



## (12)发明专利

(10)授权公告号 CN 108375125 B

(45)授权公告日 2020.07.28

(21)申请号 201810180621.0

F24F 1/028(2019.01)

(22)申请日 2018.03.05

F24F 13/24(2006.01)

(65)同一申请的已公布的文献号

申请公布号 CN 108375125 A

(43)申请公布日 2018.08.07

(73)专利权人 广东美的制冷设备有限公司

地址 528311 广东省佛山市顺德区北滘镇  
林港路

专利权人 美的集团股份有限公司

(72)发明人 游斌 张敏

(74)专利代理机构 北京友联知识产权代理事务  
所(普通合伙) 11343

代理人 尚志峰 汪海屏

## (56)对比文件

CN 105546666 A,2016.05.04

CN 103851692 A,2014.06.11

CN 103822312 A,2014.05.28

CN 106351874 A,2017.01.25

CN 202432608 U,2012.09.12

CN 102147132 A,2011.08.10

KR 20170082363 A,2017.07.14

US 2016131370 A1,2016.05.12

JP 2015229937 A,2015.12.21

JP 2017172950 A,2017.09.28

审查员 李奕杉

(51)Int.Cl.

F24F 1/031(2019.01)

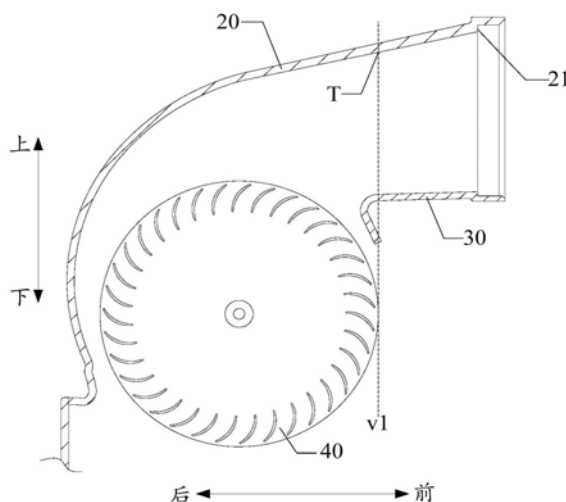
权利要求书1页 说明书10页 附图11页

## (54)发明名称

窗式空调设备

## (57)摘要

本发明提供了一种窗式空调设备,包括:外壳,设有回风口及排风口;贯流风机,包括蜗壳风道及贯流风轮,蜗壳风道与回风口及排风口连通,其中,蜗壳风道包括蜗壳部及蜗舌部,蜗壳部的内表面与垂直于贯流风轮轴线的中截面相交所形成的相交线为蜗壳部的型线,贯流风轮外圆周的前端点的竖直切线与型线相交于第一交点,且第一交点位于贯流风轮上方,贯流风轮的直径D与其轴向长度L满足: $3.5 \leq L/D \leq 4.6$ 。本方案提供的窗式空调设备,运行噪音小,且贯流风轮在旋转时可保证蜗壳风道内气流流线的平顺性,不容易出现涡流噪音,可达到降低气流噪音、减小阻力损失的目的,提升产品静音性能和运行能效。



1. 一种窗式空调设备,其特征在于,包括:

外壳,设有回风口及排风口,所述回风口位于所述排风口的下侧;

贯流风机,位于所述外壳内,所述贯流风机包括蜗壳风道及贯流风轮,所述蜗壳风道与所述回风口及所述排风口连通,

其中,所述蜗壳风道包括蜗壳部及蜗舌部,所述蜗壳部的内表面与垂直于所述贯流风轮轴线的中截面相交所形成的相交线为所述蜗壳部的型线,所述贯流风轮外圆周的前端点的竖直切线与所述型线相交于第一交点,且所述第一交点位于所述贯流风轮上方,所述贯流风轮的直径D与所述贯流风轮的轴向长度L满足: $3.5 \leq L/D \leq 4.6$ ;

所述蜗壳部具有抵靠缘,所述抵靠缘与所述排风口的内端接触,其中,所述型线与所述抵靠缘具有第二交点,所述型线上从与所述贯流风轮距离最近的点至所述第二交点的线长F1、所述排风口的孔壁长度F2和所述D满足 $1.8 \leq (F1+F2)/D \leq 2.5$ 。

2. 根据权利要求1所述的窗式空调设备,其特征在于,

所述贯流风轮的直径D满足: $88\text{mm} \leq D \leq 105\text{mm}$ 。

3. 根据权利要求1所述的窗式空调设备,其特征在于,

所述型线位于与所述贯流风轮距离最近的点和所述第二交点之间的部分包括曲线段和直线段,所述曲线段和直线段沿着所述型线从与所述贯流风轮距离最近的点向所述第二交点的方向依次排布。

4. 根据权利要求3所述的窗式空调设备,其特征在于,

所述直线段的一端与所述曲线段的一端接合,所述直线段的另一端的端点为所述第二交点,所述曲线段的另一端的端点为与所述贯流风轮距离最近的点,使所述F1、所述曲线段的线长S1及所述直线段的线长S2满足: $F1 = S1 + S2$ 。

5. 根据权利要求1所述的窗式空调设备,其特征在于,

所述排风口的朝向与水平方向的夹角 $\theta$ 满足: $0^\circ \leq \theta \leq 35^\circ$ ,和/或

所述回风口的朝向与水平方向的夹角 $\beta$ 满足: $0^\circ \leq \beta \leq 15^\circ$ 。

6. 根据权利要求1所述的窗式空调设备,其特征在于,

所述回风口为所述窗式空调设备的室内侧回风口,所述排风口为所述窗式空调设备的室内侧排风口,所述贯流风机为所述窗式空调设备的室内侧风机。

## 窗式空调设备

### 技术领域

[0001] 本发明涉及空调领域,具体而言,涉及一种窗式空调设备。

### 背景技术

[0002] 现有的窗式空调设备中设有离心风机来驱动空气循环,在实现本发明的过程中,发明人发现现有技术存在如下问题:现有窗式空调设备在运行时存在风声不稳、噪音大等问题,导致产品使用体验不佳,且导致窗式空调设备整体能效偏低、能耗高。

### 发明内容

[0003] 为了解决上述技术问题至少之一,本发明的目的在于提供一种窗式空调设备。

[0004] 为实现上述目的,本发明的实施例提供了一种窗式空调设备,包括:外壳,设有回风口及排风口,所述回风口位于所述排风口的下侧;贯流风机,位于所述外壳内,所述贯流风机包括蜗壳风道及贯流风轮,所述蜗壳风道与所述回风口及所述排风口连通,其中,所述蜗壳风道包括蜗壳部及蜗舌部,所述蜗壳部的内表面与垂直于所述贯流风轮轴线的中截面相交所形成的相交线为所述蜗壳部的型线,所述贯流风轮外圆周的前端点的竖直切线与所述型线相交于第一交点,且所述第一交点位于所述贯流风轮上方,所述贯流风轮的直径D与所述贯流风轮的轴向长度L满足: $3.5 \leq L/D \leq 4.6$ 。

[0005] 本发明上述实施例提供的窗式空调设备,控制其贯流风轮的长径比为 $3.5 \sim 4.6$ ,一方面,该贯流风轮能更容易地满足设备内换热器与贯流风轮位置布局需求,利于实现产品部件紧凑,并可使换热器保持较高的换热效率,另一方面,该贯流风轮在旋转时可保证蜗壳风道内气流流线的平顺性,不容易出现涡流噪音,可达到降低气流噪音,提升产品静音性能和运行能效,而若贯流风轮的长径比 $L/D$ 大于 $4.6$ 时,不利于减小换热器的宽度尺寸,让整机显得笨重,而若贯流风轮的长径比 $L/D$ 小于 $3.5$ 时,贯流风轮太短,不利于增大单排换热器的面积,也不利于提高风量,难以实现控制贯流风轮在实现降噪效果最优化和降噪效率最高效的转速频段内工作,且贯流风轮的驱动负荷大、风力损失大,不利于提高整机的能效。

[0006] 另外,设置贯流风轮外圆周的前端点的竖直切线与蜗壳部的型线相交于第一交点,第一交点位于贯流风轮上侧,这样设计可以使贯流风轮下游位置处的整个气流升压区域被蜗壳部覆盖,在贯流风轮的长径比满足 $3.5 \leq L/D \leq 4.6$ 时,可使气流完全被蜗壳部导流、理顺后再进行排出,防止气流经过贯流风轮后直接排出所引起的紊流噪音或排风口处存在振动噪音等问题,提升产品的静音性能,同时,通过这样对贯流风轮和蜗壳部进行位置布局可以实现提升出风压力,利于延长送风距离,且可综合提升贯流风轮的导风效率,实现提升设备出风量和换热效率,保证产品能效。

[0007] 另外,本发明提供的上述实施例中的窗式空调设备还可以具有如下附加技术特征:

[0008] 上述技术方案中,所述贯流风轮的直径D满足: $88\text{mm} \leq D \leq 105\text{mm}$ 。

[0009] 在本方案中,设置 $88\text{mm} \leq D \leq 105\text{mm}$ ,一方面,可满足贯流风轮的送风量要求,同时又不会增大送风噪音,即该尺寸下的贯流风轮在实现降噪效果最优化和降噪效率最高的转速频段内工作时,能同时满足一般窗式空调设备送风量要求,利于进一步改善贯流风轮的运行噪音,降低设备运行噪音总值,另一方面,该贯流风轮可利于设备内的换热器尺寸与贯流风轮尺寸协调,能更容易地满足换热器与贯流风轮位置布局需求,利于实现产品部件紧凑,并使换热器保持较高的换热效率,而若D小于88mm时,存在贯流风轮过小的问题,不利于提高风量,且容易增大送风噪音,尤其会加大贯流风轮轴向中部位置处因径向振动引起的气流紊流噪音,而若D大于105mm时,容易占据换热器的空间,不利于减少设备的体积。

[0010] 更优选地,所述D满足: $90\text{mm} \leq D \leq 100\text{mm}$ 。

[0011] 上述任一技术方案中,所述蜗壳部具有抵靠缘,所述抵靠缘与所述排风口的内端接触,其中,所述型线与所述抵靠缘具有第二交点,所述型线上从与所述贯流风轮距离最近的点至所述第二交点的线长F1、所述排风口的孔壁长度F2和所述D满足 $1.8 \leq (F1+F2)/D \leq 2.5$ 。

[0012] 在本方案中,基于前述的 $3.5 \leq L/D \leq 4.6$ ,进一步设置型线上从与贯流风轮距离最近的点至型线与蜗壳部抵靠缘的该第二交点的型线长度F1、排风口的孔壁长度F2和贯流风轮的直径D满足 $1.8 \leq (F1+F2)/D \leq 2.5$ ,这样可以确保蜗壳部上的主要导流部分与贯流风轮尺寸协调,以确保实现蜗壳风道内的气流流线平滑、顺畅,达到降低气流噪音的目的,兼顾提升产品的降噪效果和能效。

[0013] 更具体而言,当 $(F1+F2)/D$ 小于1.8时,相对而言,贯流风轮偏大,蜗壳部顺流效果及贯流风轮的实际导风效率偏低,贯流风轮的导风能力较之蜗壳部顺流效果及贯流风轮的实际导风效率在匹配关系上存在较大偏差,若要获得静音舒适感,需要极大地降低贯流风轮转速和风压,这需要付出极高的换热效率代价,且会导致贯流风轮无法在实现降噪效果最优化和降噪效果最高效的转速频段内工作,使得调节风压和风速等参数所获得的降噪效果并不明显,而当 $(F1+F2)/D$ 大于2.5时,贯流风轮偏小,会导致湍流噪音激增,能效降低;而在本方案中,控制F1、F2及D满足 $1.8 \leq (F1+F2)/D \leq 2.5$ ,蜗壳部上的主要导流部分与贯流风轮尺寸保持一个适宜的协调关系,在满足风速和风压同时,贯流风轮能够在实现降噪效果最优化和降噪效果最高效的转速频段内工作,且保证蜗壳部风阻小、顺流效果优异,确保实现蜗壳风道内的气流流线平滑、顺畅,达到降低气流噪音的目的,兼顾提升产品的降噪效果和能效。

[0014] 上述技术方案中,所述型线位于与所述贯流风轮距离最近的点和所述第二交点之间的部分包括曲线段和直线段,所述曲线段和直线段沿着所述型线从与所述贯流风轮距离最近的点向所述第二交点的方向依次排布。

[0015] 在本方案中,设计蜗壳部型线位于与风轮距离最近的点和所述第二交点之间的部分包括曲线段和直线段,在相同负载情况下,可以提升风量,且利用曲线段可对气流平缓导向,且曲线段在发挥导向作用时的阻力和压降小,可避免湍流噪音,利用直线段可在曲线段的下游部位对气流进一步理顺,使出风更加顺畅,同时,曲线段和直线段的组合形式可利于限制气流压降,抑制湍流的发生发展,以改善噪音水平。

[0016] 更优选地,所述贯流风轮前端点的竖直切线与所述直线段相交于该第一交点,这样,可以使贯流风轮吹出的气流作用到直线段部位时,被直线段理顺后沿顺压方向导流进

行排出,使出风更加顺畅,提升出风舒适感,同时,可提升导流效率,抑制湍流的发生发展,改善噪音水平。

[0017] 上述技术方案中,所述直线段的一端与所述曲线段的一端接合,所述直线段的另一端的端点为所述第二交点,所述曲线段的另一端的端点为与所述贯流风轮距离最近的点,使所述F1、所述曲线段的线长S1及所述直线段的线长S2满足: $F1=S1+S2$ 。

[0018] 在本方案中,设计 $F1=S1+S2$ ,这样可以进一步简化蜗壳部的结构形式,方便产品制造出模,且该结构可利于限制气流压降,抑制湍流的发生发展,以改善噪音水平。

[0019] 优选地,所述曲线段与所述直线段的所述接合部位平滑过渡,这样可利于气流从曲线段表面向直线段表面平缓过渡流动,使蜗壳风道内气流的流线顺畅,避免由于曲率突变引起湍流发生和发展,改善噪声水平。

[0020] 更优选地,所述直线段为倾斜直线段,使所述蜗壳部与所述蜗舌部所限定出的开口的高度呈逐渐变大的变化趋势,其中,通过设置直线段为倾斜直线段,使得在沿流体流动方向上,蜗壳部和蜗舌部所限定出的开口高度逐渐增大,可以降低排风口压降,利于气流保持平顺,使蜗壳风道内气流的流线顺畅,避免由于曲率突变引起湍流发生和发展,改善噪声水平。

[0021] 上述任一技术方案中,所述排风口的朝向与水平方向的夹角 $\theta$ 满足: $0^{\circ}\leq\theta\leq35^{\circ}$ ,和/或所述回风口的朝向与水平方向的夹角 $\beta$ 满足: $0^{\circ}\leq\beta\leq15^{\circ}$ 。

[0022] 在本方案中,设计排风口的朝向与水平方向的夹角 $\theta$ 满足: $0^{\circ}\leq\theta\leq35^{\circ}$ ,该角度出风能在有效保证大风量和低噪音的同时,有利于风朝前面远距离送出,有效满足房间的舒适性要求,且可以让整机看起来更薄更美观;设计回风口的朝向与水平方向的夹角 $\beta$ 满足: $0^{\circ}\leq\beta\leq15^{\circ}$ ,该设计能让整机看起来更薄、更美观,且有利于拓展回风范围,利于提升回风量,且也不会出现因为回风角度太倾斜而导致换热器冷水从回风口泄露的问题。

[0023] 上述任一技术方案中,所述排风口位于上侧,所述回风口位于下侧。

[0024] 在本方案中,设计排风口位于上侧、回风口位于下侧,具体如,设计排风口所在位置高度高于回风口所在位置,这样可利于将排风和回风分散开,防止从排风口排出的气流未与房间内空气换热就被直接吸入回风口的的问题,保证空调能效,同时,这样设计也可利于拓宽横向送风角度和横向回风角度,可进一步提升房间温度的均匀性。

[0025] 上述任一技术方案中,所述回风口为所述窗式空调设备的室内侧回风口,所述排风口为所述窗式空调设备的室内侧排风口,所述贯流风机为所述窗式空调设备的室内侧风机。

[0026] 本发明的附加方面和优点将在下面的描述部分中变得明显,或通过本发明的实践了解到。

## 附图说明

[0027] 本发明的上述和/或附加的方面和优点从结合下面附图对实施例的描述中将变得明显和容易理解,其中:

[0028] 图1是本发明一个实施例所述窗式空调设备的立体结构示意图;

[0029] 图2是本发明一个实施例所述窗式空调设备的局部剖视结构示意图;

[0030] 图3是本发明一个实施例所述窗式空调设备的立体结构示意图;

- [0031] 图4是本发明一个实施例所述窗式空调设备的局部剖视结构示意图；
- [0032] 图5是本发明一个实施例所述窗式空调设备的立体结构示意图；
- [0033] 图6是本发明一个实施例所述窗式空调设备的局部剖视结构示意图；
- [0034] 图7是本发明一个实施例所述窗式空调设备的立体结构示意图；
- [0035] 图8是本发明一个实施例所述窗式空调设备的局部剖视结构示意图；
- [0036] 图9是本发明一个实施例所述窗式空调设备的局部剖视结构示意图；
- [0037] 图10是本发明一个实施例所述窗式空调设备的局部结构在垂直于其贯流风轮轴线的平面内的投影视图；
- [0038] 图11是本发明一个实施例所述窗式空调设备的局部放大结构示意图；
- [0039] 图12是本发明一个实施例所述窗式空调设备的局部放大结构示意图；
- [0040] 图13是本发明一个实施例所述外壳的结构示意图；
- [0041] 图14是本发明一个实施例所述贯流风轮的结构示意图；
- [0042] 图15是本发明一个实施例所述窗式空调设备局部的分解结构示意图。
- [0043] 其中,图1至图15中的附图标记与部件名称之间的对应关系为:
- [0044] 10外壳,11排风口,111孔壁,12回风口,20蜗壳部,21抵靠缘,22型线,221曲线段,222直线段,30蜗舌部,40贯流风轮,41轴套,42连接轴,50换热器,51换热管,60电机,70室外侧部分,80凹槽,91第一格栅,92第二格栅。

### 具体实施方式

[0045] 为了能够更清楚地理解本发明的上述目的、特征和优点,下面结合附图和具体实施方式对本发明进行进一步的详细描述。需要说明的是,在不冲突的情况下,本申请的实施例及实施例中的特征可以相互组合。

[0046] 在下面的描述中阐述了很多具体细节以便于充分理解本发明,但是,本发明还可以采用其他不同于在此描述的其他方式来实施,因此,本发明的保护范围并不受下面公开的具体实施例的限制。

[0047] 在本发明所述窗式空调设备的第一实施例中,窗式空调设备包括室内侧部分和室外侧部分70,具体地,如图1至图15所示,窗式空调设备包括:外壳10及属于其室内侧部分的贯流风机。

[0048] 具体地,外壳10上设有回风口12及排风口11,其中,排风口11位于回风口12的上部;贯流风机位于外壳10内,贯流风机包括蜗壳风道及蜗壳风道内的贯流风轮40,蜗壳风道与回风口12及排风口11连通,贯流风轮40旋转时能将气流从回风口12吸入,并驱动气流从排风口11排出,其中,如图9和图10所示,蜗壳风道包括蜗壳部20及蜗舌部30,蜗壳部20的内表面与垂直于贯流风轮40轴线的中截面相交所形成的相交线为蜗壳部20的型线22,蜗舌部30位于贯流风轮40的前侧,且贯流风轮40外圆周的前端点的竖直切线v1与型线22相交于第一交点T,且第一交点T位于贯流风轮40上方,另外,如图14所示,贯流风轮40的直径D与贯流风轮40的轴向长度L满足: $3.5 \leq L/D \leq 4.6$ 。

[0049] 本发明上述实施例提供的窗式空调设备,控制其贯流风轮40的长径比为3.5~4.6,一方面,该贯流风轮40能更容易地满足设备内换热器50与贯流风轮40位置布局需求,利于实现产品部件紧凑,并可使换热器50保持较高的换热效率,另一方面,该贯流风轮在旋

转时可保证蜗壳风道内气流流线的平顺性,不容易出现涡流噪音,可达到降低气流噪音的目的,提升产品静音性能和运行能效,而若贯流风轮40的长径比 $L/D$ 大于4.6时,不利于减小换热器50的宽度尺寸,让整机显得笨重,而若贯流风轮40的长径比 $L/D$ 小于3.5时,贯流风轮40太短,不利于增大单排换热器50的面积,也不利于提高风量,难以实现控制贯流风轮40在实现降噪效果最优化和降噪效率最高效的转速频段内工作,且贯流风轮40的驱动负荷大、风力损失大,不利于提高整机的能效。

[0050] 另外,设置贯流风轮40外圆周的前端点的竖直切线 $v1$ 与蜗壳部20的型线22相交于第一交点 $T$ ,第一交点 $T$ 位于贯流风轮40上侧,这样设计可以使贯流风轮40下游位置处的整个气流升压区域被蜗壳部20覆盖,这样,在贯流风轮40的长径比满足 $3.5 \leq L/D \leq 4.6$ 时,可使气流完全被蜗壳部20导流、理顺后再进行排出,防止气流经过贯流风轮40后直接排出所引起的紊流噪音或排风口11处存在振动噪音等问题,提升产品的静音性能,同时,通过这样对贯流风轮40和蜗壳部20进行位置布局可以实现提升出风压力,利于延长送风距离,且可综合提升贯流风轮40的导风效率,实现提升设备出风量和换热效率,保证产品能效。

[0051] 更具体地,如图14和图15所示,在贯流风轮40的一端设轴套41,贯流风轮40的另一端设有连接轴42,一电机60的输出轴可与轴套41上的轴孔连接,贯流风轮40的连接轴42能够安装在轴承座上,以利用电机60驱动贯流风轮40旋转。

[0052] 在本发明所述窗式空调设备的第二实施例中,优选地,除了上述第一实施例的特征以外,进一步限定贯流风轮40的直径 $D$ 满足: $88\text{mm} \leq D \leq 105\text{mm}$ ,这样设计一方面,可满足贯流风轮40的送风量要求,同时又不会增大送风噪音,即该尺寸下的贯流风轮40在实现降噪效果最优化和降噪效率最高的转速频段内工作时,能同时满足一般窗式空调设备送风量要求,利于进一步改善贯流风轮40的运行噪音,降低设备运行噪音总值,另一方面,该贯流风轮40可利于设备内的换热器50尺寸与贯流风轮40尺寸协调,能更容易地满足换热器50与贯流风轮40位置布局需求,利于实现产品部件紧凑,并使换热器50保持较高的换热效率,而若 $D$ 小于88mm时,存在贯流风轮40过小的问题,不利于提高风量,且容易增大送风噪音,尤其会加大贯流风轮40轴向中部位置处因径向振动引起的气流紊流噪音,而若 $D$ 大于105mm时,容易占据换热器50的空间,不利于减少设备的体积。

[0053] 更优选地,所述 $D$ 满足: $90\text{mm} \leq D \leq 100\text{mm}$ 。

[0054] 在本发明所述窗式空调设备的第三实施例中,优选地,除了上述任一的特征以外,如图9、图10所示,进一步限定蜗壳部20具有抵靠缘21,抵靠缘21与排风口11的内端接触,其中,型线22与抵靠缘21具有第二交点 $Q$ ,型线22上从与贯流风轮40距离最近的点 $K$ 至该第二交点 $Q$ 的线长 $F1$ 、排风口11的孔壁111长度 $F2$ 和 $D$ 满足 $1.8 \leq (F1+F2)/D \leq 2.5$ ,其中,基于前述的 $3.5 \leq L/D \leq 4.6$ ,进一步设置型线22上从与贯流风轮40距离最近的点 $K$ 至型线22与蜗壳部20抵靠缘21的第二交点 $Q$ 的型线22长度 $F1$ 、排风口11的孔壁111长度 $F2$ 和贯流风轮40的直径 $D$ 满足 $1.8 \leq (F1+F2)/D \leq 2.5$ ,这样可以确保蜗壳部20上的主要导流部分与贯流风轮40尺寸协调,以确保实现蜗壳风道内的气流流线平滑、顺畅,达到降低气流噪音、减小阻力损失的目的,兼顾提升产品的降噪效果和能效。

[0055] 其中,值得说明的是,关于排风口11的孔壁111长度,可以理解为从排风口11的孔壁111与抵靠缘21接触点至排风口11孔壁111的外端点的轴向长度,当外壳10位于排风口11端部位置处的表面与排风口11孔壁111之间通过半径为 $R$ 的倒圆角过渡时,如图12所示,例

如,定义F2的一个端点为排风口11的孔壁111与该倒圆角弧面的切点P,如图10所示,F2的另一个端点Q也可以作相同理解,当然,对于排风口11端部位置处无倒圆角结构的情况,可以将F2的端点定义为排风口11孔壁111与外壳10外表面的结合点。另外,关于型线22上与贯流风轮40距离最近的点K,也即为蜗壳部20与贯流风轮40距离最近的点,如图10、图11所示,是指以贯流风轮40轴线为圆心作圆时,与型线22相切的最小圆周w同型线22相切时所形成的切点K,F1可进一步理解为从K点到Q点的型线22线长。

[0056] 更具体而言,当  $(F1+F2)/D$  小于1.8时,相对而言,贯流风轮40偏大,蜗壳部20顺流效果及贯流风轮40的实际导风效率偏低,贯流风轮40的导风能力较之蜗壳部20顺流效果及贯流风轮40的实际导风效率在匹配关系上存在较大偏差,若要获得静音舒适感,需要极大地降低贯流风轮40转速和风压,这需要付出极高的换热效率代价,且会导致贯流风轮40无法在实现降噪效果最优化和降噪效果最高效的转速频段内工作,使得调节风压和风速等参数所获得的降噪效果并不明显,而当  $(F1+F2)/D$  大于2.5时,贯流风轮40偏小,但蜗壳部20上的风阻偏大,这样会导致湍流噪音激增,能效降低;而在本方案中,控制F1、F2及D满足  $1.8 \leq (F1+F2)/D \leq 2.5$ ,蜗壳部20上的主要导流部分与贯流风轮40尺寸保持一个适宜的协调关系,在满足风速和风压同时,贯流风轮40能够在实现降噪效果最优化和降噪效果最高效的转速频段内工作,且保证蜗壳部20风阻小、顺流效果优异,确保实现蜗壳风道内的气流流线平滑、顺畅,达到降低气流噪音的目的,兼顾提升产品的降噪效果和能效。

[0057] 在本发明所述窗式空调设备的第四实施例中,优选地,除了上述第三实施例的特征以外,如图9、图10所示,型线22位于与贯流风轮40距离最近的点和该第二交点Q之间的部分包括曲线段221和直线段222,曲线段221和直线段222沿着型线22从与贯流风轮40距离最近的点向第二交点Q的方向依次排布,在相同负载情况下,这样设计可以提升风量,且利用曲线段221可对气流平缓导向,且曲线段221在发挥导向作用时的阻力和压降小,可避免湍流噪音,利用直线段222可在曲线段221的下游部位对气流进一步理顺,使出风更加顺畅,同时,曲线段221和直线段222的组合形式可利于限制气流压降,抑制湍流的发生发展,以改善噪音水平。

[0058] 在本发明所述窗式空调设备的第五实施例中,优选地,除了上述第四实施例的特征以外,如图9、图10所示,贯流风轮40前端的竖直切线v1与蜗壳部20型线22的直线段222相交于第一交点T,这样,可以使贯流风轮40吹出的气流作用到直线段222部位时,被直线段222理顺后沿顺压方向导流进行排出,同时,减少气流沿直线段222的爬坡方向回流,以此可使出风更加顺畅,提升出风舒适感,同时,可提升导流效率,抑制湍流的发生发展,改善噪音水平。

[0059] 在本发明所述窗式空调设备的第六实施例中,优选地,除了上述第四实施例或第五实施例的特征以外,如图9、图10所示,直线段222的一端与曲线段221的一端接合,直线段222的另一端的端点为该第二交点Q,曲线段221的另一端的端点为与贯流风轮40距离最近的点,使F1、曲线段221的线长S1及直线段222的线长S2满足:  $F1 = S1 + S2$ ,这样可以进一步简化蜗壳部20的结构形式,方便产品制造出模,且该结构可利于限制气流压降,抑制湍流的发生发展,以改善噪音水平。

[0060] 上述第六实施例中,优选地,曲线段221与直线段222的接合部位平滑过渡,这样可利于气流从曲线段221表面向直线段222表面平缓过渡流动,使蜗壳风道内气流的流线顺

畅,避免由于曲率突变引起湍流发生和发展,改善噪声水平。

[0061] 上述第六实施例中,更优选地,直线段222为倾斜直线段,使蜗壳部20与蜗舌部30所限定出的开口的高度呈逐渐变大的变化趋势,其中,通过设置直线段222为倾斜直线段,使得在沿流体流动方向上,蜗壳部20和蜗舌部30所限定出的开口高度逐渐增大,可以降低排风口11压降,利于气流保持平顺,使蜗壳风道内气流的流线顺畅,避免由于曲率突变引起湍流发生和发展,改善噪声水平。

[0062] 在本发明所述窗式空调设备的第七实施例中,如图1、图2所示,除了上述第一实施例至第六实施例的特征以外,进一步限定排风口11的朝向 $m$ 与水平方向 $h$ 的夹角 $\theta$ 为 $0^\circ$ ,该角度出风能在有效保证大风量和低噪音的同时,有利于风朝前面远距离送出,有效满足房间的舒适性要求,且可以让整机看起来更薄更美观,另外,进一步限定回风口12的朝向 $n$ 与水平方向 $h$ 的夹角 $\beta$ 为 $0^\circ$ ,该设计利于提升回风量,且造型美观。

[0063] 在本发明所述窗式空调设备的第八实施例中,如图3、图4所示,除了上述第一实施例至第六实施例的特征以外,进一步限定排风口11的朝向 $m$ 与水平方向 $h$ 的夹角为 $\theta$ ,可以理解的是,排风口11的外端面(排风口11的外端面大致沿 $m$ 的法线方向)与竖直方向 $v$ 的夹角也相应为 $\theta$ ,前述 $\theta$ 满足: $0^\circ \leq \theta \leq 35^\circ$ ,该角度出风能在有效保证大风量和低噪音的同时,有利于风朝前面远距离送出,有效满足房间的舒适性要求,且可以让整机看起来更薄更美观,另外,进一步限定回风口12的朝向 $n$ 与水平方向 $h$ 的夹角 $\beta$ 为 $0^\circ$ ,该设计利于提升回风量,且造型美观。当然,排风口11不一定为如图3、图4中所示的平面状,本领域技术人员可以理解的是,排风口11也可以为弧面状态,具体地,当排风口11为弧面状态时,排风口11的朝向 $m$ 为排风口11中截面的上壁外端点与排风口11的下壁外端点的连线的外法线方向,当排风口11为平面状时,排风口11的朝向 $m$ 为排风口11的中截面的外法线(垂直于排风口11)方向。

[0064] 在本发明所述窗式空调设备的第九实施例中,如图5、图6所示,除了上述第一实施例至第六实施例的特征以外,进一步限定排风口11的朝向 $m$ 与水平方向 $h$ 的夹角 $\theta$ 为 $0^\circ$ ,该角度出风能在有效保证大风量和低噪音的同时,有利于风朝前面远距离送出,有效满足房间的舒适性要求,且可以让整机看起来更薄更美观,并进一步限定回风口12的朝向 $n$ 与水平方向 $h$ 的夹角为 $\beta$ ,可以理解的是,回风口12的外端面(回风口12的外端面大致沿 $n$ 的法线方向)与竖直方向 $v$ 的夹角也相应为 $\beta$ ,前述 $\beta$ 满足: $0^\circ \leq \beta \leq 15^\circ$ ,该设计能让整机看起来更薄、更美观,且有利于拓展回风范围,利于提升回风量。当然,回风口12不一定为如图5、图6中所示的平面状,本领域技术人员可以理解的是,回风口12也可以为弧面状态,具体地,当回风口12为弧面状态时,回风口12的朝向 $n$ 为回风口12的中截面的上壁外端点与回风口12的下壁外端点的连线的外法线 $n$ 的方向,当回风口12为平面状时,回风口12的朝向 $n$ 为回风口12的中截面的外法线(垂直于回风口12)方向。

[0065] 其中,如图6和图13所示,排风口11位于回风口12的上侧,形成上侧出风、下侧回风结构,优选地,回风口12的朝向 $n$ 相对于水平方向 $h$ 朝下倾斜,这可利于因自身上浮力发生上偏的热气沿回风口12回流,提升回风量,且也不会出现因为回风角度太倾斜而导致换热器50冷凝水从回风口12泄露的问题。

[0066] 在本发明所述窗式空调设备的第十实施例中,如图7、图8所示,除了上述第一实施例至第六实施例的特征以外,进一步限定排风口11的朝向 $m$ 与水平方向 $h$ 的夹角为 $\theta$ ,可以理解的是,排风口11的外端面(排风口11的外端面大致沿 $m$ 的法线方向)与竖直方向 $v$ 的夹角也

相应为 $\theta$ , 前述 $\theta$ 满足: $0^{\circ} \leq \theta \leq 35^{\circ}$ , 该角度出风能在有效保证大风量和低噪音的同时, 有利于风朝前面远距离送出, 有效满足房间的舒适性要求, 且可以让整机看起来更薄更美观, 且进一步限定回风口12的朝向n与水平方向h的夹角为 $\beta$ , 可以理解的是, 回风口12的外端面(回风口12的外端面大致沿n的法线方向)与竖直方向v的夹角也相应为 $\beta$ , 前述 $\beta$ 满足: $0^{\circ} \leq \beta \leq 15^{\circ}$ , 该设计能让整机看起来更薄、更美观, 且有利于拓展回风范围, 利于提升回风量, 且也不会出现因为回风角度太倾斜而导致换热器50冷凝水从回风口12泄露的问题。

[0067] 其中, 如图7、图8和图13所示, 排风口11位于回风口12的上侧, 形成上侧出风、下侧回风结构, 优选地, 排风口11的朝向m相对于水平方向h朝上倾斜, 利于机身减薄, 且这有利于风朝前方远距离送出, 尤其对于窗式空调设备, 多用于制冷模式运行, 通过使排风口11的朝向向上倾斜, 可利用冷气能够下沉的特点, 提高冷气送出高度, 延长冷气下沉时间, 延长冷气送出距离, 提升房间温度均匀性, 另外, 设计回风口12的朝向n相对于水平方向h朝下倾斜, 这可利于因自身体上浮力发生上偏的热气沿回风口12回流, 提升回风量。

[0068] 在本发明所述窗式空调设备的第十一实施例中, 如图1至图15所示, 除了上述任意实施例的特征以外, 进一步限定回风口12位于下侧, 排风口11位于回风口12的上侧。

[0069] 上述第十一实施例的一个具体方案中, 如图2所示, 窗式空调设备还包括换热器50, 优选该换热器50属于室内侧换热器, 也即蒸发器, 换热器50与贯流风轮40外圆周下端点的水平切面JJ相交, 换热器50具有多根换热管51, 其中, 水平切面JJ下侧的换热管51的数量多于水平切面JJ上侧的换热管51的数量。

[0070] 值得说明的是, 如图2所示, 贯流风轮40下端点的水平切面JJ是指与贯流风轮40外圆周的最低点相切的水平面。另外, 该水平切面JJ与换热器50相交, 值得说明的是, 以位于水平切面JJ上侧的换热管51数量少于位于水平切面JJ下侧的换热管51数量为例进行说明, 对于换热器50上与水平切面JJ相交的换热管51, 若与水平切面JJ相交的换热管51的一半以上位于水平切面JJ下侧, 则该换热管51计数为位于水平切面JJ下侧的换热管51; 若与水平切面JJ相交的换热管51的一半以上位于水平切面JJ上侧, 则该换热管51计数为位于水平切面JJ上侧的换热管51; 若与水平切面JJ相交的换热管51的一半位于水平切面JJ上侧、另一半位于水平切面JJ下侧, 该换热管51计数为位于水平切面JJ下侧的换热管51, 例如图2所示, 换热器50位于水平切面JJ下侧的换热管51数量为17, 其位于水平切面JJ上侧的换热管51数量为7。

[0071] 本发明上述实施例提供的窗式空调设备, 其换热器50中位于水平切面JJ上侧的换热管51的数量少于位于水平切面JJ下侧的换热管51的数量, 也即使换热器50的大多数换热管51位于贯流风轮40的下侧, 贯流风轮40旋转以驱动气流从位于下侧的回风口12流向位于上侧的排风口11时, 大部分气流沿贯流风轮40吸风的顺压方向穿过换热器50进行对流换热, 这样, 气流在与换热器50表面接触时偏转量小, 不容易出现涡流, 且综合贯流风轮40本身所具有的送风均匀和噪音低的优点, 可实现使换热器50处气流流线平滑、顺畅, 达到降低气流噪音的目的, 且该沿贯流风轮40吸风的顺压方向流动的气流具有风量大、流速大的特点, 通过使换热器50的大多数换热管51位于贯流风轮40的下侧与该沿贯流风轮40吸风的顺压方向流动的气流换热, 可以弥补贯流风轮40相较离心风轮而言存在的风压不足的问题, 且可进一步提升换热器50的换热效率, 并减小换热器50处的风量损失, 且这样设计可以使在相同换热负荷情况下对贯流风轮40的转速要求降低, 有利于控制贯流风轮40在实现降

噪效果最优化和降噪效率最高的转速频段内工作,进一步改善气流与换热器50对流换热过程中的噪音水平,可以实现将设备运行噪音降低至37分贝以下,在设备运行参数设计得宜时,甚至能使设备运行噪音降低至25分贝,良好地避免噪音不适感,提升产品使用舒适度。

[0072] 在本发明所述窗式空调设备的第十二实施例中,如图1至图15所示,除了上述第十一实施例的特征以外,进一步限定换热器50包括多个子换热部,多个子换热部中的任意相邻子换热部构造出夹角,使换热器50整体呈凹陷状,其中,贯流风轮40位于换热器50呈内凹的一侧,也即将换热器50设计为多折形式,并使之呈半包围状布置在贯流风轮40外侧,该结构简单,且可实现多角度进风换热,提升换热器50有效换热面积和换热效率,且本方案通过设置多个子换热部,可使得对多根换热管51的位置设计更灵活方便,能更容易地满足水平切面下侧的换热管51的数量多于水平切面上侧的换热管51的数量的设计需求,利于实现产品部件紧凑,利于减少设备室内侧部分的体积。

[0073] 优选地,多个子换热部中的任意两个之间构造出夹角。

[0074] 在本发明所述窗式空调设备的第十三实施例中,除了上述任意实施例的特征以外,进一步限定回风口12的面积A与排风口11的面积B满足: $2.5 \leq A/B \leq 3.5$ ,这样可以确保贯流风轮40对气流的驱动力与受回风口12和排风口11调控的风压、风量等因素之间形成相互协调关系,以在满足回风量和排风量要求的同时,有效实现使贯流风机内的气流流线平滑、顺畅,达到降低气流噪音、减小阻力损失的目的,兼顾提升产品的降噪效果和能效,而当A/B小于2.5时,回风口12偏小、排风口11偏大,会存在回风阻力大、回风处气流流动惯性大,送风距离缩短的问题,尤其是在回风位置处,利用贯流风轮40的负压驱动力无法良好、准确地对气流流向进行纠正和导向,这样会导致气流与换热器50接触效果不佳,从而导致设备换热效率不高,且容易出现气流偏转引起涡流噪音,而当A/B大于3.5时,不利于保证产品美观,且排风压降大、贯流风轮40驱动负荷加大,不利于控制贯流风轮40在实现降噪效果最优化和降噪效率最高效的转速频段内工作,不利于提升设备的静音效果。

[0075] 关于上述实施例,可以理解的是,如图2所示,优选回风口12及排风口11均大致呈矩形或方形,其中,在回风口12与排风口11宽度相同时,回风口12的高度Y2和排风口11的高度Y1之比 $Y2/Y1$ 等于回风口12面积A与排风口11面积B之比,也即回风口12的高度Y2和排风口11的高度Y1同样满足: $2.5 \leq \text{回风口高度} Y2 / \text{排风口高度} Y1 \leq 3.5$ 。

[0076] 在本发明所述窗式空调设备的第十四实施例中,优选地,除了上述任意实施例的特征以外,窗式空调设备还包括第一格栅91,该第一格栅91设于回风口12处,该第一格栅91可在回风口12处起到阻挡和防护作用,防止异物进入回风口12,且第一格栅91可在回风口12进风时进行切风顺流,提升进入气流的平顺性,强化降噪效果。更具体地,第一格栅91除了是条状格栅外,也可以是椭圆状,蜂窝状,放射状的多孔板结构。

[0077] 值得说明的是,在第十四实施例中,在计算回风口12的面积A时,回风口12的面积A包括回风口12被第一格栅91遮挡部分的面积。

[0078] 在本发明所述窗式空调设备的第十五实施例中,优选地,除了上述任意的特征以外,窗式空调设备还包括第二格栅92,该第二格栅92设于排风口11处,该第二格栅92可在排风口11处起到阻挡和防护作用,防止异物进入排风口11,且第二格栅92可在排风口11排风时进行切风顺流,提升排出气流的平顺性,强化降噪效果,且可以提升排气口处流速,延长送风距离。更具体地,第二格栅92除了是条状格栅外,也可以是百叶状格栅或是一整条平直

形或弧状的导风板结构。

[0079] 值得说明的是,在第十五实施例中,在计算排风口11的面积B时,排风口11的面积B包括排风口11被第二格栅92遮挡部分的面积。

[0080] 上述任一实施例中,如图1所示,外壳10顶壁上设有由其局部向下凹陷构造出的凹槽80,凹槽80用于供窗式空调设备与墙体或窗户嵌套配合装配,且优选凹槽80位于窗式空调设备的室内侧部分和室外侧部分70之间。

[0081] 上述任一实施例中,可选地,回风口12为窗式空调设备的室内侧回风口,排风口11为窗式空调设备的室内侧排风口,贯流风机为窗式空调设备的室内侧风机。

[0082] 综上所述,本发明提供的窗式空调设备,控制其贯流风轮的长径比为 $3.5 \sim 4.6$ ,一方面,该贯流风轮能更容易地满足设备内换热器与贯流风轮位置布局需求,利于实现产品部件紧凑,并可使换热器保持较高的换热效率,另一方面,该贯流风轮在承受风压时更能够保持稳定,在空调风速下不容易产生轴向和径向的振动,运行噪音小,且其在旋转时可保证蜗壳风道内气流流线的平顺性,不容易出现涡流噪音,可达到降低气流噪音、减小阻力损失的目的,提升产品静音性能和运行能效,且在贯流风轮的长径比满足 $3.5 \leq L/D \leq 4.6$ 时,通过设置贯流风轮外圆周的前端点的竖直切线与蜗壳部的型线相交于第一交点,第一交点位于贯流风轮上侧,这样设计可以使贯流风轮下游位置处的整个气流升压区域被蜗壳部覆盖,使气流被蜗壳部导流、理顺后再进行排出,防止气流经过贯流风轮后直接排出所引起的紊流噪音或排风口处存在振动噪音等问题,提升产品的静音性能,同时,通过这样对贯流风轮和蜗壳部进行位置布局可以实现提升出风压力,利于延长送风距离,且可综合提升贯流风轮的导风效率,实现提升设备出风量和换热效率,保证产品能效。

[0083] 在本发明中,术语“第一”、“第二”仅用于描述的目的,而不能理解为指示或暗示相对重要性;术语“多个”则指两个或两个以上,除非另有明确的限定。术语“安装”、“相连”、“连接”、“固定”等术语均应做广义理解,例如,“连接”可以是固定连接,也可以是可拆卸连接,或一体地连接;“相连”可以是直接相连,也可以通过中间媒介间接相连。对于本领域的普通技术人员而言,可以根据具体情况理解上述术语在本发明中的具体含义。

[0084] 本发明的描述中,需要理解的是,术语“上”、“下”、“前”、“后”等指示的方位或位置关系为基于附图所示的方位或位置关系,仅是为了便于描述本发明和简化描述,而不是指示或暗示所指的装置或单元必须具有特定的方向、以特定的方位构造和操作,因此,不能理解为对本发明的限制。

[0085] 在本说明书的描述中,术语“一个实施例”、“一些实施例”、“具体实施例”等的描述意指结合该实施例或示例描述的具体特征、结构、材料或特点包含于本发明的至少一个实施例或示例中。在本说明书中,对上述术语的示意性表述不一定指的是相同的实施例或示例。而且,描述的具体特征、结构、材料或特点可以在任何一个或多个实施例或示例中以合适的方式结合。

[0086] 以上所述仅为本发明的优选实施例而已,并不用于限制本发明,对于本领域的技术人员来说,本发明可以有各种更改和变化。凡在本发明的精神和原则之内,所作的任何修改、等同替换、改进等,均应包含在本发明的保护范围之内。

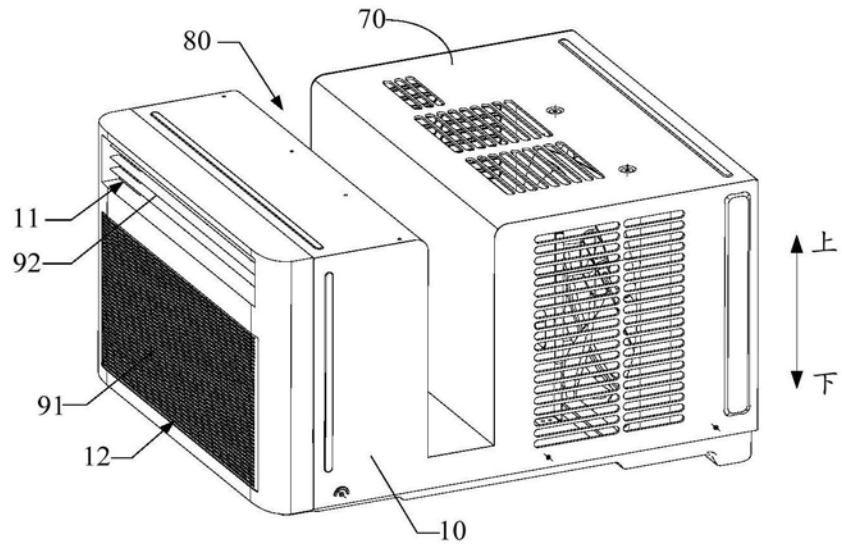


图1

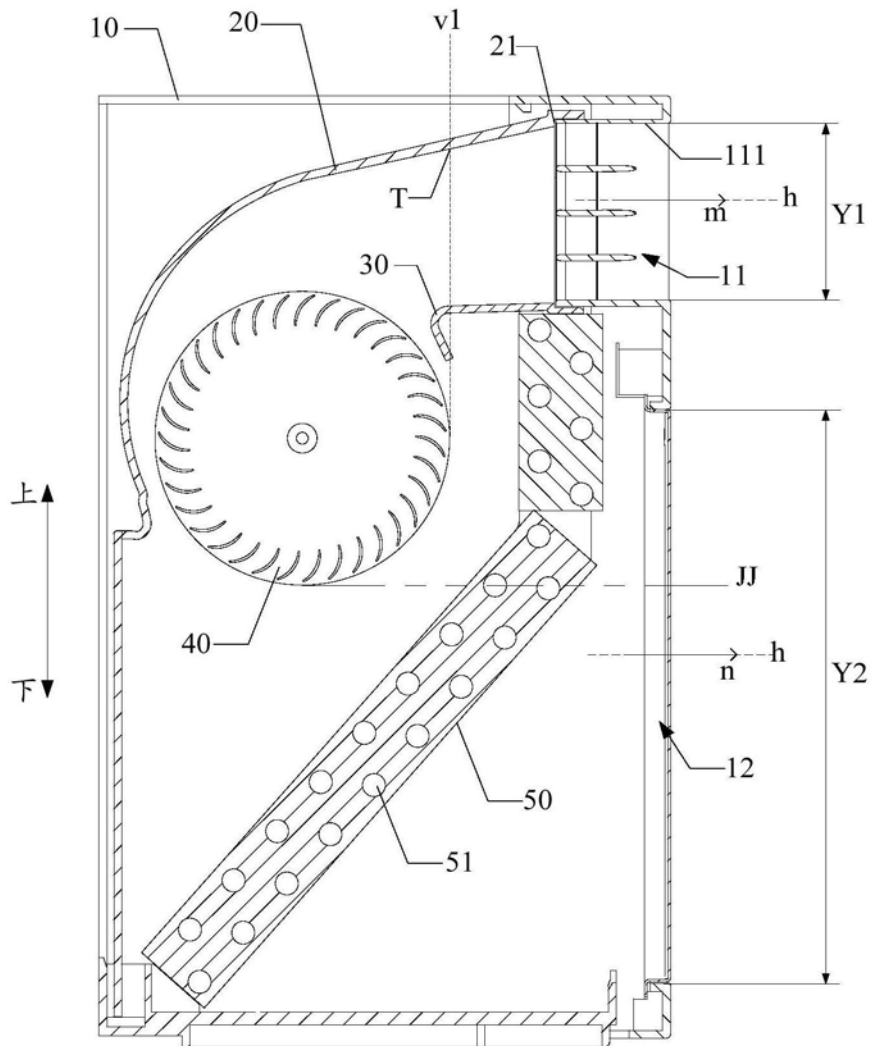


图2

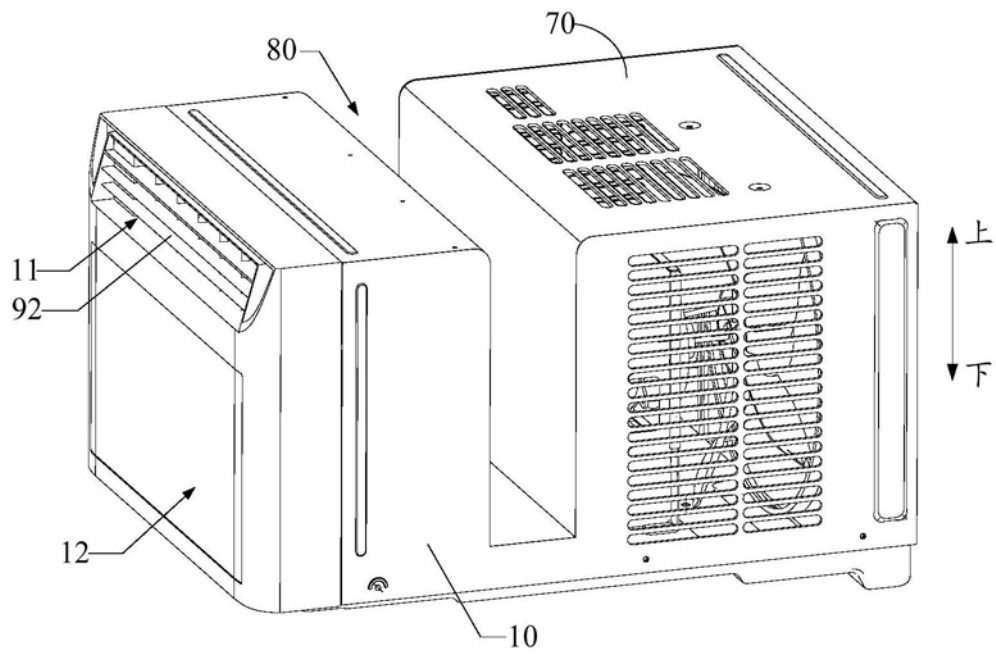


图3

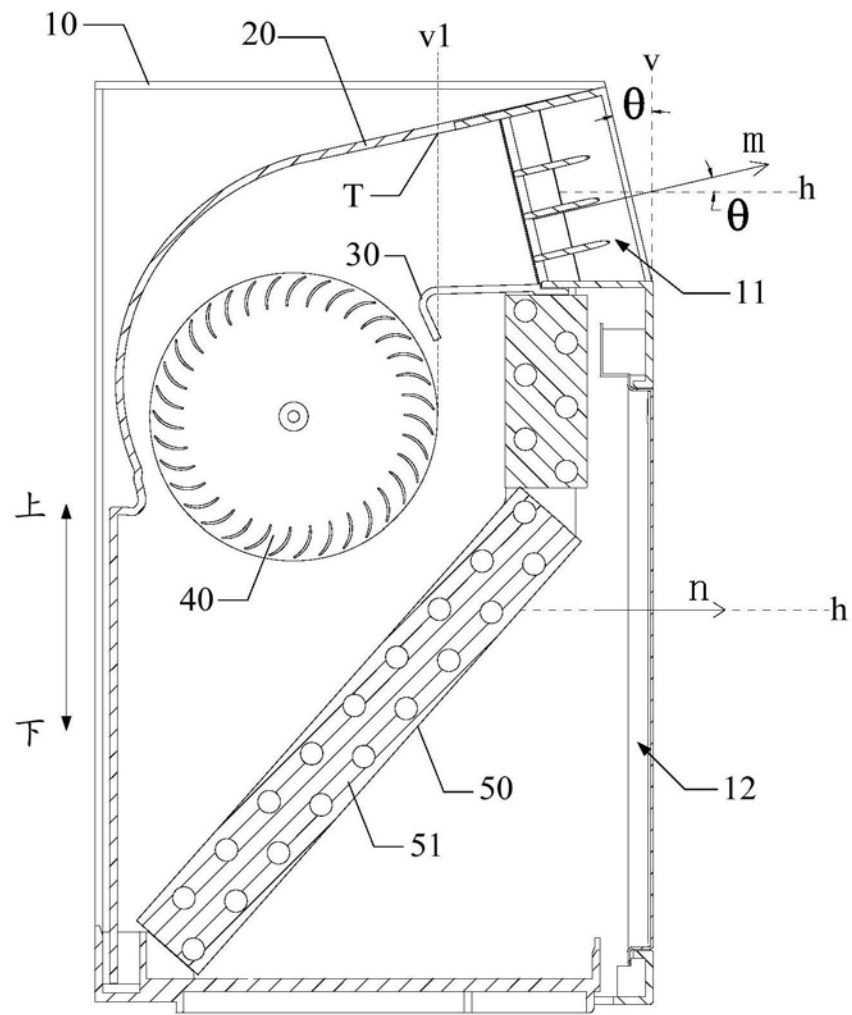


图4

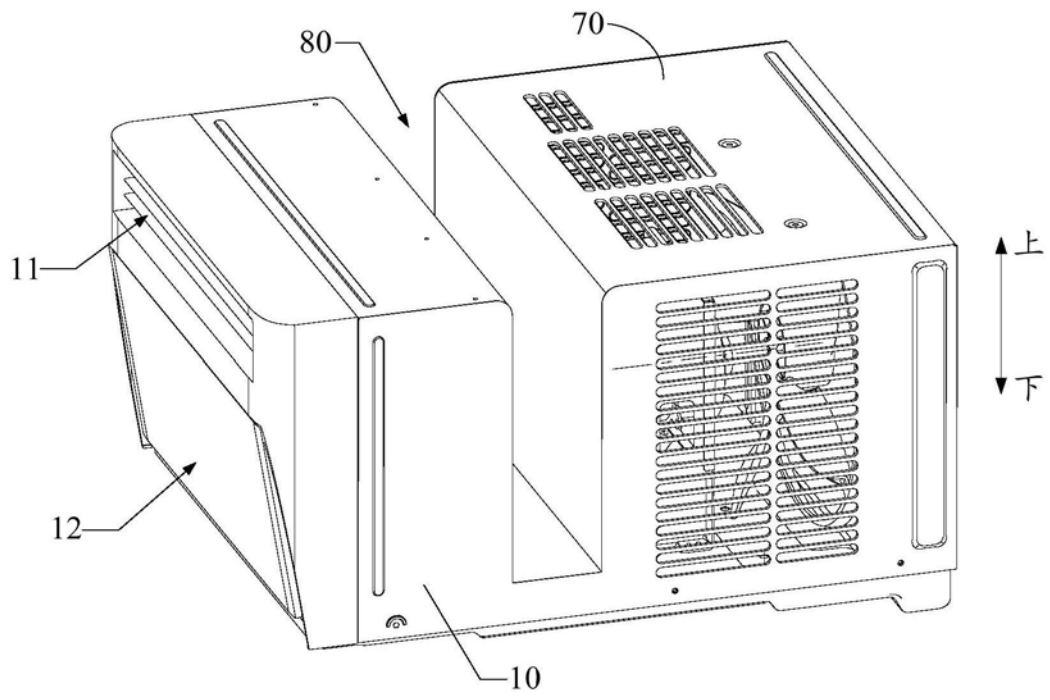


图5

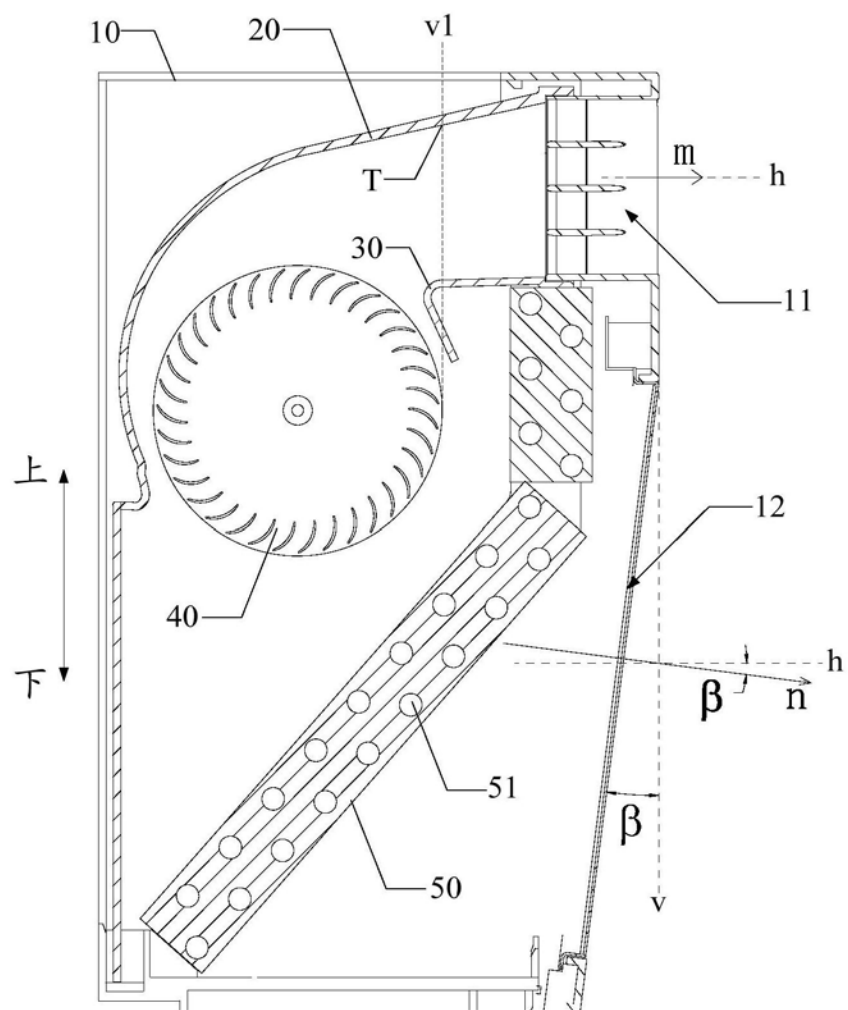


图6

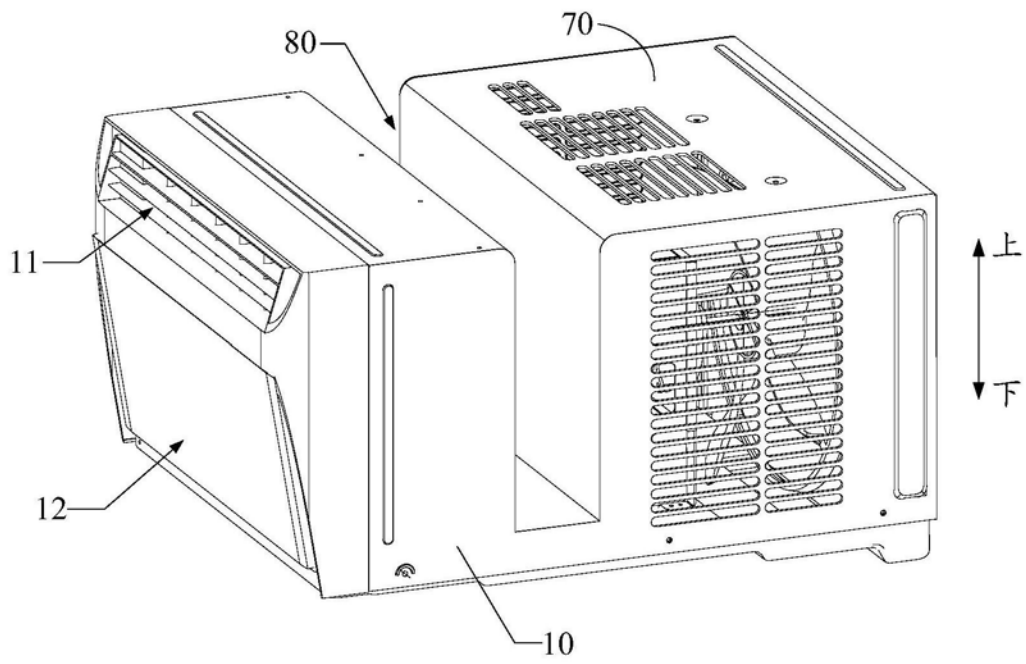


图7



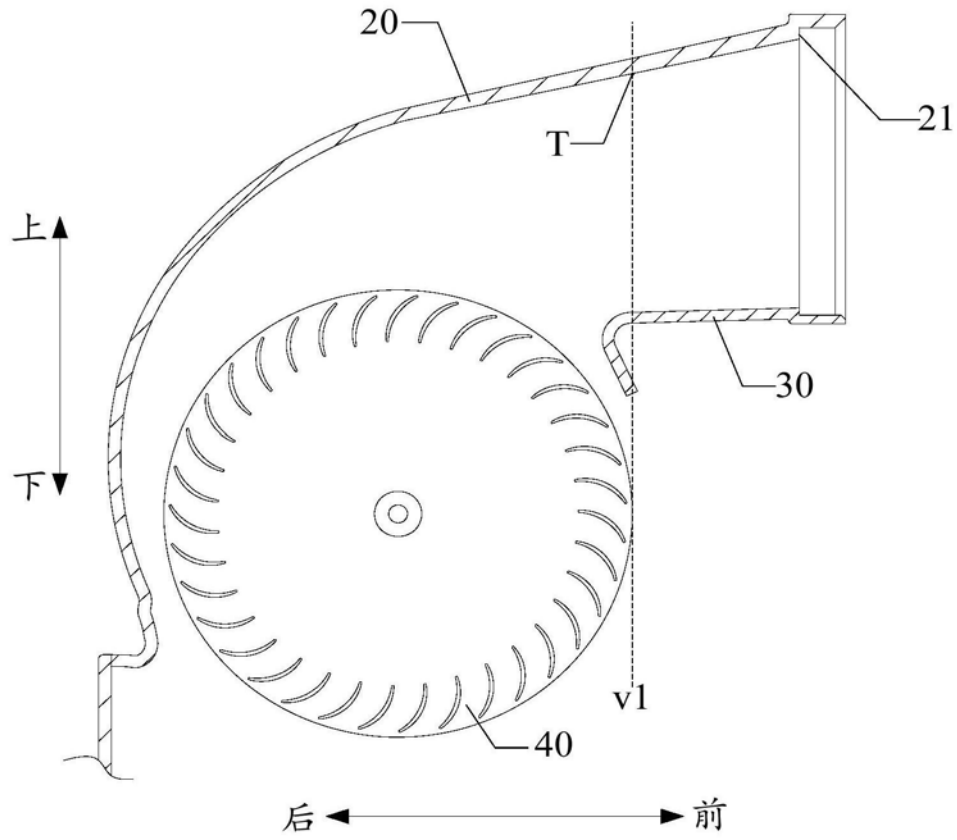


图9

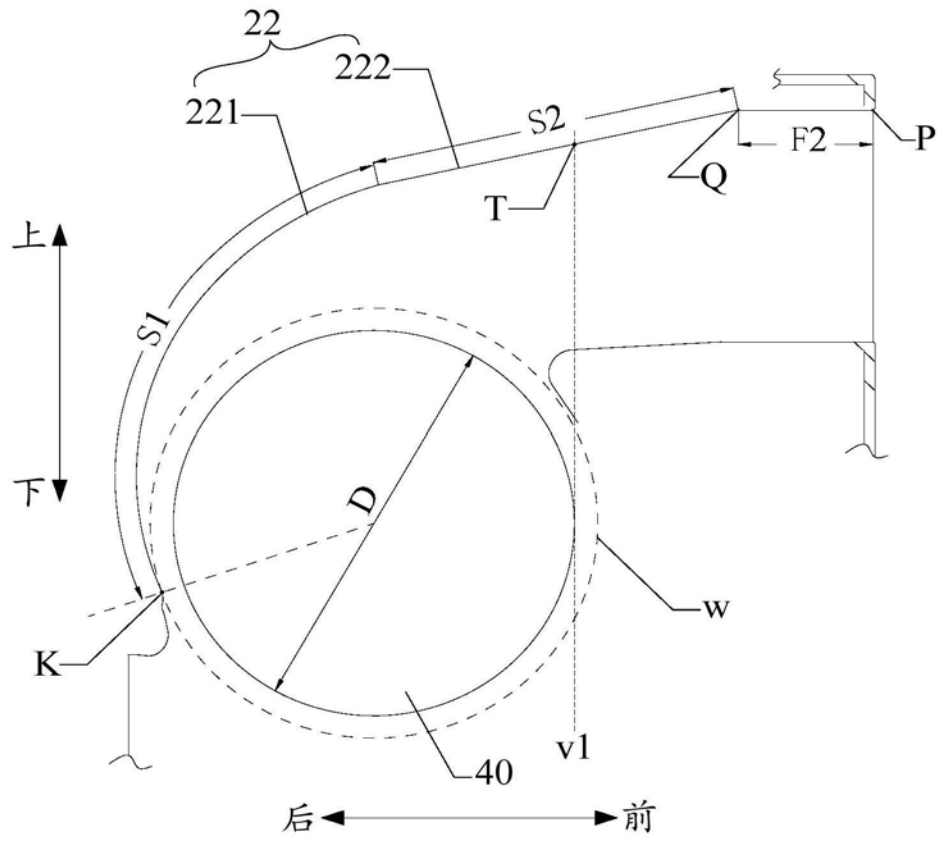


图10

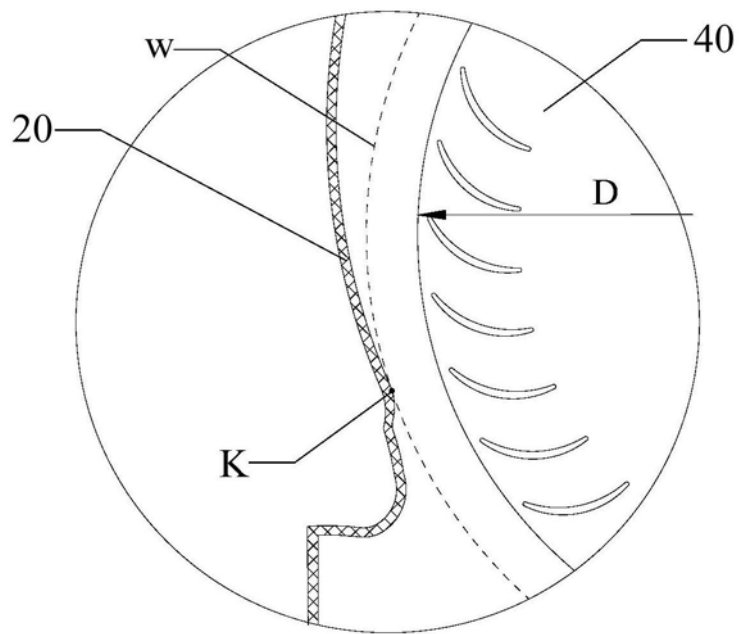


图11

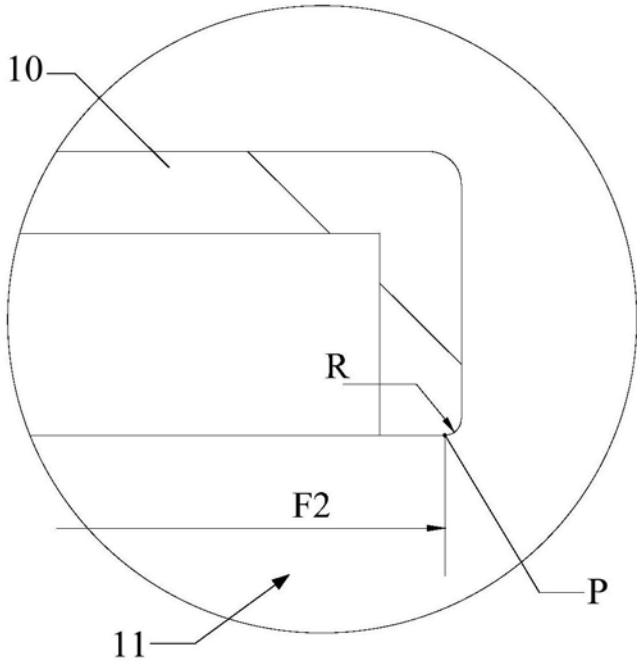


图12

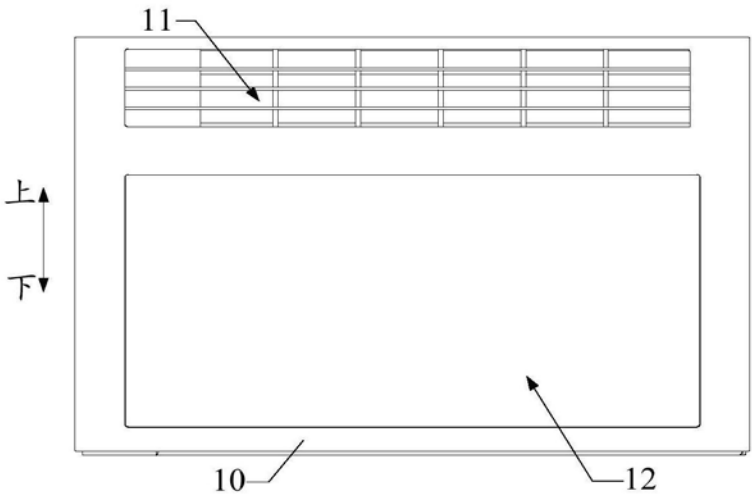


图13

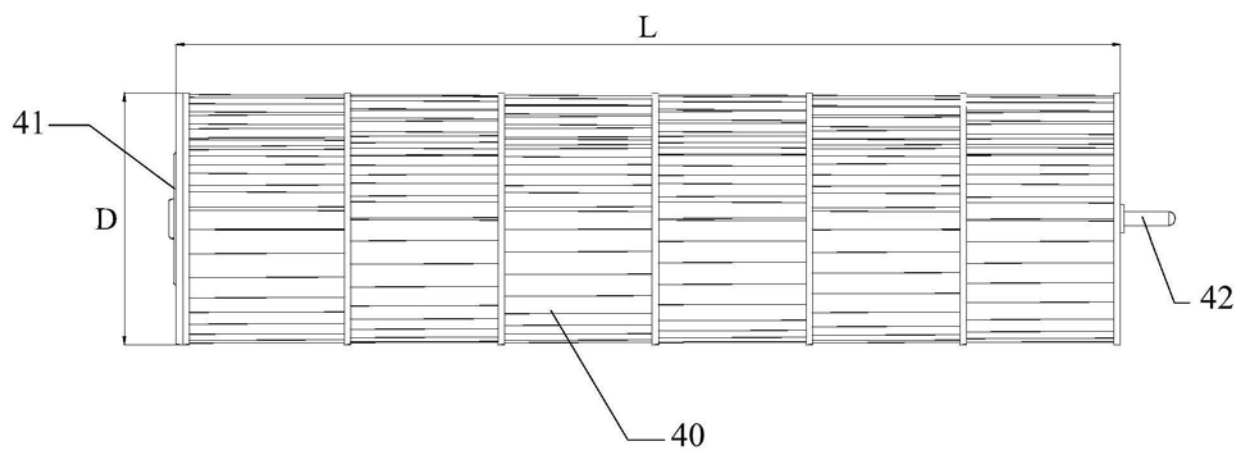


图14

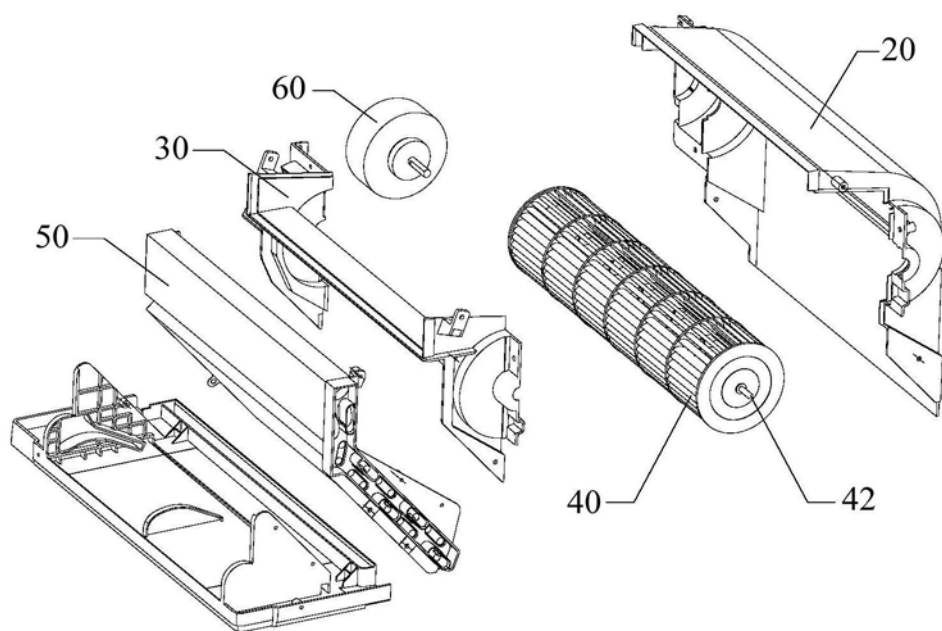


图15