



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 118871675 A

(43) 申请公布日 2024. 10. 29

(21) 申请号 202280092587.6

(51) Int.Cl.

(22) 申请日 2022.03.28

F04C 29/12 (2006.01)

(85) PCT国际申请进入国家阶段日

2024.08.26

(86) PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2022/015029 2022.03.28

(87) PCT国际申请的公布数据

W02023/187909 JA 2023.10.05

(71) 申请人 三菱电机株式会社

地址 日本

(72) 发明人 塚本拓真 井柳友宏 长泽宏树

(74) 专利代理机构 北京集佳知识产权代理有限公司

公司 11227

专利代理师 周宏志

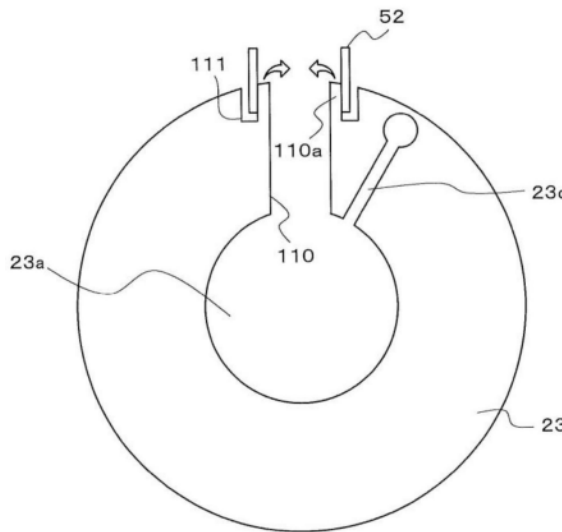
权利要求书1页 说明书10页 附图6页

(54) 发明名称

密闭型压缩机以及制冷循环装置

(57) 摘要

密闭型压缩机在密闭容器内具备经由旋转轴由电动机驱动的压缩机构,压缩机构具备缸体,该缸体具有圆筒状的缸体室且沿径向设置有向缸体室吸入流体的缸体吸入孔,在缸体的外周面以包围缸体吸入孔的方式形成有筒状槽,在缸体吸入孔与筒状槽之间设置有缸体筒部,在缸体筒部的外周面连接有将流体从密闭容器外向缸体室引导的吸入管或设置于吸入管的一端的连接管。



1. 一种密闭型压缩机,其特征在于,
在密闭容器内具备经由旋转轴由电动机驱动的压缩机构,
所述压缩机构具备缸体,所述缸体具有圆筒状的缸体室并在径向设置有将流体吸入所述缸体室的缸体吸入孔,
在所述缸体的外周面以包围所述缸体吸入孔的方式形成有筒状槽,
在所述缸体吸入孔与所述筒状槽之间设置有缸体筒部,
在所述缸体筒部的外周面连接有将所述流体从所述密闭容器外引导至所述缸体室的吸入管或设置于所述吸入管的一端的连结管。
2. 根据权利要求1所述的密闭型压缩机,其特征在于,
所述筒状槽在所述缸体的厚度方向贯通。
3. 根据权利要求2所述的密闭型压缩机,其特征在于,
所述密闭型压缩机具备与所述缸体相接并且将所述旋转轴支承为旋转自如的轴承,
在所述轴承的外周侧端部设置有防止与所述连结管或所述吸入管的干涉的轴承凹部。
4. 根据权利要求1~3中任一项所述的密闭型压缩机,其特征在于,
所述缸体筒部的形状在正面观察时为圆形。
5. 根据权利要求1至3中任一项所述的密闭型压缩机,其特征在于,
所述缸体筒部的形状在正面观察时为椭圆形状或圆角的长方形状。
6. 一种制冷循环装置,其特征在于,
包括权利要求1~5中任一项所述的密闭型压缩机、室外侧热交换器、减压器以及室内侧热交换器。

密闭型压缩机以及制冷循环装置

技术领域

[0001] 本公开涉及具有压缩机构的密闭型压缩机以及制冷循环装置。

背景技术

[0002] 通常,已知有一种将压缩机构和驱动该压缩机构的电动机收容于密闭容器且压缩机构具有缸体并将吸入管压入缸体的吸入孔的密闭型压缩机(例如,参照专利文献1)。

[0003] 专利文献1:日本特开2004-270575号公报

[0004] 然而,在专利文献1的密闭型压缩机中,由于是将缸体的吸入孔的内周面与吸入管的外周面连结的结构,所以在将吸入管压入到缸体的吸入孔时,被压入一侧的缸体的吸入孔扩大而存在缸体的周向整体形变这一课题。

发明内容

[0005] 本公开是为了解决以上那样的课题而完成的,其目的在于,提供能够抑制缸体的周向整体的形变的密闭型压缩机以及制冷循环装置。

[0006] 本公开所涉及的密闭型压缩机在密闭容器内具备经由旋转轴由电动机驱动的压缩机构,所述压缩机构具备缸体,该缸体具有圆筒状的缸体室且在径向设置有向所述缸体室吸入流体的缸体吸入孔,在所述缸体的外周面以包围所述缸体吸入孔的方式形成有筒状槽,在所述缸体吸入孔与所述筒状槽之间设置有缸体筒部,在所述缸体筒部的外周面连接有将所述流体从所述密闭容器外向所述缸体室引导的吸入管或设置于所述吸入管的一端的连结管。

[0007] 另外,本公开所涉及的制冷循环装置具备上述的密闭型压缩机、室外侧热交换器、减压器以及室内侧热交换器。

[0008] 根据本发明所涉及的密闭型压缩机,在缸体的外周面以包围缸体吸入孔的方式形成有筒状槽,在缸体吸入孔与筒状槽之间设置有缸体筒部,在缸体筒部的外周面连接有吸入管或连结管。因此,在将吸入管或连结管与缸体筒部连接时,由于缸体吸入孔不会扩大,所以能够抑制缸体的周向整体的形变。

附图说明

[0009] 图1是实施方式1所涉及的密闭型压缩机的纵剖面示意图。

[0010] 图2是从箭头A-A'方向观察图1的密闭型压缩机而示出的压缩机构的横剖面示意图。

[0011] 图3是从箭头B-B'方向观察图1的密闭型压缩机而示出的电动机的横剖面示意图。

[0012] 图4是具备实施方式1所涉及的密闭型压缩机的制冷循环装置的简要结构图。

[0013] 图5是表示实施方式1所涉及的密闭型压缩机的缸体的缸体吸入孔周边的横剖面示意图。

[0014] 图6是从正面观察实施方式1所涉及的密闭型压缩机的缸体的缸体吸入孔周边的

示意图。

[0015] 图7是从侧面观察实施方式1所涉及的密闭型压缩机的缸体的缸体吸入孔周边的纵剖面示意图。

[0016] 图8是表示现有的密闭型压缩机的缸体的缸体吸入孔周边的横剖面示意图。

[0017] 图9是从正面观察实施方式2所涉及的密闭型压缩机的缸体的缸体吸入孔周边的示意图。

[0018] 图10是从正面观察实施方式3所涉及的密闭型压缩机的缸体的缸体吸入孔周边的示意图。

[0019] 图11是从正面观察实施方式4所涉及的密闭型压缩机的缸体的缸体吸入孔周边的示意图。

[0020] 图12是从正面观察实施方式5所涉及的密闭型压缩机的缸体的缸体吸入孔周边的示意图。

[0021] 图13是从正面观察实施方式6所涉及的密闭型压缩机的缸体的缸体吸入孔周边的示意图。

[0022] 图14是从侧面观察实施方式7所涉及的密闭型压缩机的缸体的缸体吸入孔周边的纵剖面示意图。

具体实施方式

[0023] 以下,基于附图对本公开的实施方式进行说明。其中,本公开并不限于以下说明的实施方式。另外,在以下的附图中,存在各构成部件的大小的关系与实际不同的情况。

[0024] 实施方式1.

[0025] 图1是实施方式1所涉及的密闭型压缩机100的剖视图。图2是从箭头A-A'方向观察图1的密闭型压缩机100而示出的压缩机构20的横剖面示意图。以下,使用图1及图2来说明实施方式1所涉及的密闭型压缩机100的整体结构。密闭型压缩机100例如使用图1所示那样的具有一个缸体23的单缸型旋转式压缩机、即单旋转式压缩机。此外,密闭型压缩机100并不限于单旋转式压缩机,例如也可以是具有两个缸体23的双旋转式压缩机等具有多个缸体23的旋转式压缩机。

[0026] 如图1所示,密闭型压缩机100在密闭容器10内具备压缩制冷剂气体的压缩机构20和驱动压缩机构20的电动机30。密闭容器10由上部容器11和下部容器12构成,压缩机构20被配置在密闭容器10的下方,电动机30被配置在密闭容器10的上方。压缩机构20和电动机30通过旋转轴21连结。旋转轴21将电动机30的旋转运动传递至压缩机构20,在压缩机构20中制冷剂气体被传递的旋转力压缩,压缩后的制冷剂气体被排出至密闭容器10内。密闭容器10内被压缩后的高温高压的制冷剂气体充满,并且在密闭容器10的下方、即底部贮存有用于润滑压缩机构20的制冷机油。在旋转轴21的下部设置有油泵(未图示),油泵随着旋转轴21的旋转而汲取被贮存于密闭容器10的底部的制冷机油,并向压缩机构20的各滑动部供油。由此,可确保压缩机构20的机械式润滑作用。

[0027] 旋转轴21具备主轴部21a、偏心轴部21b以及副轴部21c,从轴向的上侧依次形成有主轴部21a、偏心轴部21b、副轴部21c。在主轴部21a热套或压入而固定有电动机30,在偏心轴部21b滑动自如地嵌合有圆筒状的旋转活塞22。

[0028] 压缩机构20具备缸体23、旋转活塞22、上轴承24、下轴承25以及叶片26(参照图2)。在缸体23,在内部设置有轴向的两端开口的圆筒状的空间、即缸体室23a。此外,缸体室23a也可以不是严格的圆筒状的空间,可以是大致圆筒状。如图2所示,在缸体室23a内收纳有:在缸体室23a内进行偏心运动的旋转轴21的偏心轴部21b;与偏心轴部21b嵌合的旋转活塞22;以及对由缸体室23a的内周面和旋转活塞22的外周面形成的空间进行分隔的叶片26。

[0029] 在缸体23,在轴向贯通形成有沿径向延伸的叶片槽23c。叶片槽23c的径向的一方在缸体室23a开口,径向的另一方在背压室23b开口,在该叶片槽23c收纳有叶片26。叶片26在叶片槽23c内沿径向往复运动。叶片26的形状是平坦的、即周向的厚度比径向及轴向的长度小的大致长方体的形状。在叶片槽23c的背压室23b设置有未图示的叶片弹簧。通常,密闭容器10内的高压的制冷剂气体流入背压室23b,通过背压室23b的制冷剂气体的压力与缸体室23a的制冷剂气体的压力的差压来产生使叶片26朝向缸体室23a的中心沿径向移动的力。通过由该背压室23b与缸体室23a的差压产生的力和叶片弹簧沿径向按压的力,使得叶片26朝向缸体室23a的中心沿径向移动。让叶片26沿径向移动的力使叶片26的一端即缸体室23a侧的端部与旋转活塞22的圆筒状的外周面抵接。由此,能够将由缸体23的内周面和旋转活塞22的外周面形成的空间分隔为吸入侧和压缩侧。即使在密闭容器10内的制冷剂气体、即背压室23b的制冷剂气体的压力与缸体室23a的制冷剂气体的压力的差压不是足以将叶片26按压于旋转活塞22的外周面的压力的情况下,也能够利用叶片弹簧的力将叶片26的一端按压于旋转活塞22的外周面。因此,叶片26的一端能够始终与旋转活塞22的外周面抵接。

[0030] 如图1所示,上轴承24在侧视时呈大致倒T字形形状,与旋转轴21的主轴部21a嵌合,将主轴部21a支承为旋转自如。另外,上轴承24与缸体23相接而封闭缸体室23a的轴向的上侧的开口部。下轴承25在侧视时呈大致T字形形状,与旋转轴21的副轴部21c嵌合,将副轴部21c支承为旋转自如。另外,下轴承25与缸体23相接而封闭缸体室23a的轴向的下侧的开口部。在缸体23设置有从密闭容器10的外部向缸体室23a内吸入作为低压流体的制冷剂气体的吸入口(未图示)。另外,在上轴承24设置有将压缩后的制冷剂气体向缸体室23a外排出的排出口(未图示)。

[0031] 在上轴承24的排出口设置有排出阀(未图示),控制从缸体23经由排出口排出的高温高压的制冷剂气体的排出定时。即,排出阀封闭至在缸体23的缸体室23a内被压缩的制冷剂气体成为规定的压力,当成为规定的压力以上时进行开口而使高温高压的制冷剂气体向缸体室23a外排出。另外,排出阀防止排出后的制冷剂气体的逆流。

[0032] 由于在缸体室23a内反复进行制冷剂气体的吸入、压缩、排出的动作,所以从排出口排出的制冷剂气体间歇地排出而成为脉动音等噪音。为了减少该情况,在上轴承24的外侧即电动机30侧以覆盖上轴承24的方式安装有排出消声器27。在排出消声器27设置有将由排出消声器27和上轴承24形成的空间与密闭容器10内连通的排出孔(未图示)。从缸体23经由排出口排出的制冷剂气体暂时向由排出消声器27和上轴承24形成的空间排出,之后,从排出孔向密闭容器10内排出。

[0033] 在密闭容器10的旁边设置有抑制液体制冷剂被直接吸入缸体23的缸体室23a的吸入消声器101。一般而言,密闭型压缩机100被从连接着密闭型压缩机100的外部的制冷剂回路混合输送低压的制冷剂气体和液体制冷剂。由于当液体制冷剂流入缸体23而被压缩机构20压缩时成为压缩机构20的故障的原因,所以在吸入消声器101中,将液体制冷剂与制冷剂

气体分离,仅将制冷剂气体输送至缸体室23a。吸入消声器101经由吸入管51和设置于吸入管51的一端的连结管52与缸体23的吸入口连接,从吸入消声器101输送的低压的制冷剂气体经由吸入管51和连结管52被吸入缸体室23a。即,吸入管51及连结管52将低压的制冷剂气体从密闭容器10外导向缸体室23a。

[0034] 如以上那样构成了压缩机构20,通过旋转轴21的旋转运动使得旋转轴21的偏心轴部21b在缸体23的缸体室23a内旋转。由缸体室23a的内周面、嵌合于偏心轴部21b的旋转活塞22的外周面以及叶片26分隔出的工作室的容积随着旋转轴21的旋转而增加或者减少。首先,该工作室与吸入口连通,向工作室吸入低压的制冷剂气体。接着,工作室与吸入口的连通被封闭,工作室的容积减少,并且工作室内的制冷剂气体被压缩。最后,工作室与排出口连通,在工作室内的制冷剂气体达到了规定的压力后,设置于排出口的排出阀打开,向工作室外即缸体室23a之外排出,成为高压高温的制冷剂气体被排出。从缸体室23a经由排出消声器27排出到密闭容器10内的高压高温的制冷剂气体在电动机30内通过、在密闭容器10内上升,从设置于密闭容器10的上部的排出管102向密闭容器10的外部排出。在密闭容器10的外部构成有供制冷剂流动的制冷剂回路,被排出的制冷剂在制冷剂回路中循环而再次返回到吸入消声器101。

[0035] 图3是从箭头B-B'方向观察图1的密闭型压缩机100而示出的电动机30的横剖面示意图。接着,使用图3对向压缩机构20传递旋转力的电动机30进行说明。电动机30具备被固定于密闭容器10的内周面的大致圆筒状的定子41和被配置于定子41的内侧的大致圆柱状的转子31。

[0036] 转子31由将冲裁薄电磁钢板而成的铁心片层叠而形成的转子铁心32构成。在转子31的构成中,存在无刷DC马达那样的使用永久磁铁的构成和如感应电动机那样使用二次绕组的构成。例如,在图3所示那样的无刷DC马达的情况下,在转子铁心32的轴向设置有磁铁插入孔33,在该磁铁插入孔33中插入有铁氧体磁铁或稀土类磁铁等永久磁铁34。而且,通过该永久磁铁34形成转子31上的磁极。通过转子31上的磁极产生的磁通和定子41的定子绕组44产生的磁通的作用,转子31进行旋转。

[0037] 在未图示的感应电动机的情况下,代替永久磁铁而在转子铁心32设置有二次绕组,定子41的定子绕组44向转子侧的二次绕组引导磁通而产生旋转力,使转子31旋转。

[0038] 在转子铁心32的中心设有供旋转轴21穿过的轴孔(未图示),旋转轴21的主轴部21a通过热压配合等被紧固。由此,将转子31的旋转运动传递至旋转轴21。在轴孔的周围设置有通风孔35,由位于电动机30的下方的压缩机构20压缩后的高压高温的制冷剂通过通风孔35。此外,被压缩机构20压缩了的制冷剂除了通风孔35以外,还通过转子31与定子41之间的间隙以及定子绕组44的间隙。

[0039] 图4是具备密闭型压缩机100的制冷循环装置200的简要结构图。接着,使用图4对具备密闭型压缩机100的制冷循环装置200进行说明。制冷循环装置200例如是空调装置等。制冷循环装置200具备:密闭型压缩机100,具备与密闭型压缩机100的吸入侧连接的吸入消声器101;与密闭型压缩机100的排出侧连接的流路切换阀103;室外侧热交换器104;减压器105;以及室内侧热交换器106,这些部件经由配管依次连接,形成了供制冷剂循环的制冷剂回路。在制冷剂回路中循环的制冷剂一般使用R 407C制冷剂或R 410A制冷剂、R32制冷剂等。一般而言,在制冷循环装置200中,室内侧热交换器106被搭载于室内的装置,剩余的密

闭型压缩机100、流路切换阀103、室外侧热交换器104以及减压器105被搭载于室外的装置。

[0040] 流路切换阀103例如是四通阀,通过切换制冷剂的流动方向来切换制冷运转和制热运转。此外,作为流路切换阀103,也可以代替四通阀而使用二通阀以及三通阀的组合等。减压器105对制冷剂进行减压而使其膨胀。减压器105例如是能够调整节流阀的开度的电子式膨胀阀,通过调整开度来在制冷运转时控制流入室内侧热交换器106的制冷剂压力,在制热运转时控制流入室外侧热交换器104的制冷剂压力。室外侧热交换器104作为蒸发器或冷凝器发挥功能,在空气与制冷剂之间进行热交换,使制冷剂蒸发气化或冷凝液化。室外侧热交换器104在制热运转时作为蒸发器发挥功能,在制冷运转时作为冷凝器发挥功能。室内侧热交换器106作为蒸发器或冷凝器发挥功能,在空气与制冷剂之间进行热交换,使制冷剂蒸发气化或冷凝液化。室内侧热交换器106在制热运转时作为冷凝器发挥功能,在制冷运转时作为蒸发器发挥功能。

[0041] 在制热运转的情况下,流路切换阀103与图4的实线侧连接。由密闭型压缩机100压缩后的高温高压的制冷剂向室内侧热交换器106流动,在冷凝、液化后,由减压器105节流,成为低温低压的二相状态,向室外侧热交换器104流动、蒸发、气化而通过流路切换阀103再次返回密闭型压缩机100。即,制冷剂如图4的实线箭头所示那样循环。通过该循环,在作为蒸发器的室外侧热交换器104中与外部空气进行热交换,被输送至室外侧热交换器104的制冷剂进行吸热,吸热后的制冷剂被输送至作为冷凝器的室内侧热交换器106,与室内的空气进行热交换,对室内的空气进行加热。

[0042] 在制冷运转的情况下,流路切换阀103与图4的虚线侧连接。由密闭型压缩机100压缩后的高温高压的制冷剂向室外侧热交换器104流动,在冷凝、液化后,由减压器105节流,成为低温低压的二相状态,向室内侧热交换器106流动、蒸发、气化而通过流路切换阀103再次返回密闭型压缩机100。即,当从制热运转变为制冷运转时,室内侧热交换器106从冷凝器变为蒸发器,室外侧热交换器104从蒸发器变为冷凝器。因而,制冷剂如图4的虚线箭头所示那样循环。通过该循环,在作为蒸发器的室内侧热交换器106中与室内的空气进行热交换,从室内的空气吸热即冷却室内的空气,吸热后的制冷剂被送至作为冷凝器的室外侧热交换器104,与外部空气进行热交换,向外部空气散热。

[0043] 图5是表示实施方式1所涉及的密闭型压缩机100的缸体23的缸体吸入孔110周边的横剖面示意图。图6是从正面观察实施方式1所涉及的密闭型压缩机100的缸体23的缸体吸入孔110周边的示意图。图7是从侧面观察实施方式1所涉及的密闭型压缩机100的缸体23的缸体吸入孔110周边的纵剖面示意图。接着,使用图5~图7对密闭型压缩机100的吸入路径的形状进行说明。在缸体23形成有缸体吸入孔110。缸体吸入孔110从缸体23的外周面向内周面、即沿径向贯通,但不沿缸体23的厚度方向贯通。在缸体23的外周面,以包围缸体吸入孔110的方式设置有从正面观察时呈圆形状的筒状槽111。而且,在该筒状槽111与缸体吸入孔110之间设置有缸体筒部110a,在缸体筒部110a的外周面通过压入、螺纹、焊接或粘接材料等连接有连结管52。因此,缸体筒部110a与连结管52的连接面是缸体筒部110a的外周面和连结管52的内周面,连结管52不直接接合于缸体吸入孔110的内周面。其中,缸体筒部110a在正面观察时具有圆形状。但是,缸体筒部110a也可以不是严格意义上的圆形状,可以是大致圆形状。

[0044] 图8是表示现有的密闭型压缩机的缸体23A的缸体吸入孔110A周边的横剖面示意

图。在图8所示那样的将缸体23A的缸体吸入孔110A内周面与连结管52的外周面接合的以往的连结管连接结构中,缸体23A整体向周向外侧(图8的箭头方向)受到载荷而以开放的方式变形,存在缸体23A的内径及叶片槽(未图示)变形的风险。

[0045] 然而,在实施方式1所涉及的连结管连接构造中,由于如图5所示,在连结管52的连接时施加于缸体23的载荷朝向缸体23的周向内侧(图5的箭头方向),所以相对于缸体23的整体刚性的缸体筒部110a的刚性低,缸体筒部110a选择性地(局部地)形变,缸体23的内径以及叶片槽23c的形变量降低。由此,能够降低因缸体23的内径形变引起的旋转活塞22的锁定、以及因叶片槽23c形变引起的叶片26的锁定的风险。在此,如图6和图7所示,筒状槽111在缸体23的厚度方向(箭头X方向)不贯通。

[0046] 换言之,在图8所示的现有的连结管连接构造中,若将连结管52压入缸体23A的缸体吸入孔110A,则施加使缸体23的缸体吸入孔110A扩张那样的力,缸体23整体形变,缸体23的内径以及叶片槽23c变形的可能性提高。但是,在图5所示的实施方式1所涉及的连结管连接构造中,成为将连结管52的内周面压入到设置于缸体23的外周面的薄壁的圆筒即缸体筒部110a的外周面的构成。因此,缸体23的整体不会形变,仅缸体筒部110a容易变形,能够抑制缸体23的内径以及叶片槽23c的变形。

[0047] 以上,实施方式1所涉及的密闭型压缩机100在密闭容器10内具备经由旋转轴21由电动机30驱动的压缩机构20。另外,压缩机构20具备缸体23,该缸体23具有圆筒状的缸体室23a且沿径向设置有向缸体室23a吸入流体的缸体吸入孔110。另外,在缸体23的外周面以包围缸体吸入孔110的方式形成有筒状槽111,在缸体吸入孔110与筒状槽111之间设置有缸体筒部110a。而且,在缸体筒部110a的外周面连接有将流体从密闭容器10外向缸体室23a引导的吸入管51或设置于吸入管51的一端的连结管52。

[0048] 另外,实施方式1所涉及的制冷循环装置200具备上述的密闭型压缩机100、室外侧热交换器104、减压器105以及室内侧热交换器106。

[0049] 根据实施方式1所涉及的密闭型压缩机100,在缸体23的外周面以包围缸体吸入孔110的方式形成有筒状槽111,在缸体吸入孔110与筒状槽111之间设置有缸体筒部110a。而且,在缸体筒部110a的外周面连接有吸入管51或连结管52。因此,在将吸入管51或连结管52与缸体筒部110a连接时,由于缸体吸入孔110不会扩大,所以能够抑制缸体23的周向整体的形变。

[0050] 实施方式2.

[0051] 以下,对实施方式2进行说明,但对与实施方式1重复的部分省略说明,对与实施方式1相同的部分或者相当的部分标注相同的附图标记。

[0052] 图9是从正面观察实施方式2所涉及的密闭型压缩机100的缸体23的缸体吸入孔120周边的示意图。在实施方式1中,如图6所示,缸体23具有在从正面观察时呈圆形的缸体筒部110a,但在实施方式2中,如图9所示,缸体23具有在从正面观察时呈椭圆形的缸体筒部120a。在缸体23的外周面以包围缸体吸入孔120的方式设置有椭圆形状的筒状槽121。而且,在该筒状槽121与缸体吸入孔120之间设置有上述的缸体筒部120a,在缸体筒部120a的外周面通过压入、螺纹、焊接或者粘接材料等连接有连结管52。

[0053] 关于缸体筒部120a的椭圆形状的长轴的配置,可以是缸体23的周向(箭头Y方向),也可以是厚度方向(箭头X方向)。在缸体筒部120a的椭圆形状的长轴的配置为周向的情况

下,虽然缸体筒部120a受到在缸体23的厚度方向扩大的制约,但由于能够在缸体23的周向扩大,所以与圆形状相比能够扩大开口面积。另一方面,在缸体筒部120a的椭圆形状的长轴的配置为厚度方向的情况下,缸体筒部120a因使缸体23的叶片槽23c与设置于其相同相位的弹簧孔23d连通而受到在缸体23的周向扩大的制约,但由于能够在缸体23的厚度方向扩大,所以与圆形状相比能够扩大开口面积。这样,由于通过扩大缸体筒部120a的开口面积,能够扩大缸体吸入孔120的有效直径,所以能够降低制冷剂流的流路压力损失,体积效率增加,因此能够提高压缩机性能。

[0054] 以上,在实施方式2所涉及的密闭型压缩机100中,缸体筒部130a的形状在正面观察时为椭圆形状。

[0055] 根据实施方式2所涉及的密闭型压缩机100,能够使缸体筒部130a的开口面积比圆形扩大。其结果是,由于能够扩大缸体吸入孔130的有效直径,所以能够降低制冷剂流的流路压力损失,体积效率增加,因此能够提高压缩机性能。

[0056] 实施方式3.

[0057] 以下,对实施方式3进行说明,但对与实施方式1及2重复的部分省略说明,对与实施方式1及2相同的部分或相当的部分标注相同的符号。

[0058] 图10是从正面观察实施方式3所涉及的密闭型压缩机100的缸体23的缸体吸入孔130周边的示意图。在实施方式2中,如图9所示,缸体23具有正面观察时为椭圆形状的缸体筒部120a,但在实施方式3中,如图10所示,缸体23具有正面观察时为圆角的长方形状的缸体筒部130a。具体而言,缸体筒部130a由一对对置的直线部130a1和一对对置的圆弧部130a2形成。在缸体23的外周面以包围缸体吸入孔130的方式设置有圆角的长方形状的筒状槽131。而且,在该筒状槽131与缸体吸入孔130之间设置有上述的缸体筒部130a,在缸体筒部130a的外周面通过压入、螺纹、焊接或者粘接材料等连接有连结管52。

[0059] 关于缸体筒部130a的长度方向的配置,可以是缸体23的周向(箭头Y方向),也可以是厚度方向(箭头X方向)。在缸体筒部130a的长度方向的配置为周向的情况下,虽然缸体筒部130a受到在缸体23的厚度方向扩大的制约,但由于能够在缸体23的周向扩大,所以与圆形状相比能够扩大开口面积。另一方面,在缸体筒部130a的长度方向的配置为厚度方向的情况下,虽然缸体筒部130a因使缸体23的叶片槽23c与设置于其相同相位的弹簧孔23d连通而受到在缸体23的周向扩大的制约,但由于能够在缸体23的厚度方向扩大,所以与圆形状相比能够扩大开口面积。这样,由于通过扩大缸体筒部130a的开口面积,能够扩大缸体吸入孔130的有效直径,所以能够降低制冷剂流的流路压力损失,体积效率增加,因此能够提高压缩机性能。

[0060] 以上,在实施方式3所涉及的密闭型压缩机100中,缸体筒部130a的形状在从正面观察时为圆角的长方形状。

[0061] 根据实施方式3所涉及的密闭型压缩机100,能够使缸体筒部130a的开口面积比圆形扩大。其结果是,由于能够扩大缸体吸入孔140的有效直径,所以能够降低制冷剂流的流路压力损失,体积效率增加,因此能够提高压缩机性能。

[0062] 实施方式4.

[0063] 以下,对实施方式4进行说明,但对与实施方式1~实施方式3重复的部分省略说明,对与实施方式1~实施方式3相同的部分或相当的部分标注相同的符号。

[0064] 图11是从正面观察实施方式4所涉及的密闭型压缩机100的缸体23的缸体吸入孔140周边的示意图。在实施方式1中,如图6所示,设置于缸体23的外周面的从正面观察时呈圆形的筒状槽111构成为在缸体23的厚度方向(箭头X方向)不贯通。与此相对,在实施方式4中,如图11所示,设置于缸体23的外周面的从正面观察时呈圆形的筒状槽141沿缸体23的厚度方向(箭头X方向)贯通。即,在缸体23的外周面形成有筒状槽141,筒状槽141由一对圆弧槽141a构成。各圆弧槽141a在缸体23的上表面及下表面开口。而且,在该筒状槽141与缸体吸入孔140之间设置有缸体筒部140a,在缸体筒部140a的外周面通过压入、螺纹、焊接或粘接材料等连接有连结管52。

[0065] 其中,由于缸体筒部140a与连结管52的连接面是缸体筒部140a的外周面和连结管52的内周面,所以即使设置于比缸体筒部140a的外周面靠外侧的位置的一对圆弧槽141a在缸体23的上表面及下表面开口,制冷剂也不会从缸体吸入孔140向外部泄漏。由此,由于与实施方式1相比能够扩大缸体吸入孔140的有效直径,所以与实施方式1相比能够提高压缩机性能。并且,由于缸体筒部140a与连结管52的连接面是缸体筒部140a的外周面和连结管52的内周面,所以连结管52的外径比缸体23的高度大,但连结管52的外周面不是制冷剂密封面。即,虽然连结管52的内周面成为制冷剂密封面,但在连结管52的外周面不需要制冷剂密封。因此,如果是夹着缸体23的单缸型旋转式压缩机,则上轴承24和下轴承25不共有制冷剂密封面。

[0066] 在以往的通过连结管的外周面的制冷剂密封方式的情况下,由于为了将连结管的外周面扩径至缸体的厚度以上而需要外周面的制冷剂密封,所以需要使上轴承和下轴承与连结管的外周面相匹配的凹加工。这是因为需要将上轴承及下轴承的外径如后述的图14而不是如后述的图13所示那样扩大,且为了防止制冷剂泄漏而需要高精度地进行上述凹加工,因此存在原料成本及加工成本增加的缺点。另一方面,在实施方式4所涉及的通过连结管52的内周面的制冷剂密封方式的情况下,由于连结管52的外周面不是制冷剂密封面,所以不需要凹加工。由此,能够如图13所示那样扩大上轴承24和下轴承25的外径,能够抑制原材料成本和加工成本。

[0067] 以上,在实施方式4所涉及的密闭型压缩机100中,筒状槽141在缸体23的厚度方向贯通。

[0068] 根据实施方式4所涉及的密闭型压缩机100,由于与实施方式1相比能够扩大缸体吸入孔140的有效直径,所以与实施方式1相比能够提高压缩机性能。

[0069] 实施方式5

[0070] 以下,对实施方式5进行说明,但对与实施方式1~实施方式4重复的部分省略说明,对与实施方式1~实施方式4相同的部分或相当的部分标注相同的符号。

[0071] 图12是从正面观察实施方式5所涉及的密闭型压缩机100的缸体23的缸体吸入孔150周边的示意图。在实施方式2中,如图9所示,设置于缸体23的外周面的从正面观察时呈椭圆形状的筒状槽121构成为在缸体23的厚度方向(箭头X方向)不贯通。与此相对,在实施方式5中,如图12所示,设置于缸体23的外周面的从正面观察时呈椭圆形状的筒状槽151沿缸体23的厚度方向(箭头X方向)贯通。即,在缸体23的外周面形成有筒状槽151,筒状槽151由一对圆弧槽151a构成。各圆弧槽151a在缸体23的上表面及下表面开口。而且,在该筒状槽151与缸体吸入孔150之间设置有缸体筒部150a,在缸体筒部150a的外周面通过压入、螺纹、

焊接或粘接材料等连接有连结管52。

[0072] 其中,由于缸体筒部150a与连结管52的连接面是缸体筒部150a的外周面和连结管52的内周面,所以即使设置于比缸体筒部150a的外周面靠外侧的位置的一对圆弧槽151a在缸体23的上表面及下表面开口,制冷剂也不会从缸体吸入孔150向外部泄漏。由此,由于与实施方式2相比能够扩大缸体吸入孔150的有效直径,所以与实施方式2相比能够提高压缩机性能。

[0073] 以上,在实施方式5所涉及的密闭型压缩机100中,筒状槽151在缸体23的厚度方向贯通。

[0074] 根据实施方式5所涉及的密闭型压缩机100,由于与实施方式2相比能够扩大缸体吸入孔140的有效直径,所以与实施方式2相比能够提高压缩机性能。

[0075] 实施方式6.

[0076] 以下,对实施方式6进行说明,但对与实施方式1~实施方式5重复的部分省略说明,对与实施方式1~实施方式5相同的部分或相当的部分标注相同的符号。

[0077] 图13是从正面观察实施方式6所涉及的密闭型压缩机100的缸体23的缸体吸入孔160周边的示意图。在实施方式4中,如图10所示,设置于缸体23的外周面的从正面观察时呈圆角的长方形状的筒状槽131构成为不沿缸体23的厚度方向(箭头X方向)贯通。与此相对,在实施方式6中,如图13所示,设置于缸体23的外周面的从正面观察时为圆角的长方形状的筒状槽161沿缸体23的厚度方向(箭头X方向)贯通。即,在缸体23的外周面形成有筒状槽161,筒状槽161由一对圆弧槽161a构成。各圆弧槽161a在缸体23的上表面及下表面开口。而且,在该筒状槽161与缸体吸入孔160之间设置有由一对对置的直线部160a1和一对对置的圆弧部160a2形成的缸体筒部160a。另外,在缸体筒部160a的外周面通过压入、螺纹、焊接或粘接材料等连接有连结管52。

[0078] 其中,由于缸体筒部160a与连结管52的连接面是缸体筒部160a的外周面和连结管52的内周面,所以即使设置于比缸体筒部160a的外周面靠外侧的位置的一对圆弧槽161a在缸体23的上表面及下表面开口,制冷剂也不会从缸体吸入孔160向外部泄漏。由此,与实施方式3相比能够扩大缸体吸入孔160的有效直径,因此与实施方式3相比能够提高压缩机性能。

[0079] 以上,在实施方式6所涉及的密闭型压缩机100中,筒状槽161在缸体23的厚度方向贯通。

[0080] 根据实施方式6所涉及的密闭型压缩机100,由于与实施方式3相比能够扩大缸体吸入孔160的有效直径,所以与实施方式3相比能够提高压缩机性能。

[0081] 实施方式7.

[0082] 以下,对实施方式7进行说明,但对与实施方式1~实施方式6重复的部分省略说明,对与实施方式1~实施方式6相同的部分或相当的部分标注相同的符号。

[0083] 图14是从侧面观察实施方式7所涉及的密闭型压缩机100的缸体23的缸体吸入孔170周边的纵剖面示意图。在实施方式7中,在筒状槽171沿缸体23的厚度方向贯通的情况下,如图14所示,例如在上轴承24的外周侧端部(Z1侧的端部)位于比筒状槽171的径向内侧端部171a靠径向外侧(Z1侧)的位置的情况下,例如在上轴承24的外周侧端部设置向径向内侧(Z2侧)凹陷的轴承凹部24a。由此,能够防止上轴承24与连结管52的干涉。其中,轴承凹部

24a只要会防止上轴承24与连结管52的干涉即可,可以是任何形状。此外,即便在筒状槽171沿缸体23的厚度方向贯通的情况下,如图7所示,例如在上轴承24的外周侧端部(Z1侧的端部)位于比筒状槽111的径向内侧端部111a靠径向内侧(Z2侧)的位置的情况下,即使不设置轴承凹部24a,上轴承24也不会与连结管52干涉。

[0084] 以上,实施方式7所涉及的密闭型压缩机100具备与缸体23相接且将旋转轴21支承为旋转自如的轴承,在轴承的外周侧端部设置有防止与吸入管51或连结管52干涉的轴承凹部24a。

[0085] 根据实施方式7所涉及的密闭型压缩机100,能够防止上轴承24与吸入管51或连结管52的干涉。

[0086] 此外,在各实施方式1~实施方式7中,吸入消音器101经由吸入管51及设置于吸入管51的一端的连结管52而与缸体23的吸入口连接,但并不限定于此。也可以构成为在吸入管51的一端不设置连结管52,吸入消声器101相对于缸体23的吸入口不经由连结管52而直接连接吸入管51。

[0087] 附图标记说明

[0088] 10-密闭容器、11-上部容器、12-下部容器、20-压缩机构、21-旋转轴、21a-主轴部、21b-偏心轴部、21c-副轴部、22-旋转活塞、23-缸体、23A-缸体、23a-缸体室、23b-背压室、23c-叶片槽、23d-弹簧孔、24-上轴承、24a-轴承凹部、25-下轴承、26-叶片、27-排出消声器、30-电动机、31-转子、32-转子铁心、33-磁铁插入孔、34-永久磁铁、35-通风孔、41-定子、44-定子绕组、51-吸入管、52-连结管、100-密闭型压缩机、101-吸入消声器、102-排出管、103-流路切换阀、104-室外侧热交换器、105-减压器、106-室内侧热交换器、110-缸体吸入孔、110A-缸体吸入孔、110a-缸体筒部、111-筒状槽、111a-径向内侧端部、120-缸体吸入孔、120a-缸体筒部、121-筒状槽、130-缸体吸入孔、130a-缸体筒部、130a1-直线部、130a2-圆弧部、131-筒状槽、140-缸体吸入孔、140a-缸体筒部、141-筒状槽、141a-圆弧槽、150-缸体吸入孔、150a-缸体筒部、151-筒状槽、151a-圆弧槽、160-缸体吸入孔、160a-缸体筒部、160a1-直线部、160a2-圆弧部、161-筒状槽、161a-圆弧槽、170-缸体吸入孔、171-筒状槽、171a-径向内侧端部、200-制冷循环装置。

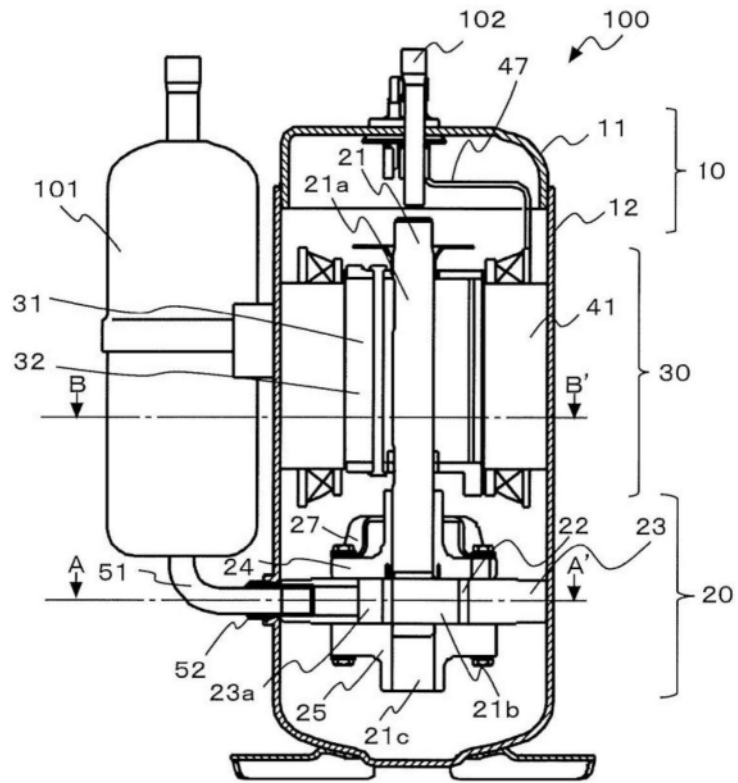


图1

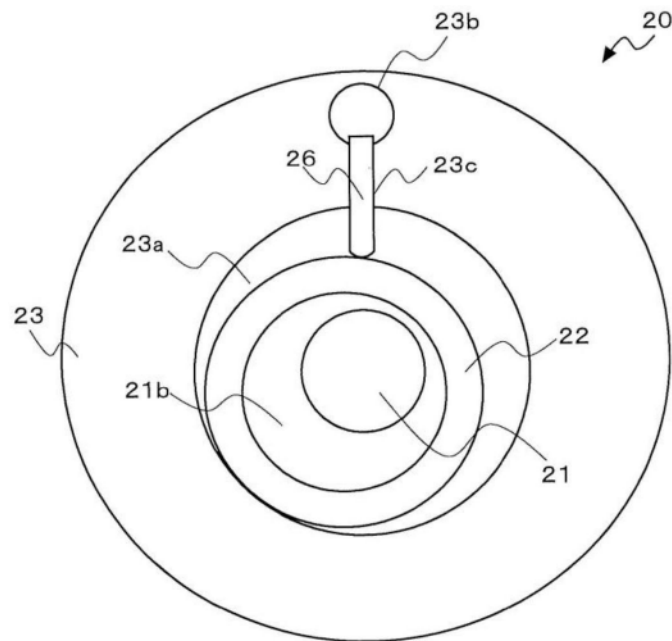


图2

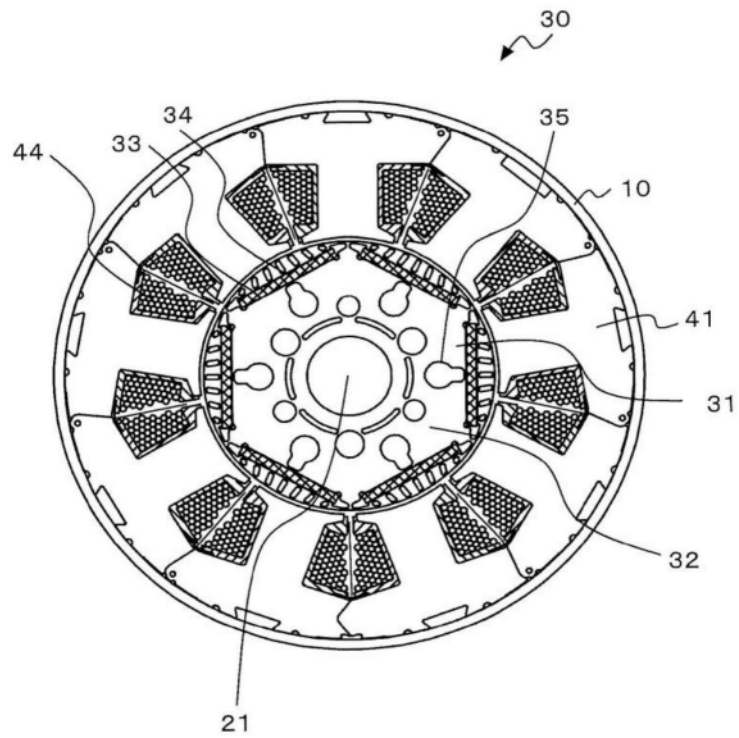


图3

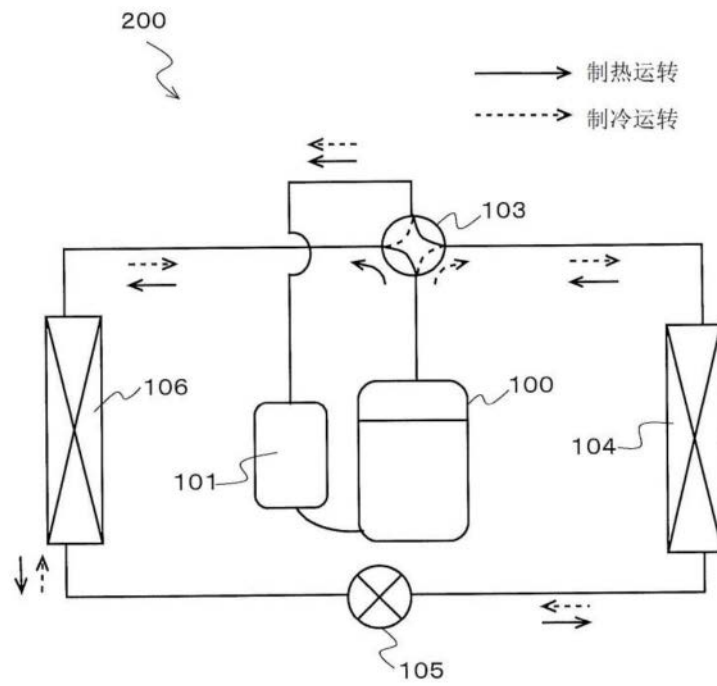


图4

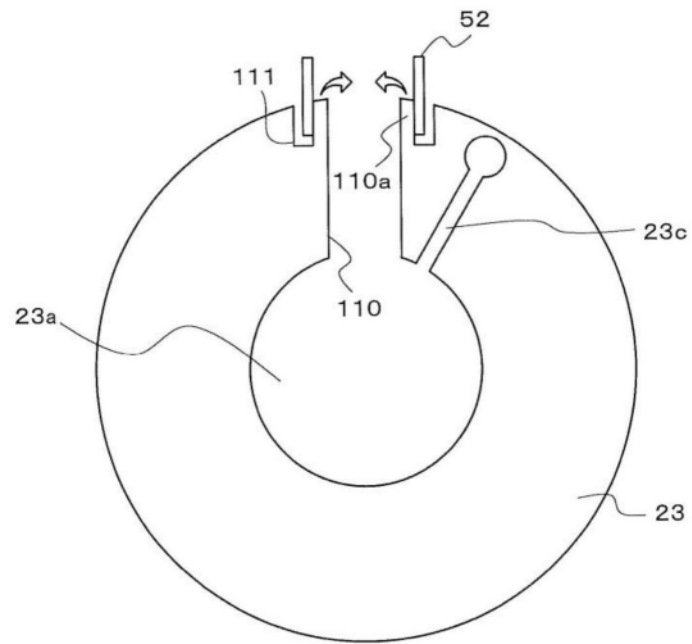


图5

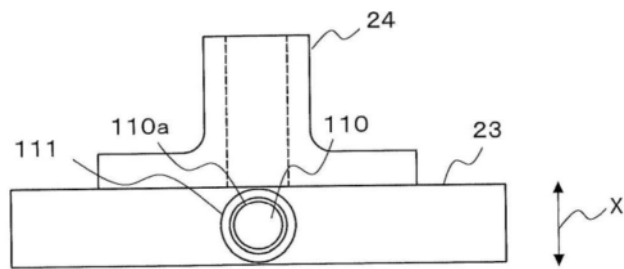


图6

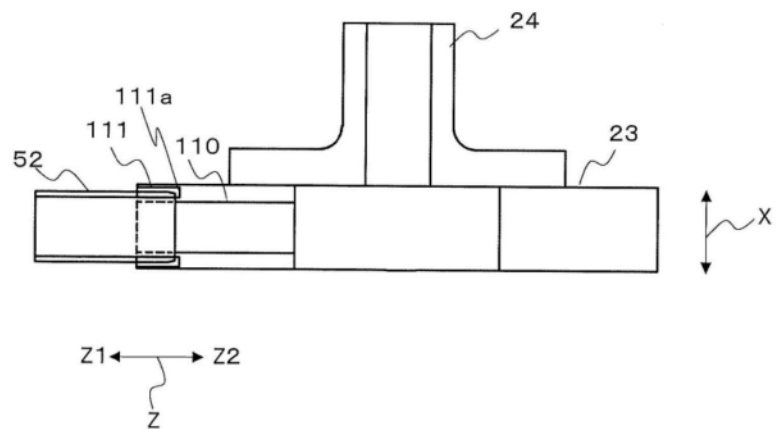


图7

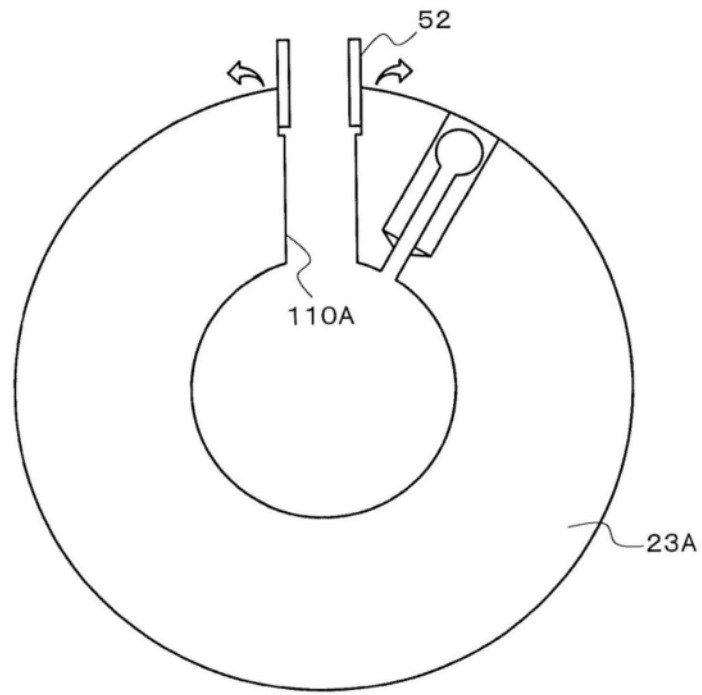


图8

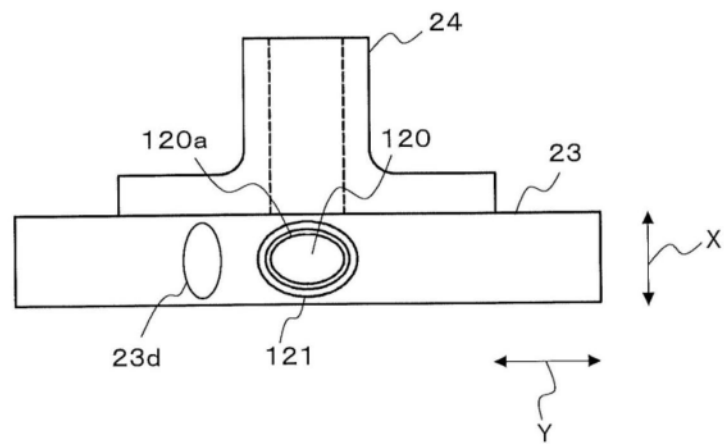


图9

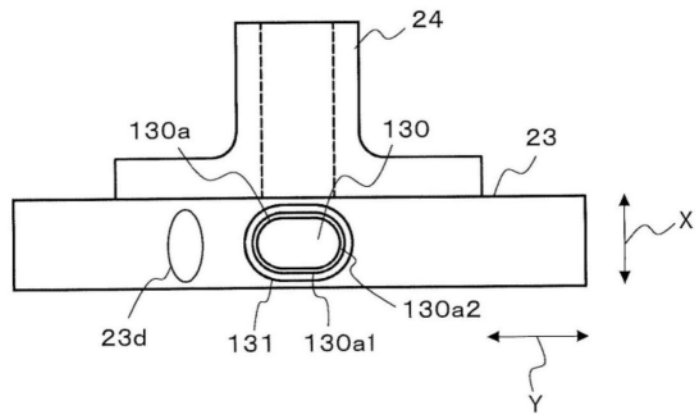


图10

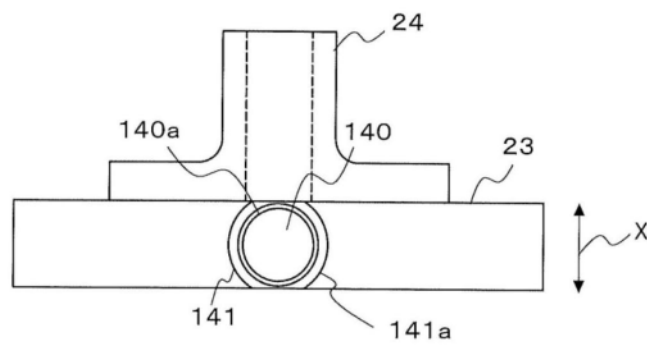


图11

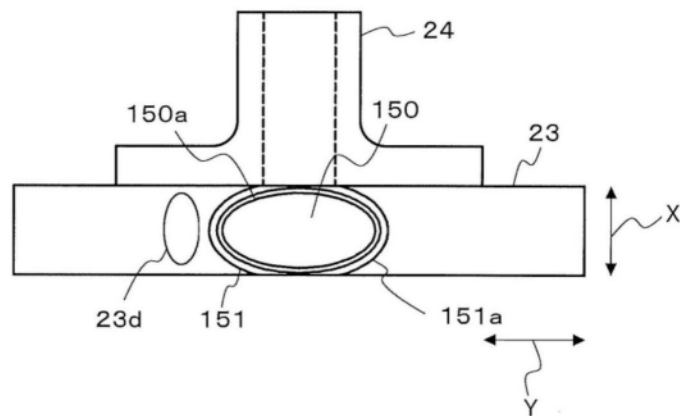


图12

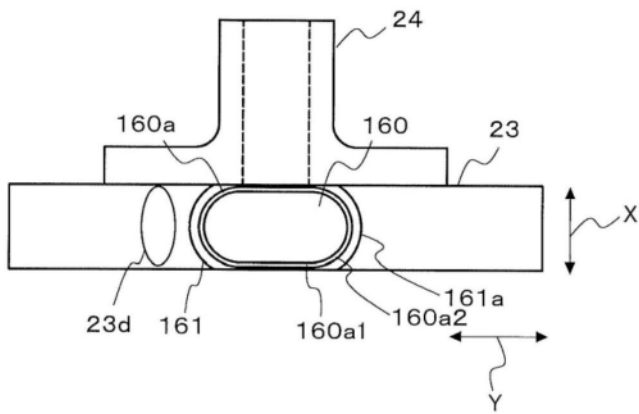


图13

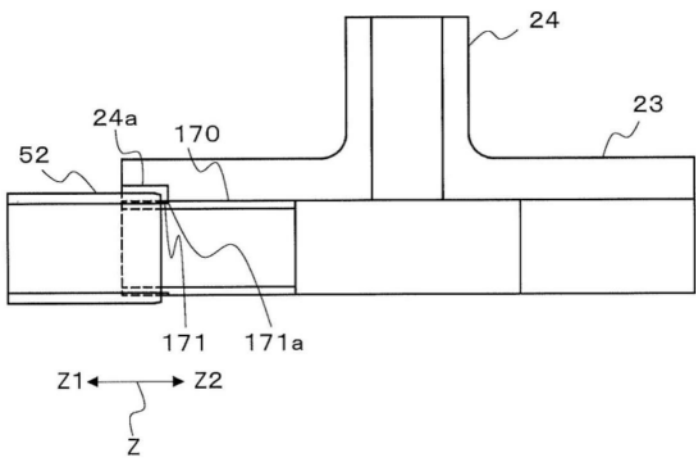


图14