实施例 2)

下面，根据图 6、图 7 说明本发明的另一实施例。本实施例根据制冷循环的信息调节差压阀，形成对制冷循环的运行条件最佳的密闭容器内压力。压缩机的基本构造与第一实施例所示图 1、图 2 相同，所以，相同部分采用相同符号，省略其说明。

在图 6 中，压缩机 110a 具有用于调节吸入管 12 内与密闭容器 6 内的压力差的压力调整阀 70 和压力调整管 71，当压力调整阀 70 打开时，连通吸入管 12 与密闭容器 6，当压力调整阀 70 关闭时，闭塞吸入管 12 和密闭容器 6。

包含于受到压缩的气体制冷剂的油的分离与实施例 1 不同，由油分离器 73 进行。油分离器 73 具有安装了流入管 73a、气体流出管 73b、油流出管 73c 的容器，使从流入管 73a 流入的气体制冷剂旋转到容器内，由密度差从气体分离油。气体制冷剂从气体流出管 73b 流出，油在容器内积存规定量时，由浮子 75 的作用将针阀 74 打开，从油流出管 73c 流出，通过安装于压缩机的密闭容器 6 的回油管 72 返回到密闭容器 6 内。

切换冷气和暖气运行的四通阀 76、室外热交换器 77、室内热交换器 78、膨胀阀 79、及连接配管 80a、80b 构成冷气和暖气运行的制冷

循环地连接。风扇 81、82 分别为室外和室内扇。

图 7 为使用图 6 的制冷循环的空调机的示意图。在建筑物 150 的内侧设置室内机 112，在外侧设置室外机 113。在室内机 112 内装室内热交换器 78、风扇 82 等。另外，在室外机 113 中内装压缩机 110a、室外热交换器 77、风扇 81 等。

室温传感器 120、室内热交换器温度传感器 121、外气温度传感器 122、室外热交换器温度传感器 123、压缩机表面温度传感器 124、及密闭容器内压力传感器 125 用于检测各部的温度和压力。另外，对室内侧控制装置 130a、室外侧控制装置 130b、及风扇和压缩机的转速进行控制和驱动的作为转速控制装置的变频器 131、132、133 进行分别对应的各部分的控制。

控制装置 130a、130b 检测来自遥控器 140 的设定室温、设定风量的指令，根据与室温传感器 120 的偏差等，向阀 76、79、变频器 131~133 发出指令。

通过将热交换器 77、78 中成为蒸发器的热交换器的温度传感器的温度假定为制冷剂的饱和温度，求出与其对应的饱和压力，从其减去从热交换器到压缩机吸入管的配管的压力损失，从而求出压缩机运行时的吸入压力另外，通过将热交换器 77、78 中成为蒸发器的热交换器的温度传感器的温度假定为制冷剂的饱和温度，求出与其对应的饱和压力，再加上从压缩机排出管到热交换器为止的配管的压力损失，从而求得排出压力。由于配管压力损失与气体密度、流速等有关，所以也可作为饱和压力、压缩机转速等的函数。这些计算由控制装置进行。

变频器驱动式的空调机对应于与室内外的空气温差相关的热负荷运行，所以，比起箱内温度与周围温度的变动小的冰箱的场合，压缩机的排出压力与吸入压力变化较大。因此，用于封住排出压力与吸入压力的压力差相关的作动室泄漏所需要的油量随运行条件产生较大的变动。作动室的密封保持所用的油在滚筒内侧与密闭容器内压力大体相等，所以，滚筒内侧的油在滚筒内侧与作动室的差压作用下通过滚筒滑动部的间隙漏入而进行。

在本实施例中，于是，通过对应于运行条件适当地调节密闭容器内压力，可进行对性能有利的量的供油。另外，预先将例如应设定的“密闭容器内压力与吸入压力的压力差”作为“排出压力与吸入压力的差”和“压缩机转速”的函数或数据存储起来，控制装置 130a、130b 如前面说明的那样根据热交换器温度传感器 121、123 的检测值等计算出的吸入压力、排出压力、及压缩机的转速向作为压缩调节装置的压力调整阀 70 发出指令，调节动作，使其成为所期望的密闭容器内的压力（由压力传感器 125 检测）。

这些存储装置安装于控制装置 130a、130b 内可拆下和更换，也可使用与不同条件、机种对应的存储装置和控制装置。另外，存储的数据作为各数据的组合存储，也可作为上述函数存储，使用检测出的规定的数据在控制装置内计算压力调整装置的动作量，将其作为指令发出。

根据以上的构成和作用，可适当地调节随运行条件不同的向作动室的供油量地供给，减少压缩机的转速的变动导致的供油量的变动，抑制过度的供油导致的性能下降和供油量的不足导致的可靠性的下降。

（实施例 3）

下面，参照图 8、图 9、图 10、以及图 1、2 说明本发明的另一实施例。

本实施例的特征在于，在压缩机的一次回转过程中的一定区间设置连通压缩单元的压缩室与密闭容器内的孔，代替第一实施例的图 3、图 4 所示的差压阀。压缩机的基本构造与第一实施例所示图 1、图 2 相同，省略其说明。

在日本特开昭 55-107093 号公报中公开了一种这样的例子，该例子在涡卷压缩机中通过设置使压缩机部与密闭容器内连通的开孔，将密闭容器内形成为吸入压力与排出压力的中间压力，与本实施例的回转式压缩机的目的和作用不同。在上述公报的涡卷压缩机中，通过使密闭容器内压力为中间压力，作用与作用于旋转涡卷构件的轴向力相

反方向的推压力。另外，在上述公报的涡卷压缩机中，由毛细管连接密闭容器的底部与吸入管，由密闭容器内压力（中间压力）与吸入压力的差压从吸入管向压缩机部供油。另一方面，在本实施例的回转式压缩机中，通过滚筒滑动部间隙向作动室供油。

在图 8 中，孔 100 开设于压缩单元的主轴承侧的端板，为与密闭容器内空间连通的孔。孔 100 按回转角 540° (180°) 和其近旁的回转角与压缩室连通，在其它区间，由滚筒端面闭塞。该孔 100 与制冷剂气体的排出孔分别设置，可在压缩工序的任意的时刻、时间连通缸内的作动室内与密闭容器内的空间。

压缩室压力 P_c 为吸入压力 P_s 的 $(V_c/V_s)k$ 倍 (V_s : 排除容积, V_c : 压缩室容积, k : 绝热指数), 例如在 R134a 的场合, 如冰箱的压缩机吸入压力为 101kPa, 则回转角 540° 的压缩室压力约为 230kPa (参照图 5)。因此, 仅在回转角 540° 和其近旁的回转角连通压缩室内与密闭容器内的空间, 从而在在回转角 540° 和其近旁的回转角的压缩室压力与密闭容器内压力产生差压时, 气体通过连通孔 100 来到, 在稳定状态下, 可将密闭容器内压力保持在比吸入压力约高 130kPa 的压力。这样, 与实施例 1 同样, 可由差压向作动室供油。

下面, 参照图 9、图 10 说明连通孔 100 的配置位置。在这里, 说明在回转角 $495^\circ \sim 585^\circ$ 的范围连通压缩室与密闭容器内空间的场合。图 9 (a) 的斜线部示出由在回转角 $0^\circ \sim 360^\circ$ 的范围形成的吸入室 (吸入工序) 的区域及在回转角 $360^\circ \sim 495^\circ$ 的范围形成的压缩室 (压缩、排出工序) 的区域。该区域包括由气缸内周、以 (活塞滚筒部外半径-偏心量) 作为半径的圆 (由虚线示出的圆周部分)、回转角 495° 处的活塞滚筒部外周、及活塞的其它轨迹围住的区域构成。图 9 (b) 的斜线部示出在回转角 $495^\circ \sim 585^\circ$ 的范围形成的压缩室的区域。该区域包括由缸内周、回转角 495° 处的活塞滚筒部外周、以 (活塞滚筒部外半径-偏心量) 为半径的圆 (以虚线示出的圆周部分)、及叶片部等围住的区域。另外, 图 9 (c) 的斜线部示出在回转角 $585^\circ \sim 720^\circ$ (0°) 的范围形成的压缩室的区域。该区域包括由气缸内周、回转角 585° 处的活塞

滚筒部外周、及叶片部等围住的区域。

为了仅在回转角 $495^{\circ} \sim 585^{\circ}$ 的区间连通压缩室与密闭容器内空间，可在图 9 (b) 的斜线部中的不与 (a) 和 (c) 的斜线部相交的部分的主轴承侧端板部设置连通孔。该区域在图 10 中由斜线示出。

该区域包括由以 (活塞滚筒部外部半径-偏心量) 为半径的圆 (由虚线示出的圆周部分)、回转角 $495^{\circ} \sim 540^{\circ}$ 的滚筒·叶片连接部的轨迹、回转角 495° 处的活塞滚筒部外周等围住的区域。相当于以 (活塞滚筒部外半径-偏心量) 为半径的圆的内侧相当的主轴承端板部不时常与压缩室连通，所以，也可在包含该部分的斜线部如图所示那样设置连通孔 100。另外，孔 100 的形状与图 3、4 同样地对应于求出的规格和压力的大小任意地具有长度和断面积等形状。

在本实施例中，在压力上升的压缩工序，通过将仅在规定时间内、回转角之间连通压缩室与容器内的通道的开口设置到气缸的内侧壁面上，可使容器内压力比吸入压力高任意的大小，或设定得比排出压力低。由同样的构成，在从制冷剂的吸入到压缩、排出的工序的活塞滚筒的任意的位置、间隔，连通作动室内与密闭容器内的空间，使制冷剂气体流通，从而可将密闭容器内设定为从吸入到排出的任意的压力。这样，根据吸入压力、排出压力产生的所期望的压力差，可适当地调节向作动室内供给润滑油的量。

在本实施例中，作为将压缩机的密闭容器内压力保持为中间压力的机构，在主轴承端板设置连通孔，所以，与实施例 1 的差压阀相比，可实现低成本化。

(实施例 4)

下面，参照图 11 说明本发明的另一实施例。

图 11 为本发明第四实施例的压缩机的纵断面图，压缩机为滚动活塞型双缸回转式压缩机。在直到实施例 3 的实施例中，使用滚动活塞的压缩机为滚筒部与叶片部成一体的构成，这些实施例与本实施例的不同点在于，气缸内的活塞由滚筒部与叶片部由分开的部件构成。

图 11 示出用于制冷循环的横置式压缩机 110b，在该密闭容器 6

内具有压缩机构部和电动机部。在本实施例中，压缩机为双缸，由在气缸 22a、22b 内回转的滚筒活塞 27a、b 对制冷循环的制冷剂进行压缩。压缩机构部与电动机部的驱动轴 4 连接，由该驱动轴 4 的回转使配置于缸内的活塞（滚筒）27a、b 沿内周面 22c、d 回转，受到往复驱动，这一点与上述实施例相同。

另外，在本实施例中，也将滚筒活塞 27a、b 的内周侧嵌入到设在驱动轴 4 上的与气缸对应的部分的偏心部 26a、b。滚筒活塞 27a、b 可绕驱动轴 4 的偏心部 4a 回转地构成。

如图 11 所示，叶片部 28a、b 收容组装到在气缸 22a、b 外侧与其连通地设置的叶片室，从与滚筒活塞 27a、b 相反侧由各弹簧 29a、b 施加弹性力，推压到滚筒。另外，与上述实施例同样，在气缸的两侧与气缸的外周构件连接地配置主轴承 24 和副轴承 25 这样的支承驱动轴的轴承构件，由轴承部 24a、25a 支承贯通气缸 22a、b 内的驱动轴 26。为此，使驱动轴 26 的中心轴与气缸 22a、b 的圆筒状的内周面 22c、d 的中心轴一致地设置，随着驱动轴 4 的回转，使在气缸 1 内受到回转驱动的滚筒活塞 27a、b 与内周面滑动（或维持微小间隙）地回转，进行相对运动，同时，叶片部 28a、b 在维持朝与气缸连通地设置的滚筒的径向（驱动轴 26 方向）被推压到滚筒的状态进行往复运动。当进行该往复运动时，叶片在被推压到滚筒的接触面上相对滚筒的径向移动进行滑动。这样，由这些构成形成作为密闭空间的压缩室与制冷剂的吸入空间的吸入室，随着驱动轴的回转，使其容积反复增减。

在本实施例的构成中，在具有压缩气的制冷循环中进行循环的制冷剂从贯通密闭容器 6 的吸入管 12 吸入到密闭容器 6 内，经由吸入通道进入到气缸 22a、22b 的吸入室后受到压缩。压缩后的制冷剂从形成于副轴承 25 的排出孔 30a、b 通过形成于该轴承的排出阀排出到由副轴承 25 和排出罩 31a、b 形成的排出室 32a、b。排出到排出室 32a 的制冷剂通过连通排出室 32a、b 的通道流出到排出室 32b，之后，从贯通密闭容器 6 的排出管 15 排出到密闭容器 6 外。在排出室 32b 的排出管 15 的下方设置包含于排出制冷剂气体中的润滑油积存的空间，积存

的该空间的润滑油通过与设于排出室 32b 下部的开口连通的毛细管 60 流出到润滑油槽 16。

本实施例的润滑油的供油的构成也与上述实施例同样地进行，由叶片部 28a、b 的往复动作对从油吸入口 33 吸入到叶片室内的润滑油施加压力，通过通道 19 供给到驱动轴 26 的前端。此时，吸入口 33 朝从孔部 1c 到供油管 19 的方向减少通道面积地形成，起到所谓的流体二极管的作用。另外，由形成于驱动轴 26 的部分的螺旋槽 20 向活塞滚筒部内的轴承部（偏心部）和主、副轴承 24、25 的轴承部供给润滑油，同时，由设于轴内的通道使产生于偏心部的轴承部的气体朝电动机部侧流出，这一点也与上述实施例相同。

另外，除了来自上述通气孔的制冷剂气体外，还由通过构成压缩室的部件间的间隙漏出的气体制冷剂使密闭容器 6 内的压力上升得比吸入管 12 内的压力高。本实施例也设置有使吸入管 12 内的压力与密闭容器 6 内的压力产生规定大小的差的装置。通过设置在上述实施例中说明的用于任意产生吸入管 38 内的压力（吸入室内压力）与密闭容器 6 内压力的差的装置的作用效果在本实施例中也可同样获得。

在本实施例中，如现有技术那样，使容器内压力比使密闭容器 6 内的压力与排出管内的压力相同的场合低地设定。所以，过去由于对润滑油施加了相对较高的压力、送到叶片室，将叶片推压到滚筒，所以，为了抑制在滚筒与叶片部间产生局部较大的面压而产生粘着、磨损、损伤，需要向作动室供给大量的润滑油，而在本实施例中，由于将叶片推压到滚筒的力相对较低，所以，供给的润滑油的量也可减少。

作动室的密封和滚筒/叶片润滑所需要的润滑油的供给量如上述那样，例如可根据对阀施加弹性力的弹簧的强度和连通道的面积、形状等适当地调节。另外，容器内的压力由于可比现有技术的压缩机的场合低，所以，在使用碳氢化合物类制冷剂的情况也可减少溶入量，减少制冷剂量，所以，可提高制冷循环和具有其的冷冻、空调装置的安全性和可靠性。

（实施例 5）

下面，参照图 12~13 说明本发明的再另一实施例。

图 12 的压缩机为具有使用了摆动活塞的二个压缩单元的压缩机，涉及将在一方的压缩单元受到了压缩的制冷剂供给到另一方的压缩单元再次进行压缩的所谓的二级压缩机。图 13 为示出随着活塞的回转位置变化的密闭容器内的空间与作动室内的压力的差的图。作为调节密闭容器内的压力的装置，可使用图 3、图 4 的阀装置、图 8 的连通孔等。

本实施例的压缩机 110c 大体具有低压（低级吸入压力）、比低压高的中间压（低级排出压力、高级吸入压力）、比中间压高的高压（高级排出压力）的三个压力级。在本实施例中，压缩机密闭容器内压力不是采用该三个压力中的一个，而是可对性能有利地任意地设定密闭容器内的压力。

在图 12 中，制冷循环内的气体制冷剂从贯通密闭容器 6 的第一吸入管 36 吸入到密闭容器 6 内，在构成第一压缩单元的第一气缸 1' 内进行第一次压缩。压缩后的气体制冷剂从排出孔 30b 通过排出室 32b 流出到第一排出管 37。即，由第一压缩单元进行第一级压缩。制冷剂在此后从贯通密闭容器 6 的第一排出阀 37 排出到密闭容器 6 外。

一时排出到密闭容器 6 外的气体制冷剂通过中间冷却器 38 由周围空气冷却，然后由贯通密闭容器 6 的第二吸入管 39 再次吸入到密闭容器 6 内。吸入到吸入管 39 的气体制冷剂在构成第二级压缩单元的第二气缸 1'' 内部进行第二次压缩，从排出孔 30a 通过排出室 32a 流出到第二排出管 40。即，进行第二级压缩。制冷剂此后从排出管 40 排出到密闭容器 6 外。

此时，密闭容器内压力由在实施例 1、2 中详细说明了的设定密闭容器内压力的装置保持为比第一气缸 1' 的吸入压力高但比制冷剂的排出压力低的压力。在图 3、图 4 所示阀装置的场合，通过阀连接第一吸入管 36 内与密闭容器 6 内。另外，在图 8 所示连通孔的场合，连通由第一气缸 1' 等形成的低级侧（第一级）的压缩单元的作动室与密闭容器内的规定区间地设置。

在本实施例中，为了实现高性能化，使低级侧与高级侧的压缩功相等地设定低级压缩单元和高级压缩单元的排气量，并使得在规定压力条件下低级侧的压缩比与高级侧的压缩比大体相同。

图 13 示出作动室内压力和密闭容器内压力随二级压缩机的第一级（低级）的压缩单元和第二级（高级）的压缩单元的曲柄回转角的变化。实线示出吸入室和压缩室的压力，虚线示出密闭容器压力，斜线示出其压力差。其条件为制冷剂 134a、低级侧吸入压力 101kPa、高级侧排出压力 837kPa 的冰箱用压缩机的条件。此时，低级侧与高级侧的压力比大体相同，低级侧排出压力和高级侧吸入压力为 291kPa。

如现有技术那样，作为图 13 (b) 所示的密闭容器的压力，在使用高级吸入压力的场合，对于低级压缩单元，高级吸入压力 291kPa 与作动室（吸入室、压缩室）压力的压力差（斜线部）成为驱动力，滚筒内侧的油通过滚筒滑动部的间隙供给到第一气缸 1'，进行该作动室的密封。对于高级压缩单元的作动室密封用的油，从低级压缩单元与气体制冷剂一起排出的油通过高级压缩单元的吸入管供给到作动室。

此时，在图 13 (b)，供给超出最小极限所需要的过度的油，由大量的高温的油加热制冷剂，在压缩机的体积效率、总绝热效率下降的场合，在本实施例中，如图 13 (a) 所示那样，通过将密闭容器内压力设定为比高级吸入压力低的值，可使供油量最佳化，提高性能。在该场合，即使压缩机的转速增减，也可减小供给到第一气缸 1' 内的润滑油的量的变动，抑制过度供给润滑油导致的压缩机的效率下降，提高性能。另外，流入第二气缸的润滑油由供给到第一气缸并包含于制冷剂气体中流通的润滑油进行。对应供到该第二气缸的量也加以考虑，可调节设定通往第一气缸 1' 的吸入管 36 内的压力与密闭容器 6 内的压力的差。

相反，在图 13 (b) 的场合，当向作动室的供油不足时，可将密闭容器内压力设定得比高级吸入压力高。

（实施例 6）

下面，参照图 14~15 说明本发明的再另一实施例。

图 14 所示压缩机为使用上述摆动活塞的回转式压缩机。但是，在本实施例中，在循环的途中具有阀的切换装置，可切换由一个压缩室进行的压缩和由二个压缩室进行的压缩。本实施例的压缩机也具有调节密闭容器内的装置，具有在作动室的吸入管内的压力与容器内的空间的压力之间产生任意的值的压力差的构成。作为该压力的调节装置，也可使用上述实施例中说明的任何装置。

在图 14 中，本实施例的制冷循环的大体构成包括具有二个气缸的压缩机 110d、冷凝器 62、冷冻室用蒸发器 64a、冷藏室用蒸发器 64b、及其连接并使制冷剂在其内部流通的制冷剂管。另外，在冷凝器 62 和蒸发器 64 分别配置用于送风的送风扇 66、67、68。这样，在本实施例中，由压缩机 110d 压缩后的制冷剂从排出管 40 流出，送到冷凝器 62，之后，分流到冷冻室用蒸发器 64a 和冷藏室用蒸发器 64b。从这些蒸发器流出的制冷剂通过制冷剂管再次流入到压缩机进行压缩，构成循环。

本实施例的压缩机 110d 具有二个气缸 1'、1''，它们分别具有用于吸入和排出制冷剂气体的吸入管 36、39 和 37、40。由这些气缸可将由第一气缸 1' 压缩后的制冷剂气体送到第二气缸 1'' 再次进行压缩，即所谓的二级压缩。

为此，由与第一气缸 1' 的排出管 37 连接的制冷剂管形成的制冷剂的流动分成二个方向，一方通过连接第二气缸的排出管 40 和冷凝器 62 的制冷剂路径和单向阀 61b 由制冷剂管连接，另一方在连接冷冻室用的冷藏室用蒸发器 64b 和第二气缸 1'' 的吸入管 39 的制冷剂路径通过中间冷却器 38 由制冷剂管连接。另外，在该分支部与中间冷却器 38 之间配置对制冷剂的流动进行调节的电磁阀 65b。

另外，与冷凝器 62 连接、来自冷凝器的制冷剂流动的制冷剂管分支成二个管，分别通过毛细管 63a、b 将一方连接到冷冻室用的蒸发器 64a，将另一方连接到冷藏室用蒸发器 64b。即，冷冻室用毛细管 63a、冷藏室用毛细管 63b 配置到制冷剂管的分支部与各蒸发器之间，与从蒸发器流出的制冷剂流动的制冷剂管进行热交换地例如相互接触地设

置。另外，在上述分支部与冷藏室用毛细管 63b 之间设置可调节制冷剂流动的电磁阀 65a。

另外，使得从冷冻室用蒸发器 64a 流出的制冷剂流入到第一气缸 1' 的吸入管 36 地由制冷剂管设置制冷剂路径，同时，在从冷藏室用蒸发器 64b 流出的制冷剂流入到第二气缸的吸入管 39 的制冷剂路径通过单向阀 61a 流入地分支设置制冷剂管。

在这样的构成中，由单向阀 61a、b、电磁阀 65a、b 的动作调节制冷剂的流动，可将使用压缩机的第一、第二气缸 1'、1'' 的制冷剂的压缩在上述二级压缩动作与在二个气缸并列地对制冷剂进行压缩的并列压缩间进行切换。即，可切换成这样的制冷剂的流动路径，在该制冷剂的流动路径中，从冷凝器 62 分支流动，在冷冻室用蒸发器 64a 进行了蒸发的制冷剂流入到吸入管 36，同时，由冷藏室用蒸发器 65a 蒸发了的制冷剂在第一气缸受到压缩，与从排出管 37 流出的制冷剂汇合后流入到第二气缸的吸入管 39，压缩后，从排出管 40 流出；另外，也可切换成这样的制冷剂的流动路径，在该制冷剂的流动路径中，从冷凝器 62 流出、在冷冻室用蒸发器 64a 进行了蒸发的制冷剂分别分支流入到第一、第二气缸的吸入管 36、39，经压缩后，从排出管 37、40 流出。

在图 15 中，本实施例的冰箱具有图 14 所示的制冷循环，具有与其相适合的构成。冰箱本体 200 在其内部设置多个储藏室，从上开始具有冷藏室 203A、蔬菜室 203B、上下二级的冷冻室 202A、202B。在冰箱 200 内设置多个蒸发器，在上级冷冻室 202A 后部配置冷冻室用蒸发器 64a，在蔬菜室 203B 后部配置冷藏室用蒸发器 64b，在这些蒸发器的上方配置用于向蒸发器供给空气流的风扇 67、68。

通过风扇的回转而在这些蒸发器冷却了的空气具有由不同的路径供给到储藏室、从储藏室流出后返回到蒸发器的循环路径。即，具有由冷冻室用蒸发器 64a 冷却、通过风扇 67 流出到冷冻室 202A、B 内后成为从下级冷冻室 202B 后部返回到蒸发器 64a 的冷气流的循环路径和由蒸发器 64b 冷却、通过风扇 68 供给到冷藏室 203A、冷却了冷藏室

203A 后流入到蔬菜室 203B、成为从蔬菜室内的容器后方返回到蒸发器 64b 的冷气流的循环路径。为了分离这些冷气流，在冷冻室 202A 与蔬菜室 203B 之间配置具有绝热材料的分隔壁。

另外，在冰箱 200 的背面侧的底部的冷冻室的后方配置压缩机 110d、冷凝器 62、冷凝器用风扇 66、及电磁阀 65a、b。另外，本实施例的冰箱具有用于调节图 14 所示制冷循环的动作的控制装置 231。该控制装置接受检测冷冻室内的温度的温度传感器 218、检测冷冻室和蔬菜室的温度的温度传感器 219、及检测蒸发器的温度的温度传感器 220、221 的输出，向可变地调节压缩机 110d 的电动机、冷凝器用风扇 66、蒸发器用风扇 67、68 的转速的变频器 232、233、234、235 发出指令，调节箱内的制冷能力。另外，向电磁阀 65a、b 发出对其动作进行调节的指令，切换制冷剂的流动，切换压缩机 110d 的二级压缩、并列压缩的运行。另外，指令各蒸发器用的除霜加热器 216、217 的运行，加热蒸发器进行除霜。

在本实施例中，在冷藏室 203A 的门上可由使用者任意地调节冰箱 200 的运行地设置操作板 236，可由该板 236 的操作向控制装置 231 发出运行指令。另外，与冰箱 200 的各储藏室内的冷却运行和切换的制冷剂的流动、压缩机 110d 的运行对应，由电磁阀 65a、65b 的动作进行。

例如，冷冻室、冷藏室内的温度都比预先设定的开始冷却运行时的温度高的场合，由控制装置 231 判断需要冷却双方的储藏室，使电磁阀 65a、b 一起动作到打开位置地指令。在该场合，来自冷凝器 62 的制冷剂分支，分别流入到冷冻室用蒸发器 64a、冷藏室用蒸发器 64b，对冷冻室和冷藏室进行冷却。来自冷冻室用蒸发器 64a 的制冷剂从吸入管 36 流入到第一气缸 1'，受到压缩后从排出管 37 排出。

来自冷藏室用蒸发器 64b 的制冷剂与来自排出管 37 的制冷剂汇合后，从吸入管 39 流入到第二气缸 1''受到压缩。即，通过冷冻室用蒸发器 64a 的制冷剂由第一气缸 1'和第二气缸 1''进行多次压缩。

在仅冷冻室比预先设定的冷却开始温度高的场合，或根据来自操

作板 236 的指令强制地指令冷冻室的冷却运行的场合，进行单独地仅冷却冷冻室的运行。在该场合，电磁阀 65a 关闭，进行电磁阀 65b 的打开动作地从控制装置发出指令。这样，来自冷凝器 62 的制冷剂仅流入冷冻室用蒸发器 64a，从蒸发器 64a 流出的制冷剂分支到第一、第二气缸 1'、1''，从吸入管 36、39 流入，并列地压缩。即，来自冷冻室用蒸发器 64a 的制冷剂由各气缸并列地压缩，分别排出，汇合后流入到冷凝器 62，这样，进行并列地压缩的运行。

在本实施例中，密闭容器 6 内的压力也由在第一、第二实施例中详细说明了设定密闭容器内的压力的装置调节成比第一气缸的吸入管内的压力高、比排出管内的压力低的压力。排出管内的压力可为第一气缸的场合，也可为第二气缸的场合，在第二气缸的场合，与冷凝器入口的制冷剂的饱和压力大体相等。本实施例具有将密闭容器内的压力设定为这些压力的中间值的装置。

在图 3、图 4 所示的差压阀的场合，第一吸入管 36 内与密闭容器 6 内通过差压阀连接。另外，在图 8 所示连通孔的场合，在规定区间连接由第一气缸 1' 等形成的压缩室与密闭容器内地设置。这样，密闭容器 6 内的压力与上述二级的压缩和并列压缩时一起保持为比吸入管 36 的吸入压力高规定的压力。

在二级压缩的场合，对于由第一气缸 1' 侧的排出室 32b 分离的油，由于设在配置于排出室 32b 的排出管 37 的开口下方并且与设于排出室 32b 内的开口连通的毛细管 60a 的两端的压力差即排出室 32b 内与密闭容器 6 内的压力差较小，所以，不容易返回到密闭容器 6 内，存储于排出室 32b 内，当过度积存时，随着制冷剂气体一起通过第一排出管 37 流出。

从低级的压缩单元（来自冷冻室用蒸发器 64a 的制冷剂受到第一级压缩）第一气缸 1' 侧流出的油与气体制冷剂一起供给到高级压缩单元（对于来自冷冻室用蒸发器 64a 的制冷剂进行第二级压缩的第二气缸 1''），进行作动室的密封作用。从该高级压缩单元排出的油在排出室 32a 内与存储于容器下方与制冷剂气体分离，由更高压力的高级

排出压力与密闭容器 6 内的压力的差压通过毛细管 60b 返回到密闭容器 6 内底部。

对于在并列地进行单级压缩的场合的油的分离，由各排出室 32a、32b 分离的油由排出压力与密闭容器内的压力的差压通过毛细管 60a、60b 返回到密闭容器 6 内的底部。

此时，在二级压缩和并列的压缩双方的场合，由排出室 32a 分离了的油通过毛细管 60b 返回到密闭容器 6 内。与二级压缩时的排出室 32a 的回油量相关的向作动室的供油量与图 16(a)的低级压缩单元的由斜线部示出的差压相关。另外，与单级压缩时的排出室 32a 的回油量相关的向作动室的供油量与(b)的高级压缩单元的由斜线部示出的差压相关。二级压缩和单级压缩时，密闭容器内压力都设定得比吸入压力高出规定的压力。因此，排出室 32a 的回油量、毛细管两端的差压在二级压缩时与单级压缩时大体相等，由一个节流量可对应二级压缩和单级压缩。

另外，在二级压缩与单级压缩切换前后，由于可将密闭容器内压力大体保持为一定压力，所以，可防止密闭容器内压力变化导致溶解于油中的制冷剂的发泡。

如上述那样，按照本发明，可提供能够对应碳氢化合物类制冷剂的高性能·高可靠性的密闭式压缩机。

图3

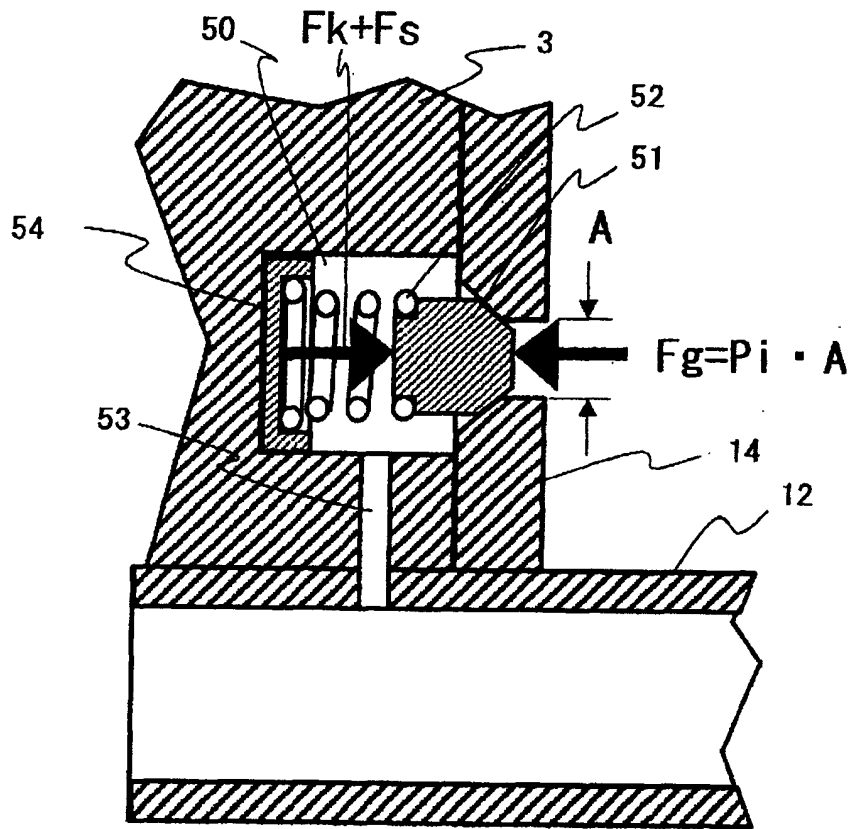


图2

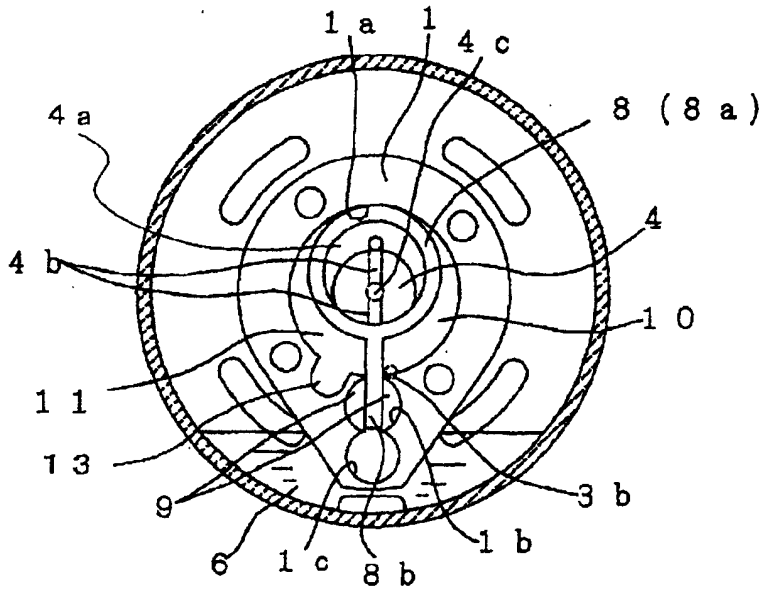


图4

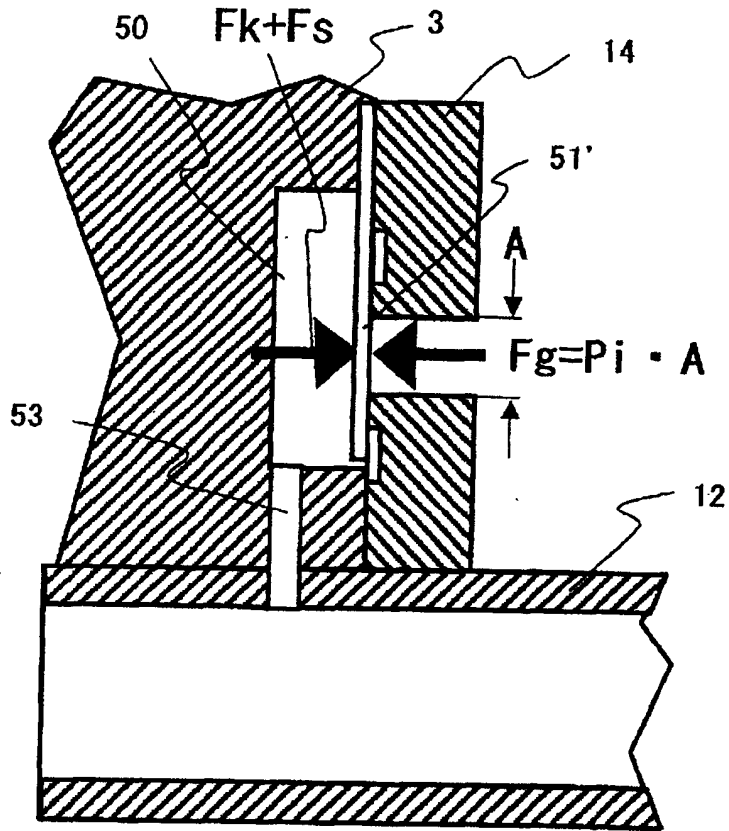
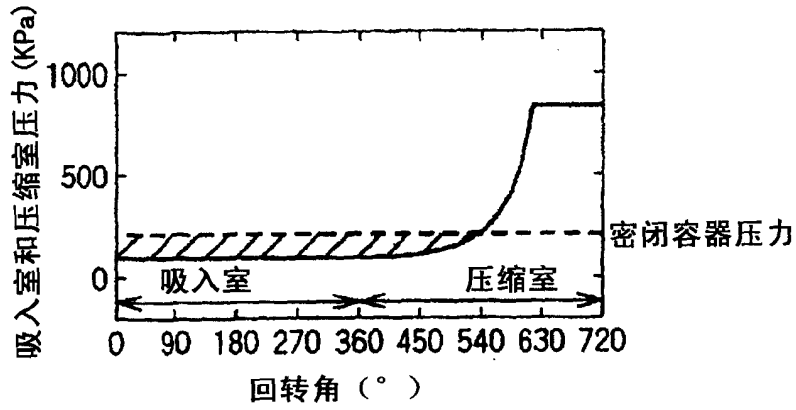


图5

(a)



(b)

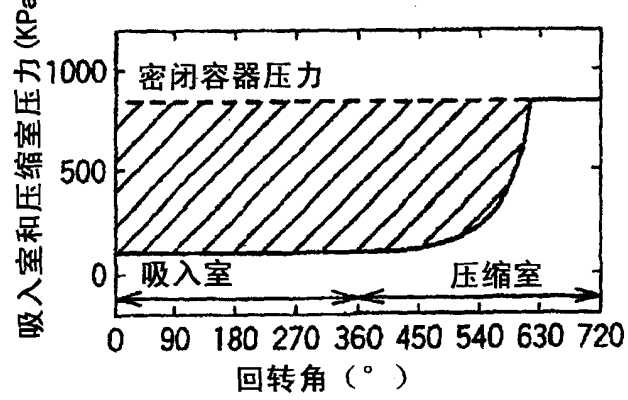


图6

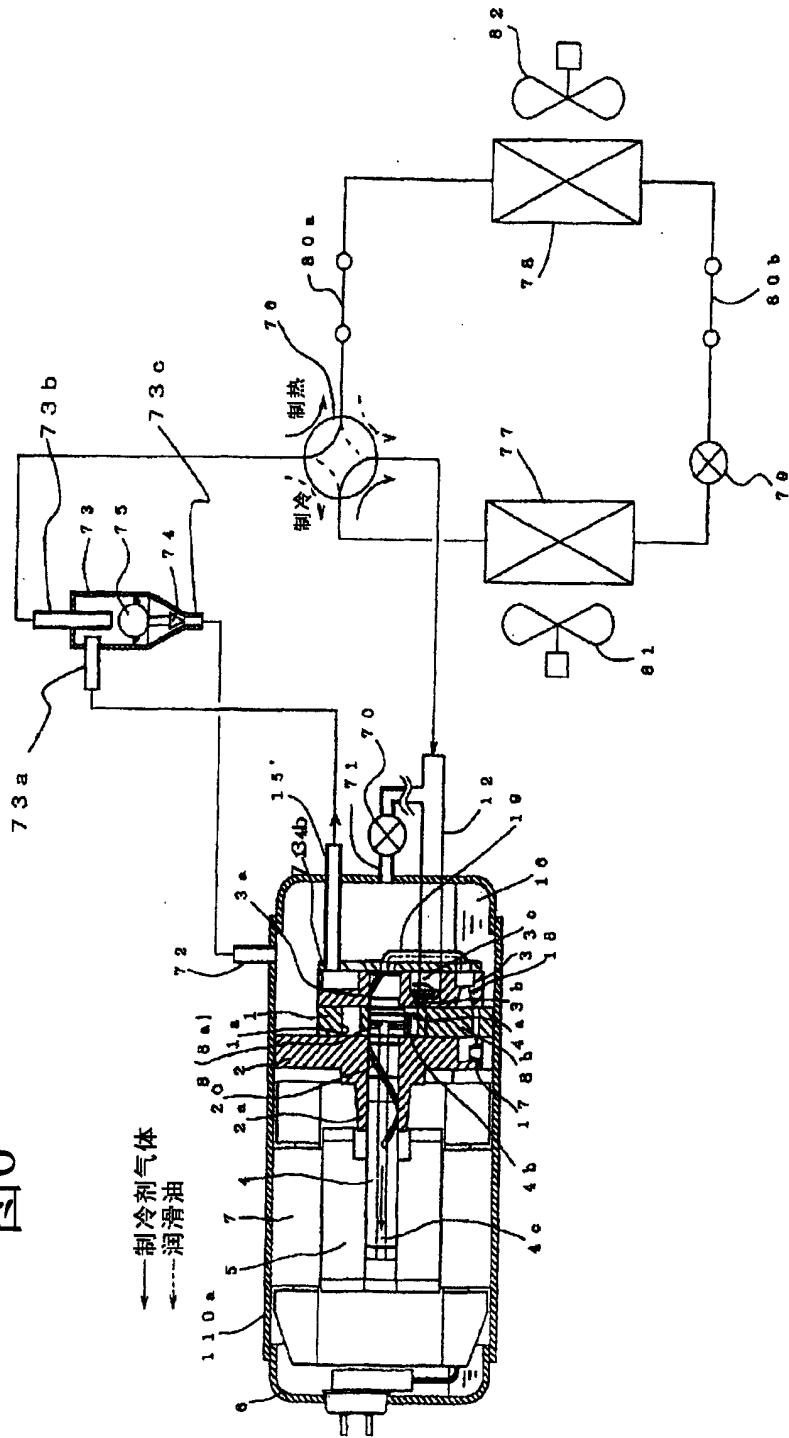


图7

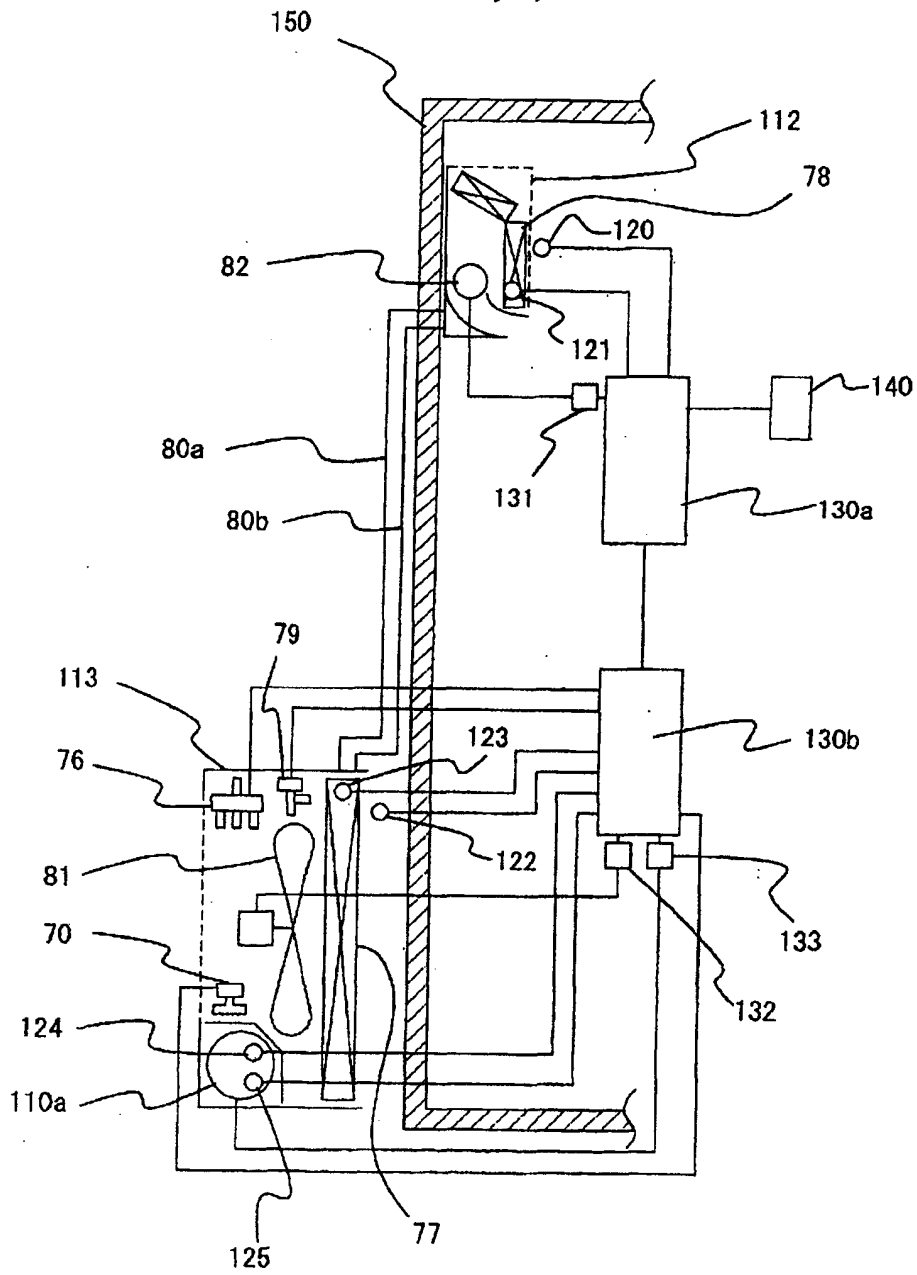


图 8

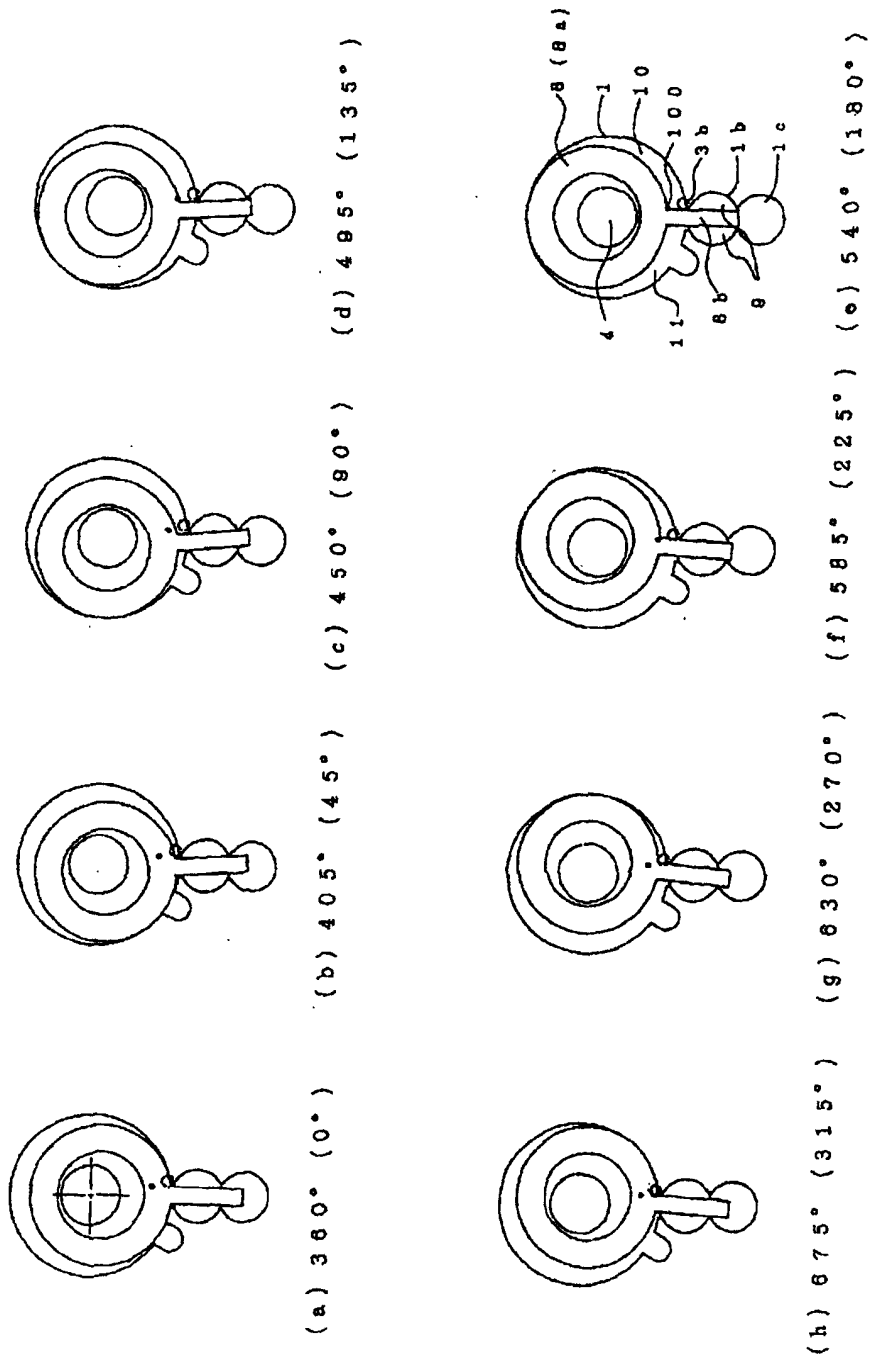


图9

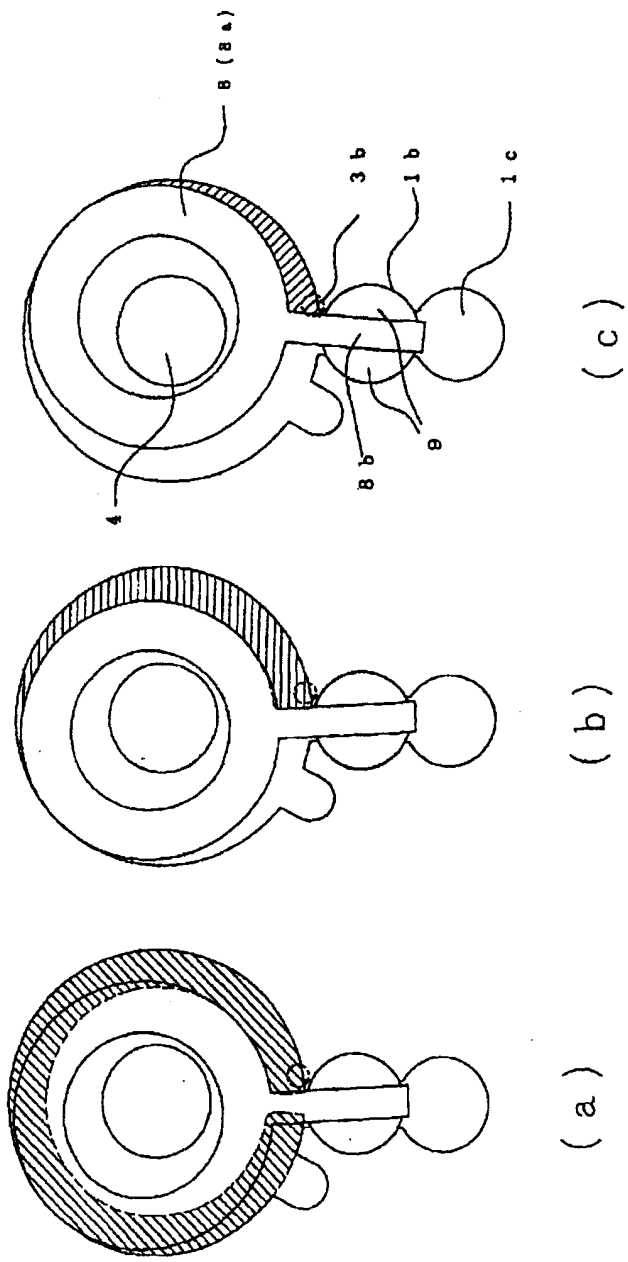


图10

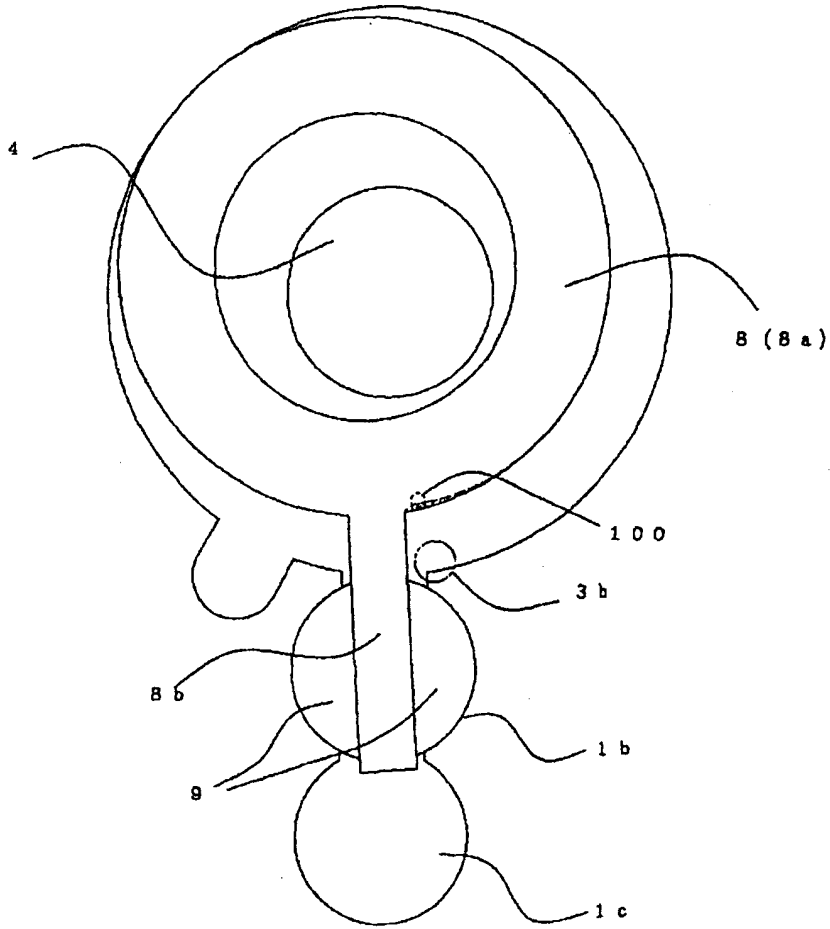
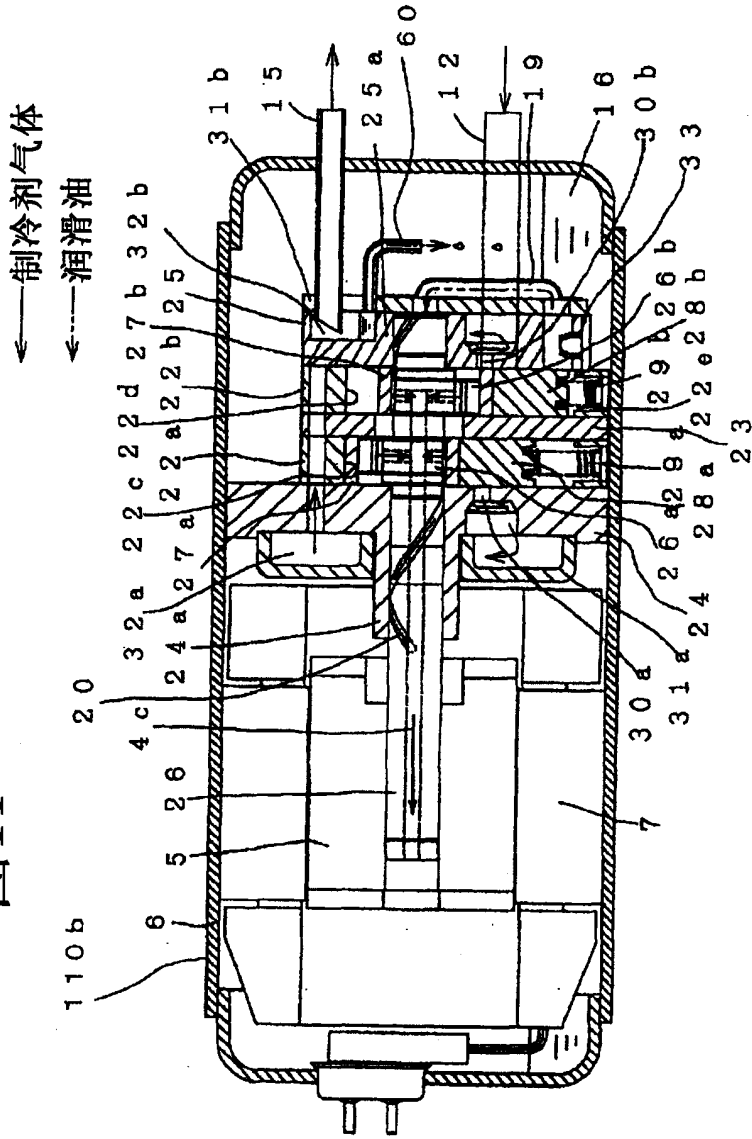


图11



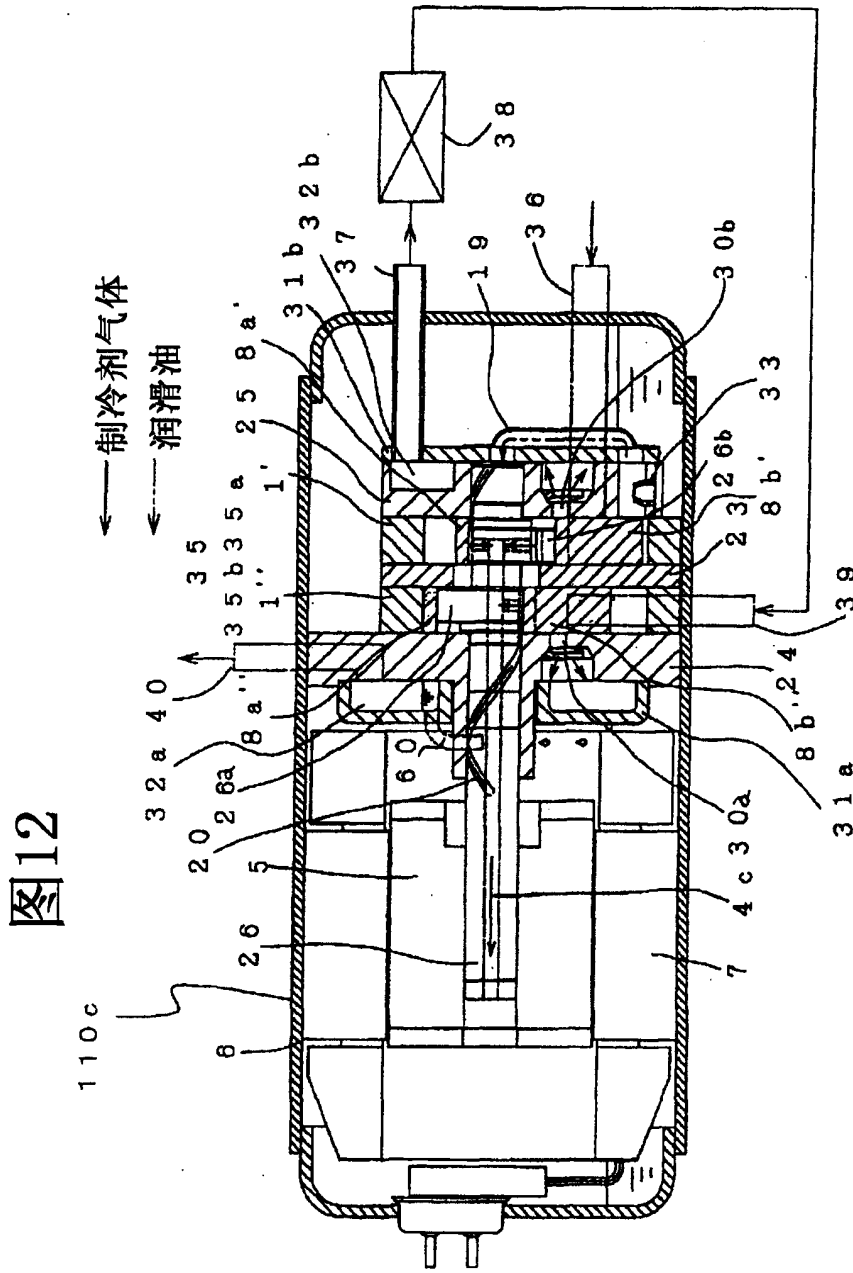
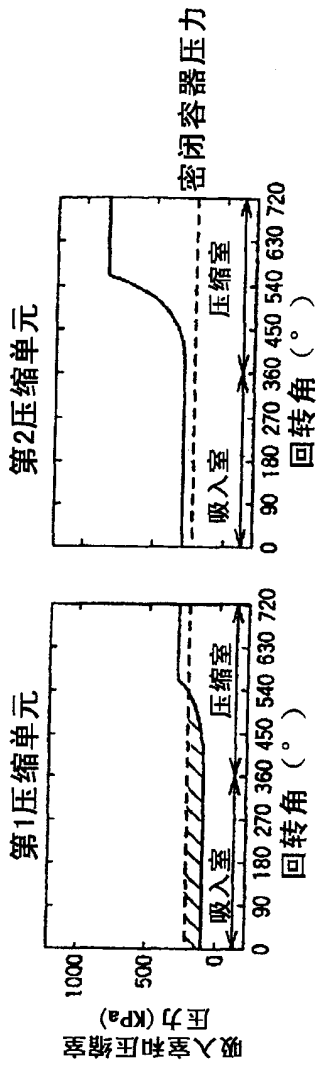


图13

(a)



(b)

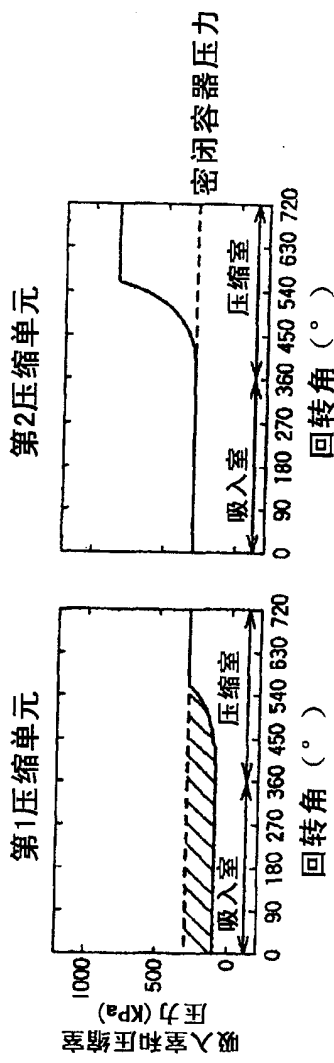


图15

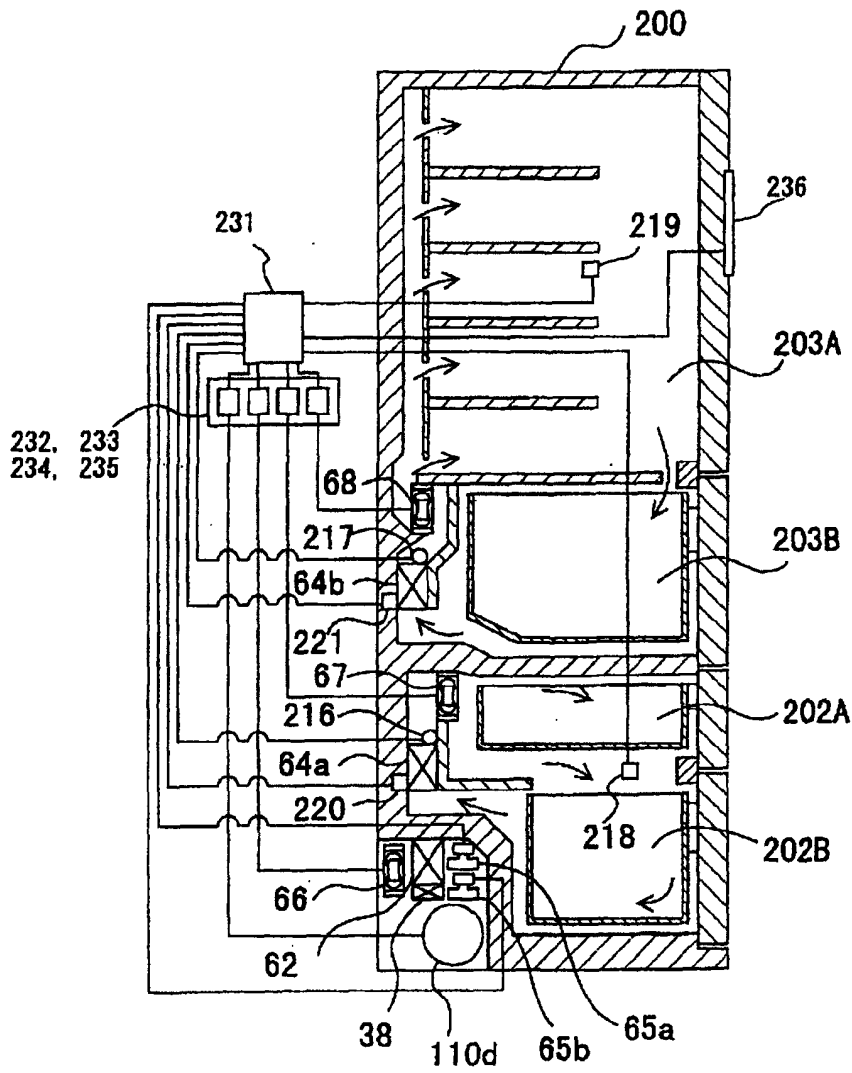


图16

