



(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 107131109 A

(43)申请公布日 2017.09.05

(21)申请号 201710025343.7

(22)申请日 2017.01.13

(30)优先权数据

2016-038095 2016.02.29 JP

(71)申请人 日立空调·家用电器株式会社

地址 日本东京都

(72)发明人 加纳奖一

(74)专利代理机构 北京银龙知识产权代理有限公司

公司 11243

代理人 金成哲 宋春华

(51)Int.Cl.

F04B 35/04(2006.01)

F04B 39/00(2006.01)

F25D 19/00(2006.01)

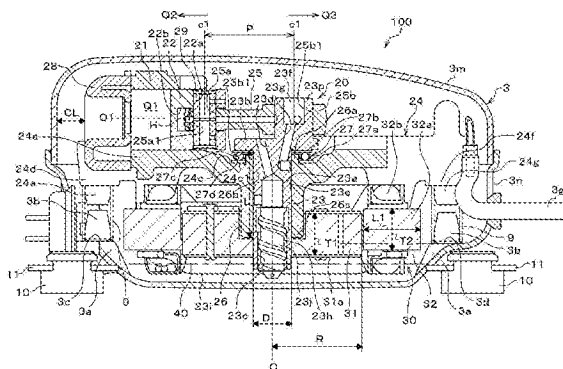
权利要求书1页 说明书8页 附图5页

(54)发明名称

压缩机及具备该压缩机的冰箱

(57)摘要

本发明提供一种能够防止动作故障并能够小型化的压缩机及具备该压缩机的冰箱。压缩单元(20)具备:缸筒(21);通过在缸筒(21)内进行往复运动而压缩制冷剂的活塞(22);通过电动单元(30)而进行偏心旋转的曲轴(23);能够旋转地连结曲轴(23)的偏心部(23p)和活塞(22)的连杆(25);能够旋转地连结活塞(22)和连杆(25)的活塞销(29);以及轴支承曲轴(23)的径向轴承(26),在将作为连接连杆(25)的小端部(25a)的旋转中心和大端部(25b)的旋转中心的距离的间距设为P时,L/P为1.1以下。



1. 一种压缩机,其具备:压缩单元;驱动上述压缩单元的电动单元;以及收纳上述压缩单元及上述电动单元的容器,

上述压缩机的特征在于,

上述压缩单元具备:缸筒;通过上述缸筒内进行往复运动而压缩制冷剂的活塞;通过上述电动单元而进行偏心旋转的曲轴;能够旋转地连结上述曲轴的偏心部和上述活塞的杆;以及支承上述曲轴的轴承,

在将从上述曲轴的主轴的上端到上述轴承的下端的轴向的长度设为L、将连接上述杆的一端的旋转中心和另一端的旋转中心的距离设为P时,L/P为1.1以下。

2. 根据权利要求1所述的压缩机,其特征在于,

上述压缩机具备能够旋转地连结上述活塞和上述杆的活塞销,

在将上述活塞销的端部的轴向的高度设为H时,L/H为3~5。

3. 一种冰箱,其特征在于,具备权利要求1或2所述的压缩机。

压缩机及具备该压缩机的冰箱

技术领域

[0001] 本发明涉及压缩机及具备该压缩机的冰箱。

背景技术

[0002] 往复型压缩机具有以下机构,即,以电动机的动力使曲柄轴偏心旋转而使活塞往复运动,从而压缩制冷剂(参照专利文献1)。

[0003] 现有技术文献

[0004] 专利文献

[0005] 专利文献1:日本特开2010-281299号公报

发明内容

[0006] 发明所要解决的课题

[0007] 然而,对于往复型压缩机,除了各滑动部的圆度、圆柱度重要以外,垂直度和平行度等的形位交叉也变得重要。但是,在专利文献1记载的压缩机中,当为了实现压缩机的小型化而缩短曲柄轴时,曲柄轴的倾斜度变大,从而作用于曲柄轴的载荷变大,在形位公差的精度低的情况下,存在最终曲柄轴锁定而压缩机不能正常动作的问题。

[0008] 本发明解决上述现有问题,其目的在于提供一种防止动作故障且能够小型化的压缩机及具备该压缩机的冰箱。

[0009] 用于解决课题的方案

[0010] 本发明为一种压缩机,其具备:压缩单元;驱动上述压缩单元的电动单元;以及收纳上述压缩单元及上述电动单元的容器,上述压缩机的特征在于,上述压缩单元具备:缸筒;通过在上述缸筒内进行往复运动而压缩制冷剂的活塞;通过上述电动单元而进行偏心旋转的曲轴;能够旋转地连结上述曲轴的偏心部和上述活塞的杆;以及支承上述曲轴的轴承,在将从上述曲轴的主轴的上端到上述轴承的下端的轴向的长度设为L、将连接上述杆的一端的旋转中心和另一端的旋转中心的距离设为P时, L/P 为1.1以下。

[0011] 发明的效果

[0012] 根据本发明,能够提供一种防止动作故障且能够小型化的压缩机及具备该压缩机的冰箱。

附图说明

[0013] 图1是表示本实施方式的压缩机的纵向剖视图。

[0014] 图2是表示本实施方式的压缩机的横向剖视图。

[0015] 图3是说明在求出压缩机的干涉率时因间隙而引起的各倾斜角度的位置尺寸の説明图。

[0016] 图4是表示干涉率与COP的关系的图表。

[0017] 图5是表示干涉率与主轴长度/杆间距的关系的图表。

[0018] 图6是表示搭载了本实施方式的压缩机的冰箱的概要剖视图, (a) 是将压缩机配置于下部的结构, (b) 是将压缩机配置于上部的结构。

[0019] 符号说明

[0020] 3—密闭容器, 9—盘簧, 10—橡胶座, 20—压缩单元, 21—缸筒, 22—活塞, 23—曲轴, 23a—主轴, 23b—凸缘部, 23p—偏心部, 24—机架, 24a—基部, 24b—贯通孔, 24c—凹部, 24d—延伸部, 25—连杆(杆), 25a—小端部, 25a1—连结孔, 25b—大端部, 25b1—连结孔, 26—径向轴承(轴承), 27—止推轴承, 28—顶盖, 29—活塞销, 30—电动单元, 31—转子, 32—定子, 100—压缩机, A~E—倾斜角度, H—小端部的高度, L—主轴长度, P—杆间距, Q2—压缩机室侧, Q3—压缩机室相反侧。

具体实施方式

[0021] 以下, 参照附图, 对本发明的实施方式的压缩机100进行说明。

[0022] 图1是表示本实施方式的压缩机的纵向剖视图。

[0023] 如图1所示, 压缩机100是将压缩单元20及电动单元30配置于密闭容器3内而构成的所谓的往复压缩机。压缩单元20及电动单元30在密闭容器3内经由多个盘簧9(弹性部件)而被弹性地支撑。密闭容器3通过焊接等而对构成大致上一半的外轮廓的上壳体3m和构成大致下一半的外轮廓的下壳体3n进行接合, 且在内部具有对压缩单元20及电动单元30进行收纳的空间。

[0024] 压缩单元20构成为, 具备: 缸筒21; 通过在该缸筒21内进行往复运动而压缩制冷剂的活塞22; 通过电动单元30进行偏心旋转的曲轴23(曲柄轴); 连结曲轴23的偏心部23p和活塞22的连杆25(杆); 以及支撑曲轴23的径向轴承26(轴承)及止推轴承27(轴承)。

[0025] 缸筒21形成于比曲轴23(主轴23a)的中心轴O偏向径向的外侧的位置。另外, 缸筒21的轴向O1构成为与曲轴23的轴向(中心轴O)正交的朝向。另外, 在缸筒21的轴向O1的外周侧的端部安装有顶盖28, 在相反侧的端部插入有活塞22。这样, 通过缸筒21、活塞22以及顶盖28构成了压缩室(缸筒室)Q1。此外, 在缸筒21与顶盖28之间设有阀开闭机构(未图示), 该阀开闭机构具备: 在吸收制冷剂时打开的吸气阀; 以及在将压缩了的制冷剂排出时打开的排放阀。

[0026] 活塞22经由活塞销29而与连杆25的小端部25a(活塞22侧的端部)连结。即, 在活塞22形成有: 在上下方向上贯通的连结孔22a; 以及供连杆25的小端部25a插入的凹部22b。

[0027] 曲轴23构成为, 具备: 主轴23a; 在主轴23a的上端, 在径向上突出的凸缘部23b; 以及形成于与主轴23a的中心轴O偏心的位置的偏心部23p。主轴23a的中心轴O设定为与偏心部23p的旋转中心轴平行。另外, 曲轴23的下端部延长至下壳体3n的附近。偏心部23p相对于中心轴O进行偏心旋转, 从而活塞22在缸筒21内进行往复运动。

[0028] 主轴23a呈在铅垂方向上延伸的圆柱形, 且被径向轴承26旋转自如地支撑。另外, 主轴23a的中心轴O(轴向)构成为与径向轴承26的轴向平行。

[0029] 凸缘部23b为兼做配重的构造。配重具有减小压缩单元20驱动时的振动的功能。从而, 通过使配重位于主轴23a与偏心部23p之间, 能够减小压缩单元20的高度尺寸, 能够有利于压缩机100的小型化。

[0030] 另外, 在曲轴23的主轴23a构成为, 从轴向的下端面朝向上方, 形成凹形状的镗孔

23c,且在主轴23a内具有中空部。另外,在曲轴23形成有从镗孔23c的上端朝向凸缘部23b的上面而贯通的上部连通孔23d。另外,在曲轴23的外周面形成有螺旋槽23e,直至凸缘部23b的附近。

[0031] 在偏心部23p,从轴向的上端面朝向下方,形成有凹形状的镗孔23f。镗孔23f相距上表面的深度形成为比偏心部23p的轴向的长度短。另外,镗孔23f经由连通孔23g而与螺旋槽23e的上端部连通。

[0032] 在主轴23a的中空部插入有固定轴部件23h。固定轴部件23h通过固定件23i而固定为即使在曲轴23旋转时也不旋转。在固定轴部件23h的外周面形成有固定轴螺旋槽23j。由该固定轴螺旋槽23j的壁面和镗孔23c的壁面形成螺旋状的润滑油通路,随着由曲轴23(主轴23a)的旋转而引起的壁面移动,润滑油通过粘性效果而沿着壁面拖拉地在至固定轴螺旋槽23j内上升。

[0033] 机架24具有在大致水平方向上延伸的基部24a,缸筒21位于基部24a的上部。另外,在机架24的大致中央部形成有向铅垂方向下方(朝向下壳体3n的底面)延伸的圆筒形的径向轴承26。另外,机架24构成了缸筒21的一部分。

[0034] 连杆25(杆)是连结活塞22和曲轴23的部件,其具有小端部25a和大端部25b(偏心部23p侧的端部)。在小端部25a,在上下方向上贯通地形成有供活塞销29插通的圆形的连结孔25a1。在大端部25b,在上下方向上贯通地形成有供偏心部23p插通的圆形的连结孔25b1。

[0035] 小端部25a的连结孔25a1的轴向构成为与活塞销29的轴向平行。大端部25b的连结孔25b1的轴向构成为与偏心部23p的轴向平行。

[0036] 径向轴承26由轴支撑曲轴23的主轴23a的滑动轴承构成。另外,径向轴承26具有在上下方向上贯通的贯通孔26b。另外,径向轴承26支撑主轴23a的一部分。即,径向轴承26的上端26a位于凸缘部23b的大致下端,径向轴承26的下端26c位于镗孔23c的高度方向的大致中央。

[0037] 止推轴承27配置于在基部24a的贯通孔26b的开口缘部形成为圆形槽状的凹部24c。该止推轴承27包括一组轨道板27a、27b、保持器27c以及转动体27d。该止推轴承27配置于曲轴23的凸缘部23b与凹部24c之间。

[0038] 位于下侧的轨道板27a呈环形,且以与凹部24c的底面24c1相接的方式配置。位于上侧的规定板27b呈环形,且以与凸缘部23b的下表面23b1相接的方式配置。

[0039] 活塞销29通过插通活塞22的连结孔22a和小端部25a的连结孔25a1双方而能够转动地连结活塞22和连杆25。另外,活塞销29的轴向(图示上下方向)构成为与活塞22的连结孔22a的轴向平行。

[0040] 在镗孔23c上升的润滑油(冷冻机油)通过上部连通孔23d后向凸缘部23b上方喷出,进入润滑止推轴承27。另外,在曲轴23的螺旋槽23e上升的润滑油对曲轴23(主轴23a)与径向轴承26之间进行润滑,而且通过连通孔23g后,朝向偏心部23p的镗孔23f流入,进而润滑连杆25的周边。此外,润滑了止推轴承27等的润滑油构成为,经由在机架24所形成的孔24s(参照图2)而返回到密闭容器3的底。

[0041] 电动单元30配置于机架24的下侧(基部24a的下方),且包含转子31及定子32而构成。

[0042] 转子31具备层叠电磁钢板而成的转子芯体而构成,且通过压入等而固定于曲轴23

(主轴23a)的下部。另外,转子31是半径R比厚度(轴向的高度)T1大的扁平形状。另外,转子31的厚度(轴向的高度)T1设定为径向轴承26的长度(轴承长)的大致一半左右。

[0043] 定子32构成为具备:铁芯32a,其配置于转子31的外周,且包括圆筒状的定子芯体和在该定子芯体的内周所形成的多个插槽;线圈32b,其经由绝缘体(未图示)而卷绕于铁芯32a。另外,在图1的纵向剖面观察中,铁芯32a是径向的长度L1比厚度(轴向的高度)T2长的扁平形状。在图1的纵向剖面观察中,线圈32b也是径向的长度比厚度(轴向的高度)长的扁平形状。另外,铁芯32a的厚度(轴向的高度)T2构成为与转子31的厚度(轴向的高度)T1相同。从而,在将转子31形成为扁平的情况下,能够通过将定子32的直径也扩宽而形成扁平形状,从而取得用于使转子31旋转的转矩。

[0044] 这样设有压缩单元20及电动单元30的机架24在密闭容器3内经由多个盘簧9而被弹性支撑。另外,以预先设定有预定的间隙CL的状态设计压缩单元20及电动单元30,使得在运转时产生了振动时,与密闭容器3的内壁面不接触。

[0045] 盘簧9设于构成压缩单元20的一部分的缸筒21侧(压缩机室侧Q2、图1的左侧)和缸筒21侧的相反侧(压缩机室相反侧Q3、图1的右侧)。此外,本实施方式构成为,盘簧9在压缩室侧和压缩室相反侧均分别设于与图1的纸面正交的方向的跟前侧和进深侧,密闭容器3由共计四根盘簧9支撑(参照图2)。此外,所有的盘簧9均具有相同的形状及弹簧特性。从而,通过使盘簧9为单一种类,能够防止在混合存在不同种类的盘簧9情况下的配置错误。但是,盘簧9的根数不限于四根,可以为三根,也可以为五根以上。

[0046] 另外,机架24具有延伸至比缸筒21靠外周侧(径向外侧)的延伸部24d。该延伸部24d延伸至比定子32靠外周侧。另外,在延伸部24d的下表面形成有嵌合保持于盘簧9的上部的突起部24e。

[0047] 另外,机架24在延伸部24d的相反侧也具有与延伸部24d同程度地延伸的延伸部24f。该延伸部24f也延伸至比定子32靠外周侧。另外,在延伸部24f的下表面形成有嵌合保持于盘簧9的上部的突起部24g。

[0048] 在密闭容器3的底面,在定子32的外周侧形成有以向密闭容器3内突出的的方式隆起的阶差部3a。该阶差部3a通过下壳体3n的底面的一部分和侧面的一部分紧闭,外面形成下凹形状而构成。另外,阶差部3a设于与盘簧9的位置对应的位置。另外,在阶差部3a的上端面形成有嵌合地保持盘簧9的下部的突起部3b。突起部3b位于比转子31的下表面31a靠上侧。此外,润滑油的油面40构成为以润滑油不浸泡转子31的方式,位于比转子31的下表面31a靠下侧。另外,曲轴23(主轴23a)的下端及固定轴部件23h的下端位于比油面40靠下方。

[0049] 图2是表示本实施方式的压缩机的横向剖视图。此外,在图2中,对压缩机100内的制冷剂的流动进行说明。

[0050] 如图2所示,从吸入消音器41的吸入口(未图示)吸入从冰箱的冷却器66(参照图6)返回并从贯通密闭容器3而连接的吸入管3e导入的制冷剂后,将其经由顶盖28等而导入压缩室Q1(参照图1)。另外,在压缩室Q1被活塞22压缩了的制冷剂通过排出室空间(未图示)后,通过在机架24所形成的排出消音器42a、42b及管3f,从排出管3g通过冷凝器(未图示)、减压装置(未图示)而输送至冷却器66(参照图4)。

[0051] 这样构成的压缩机100在机架24的上部配置有压缩单元20,在下部配置有电动单元30,机架24经由盘簧9而弹性支撑于密闭容器3内。该情况下,重心位于机架24的高度位置

(与盘簧9的上端同程度的位置),因此能够缩小含有压缩单元20及电动单元30的内部机构部的偏转角。另外,通过将盘簧9的位置配置于缸筒21的外周侧,能够更有效地抑制上述内部机构部的振动。因此,通过能够抑制内部机构部的振动,从而能够减小内部机构部(压缩单元20及电动单元30)与密闭容器3之间的间隙CL(参照图1)。其结果,能够缩小密闭容器3,能够实现压缩机100的小型化。

[0052] 另外,在各阶差部3a的下部设有弹性支撑密闭容器3的橡胶座10(参照图1)。该橡胶座10支撑于在密闭容器3的下壳体3n所固定的板11。另外,橡胶座10在铅垂方向(上下方向)上配置于与盘簧9重叠的位置。这样形成阶差部3a,在阶差部3a配置盘簧9,从而能够将盘簧9设置成不浸泡于润滑油的高度,因此,能够防止盘簧9在润滑油内振动时产生的噪音,能够实现压缩机100的安静稳定化。另外,通过将橡胶座10配置于阶差部3a的下部,能够防止橡胶座10从密闭容器3的下壳体3n向下方突出得大,因此,能够抑制压缩机100的高度变高,能够实现压缩机100的小型化。

[0053] 接下来,参照图3~图5,对决定压缩机100的杆间距P与主轴长度L的关系的单元进行说明。图3是表示在求出压缩机的干涉率时的因间隙而引起的各倾斜角度的位置尺寸的说明图,图4是表示干涉率与COP的关系的图表,图5是表示干涉率与主轴长度/杆间距的关系的图表。此外,图3为了易于理解而示意性图示了因各间隙而引起的倾斜角度。

[0054] 另外,作为决定压缩机的COP(Coefficient Of Performance)的要因之一,能够列举干涉率。该干涉率能够通过以下的式(1)来求出。此外,在以下的式(1)的说明中,将曲轴称为轴,将连杆称为杆,将缸筒和径向轴承称为机架。另外, α 、 β 、 γ 、 δ (均未图示)是因形位公差而引起的倾斜角度,A、B、C、D、E是因间隙而引起的倾斜角度。另外,对于 $\alpha\sim\delta$,以添加括号来记载在实际中使用的各零件的直径尺寸。

[0055] 干涉率 = $(\alpha + \beta + \gamma + \delta) / (A + B + C + D + E) \cdots (1)$

[0056] α :因曲轴的平行度而引起的倾斜角度(主轴 $\phi 18$ -偏心部 $\phi 15.9$)

[0057] β :因杆的平行度而引起的倾斜角度(大端部 $\phi 15.9$ -小端部 $\phi 9.5$)

[0058] γ :因活塞的垂直度而引起的倾斜角度(外径 $\phi 25.4$ -连结孔 $\phi 9.5$)

[0059] δ :因机架的垂直度而引起的倾斜角度(缸筒 $\phi 25.4$ -径向轴承 $\phi 18$)

[0060] A:机架(径向轴承)-轴(主轴)

[0061] B:曲轴(偏心部)-杆(大端部)

[0062] C:杆(小端部)-活塞销

[0063] D:活塞销-活塞

[0064] E:活塞-机架(缸筒)

[0065] α 是曲轴23的主轴23a与偏心部23p的平行度,作为一例,将主轴23a的直径(外径)设为18mm,将偏心部23p的直径(外径)设为15.9mm。 β 是连杆25的小端部25a与大端部25b的平行度,作为一例,将大端部25b的连结孔25b1的直径设为15.9mm,将小端部25a的连结孔25a1的直径设为9.5mm。 γ 是活塞22的圆筒部分的外径与活塞销29插入的连结孔22a的垂直度,作为一例,将外径设为25.4mm,将连结孔22a的直径(外径)设为9.5mm。 δ 是机架24的缸筒21的轴向(图示左右方向)与径向轴承26的轴向(图示上下方向)的垂直度,作为一例,将缸筒21的内径设为25.4mm,将径向轴承26的直径(内径)设为18mm。

[0066] 如图3所示,A是由于曲轴23的主轴23a与径向轴承26之间的间隙而主轴23a在径向

轴承26内倾斜时的倾斜角度。B是由于连杆25的大端部25b与曲轴23的偏心部23p之间的间隙而偏心部23p在大端部25b内倾斜时的倾斜角度。C是由于连杆25的小端部25a与活塞销29之间的间隙而活塞销29在小端部25a内倾斜时的倾斜角度。D是由于活塞销29与活塞22的连结孔22a之间的间隙而活塞销29在连结孔22a内倾斜时的倾斜角度。E是由于活塞22与机架24的缸筒21之间的间隙而活塞22在缸筒21内倾斜时的倾斜角度。

[0067] 然后,当根据图3所述的倾斜角度A、B、C、D、E求出 $\tan A$ 、 $\tan B$ 、 $\tan C$ 、 $\tan D$ 、 $\tan E$ 时,能够用以下的式(2)~(6)表示。此外,间隙的单位为微米,因此,式(2)~(6)所述的“ $\times 1000$ ”用于将单位系合成毫米。

$$[0068] \quad \tan A = CLa / (La \times 1000) \cdots (2)$$

$$[0069] \quad \tan B = CLb / (Lb \times 1000) \cdots (3)$$

$$[0070] \quad \tan C = CLc / (Lc \times 1000) \cdots (4)$$

$$[0071] \quad \tan D = CLd / (Ld \times 1000) \cdots (5)$$

$$[0072] \quad \tan E = CLe / (Le \times 1000) \cdots (6)$$

[0073] 此外,CLa是主轴23a和径向轴承26在径向轴承26的轴向的端部(下端)分离的距离,La是供主轴23a滑动的径向轴承26的滑动长度。CLb是偏心部23p和大端部25b在大端部25b的轴向的端部(上端)分离的距离,Lb是供偏心部23p滑动的大端部25b的滑动长度。CLc是活塞销29和小端部25a在小端部25a的轴向的端部(下端)分离的距离,Lc是供活塞销29滑动的小端部25a的滑动长度。CLd是活塞22的连结孔22a和活塞销29在与活塞22的轴向正交的方向的端部(上端)分离的距离,Ld是供活塞销29滑动的连结孔22a的滑动长度。CLe是缸筒21和活塞22在活塞22的轴向的端部分离的距离,Le是供活塞22滑动的缸筒21的滑动长度。

[0074] 当根据上述的式(2)~(6)求A~E时,则变成以下的式(7)~(11)。

$$[0075] \quad A = \arctan (CLa / (La \times 1000)) \cdots (7)$$

$$[0076] \quad B = \arctan (CLb / (Lb \times 1000)) \cdots (8)$$

$$[0077] \quad C = \arctan (CLc / (Lc \times 1000)) \cdots (9)$$

$$[0078] \quad D = \arctan (CLd / (Ld \times 1000)) \cdots (10)$$

$$[0079] \quad E = \arctan (CLe / (Le \times 1000)) \cdots (11)$$

[0080] 从而,当将各倾斜角度A~E合并进行表示,则变成以下所示的式(12)。

$$[0081] \quad \arctan (\text{各间隙} / (\text{滑动长度} \times 1000)) \cdots (12)$$

[0082] 另外,探讨根据上述的式(1)所得到的干涉率与COP的关系,确认了能够得到以下关系,即,如图4所示,干涉率变得越低,则COP变得越高。因此,确认了,根据图4所示的关系求干涉率,从而能够提高压缩机100的COP。

[0083] 因此,图5表示构想了多个在将与曲轴23的长度有关的式(1)的倾斜角度A以外的数字设为固定值而使主轴长度L(参照图1)的长度变化时的、主轴长度L与杆间距P(参照图1)的比(L/P)与干涉率的关系的图表。此外,如图1所述,本实施方式中的主轴长度L是指从曲轴23的主轴23a的上端、换言之,从凸缘部23b的下表面23b1,直至径向轴承26的下端的长度。如图1所述,杆间距P是指连接连杆25的小端部25a的旋转中心c1和大端部25b的旋转中心c2的距离。因此,通过缩短主轴长度L,L/P(主轴长/杆间距)变小,通过增长主轴长度L,L/P变大。

[0084] 如图5所示,确认了,随着L/P变大,干涉率变高。另外,确认了,在L/P为1.1附近,存在拐点。即,确认了,在L/P为1.1以下的情况下,干涉率沿直线S1变换,在L/P超过1.1的情况下,干涉率沿直线S2变化。因此,在L/P为1.1以下的情况下,能够降低干涉率的同时,缩短主轴长度L。此外,在L/P超过1.1的情况下,随着干涉率变高,主轴长度L变长。因此,通过将L/P设定为1.1以下,缩短曲轴23而能够进行压缩机100的小型化,而且能够确保压缩机100的性能并防止动作故障(能够防止曲轴23锁定)。另外,以往,缩短主轴长度L(将压缩机100小型化)使轴承载荷变大,因此至今为止没有积极地采用。但是,确认了,即使将主轴长度L缩短化,也能够通过将L/P设定为1.1以下而允许伴随着轴承载荷的增加的轴承载荷的增加,能够确保作为压缩机100的性能的同时将其小型化。

[0085] 另外,为了提高压缩机100的性能的目的,当将活塞22与连杆25的连结方式从球形接头变更成活塞销方式时,要求高的尺寸精度。然而,当缩短主轴长度L时,曲轴23的倾斜角度变大,因此,能够缓和形位公差的精度。另外,通过缩短主轴长度L,形成将曲轴23的固定轴部件23h插入的镗孔23c的空间变窄。通过该空间变窄,圆筒状的薄壁部分的区域也比曲轴长的情况下变窄,因此,能够相应提高曲轴23的刚性。通过抑制曲轴23的弯曲变形,即使缩短曲轴23而将压缩机100小型化,也能够确保作为压缩机100的性能。

[0086] 另外,在本实施方式中,在压缩机100中,在将小端部25a的轴向的高度设为H时(参照图1),通过将主轴长度L设为高度H的3~5倍,能够缓和活塞销29的轴向与主轴23a的轴向(中心轴O)的平行度的精度。因此,即使缩短曲轴23而将压缩机100小型化,也能够确保作为压缩机100的性能。

[0087] 图6表示搭载了本实施方式的压缩机的冰箱的概要剖视图,(a)是将压缩机配置于下部的结构,(b)是将压缩机配置于上部的结构。

[0088] 如图6(a)所示,冰箱60A构成为将冰箱主体61分成多个收纳室62、63、64、65。例如,收纳室62是冷藏室,收纳室63是上层冷冻室,收纳室64是下层冷冻室,收纳室65是蔬菜室。此外,各收纳室62、63、64、65的位置关系不限于图6(a)。压缩机100配置于收纳室65的引出部65a的进深侧下部(冰箱本体61的背面侧的最下端)的机械室。从压缩机100排出的制冷剂通过设于冰箱60A内的冷凝器(未图示)、减压机构(未图示)而在冷却器66吸收冰箱内的热,并在此返回至压缩机100内。

[0089] 此外,若如以往地应用高的压缩机,则需要增大机械室的容积,因此收纳于收纳室65的引出部65a的容量变小(变成浅的引出部)。因此,通过采用应用了本实施方式的压缩机100的冰箱60A,能够缩小机械室的容积,能够降低机械室的顶面的高度位置,因此,能够扩大收纳室65的进深侧的箱内容量。

[0090] 另外,如图6(b)所示,冰箱60B将压缩机100配置于收纳室62的进深侧上部(冰箱本体61的背面侧最上端)的机械室。

[0091] 但是,若如以往地应用高的压缩机,则由于压缩机产生的振动而传递到冰箱主体的振动也变大。因此,通过采用应用了本实施方式的压缩机100的冰箱60B,能够通过上述的构造来降低振动,因此,能够抑制传到冰箱主体61的振动。另外,通过应用小型的压缩机100,能够扩大收纳室62的箱内容量。

[0092] 此外,本发明不限于上述的实施方式,在不脱离本发明的宗旨的范围内能够进行各种变更。例如,在本实施方式中距离说明了用活塞销29连结活塞22和连杆25的情况,但是

不限于活塞销29,也可以采用球形结合。

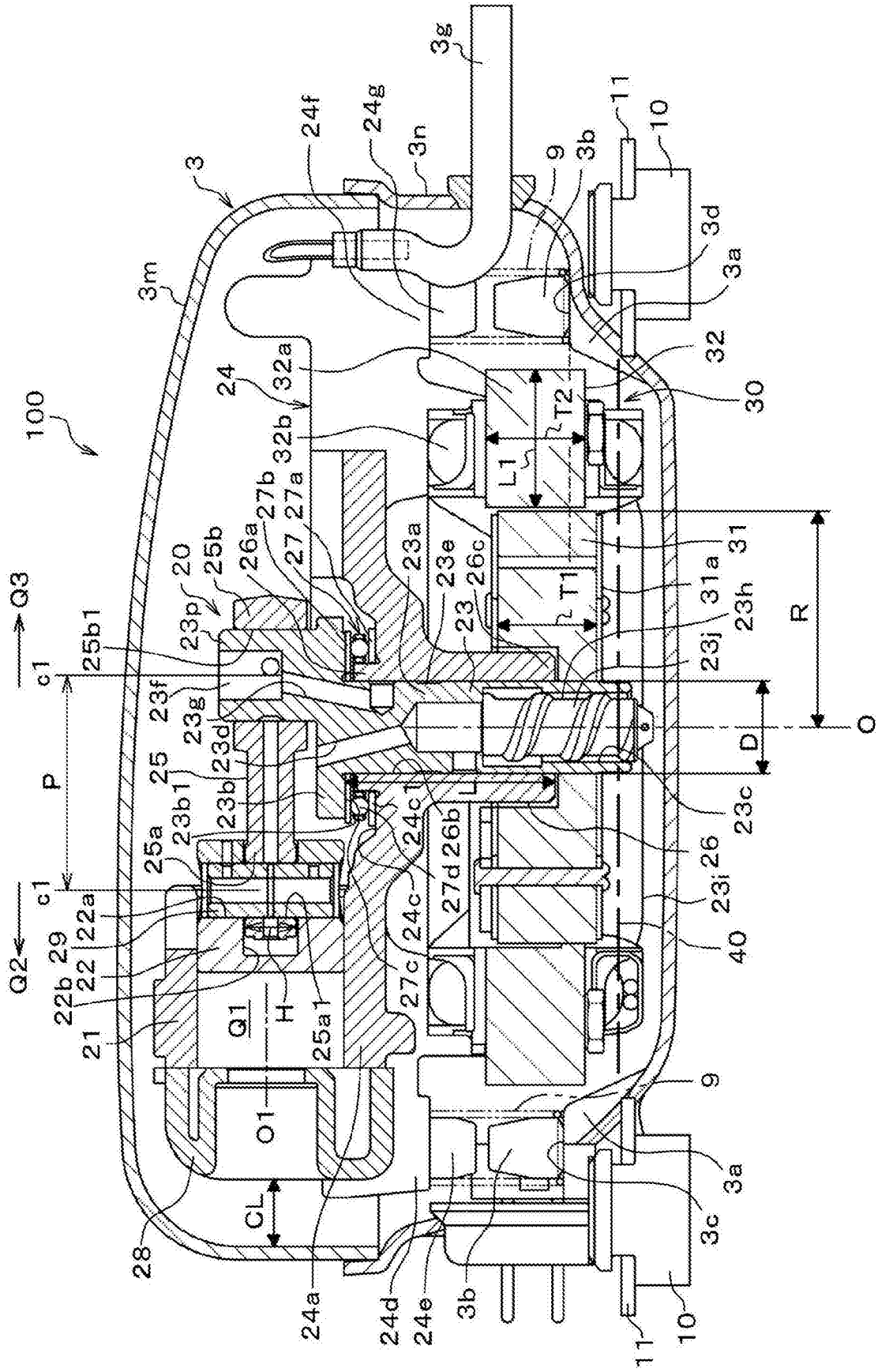


图1

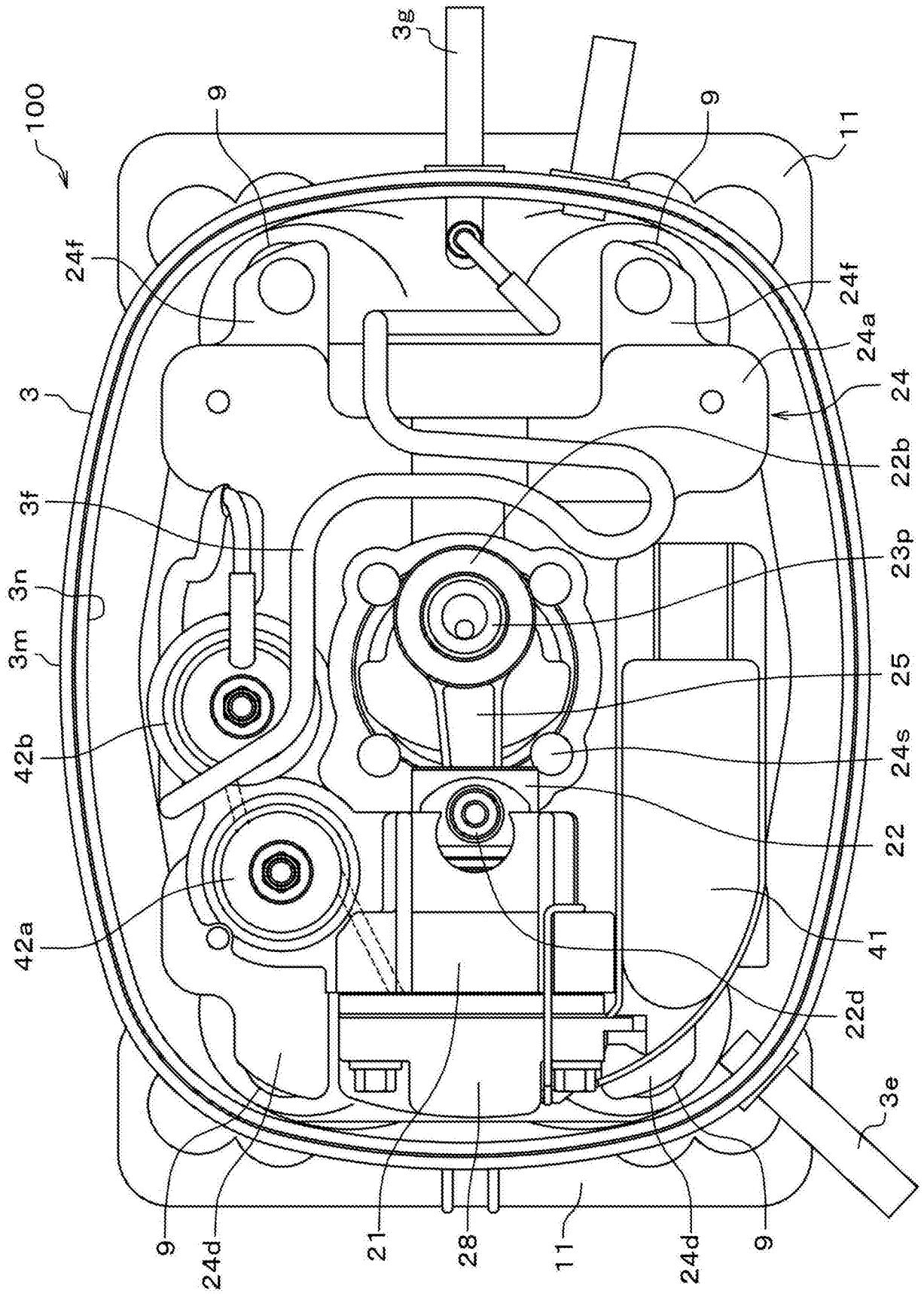


图2

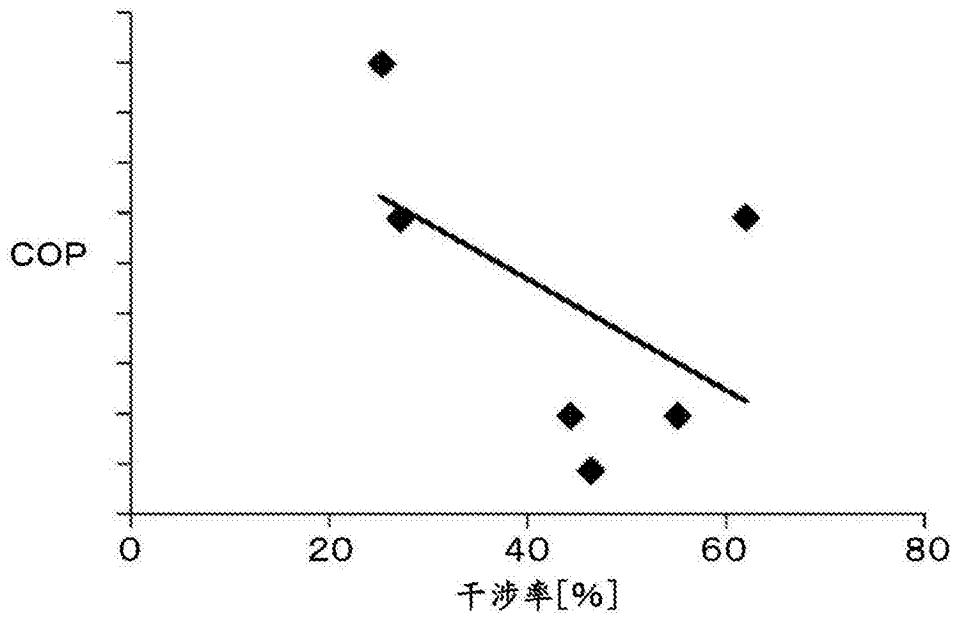


图4

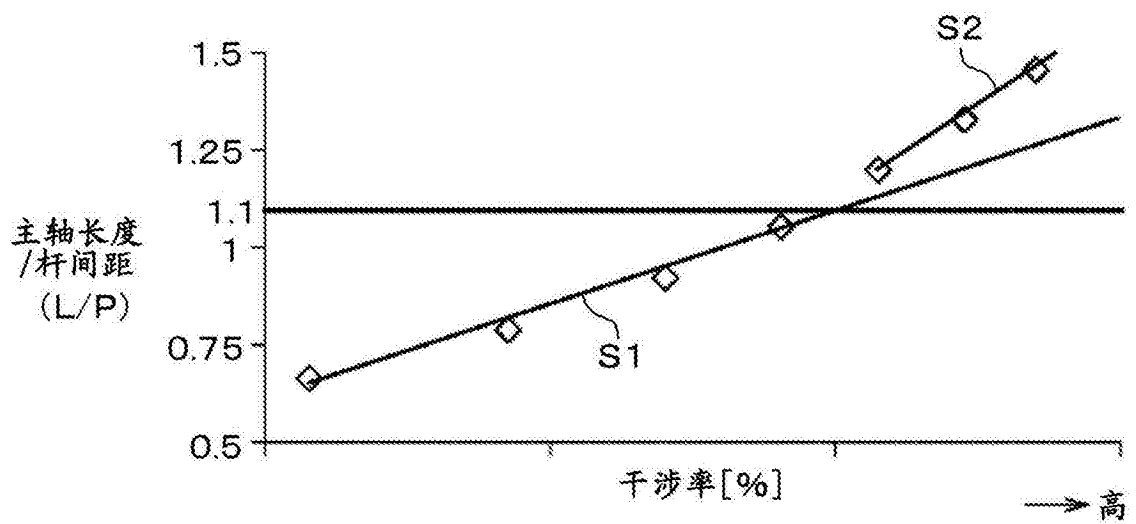


图5

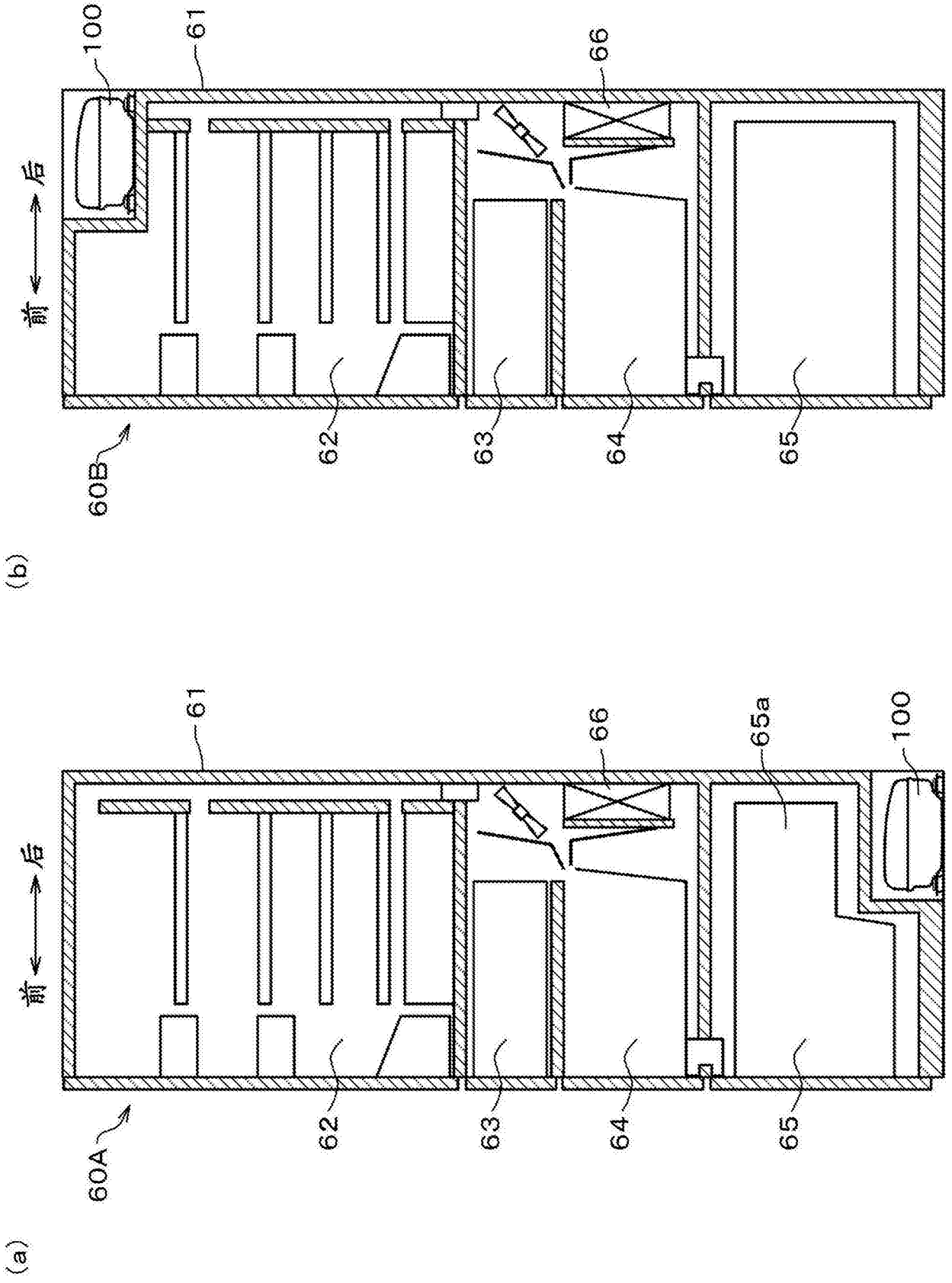


图6