



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 116507809 A

(43) 申请公布日 2023. 07. 28

(21) 申请号 202080106477.1

(51) Int. Cl.

(22) 申请日 2020.10.27

F04D 29/38 (2006.01)

(85) PCT国际申请进入国家阶段日
2023.04.20

(86) PCT国际申请的申请数据
PCT/JP2020/040276 2020.10.27

(87) PCT国际申请的公布数据
W02022/091225 JA 2022.05.05

(71) 申请人 三菱电机株式会社
地址 日本东京都

(72) 发明人 山本胜幸 寺本拓矢 安达奈穗
池田尚史 吉田贵纪

(74) 专利代理机构 北京三友知识产权代理有限公司 11127

专利代理师 欧阳柳青

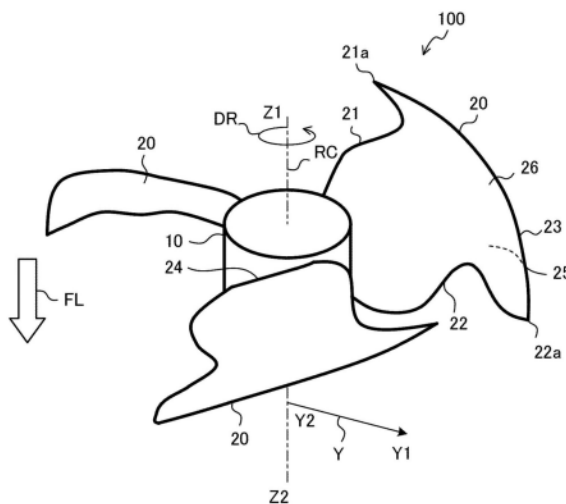
权利要求书1页 说明书9页 附图10页

(54) 发明名称

轴流风扇、送风装置以及制冷循环装置

(57) 摘要

轴流风扇中，多个叶片以叶片的旋转轴心为中心进行旋转而产生气流。叶片具有旋转方向上的前进侧的前缘部和旋转方向上的后退侧的后缘部。在叶片的后缘部形成有向前缘部侧凹陷的第一凹部。在叶片的前缘部形成有向后缘部侧凹陷的第二凹部。第一凹部与第二凹部的径向范围的一部分或全部相互重叠。



1. 一种轴流风扇,其多个叶片以所述叶片的旋转轴心为中心进行旋转而产生气流,所述叶片具有旋转方向上的前进侧的前缘部和所述旋转方向上的后退侧的后缘部,在所述叶片的所述后缘部形成有向所述前缘部侧凹陷的第一凹部,在所述叶片的所述前缘部形成有向所述后缘部侧凹陷的第二凹部,所述第一凹部与所述第二凹部的径向范围的一部分或全部相互重叠。
2. 根据权利要求1所述的轴流风扇,其中,所述叶片中,当设连结所述旋转轴心与所述后缘部的外周端的直线和连结所述旋转轴心与所述第一凹部的顶点的直线所成的角为 θ_1 、连结所述旋转轴心与所述前缘部的外周端的直线和连结所述旋转轴心与所述第二凹部的顶点的直线所成的角为 θ_2 时,具有 $\theta_2 > \theta_1$ 的关系。
3. 根据权利要求1所述的轴流风扇,其中,所述叶片中,当设连结所述旋转轴心与所述后缘部的外周端的直线和连结所述旋转轴心与所述第一凹部的顶点的直线所成的角为 θ_1 、连结所述旋转轴心与所述前缘部的外周端的直线和连结所述旋转轴心与所述第二凹部的顶点的直线所成的角为 θ_2 时,具有 $\theta_2 < \theta_1$ 的关系。
4. 根据权利要求1至3中的任意一项所述的轴流风扇,其中,所述叶片在所述后缘部的比所述第一凹部的顶点靠外周侧的位置具有向旋转方向后侧突出的第一凸部,所述第一凸部的顶点位于比所述后缘部的外周端靠内周侧的位置,并且位于比所述后缘部的所述外周端靠旋转方向后侧的位置。
5. 根据权利要求1至4中的任意一项所述的轴流风扇,其中,在对所述叶片以旋转投影到包含所述旋转轴心的子午面上的形状进行观察时,在比所述第一凹部的顶点及所述第二凹部的顶点靠内周侧的位置具有向所述气流的上游侧突出的第二凸部。
6. 一种送风装置,其具备:
权利要求1至5中的任意一项所述的轴流风扇;
驱动源,其对所述轴流风扇赋予驱动力;以及
外壳,其收纳所述轴流风扇和所述驱动源。
7. 一种制冷循环装置,其具备:
权利要求6所述的送风装置;以及
制冷剂回路,其具有冷凝器和蒸发器,
所述送风装置将空气吹送到所述冷凝器及所述蒸发器中的至少一方。

轴流风扇、送风装置以及制冷循环装置

技术领域

[0001] 本公开涉及具备多个叶片的轴流风扇、具备该轴流风扇的送风装置以及具备该送风装置的制冷循环装置。

背景技术

[0002] 以往的轴流风扇沿着圆筒状的轮毂的周面具备多片叶片,叶片随着施加于轮毂的旋转力而旋转,来输送流体。轴流风扇通过叶片的旋转,使存在于叶片之间的流体与叶片面碰撞。流体所碰撞的面的压力上升,向成为叶片旋转时的中心轴的旋转轴线方向压出流体而使其移动。

[0003] 在这样的轴流风扇中,提出了如下的轴流风扇:在叶片的后缘部形成有向前缘部侧凹陷的凹部,并且使叶片的前缘部形成为越靠外周侧越向旋转方向前方侧前进的形状(例如,参照专利文献1)。

[0004] 现有技术文献

[0005] 专利文献

[0006] 专利文献1:日本特开2016-56772号公报

发明内容

[0007] 发明所要解决的课题

[0008] 专利文献1的轴流风扇通过形成于叶片的后缘部的凹部,使在比凹部的顶点靠外周侧处的做功量比在凹部的顶点处的做功量相对地增大,从而得到提高风扇效率的效果。但是,叶片的前缘部的形状是外周侧比内周侧向旋转方向前方侧前进,因此前缘部的空气吸入时的风速是外周侧比内周侧大。这样,外周侧的风速变大,由此,在前缘部从凹部的顶点的半径方向的位置流入到叶片面上的气流随着去往后缘部而被外周侧的风速大的气流吸引着向外周侧移动。该气流与从前缘部的外周侧流入而直接去往后缘部的气流在后缘部附近合流。由于产生这样的合流,从轴流风扇吹出的气流在外周侧具有大的风速值,在与位于风扇下游的结构物碰撞时,存在产生大的阻力而导致噪音恶化及效率降低这样的问题。

[0009] 本公开是为了解决上述那样的课题而完成的,其目的在于提供抑制了后缘部的外周侧的气流的合流而实现了低噪音化以及高效率化的轴流风扇、具备该轴流风扇的送风装置以及具备该送风装置的制冷循环装置。

[0010] 用于解决课题的手段

[0011] 本公开的轴流风扇中,多个叶片以叶片的旋转轴心为中心进行旋转而产生气流,叶片具有旋转方向上的前进侧的前缘部和旋转方向上的后退侧的后缘部,在叶片的后缘部形成有向前缘部侧凹陷的第一凹部,在叶片的前缘部形成有向后缘部侧凹陷的第二凹部,第一凹部与第二凹部的径向范围的一部分或全部相互重叠。

[0012] 本公开的送风装置具备:上述结构的轴流风扇;驱动源,其对轴流风扇赋予驱动力;以及外壳,其收纳轴流风扇和驱动源。

[0013] 本公开的制冷循环装置具备:上述结构的送风装置;以及制冷剂回路,其具有冷凝器和蒸发器,送风装置将空气吹送到冷凝器及蒸发器中的至少一方。

[0014] 发明效果

[0015] 根据本公开,第一凹部和第二凹部在径向范围的一部分或全部相互重叠,由此,能够抑制在前缘部从第二凹部的顶部的径向位置流入到叶片面上并去往后缘部的气流的流动的风速值。其结果是,能够抑制后缘部的外周侧的气流的合流,能够实现低噪音化以及高效率化。

附图说明

- [0016] 图1是示出实施方式1的轴流风扇的概略结构的立体图。
- [0017] 图2是沿着旋转轴心的轴向观察图1所示的叶片的俯视图。
- [0018] 图3是实施方式1的叶片的第一凹部的径向范围的说明图。
- [0019] 图4是实施方式1的叶片的第二凹部的径向范围的说明图。
- [0020] 图5是沿着旋转轴心的轴向观察以往的轴流风扇的叶片的俯视图。
- [0021] 图6是以往的轴流风扇中的气流的流动的说明图。
- [0022] 图7是实施方式1的轴流风扇的叶片的叶片面上的气流的流动的说明图。
- [0023] 图8是沿着旋转轴心的轴向观察实施方式2的轴流风扇的叶片的俯视图。
- [0024] 图9是沿着旋转轴心的轴向观察实施方式3的轴流风扇的叶片的俯视图。
- [0025] 图10是将实施方式4的轴流风扇旋转投影到子午面上的投影图。
- [0026] 图11是将以往的轴流风扇旋转投影到子午面上的投影图。
- [0027] 图12是示出实施方式1至4的轴流风扇的变形例的图。
- [0028] 图13是实施方式5的制冷循环装置的概要图。
- [0029] 图14是从吹出口侧观察实施方式5的室外机时的立体图。
- [0030] 图15是实施方式5的室外机的概略横剖视图。
- [0031] 图16是示出从实施方式5的室外机拆下风扇护栅后的状态的图。
- [0032] 图17是从实施方式5的室外机去除风扇护栅和前面板等而示出内部结构的图。

具体实施方式

[0033] 以下,参照附图对实施方式的轴流风扇、送风装置以及制冷循环装置进行说明。此外,在包括图1的以下附图中,存在各构成部件的相对尺寸关系以及形状等与实际不同的情况。此外,在以下的附图中,标注相同的标号的结构是相同或与其相当的结构,这一点在说明书全文中是共通的。此外,为了容易理解,适当使用表示方向的用语(例如“上”、“下”、“右”、“左”、“前”、“后”等),但这些表述只是为了便于说明而这样记载的,并不限定装置或部件的配置及朝向。此外,在以下的说明中,将轴流风扇的旋转轴心延伸的方向称为“轴向”,将与轴向垂直的方向称为“径向”,将绕旋转轴心的方向称为“周向”。此外,将径向中的旋转轴心侧称为“内周侧”,远离旋转轴心的一侧称为“外周侧”。

[0034] 实施方式1

[0035] [轴流风扇100]

[0036] 图1是示出实施方式1的轴流风扇100的概略结构的立体图。另外,图中的箭头所示

的旋转方向DR表示轴流风扇100的旋转方向DR。此外,图中的空心箭头所示的方向FL表示气流流动的方向FL。在气流流动的方向FL上,相对于轴流风扇100的Z1侧成为相对于轴流风扇100的气流上游侧,相对于轴流风扇100的Z2侧成为相对于轴流风扇100的气流下游侧。即,Z1侧是相对于轴流风扇100的空气吸入侧,Z2侧是相对于轴流风扇100的空气吹出侧。此外,Y轴表示相对于作为轴流风扇100旋转时的中心轴的旋转轴心RC的径向。相对于轴流风扇100的Y2侧是轴流风扇100的内周侧,相对于轴流风扇100的Y1侧是轴流风扇100的外周侧。

[0037] 使用图1对实施方式1的轴流风扇进行说明。轴流风扇100例如用于空调装置或换气装置等。如图1所示,轴流风扇100具备设置在旋转轴心RC上的轮毂10和与轮毂10连接的多片叶片20。轴流风扇100以旋转轴心RC为中心旋转而产生气流。

[0038] (轮毂10)

[0039] 轮毂10配置在旋转轴心RC的周围。轮毂10以旋转轴心RC为中心旋转。轴流风扇100的旋转方向DR是图1中的箭头所示的逆时针方向。但是,轴流风扇100的旋转方向DR并不限定于逆时针,也可以采用变更了叶片20的安装角度的结构,从而顺时针旋转。轮毂10与马达(省略图示)等驱动源的旋转轴连接。轮毂10例如可以构成为圆筒状,或者也可以构成为板状。轮毂10只要如上所述与驱动源的旋转轴连接即可,其形状不受限定。

[0040] (叶片20)

[0041] 多个叶片20构成为从轮毂10向径向外侧呈放射状地延伸。多个叶片20彼此在周向上分离地设置。在实施方式1中,例示了叶片20为3片的方式,但叶片20的片数并不限定于此。在叶片20中,相对于气流流动的方向FL,将叶片20的上游侧(Z1侧)的面称为负压面26,将下游侧(Z2侧)的面称为压力面25。在图1中,叶片20的近前侧的面为负压面26,叶片20的里侧的面为压力面25。叶片20以向负压面26侧凸出的方式翘曲。

[0042] 叶片20具有前缘部21、后缘部22、外周缘部23以及内周缘部24。前缘部21位于产生的气流的上游侧(Z1侧),在叶片20中形成于旋转方向DR的前进侧。即,前缘部21在旋转方向DR上相对于后缘部22位于前方。后缘部22位于产生的气流的下游侧(Z2侧),在叶片20中形成于旋转方向DR的后退侧。即,后缘部22在旋转方向DR上相对于前缘部21位于后方。轴流风扇100具有前缘部21作为朝向轴流风扇100的旋转方向DR的叶片端部,具有后缘部22作为在旋转方向DR上相对于前缘部21处于相反侧的叶片端部。

[0043] 外周缘部23是以连接前缘部21的最外周部与后缘部22的最外周部的方式前后且呈弧状地延伸的部分。外周缘部23呈朝向径向外侧凸出的弧状。外周缘部23在轴流风扇100中位于径向(Y轴方向)的端部。内周缘部24是在前缘部21的最内周部与后缘部22的最内周部之间前后且呈弧状地延伸的部分。叶片20的内周缘部24与轮毂10的外周连接。

[0044] 图2是沿着旋转轴心RC的轴向观察图1所示的叶片20的俯视图。图3是实施方式1的叶片20的第一凹部30的径向范围的说明图。图4是实施方式1的叶片20的第二凹部40的径向范围的说明图。

[0045] 如图2所示,在叶片20的后缘部22形成有向前缘部21侧凹陷的第一凹部30。此外,在叶片20的前缘部21形成有向后缘部22侧凹陷的第二凹部40。

[0046] 以下,参照图3对第一凹部30的径向的范围进行说明。在沿着旋转轴心RC的轴向观察叶片20的俯视图中,将旋转轴心RC上的点设为点A,将构成后缘部22的点设为点B。此时,将连结点A与点B的直线、即通过仅使点B在后缘部22上从内周端向外周端移动而得到的各

直线(图3的实线的直线)设为直线L1。将构成各直线L1中的不与后缘部22交叉而成为后缘部22的切线的直线L1的点B的位置设为第一位置。

[0047] 此外,将后缘部22的外周端22a设为点C,将构成后缘部22的点设为点B。此时,将连接点C与点B的直线、即通过仅使点B在后缘部22上从内周端向外周端移动而得到的各直线(图3的虚线的直线)设为直线L2。将构成各直线L2中的不与后缘部22交叉而成为后缘部22的切线的直线L2的点B的位置设为第二位置。

[0048] 将第一位置及第二位置中的位于外周侧的第二位置、和与第一凹部30的顶点30a相比在外周侧向旋转方向后方突出的部分、即本例中的后缘部22的外周端22a之间的径向范围W1定义为第一凹部30的径向范围。

[0049] 以下,参照图4对第二凹部40的径向的范围进行说明。在沿着旋转轴心RC的轴向观察叶片20的俯视图中,将旋转轴心RC上的点设为点A,将构成前缘部21的点设为点B。此时,将连接点A与点B的直线、即通过仅使点B在前缘部21上从内周端向外周端移动而得到的各直线(图4的实线的直线)设为直线L1。将构成各直线L1中的不与前缘部21交叉而成为前缘部21的切线的直线L1的点B的位置设为第一位置。

[0050] 此外,将前缘部21的外周端21a设为点C,将构成前缘部21的点设为点B。此时,将连接点C与点B的直线L2、即通过仅使点B在前缘部21上从内周端向外周端移动而得到的各直线(图4的虚线的直线)设为直线L2。将构成各直线L2中的不与前缘部21交叉而成为前缘部21的切线的直线L2的点B的位置设为第二位置。

[0051] 将第一位置及第二位置中的位于外周侧的第二位置和前缘部21的外周端21a之间的径向范围W2定义为第二凹部40的径向范围。第二凹部40的径向范围W2的一部分或全部在径向上与第一凹部30的径向范围W1重叠。即,第一凹部30与第二凹部40的径向范围的一部分或全部相互重叠。

[0052] 接着,对上述结构的作用进行说明。

[0053] 首先,作为比较例,对现有结构的情况进行说明。

[0054] 图5是沿着旋转轴心RC的轴向观察以往的轴流风扇1000的叶片200的俯视图。图6是以往的轴流风扇1000中的气流流动的说明图。在图6中,箭头的粗细表示风速值的大小。

[0055] 以往的轴流风扇1000的叶片200相当于在图2所示的叶片20中未设置第二凹部40的结构。叶片200的前缘部210位于比连结前缘部210的外周端210a与旋转轴心RC的直线L1靠旋转方向后方的位置,以向后缘部220侧凹陷的方式形成为圆弧状。前缘部210的外周侧比轮毂10a侧即内周侧向旋转方向前方前进。

[0056] 以往的叶片200的前缘部210的形状是外周侧比内周侧向旋转方向侧前进,因此吸入时的前缘部210侧的风速是外周侧比内周侧大。因此,在第一凹部30的顶部的径向位置处从前缘部210流入的气流的流动FL1随着在叶片面上去往后缘部220而被外周侧的风速大的气流吸引着向外周侧移动。图6的圆弧La表示通过第一凹部30的顶点30a的以旋转轴心RC为中心的圆的圆弧,可知气流的流动FL1随着从前缘部210去往后缘部220而从圆弧La向外周侧远离。

[0057] 这样,气流的流动FL1随着从前缘部210去往后缘部220而向外周侧移动,因此与从前缘部210的外周侧流入而直接去往后缘部220的流动FL2在后缘部220附近合流。通过该合

流,从轴流风扇1000吹出的流动FLa在外周侧具有比内周侧大的风速值。因此,在从轴流风扇1000吹出的流动FLa与位于风扇下游的结构物碰撞时,会产生较大的阻力而导致噪音恶化以及效率降低。

[0058] 图7是实施方式1的轴流风扇100的叶片20的叶片面上的气流流动的说明图。在图7中,箭头的粗细表示风速值的大小。

[0059] 实施方式1的叶片20除了形成于后缘部22的第一凹部30之外,还在前缘部21中径向范围与第一凹部30重叠的位置形成有第二凹部40。因此,第二凹部40的顶点40a的径向位置收敛在第一凹部30的径向范围内。因此,沿轴向观察叶片20时的、第二凹部40的顶点40a的径向位置处的叶片20的周向的长度比以往的叶片200短。

[0060] 叶片20的周向的长度变短,由此,在前缘部21中从第二凹部40的顶部的径向位置流入到叶片面上并去往后缘部22的气流的流动FL3的风速值与以往的叶片200相比变小。因此,能够减小气流的流动FL3随着从前缘部21去往后缘部22而向外周侧移动时的风速值。由此,能够减小该气流的流动FL3与从前缘部21的外周侧流入并去往后缘部22的外周侧的流动LFL2合流时的风速值。其结果是,能够将从轴流风扇100吹出的流动FLa中的外周侧的流动的风速值抑制为比以往的叶片200小。因此,能够减小从轴流风扇100吹出的流动FLa与位于风扇下游的结构物碰撞时产生的阻力,能够实现低噪音化及高效率化。

[0061] 如以上所说明的那样,实施方式1的轴流风扇100的叶片20具有旋转方向上的前进侧的前缘部21和旋转方向上的后退侧的后缘部22。在叶片20的后缘部22形成有向前缘部21侧凹陷的第一凹部30。在叶片20的前缘部21形成有向后缘部22侧凹陷的第二凹部40。当在旋转轴心RC的轴向上观察叶片20时,第一凹部30和第二凹部40的径向范围的一部分或全部相互重叠。

[0062] 这样,第一凹部30和第二凹部40在径向范围的一部分或全部相互重叠,由此,能够抑制在前缘部21从第二凹部40的顶部的径向位置流入到叶片面上并去往后缘部22的气流的流动FL3的风速值。其结果是,能够抑制后缘部22的外周侧的气流的合流,能够实现低噪音化以及高效率化。

[0063] 实施方式2

[0064] 图8是沿着旋转轴心RC的轴向观察实施方式2的轴流风扇100A的叶片20的俯视图。以下,以实施方式2的轴流风扇100A与实施方式1的轴流风扇100不同的点为中心进行说明,在实施方式2中未说明的结构与实施方式1相同。

[0065] 实施方式2的叶片20具有 $\theta_2 > \theta_1$ 的关系。在此,角度 θ_1 是连结旋转轴心RC与后缘部22的外周端22a的直线和连结旋转轴心RC与第一凹部30的顶点30a的直线所成的角。角度 θ_2 是连结旋转轴心RC与前缘部21的外周端21a的直线和连结旋转轴心RC与第二凹部的顶点40a的直线所成的角。

[0066] 在风扇驱动时,叶片20因受到气流产生的阻力而产生变形。具体而言,在前缘部21和后缘部22分别设置有凹部的结构中,以该凹部为起点,产生比该起点靠外周侧的叶片躺平或立起那样的变形。

[0067] 在此,在假设 $\theta_2 = \theta_1$ 的情况下,即,从前缘部21和后缘部22各自的凹部的顶点向外周端的旋转方向上的各突出量相同的情况下,前缘部21侧的变形情况与后缘部22侧的变形情况相似,作为叶片整体产生较大的摆动。

[0068] 与此相对,在如实施方式2那样使 $\theta_2 > \theta_1$ 而使突出量在前缘部21与后缘部22不同的情况下,前缘部21与后缘部22的变形情况的平衡不同,作为叶片整体的摆动被抑制。即,能够抑制由振动系统引起的噪音的产生。

[0069] 另外,在此,设为 $\theta_2 > \theta_1$,但也可以设为 $\theta_2 < \theta_1$ 。在该情况下也同样地,能够抑制由振动系统引起的噪音的产生。另外,在 $\theta_2 > \theta_1$ 的情况下,后缘部22的从第一凹部30的顶点30a向外周端22a的旋转方向上的突出量较小,因此后缘部22的变形较小。因此,能够抑制叶片的后缘部22的变形,由此抑制了从后缘部22吹出的流动产生紊乱,得到了低噪音化的效果。另一方面,在设为 $\theta_2 < \theta_1$ 的情况下,前缘部21的从第二凹部40的顶点40a向外周端21a的旋转方向上的突出量较小,因此前缘部21的变形较小。因此,能够抑制叶片的前缘部21的变形,由此流动向前缘部21的流入稳定,抑制了在前缘部21处流动产生紊乱,得到了低噪音化的效果。

[0070] 如以上所说明的那样,根据实施方式2,得到了与上述实施方式1同样的效果,并且由于 $\theta_2 > \theta_1$ 或者 $\theta_2 < \theta_1$,能够抑制振动系统导致的噪音的产生。

[0071] 实施方式3

[0072] 图9是沿着旋转轴心RC的轴向观察实施方式3的轴流风扇100B的叶片20的俯视图。以下,以实施方式3的轴流风扇100B与实施方式1的轴流风扇100等不同的点为中心进行说明,在实施方式3中未说明的结构与实施方式1相同。

[0073] 实施方式3的轴流风扇100B的叶片20在后缘部22的比第一凹部30的顶点30a靠外周侧的位置具有向旋转方向后侧突出的第一凸部31。第一凸部31的顶点31a位于比后缘部22的外周端22a靠内周侧的位置,并且位于比后缘部22的外周端22a靠旋转方向后侧的位置。

[0074] 接着,对上述结构的作用进行说明。

[0075] 通过后缘部22的比第一凹部30的顶点30a靠外周侧的位置设置第一凸部31,叶片20的旋转方向的长度被延长了第一凸部31的量。气流具有向叶片20在旋转方向后侧较长的部位流入的倾向。因此,在前缘部21中从第二凹部40的顶部的径向位置流入到叶片面上并去往后缘部22的气流的流动FL3被吸引至第一凸部31的顶部。即,与不设置第一凸部31的情况相比(参照图7),气流的流动FL3被吸引到内周侧。比较图9和图7可知,图9所示的气流的流动FL3与图7所示的气流的流动FL3相比,随着去往后缘部22而接近圆弧La。

[0076] 因此,能够使在比第一凹部30的顶点30a靠外周侧的叶片面上的流动均匀化,能够抑制气流的流动FL3与外周侧的气流的流动FL2合流,能够抑制外周侧吹出的流动FLa的风速值。因此,能够减小从轴流风扇100吹出的流动FLa与位于风扇下游的结构物碰撞时产生的阻力,能够实现低噪音化及高效率化。

[0077] 如以上所说明的那样,根据实施方式3,得到了与上述实施方式1同样的效果,并且得到了以下的效果。即,通过后缘部22的比第一凹部30的顶点30a靠外周侧的位置设置第一凸部31,能够减小从轴流风扇100吹出的流动FLa与位于风扇下游的结构物碰撞时产生的阻力,能够实现低噪音化及高效率化。

[0078] 实施方式4

[0079] 图10是示出将实施方式4的轴流风扇100C旋转投影到子午面上的投影图和叶片20的径向位置上的风速分布的图。以下,以实施方式3的轴流风扇100C与实施方式1的轴流风

扇100不同的点为中心进行说明,在实施方式3中没有说明的结构与实施方式1相同。

[0080] 实施方式4的叶片20在将以叶片20旋转投影到作为包含旋转轴心RC的面的子午面上的形状观察时,在比第一凹部30的顶点30a及第二凹部40的顶点40a靠内周侧的位置具有向气流的上游侧(Z1侧)突出的第二凸部41。第二凸部41的顶点41a位于比第一凹部30的顶点30a以及第二凹部40的顶点40a靠内周侧的位置。

[0081] 以下,对上述结构的作用进行说明。

[0082] 首先,作为比较例,对现有结构的情况进行说明。

[0083] 图11是示出将以往的轴流风扇1000旋转投影到子午面上的投影图和叶片20的径向位置上的风速分布的图。在图11的投影图中,箭头的粗细表示风速值的大小。此外,在图11的风速分布中,箭头的长度表示风速值的大小。

[0084] 以往的轴流风扇1000的叶片200在将以叶片200旋转投影到子午面上的形状观察时,不具有第二凸部41,前缘部210从内周侧到外周侧成为弧状。前缘部210与后缘部220之间的叶片面积由于在后缘部220具有第一凹部30而变窄,从前缘部210流入到叶片面上的气流如上述那样去往后缘部220的外周侧。因此,如图11中由虚线圆包围的部分所示,在叶片200中从形成有第一凹部30的部分吹出的气流的风速值与来自未形成第一凹部30的部分的吹出气流的风速值相比变小。因此,从轴流风扇1000吹出的气流的风速值根据径向位置而不同,由于径向彼此的风速差,产生与意图的流动方向不同的方向的流动(以下称为二级流动)。该二级流动成为引起风量不足的原因,或者成为产生涡流而引起噪音增加及效率降低的原因。

[0085] 与此相对,实施方式4的轴流风扇100C的叶片20在比第一凹部30的顶点30a及第二凹部40的顶点40a靠内周侧的位置具有第二凸部41,由此,吹出流动如下。如图10所示,前缘部21中的第二凸部41的形成部分位于比第二凹部40的形成部分靠上游侧(Z1侧)的位置。因此,气流在第二凸部41比在其他部分先流入到叶片面上,在第二凸部41比在其他部分更容易受到离心力。因此,从第二凸部41流入到叶片面上的气流受到离心力而随着去往后缘部22而被向外周侧吸引,从而弥补来自形成有第二凹部40的部分的吹出流动的风速值的降低。这样通过弥补来自形成有第二凹部40的部分的吹出流动的风速值的降低,能够在径向上形成均匀的风速分布。其结果是,能够抑制二级流动,能够实现风量增加、噪音降低以及效率提高。

[0086] 如以上所说明的那样,根据实施方式4,得到了与上述实施方式1同样的效果,并且得到了以下的效果。即,叶片20在比第一凹部30的顶点30a及第二凹部40的顶点40a靠内周侧的位置具有向上游侧突出的第二凸部41,由此能够抑制二级流动,能够实现风量增加、噪音降低以及效率提高。

[0087] 以上,对轴流风扇的各实施方式进行了说明,但本公开并不限于这些各实施方式,也能够组合各实施方式。例如可以组合实施方式1和3,也可以组合实施方式1至3,也可以组合实施方式1和4,也可以组合实施方式1至4。

[0088] 此外,以上,以轴流风扇100等具有轮毂10的结构为例进行了说明,但也可以如以下图12所示采用不具有轮毂10的结构。

[0089] 图12是示出实施方式1至4的轴流风扇的变形例的图。

[0090] 图12所示的轴流风扇不具备图1所示的轮毂10,是多个叶片20中相邻的叶片20的

前缘侧和后缘侧不经过轮毂10而以成为连续面的方式连接的所谓的无轮毂型风扇。本公开的轴流风扇也包括这样的无轮毂型风扇。

[0091] 实施方式5

[0092] 实施方式5对将上述实施方式1至4的轴流风扇100等应用于作为送风装置的制冷循环装置70的室外机50的情况进行说明。

[0093] 图13是实施方式5的制冷循环装置70的概要图。在以下的说明中,对于制冷循环装置70,对使用于空调用途的情况进行说明,但制冷循环装置70并不限定于使用于空调用途。制冷循环装置70例如使用于冰箱或冷库、自动售货机、空调装置、冷冻装置、热水器等的冷冻用途或空调用途。

[0094] 如图13所示,制冷循环装置70具备通过制冷剂配管依次将压缩机64、冷凝器72、膨胀阀74以及蒸发器73连接而成的制冷剂回路71。在冷凝器72配置有将热交换用的空气向冷凝器72吹送的冷凝器用风扇72a。此外,在蒸发器73配置有将热交换用的空气向蒸发器73吹送的蒸发器用风扇73a。冷凝器用风扇72a和蒸发器用风扇73a中的至少一方由上述实施方式1至4中的任意的轴流风扇100构成。另外,制冷循环装置70也可以构成为,在制冷剂回路71中设置切换制冷剂的流动的四通阀等流路切换装置,切换制热运转与制冷运转。

[0095] 图14是从吹出口侧观察实施方式5的室外机50时的立体图。图15是实施方式5的室外机50的概略横剖视图。图16是示出从实施方式5的室外机50拆下风扇护栅54后的状态的图。图17是从实施方式5的室外机50去除风扇护栅54和前面板等而示出内部结构的图。

[0096] 如图14至图17所示,作为外壳的室外机主体51构成为具有左右一对侧面51a以及侧面51c、前表面51b、背面51d、上表面51e以及底面51f的壳体。在侧面51a以及背面51d形成有用于从外部吸入空气的开口部。此外,在前表面51b,在前面板52上形成有用于向外部吹出空气的作为开口部的吹出口53。而且,吹出口53被风扇护栅54覆盖,由此,防止室外机主体51的外部的物体等与轴流风扇100的接触,实现了安全。另外,图15的箭头AR表示空气的流动。

[0097] 在室外机主体51内收纳有轴流风扇100和风扇马达61。轴流风扇100经由旋转轴62与位于背面51d侧的作为驱动源的风扇马达61连接,由该风扇马达61驱动旋转。风扇马达61对轴流风扇100赋予驱动力。

[0098] 室外机主体51的内部通过作为壁体的分隔板51g被分为设置有轴流风扇100的送风室56和设置有压缩机64等的机械室57。在送风室56内的侧面51a侧和背面51d侧,设置有俯视时呈大致L字状延伸的热交换器68。另外,热交换器68在制热运转时作为冷凝器72发挥功能,在制冷运转时作为蒸发器73发挥功能。

[0099] 在配置于送风室56的轴流风扇100的径向外侧配置有喇叭口63。喇叭口63位于比叶片20的外周端靠外侧的位置,沿着轴流风扇100的旋转方向形成环状。此外,分隔板51g位于喇叭口63的一侧的侧方,热交换器68的一部分位于喇叭口63的另一侧的侧方。

[0100] 喇叭口63的前端以包围吹出口53的外周的方式与室外机50的前面板52连接。另外,喇叭口63可以与前面板52一体地构成,或者也可以准备成作为分体而与前面板52相连的结构。通过该喇叭口63,喇叭口63的吸入侧与吹出侧之间的流路构成为吹出口53附近的风路。即,吹出口53附近的风路通过喇叭口63而与送风室56内的其他空间分隔。

[0101] 设置于轴流风扇100的吸入侧的热交换器68具备以板状的面平行的方式并列设置

的多个翅片、和在该并列设置方向上贯通各翅片的传热管。在传热管内流通有在制冷剂回路中循环的制冷剂。实施方式的热交换器68构成为,传热管呈L字状地延伸到室外机主体51的侧面51a和背面51d,多级的传热管在贯通翅片的同时蜿蜒。此外,热交换器68经由配管65等与压缩机64连接,进而与省略图示的室内侧热交换器及膨胀阀等连接,构成空调装置的制冷剂回路71。此外,在机械室57配置有基板箱66,通过设置于该基板箱66的控制基板67来控制搭载在室外机内的设备。

[0102] (制冷循环装置70的作用效果)

[0103] 实施方式5的送风装置搭载了轴流风扇100至轴流风扇100C中的任意1个以上,因此成为低噪音且高效率的送风装置。此外,如果将送风装置搭载于由压缩机64和热交换器等构成的制冷循环装置70、即空调机或热水供应室外机,则能够低噪音且高效率地获得热交换器通过风量,能够实现设备的低噪音化和节能化。

[0104] 以上的实施方式所示的结构表示一例,也可以与其他公知的技术组合,也可以在不脱离主旨的范围内省略或变更结构的一部分。

[0105] 标号说明

[0106] 10:轮毂;20:叶片;21:前缘部;21a:外周端;22:后缘部;22a:外周端;23:外周缘部;24:内周缘部;25:压力面;26:负压面;30:第一凹部;30a:顶点;31:第一凸部;31a:顶点;40:第二凹部;40a:顶点;41:第二凸部;41a:顶点;50:室外机;51:室外机主体;51a:侧面;51b:前表面;51c:侧面;51d:背面;51e:上表面;51f:底面;51g:分隔板;52:前面板;53:吹出口;54:风扇护栅;56:送风室;57:机械室;61:风扇马达;62:旋转轴;63:喇叭口;64:压缩机;65:配管;66:基板箱;67:控制基板;68:热交换器;70:制冷循环装置;71:制冷剂回路;72:冷凝器;72a:冷凝器用风扇;73:蒸发器;73a:蒸发器用风扇;74:膨胀阀;100:轴流风扇;100A:轴流风扇;100B:轴流风扇;100C:轴流风扇;200:叶片;210:前缘部;210a:外周端;220:后缘部;1000:轴流风扇。

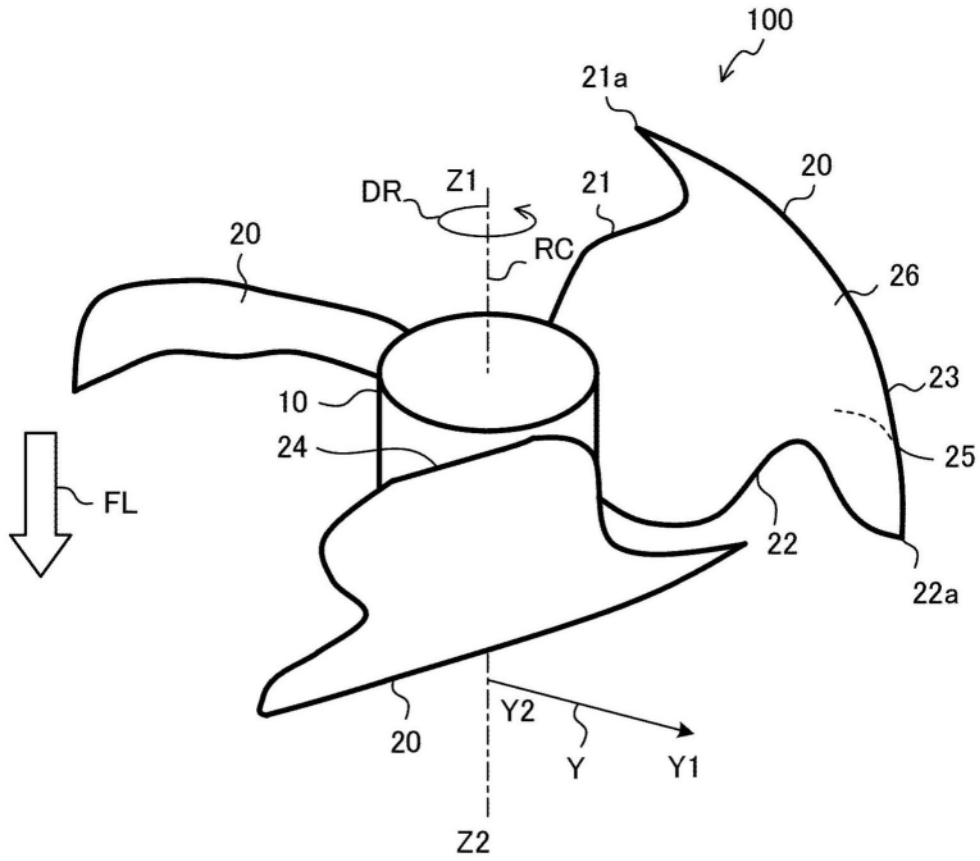


图1

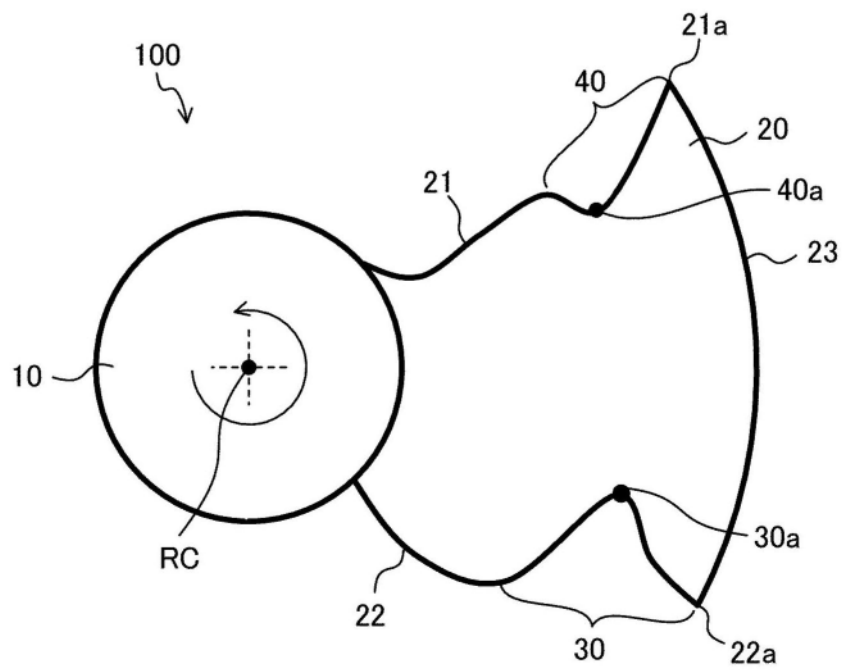


图2

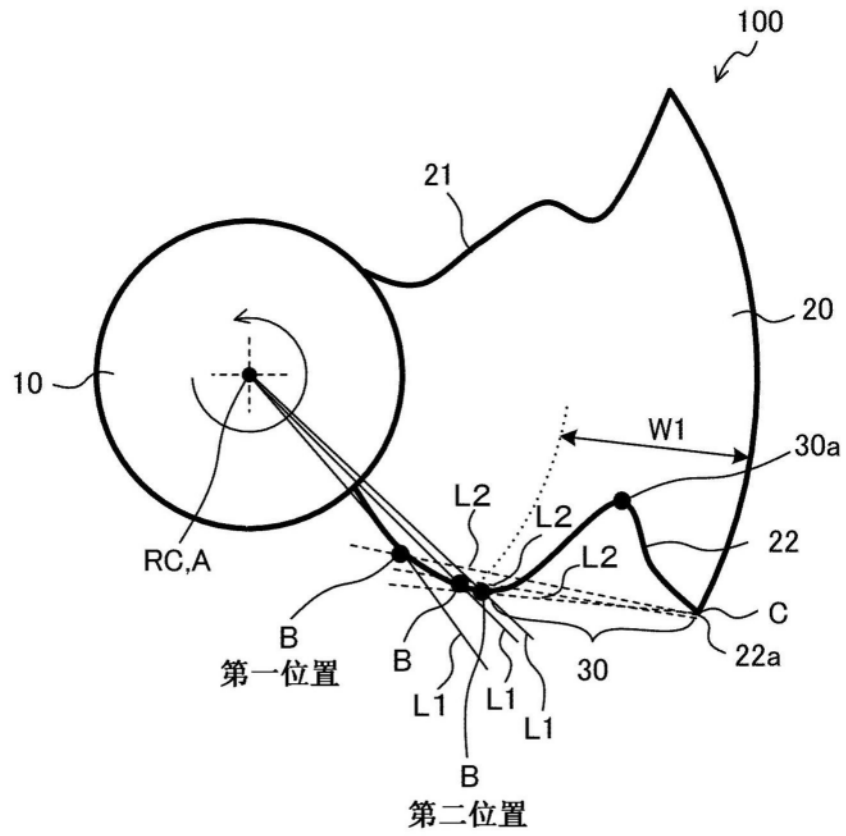


图3

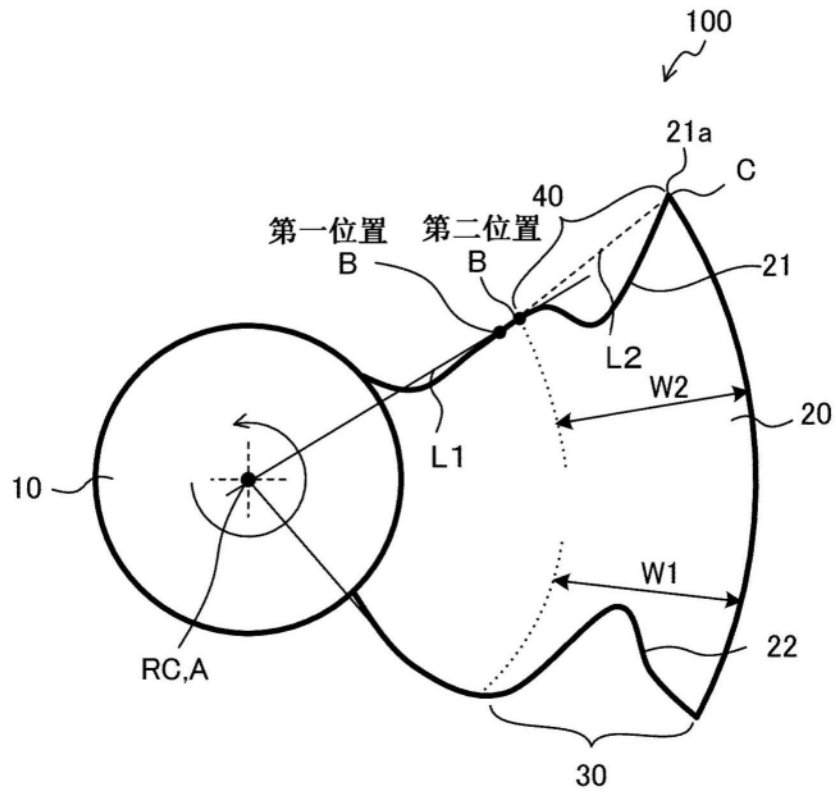


图4

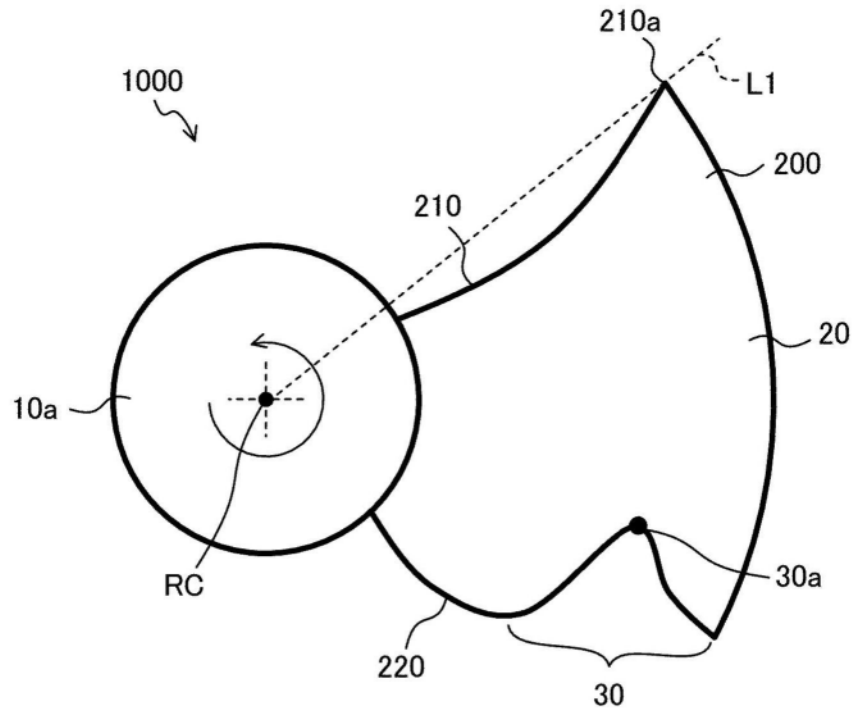


图5

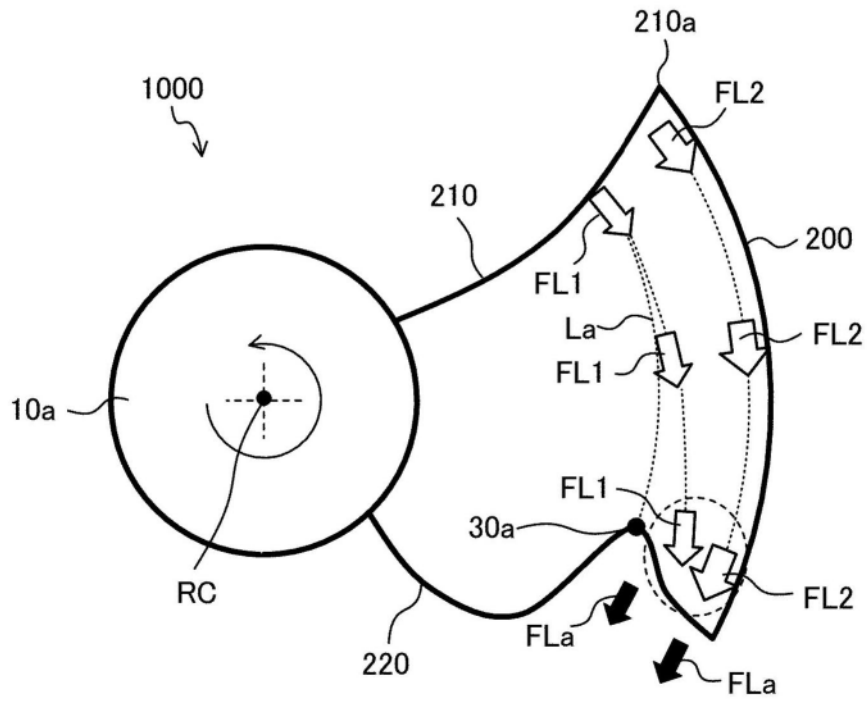


图6

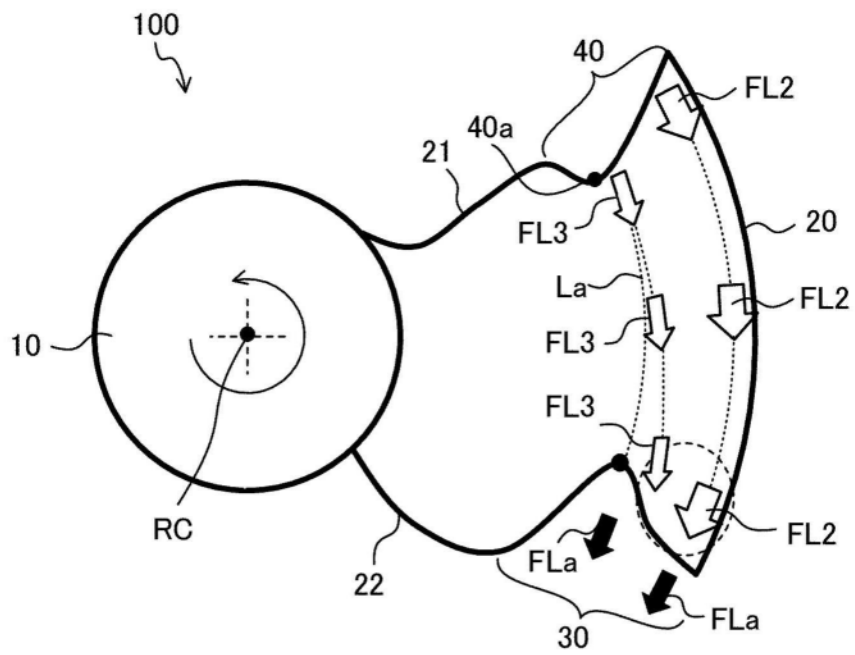


图7

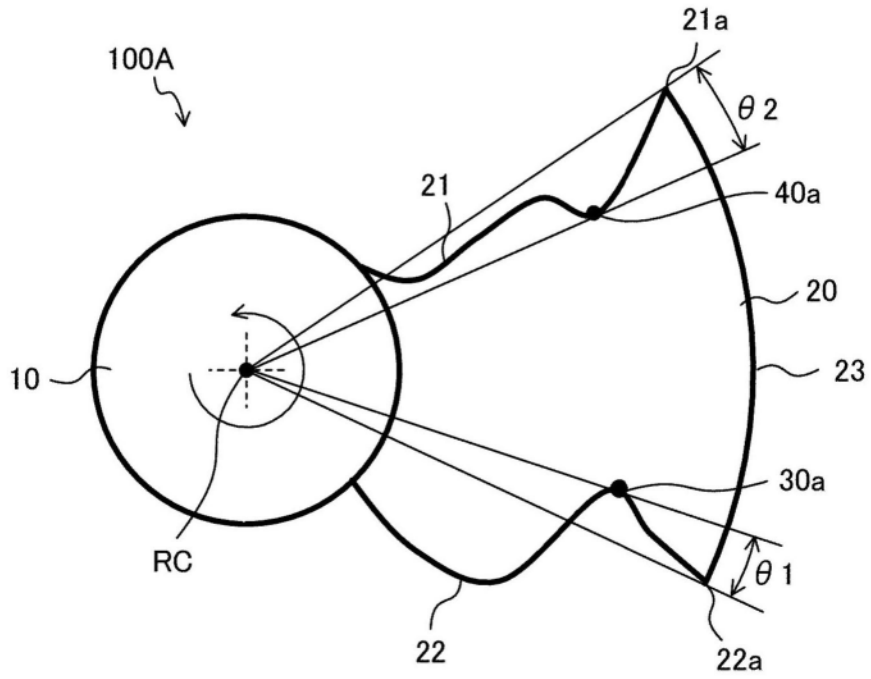


图8

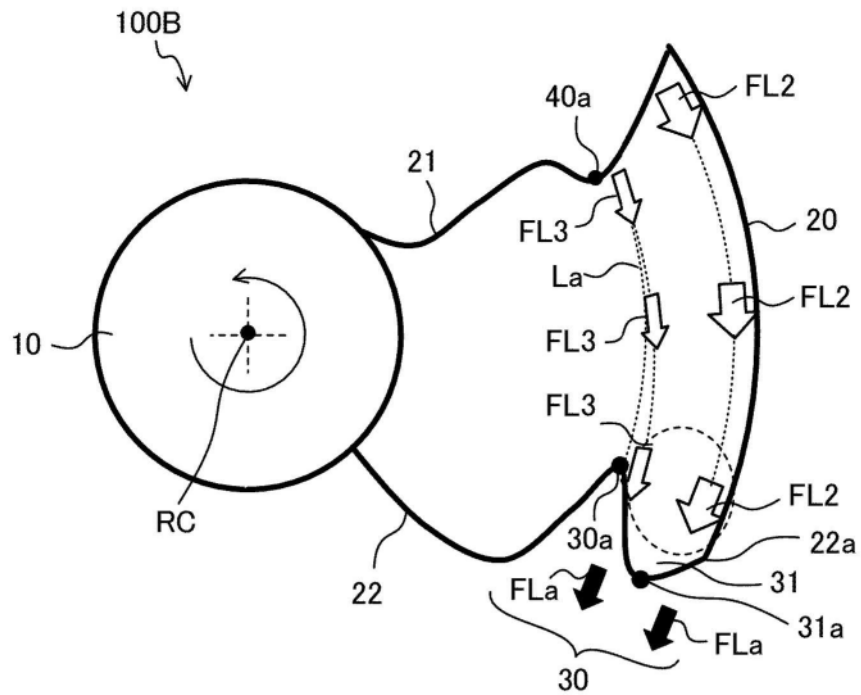


图9

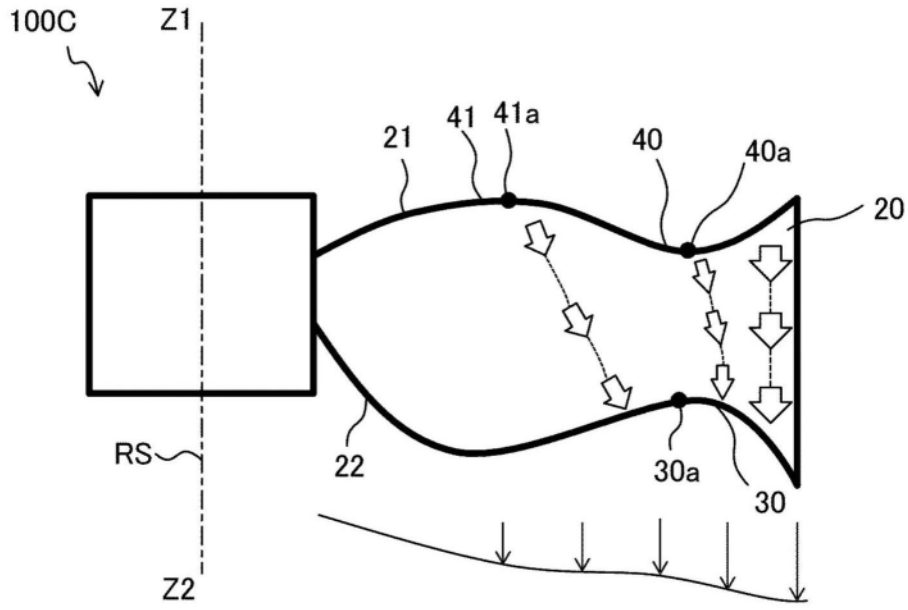


图10

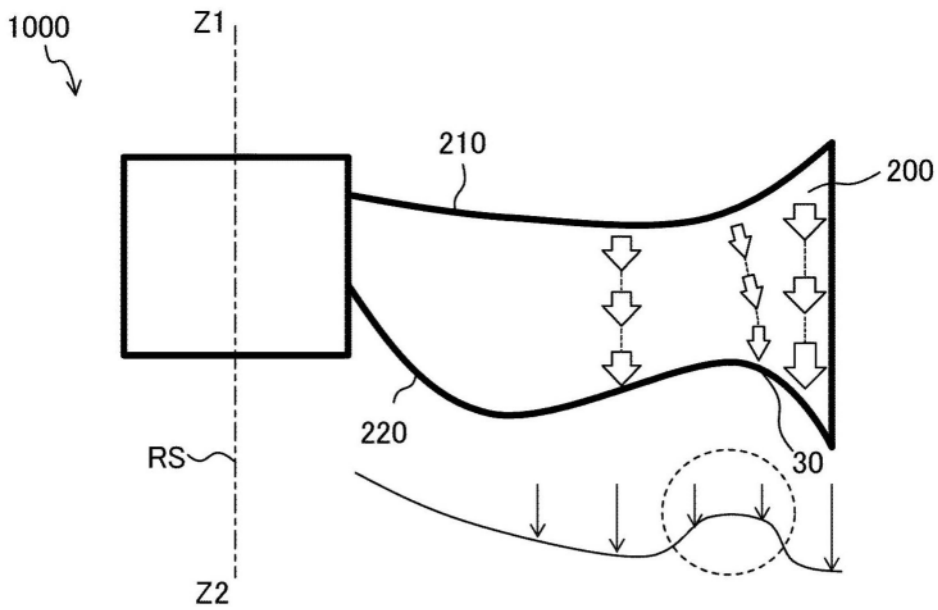


图11

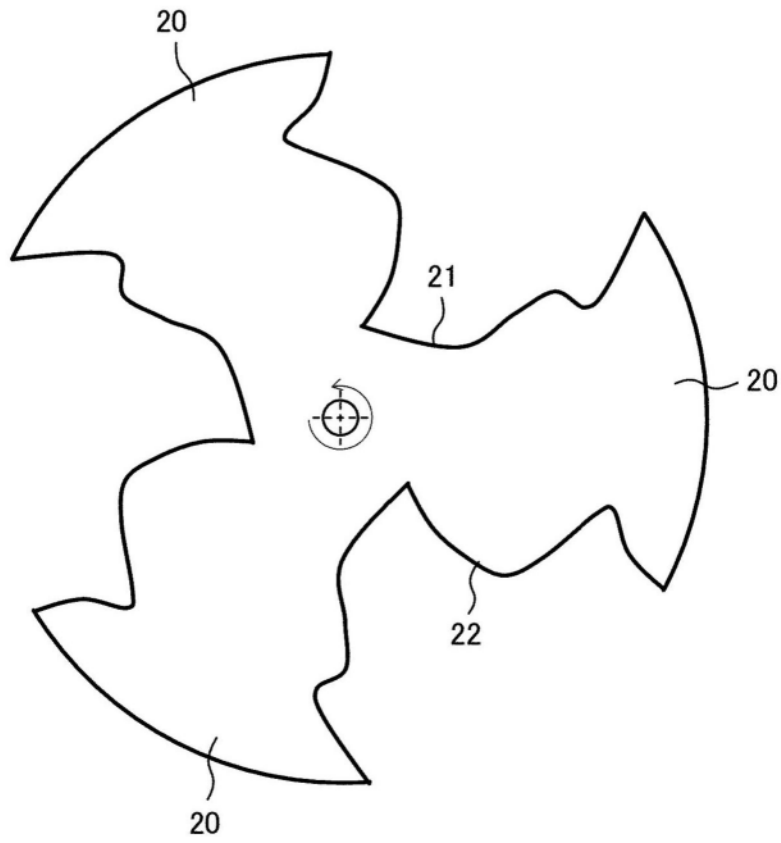


图12

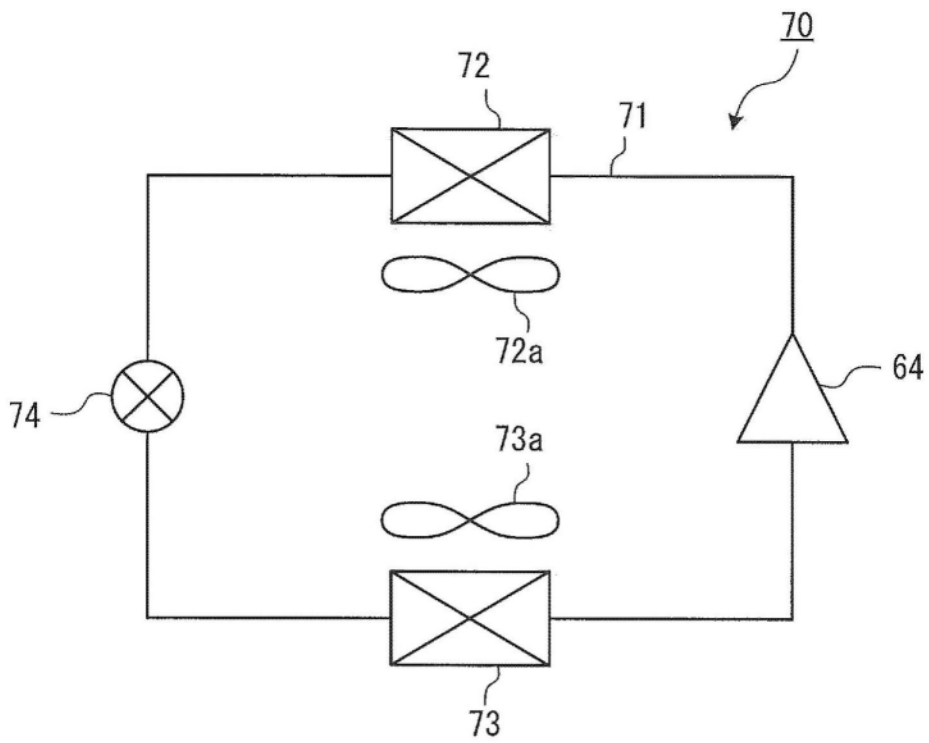


图13

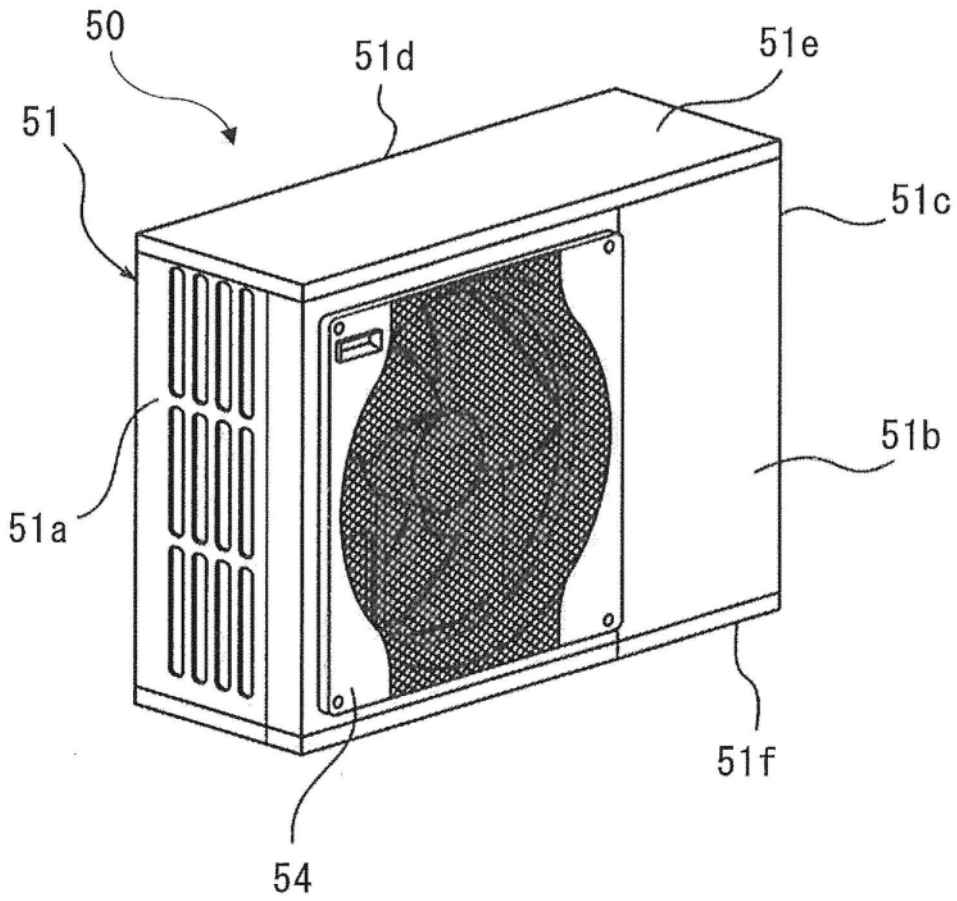


图14

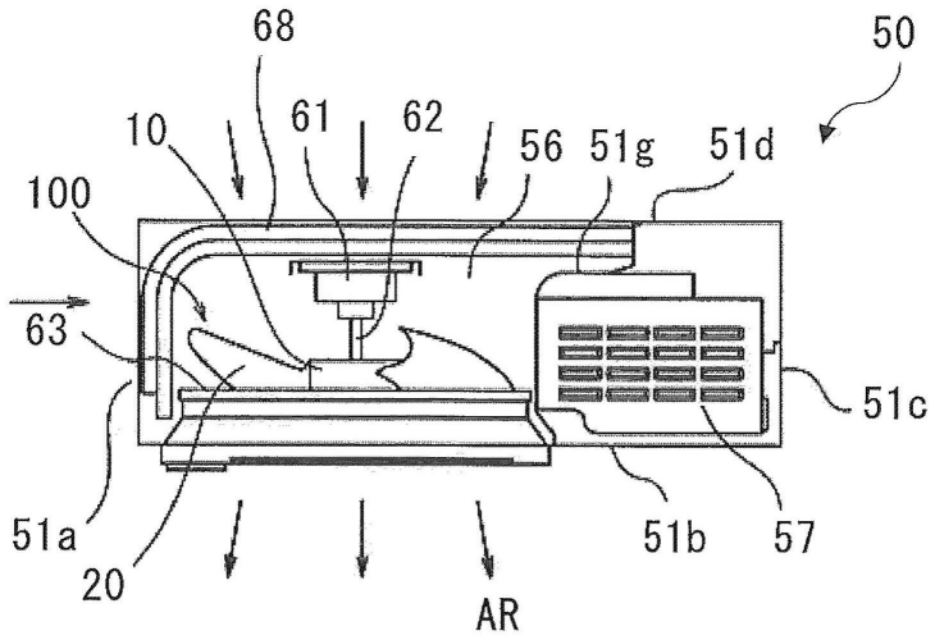


图15

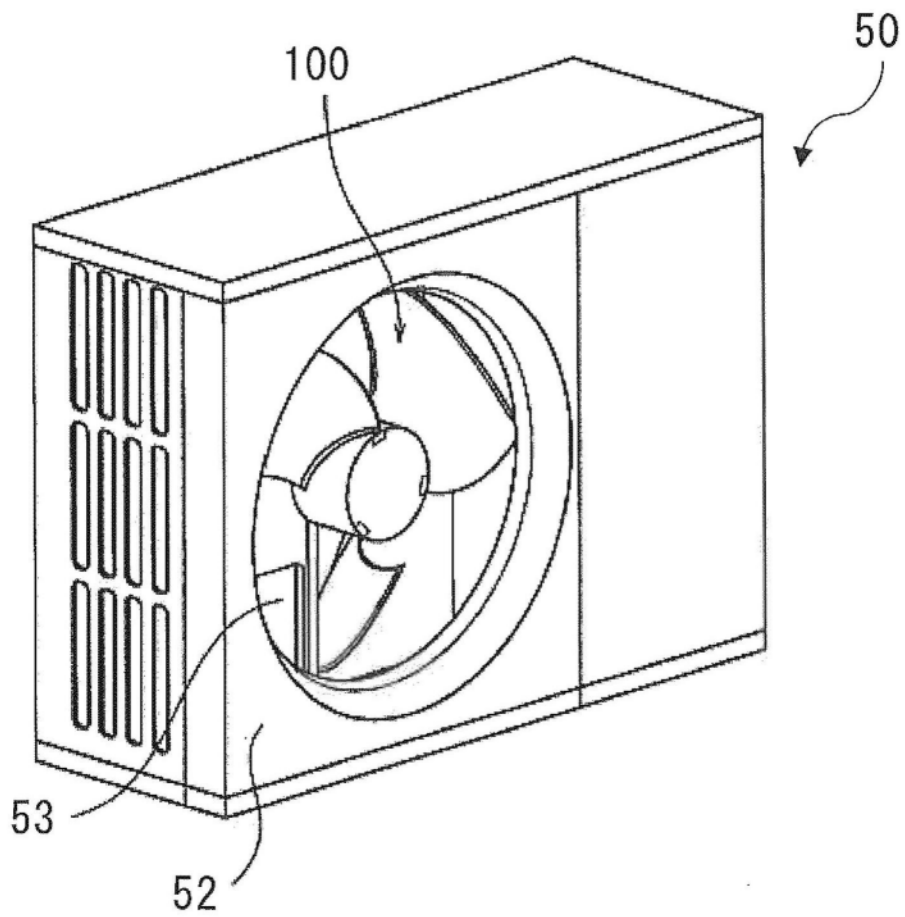


图16

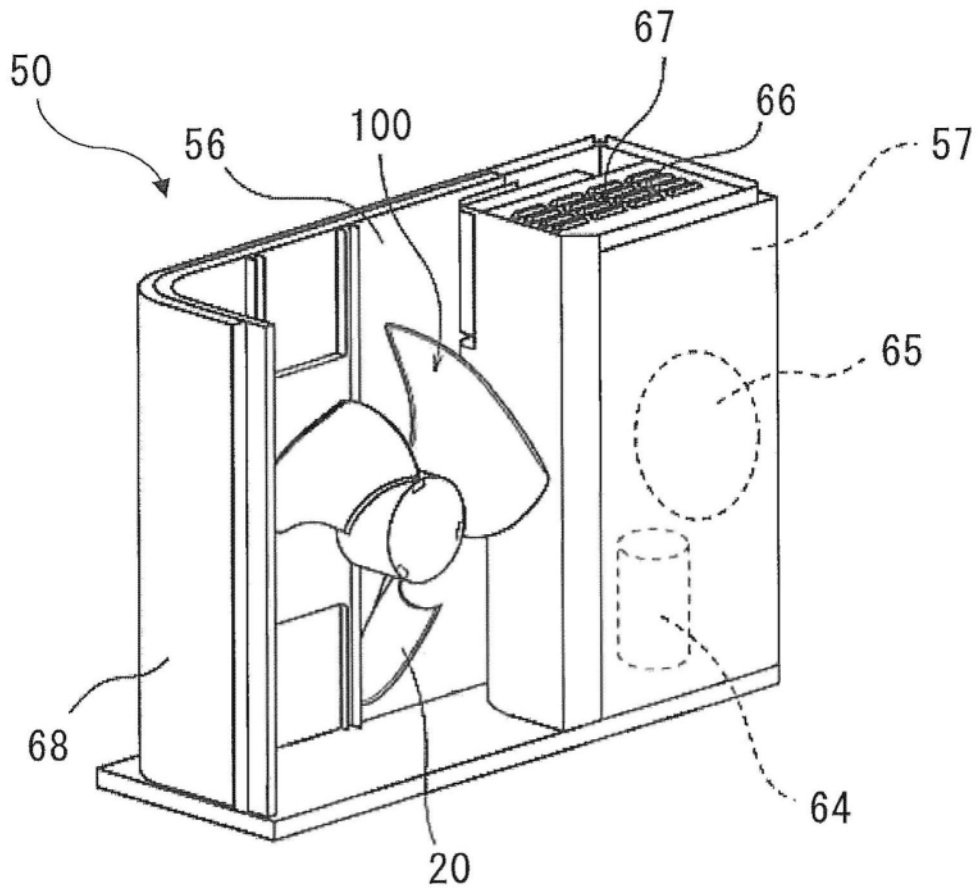


图17