



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 113202768 B

(45) 授权公告日 2023. 03. 03

(21) 申请号 202110614024.6

F04C 25/02 (2006.01)

(22) 申请日 2021.06.02

F04C 29/00 (2006.01)

(65) 同一申请的已公布的文献号

F04D 29/26 (2006.01)

申请公布号 CN 113202768 A

F04D 29/66 (2006.01)

(43) 申请公布日 2021.08.03

(56) 对比文件

(73) 专利权人 山东凯恩真空技术有限公司

CN 207500114 U, 2018.06.15

地址 250300 山东省济南市固云湖街道办

CN 110546389 A, 2019.12.06

事处芙蓉路东段创新大厦908-2室

CN 205260421 U, 2016.05.25

JP 2004346775 A, 2004.12.09

(72) 发明人 赵彬彬 尚玉静

审查员 陈朝波

(74) 专利代理机构 济南千慧专利事务所(普通合伙
合伙企业) 37232

专利代理师 左建华

(51) Int. Cl.

F04C 29/04 (2006.01)

F04C 18/16 (2006.01)

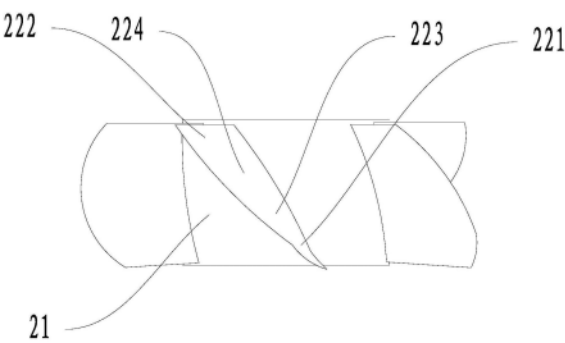
权利要求书1页 说明书6页 附图2页

(54) 发明名称

一种真空泵专用冷却风扇

(57) 摘要

本发明公开了一种真空泵专用冷却风扇,真空泵包括壳体以及设于壳体内部的电机,壳体形成有散热腔,散热腔具有与外界连通的散热口,电机的电机轴安装有位于散热腔的风扇,风扇包括风扇主体以及多个沿周向连接至风扇主体的扇叶,扇叶包括远离散热口的第一散热段、临近散热口的第二散热段以及连接第一散热段和第二散热段的连接段,第一散热段和第二散热段相对于连接段弯折设置,且第一散热段的弯折方向与第二散热段的弯折方向相反。风扇主体在带动扇叶转动时,第一散热段和第二散热段形成的旋转区域形成差异,从而使得扇叶在第一散热段处和第二散热段处形成较大压力差,在相同转速下压力差越大,风压越大,散热效果也更好。



1. 一种真空泵专用冷却风扇, 真空泵包括壳体以及设于壳体内部的电机, 壳体形成有散热腔, 散热腔具有与外界连通的散热口, 电机的电机轴安装有位于散热腔的风扇, 其特征在于, 所述风扇包括风扇主体以及多个沿周向连接至所述风扇主体的扇叶, 所述扇叶包括远离所述散热口的第一散热段、临近所述散热口的第二散热段以及连接所述第一散热段和所述第二散热段的连接段, 所述第一散热段和所述第二散热段相对于所述连接段弯折设置, 且所述第一散热段的弯折方向与所述第二散热段的弯折方向相反, 所述第一散热段和所述第二散热段均为弧形段, 所述第一散热段的曲率大于所述第二散热段的曲率。

2. 根据权利要求1所述的一种真空泵专用冷却风扇, 其特征在于, 所述连接段包括与所述第一散热段连接的第一连接段以及与所述第二散热段连接的第二连接段, 所述第一连接段与所述第一散热段的弯折方向相同, 且所述第二连接段与所述第二散热段的弯折相同。

3. 根据权利要求2所述的一种真空泵专用冷却风扇, 其特征在于, 所述第一散热段、所述第二散热段以及所述连接段均为弧形段, 所述第一散热段的曲率大于所述连接段的曲率, 所述连接段的曲率大于所述第二散热段的曲率。

4. 根据权利要求1所述的一种真空泵专用冷却风扇, 其特征在于, 所述扇叶的数量为奇数个, 各所述扇叶沿周向等距连接至所述风扇主体。

5. 根据权利要求4所述的一种真空泵专用冷却风扇, 其特征在于, 所述扇叶的数量为五个。

6. 根据权利要求4所述的一种真空泵专用冷却风扇, 其特征在于, 相邻所述扇叶沿所述风扇主体周向上的距离为 W_1 , 所述扇叶沿所述风扇主体周向上的宽度为 W_2 , $W_1:W_2$ 为 $1:1.1 \sim 1:3$ 。

7. 根据权利要求4所述的一种真空泵专用冷却风扇, 其特征在于, 所述扇叶包括与所述风扇主体连接的扇叶末端和与所述扇叶末端相对的扇叶首端, 相邻所述扇叶末端之间的间距为 D_1 , 相邻所述扇叶首端的间距为 D_2 , $D_1:D_2$ 为 $1:1.5 \sim 1:1.7$ 。

8. 根据权利要求1所述的一种真空泵专用冷却风扇, 其特征在于, 各所述扇叶沿所述风扇主体径向上的截面均为扇形。

9. 根据权利要求1所述的一种真空泵专用冷却风扇, 其特征在于, 所述连接段与所述第一散热段和所述第二散热段连接处均为光滑连续面。

一种真空泵专用冷却风扇

技术领域

[0001] 本发明属于螺杆真空泵领域，具体涉及一种真空泵专用冷却风扇。

背景技术

[0002] 螺杆真空泵是利用一对螺杆，在泵壳内作同步高速反向旋转而产生的吸气和排气作用的抽气设备，它是油封式真空泵的更新换代产品，能抽除含有大量水蒸汽及少量粉尘的气体场合，在国内制药、化工、半导体等对清洁真空要求较高的企业领域得到广泛应用。螺杆真空泵在运行过程中，为了保证螺杆真空泵的快速运行，需要适当添加润滑油，提高螺杆真空泵的使用效率和使用寿命，但是螺杆真空泵在运行过程中需要风扇进行散热，尤其是在长时间运转状态下，而为了增强风扇的散热功能，通常将风扇的尺寸增大，但这会增加制作成本，且由于风扇的增大还会导致风压的改变，散热效果提升不明显。

发明内容

[0003] 针对上述的不足，本发明提供了一种真空泵专用冷却风扇，能够提高散热效果。

[0004] 本发明是通过以下技术方案实现的：

[0005] 一种真空泵专用冷却风扇，真空泵包括壳体以及设于壳体内部的电机，壳体形成有散热腔，散热腔具有与外界连通的散热口，电机的电机轴安装有位于散热腔的风扇，风扇包括风扇主体以及多个沿周向连接至风扇主体的扇叶，扇叶包括远离散热口的第一散热段、临近散热口的第二散热段以及连接第一散热段和第二散热段的连接段，第一散热段和第二散热段相对于连接段弯折设置，且第一散热段的弯折方向与第二散热段的弯折方向相反。

[0006] 进一步地，连接段包括与第一散热段连接的第一连接段以及与第二散热段连接的第二连接段，第一连接段与第一散热段的弯折方向相同，且第二连接段与第二散热段的弯折相同。

[0007] 进一步地，第一散热段和第二散热段均为弧形段，第一散热段的曲率大于第二散热段的曲率。

[0008] 进一步地，第一散热段、第二散热段以及连接段均为弧形段，第一散热段的曲率大于连接段的曲率，连接段的曲率大于第二散热段的曲率。

[0009] 进一步地，扇叶的数量为奇数个，各扇叶沿周向等距连接至风扇主体。

[0010] 进一步地，扇叶的数量为五个。

[0011] 进一步地，相邻扇叶沿风扇主体周向上的距离为 W_1 ，扇叶沿风扇主体周向上的宽度为 W_2 ， $W_1:W_2$ 为1:1.1~1:3。

[0012] 进一步地，扇叶包括与风扇主体连接的扇叶末端和与扇叶末端相对的扇叶首端，相邻扇叶末端之间的间距为 D_1 ，相邻扇叶首端的间距为 D_2 ， $D_1:D_2$ 为1:1.5~1:1.7。

[0013] 进一步地，扇叶沿风扇主体径向上的截面均为扇形。

[0014] 进一步地，连接段与第一散热段和第二散热段连接处均为光滑连续面。

[0015] 本发明具有以下有益效果：

[0016] 1、通过将第一散热段和第二散热段朝相反的方向弯折，从而使得风扇主体在带动扇叶转动时，第一散热段和第二散热段形成的旋转区域形成差异，从而使得扇叶在第一散热段处和第二散热段处形成较大压力差，在相同转速下压力差越大，风压越大，散热效果也更好；且扇叶通过第一散热段和第二散热段的弯折，使得扇叶整体能够呈弯曲状结构，避免扇叶笔直延伸使得气流出风一侧呈散射状，导致送风距离短，力量不集中，扇叶带有弧度可以增加送风距离以及风压。

[0017] 2、连接段在与第一散热段和第二散热段分别连接时，连接段具有与各散热段弯折方向相同的结构，从而确保连接段在与第一散热段和第二散热段连接时，连接处更加平滑。

[0018] 3、曲率越大，表示曲线的弯曲程度越大，第一散热段的曲率大于第二散热段的曲率，因此第一散热段的弯曲程度大于第二散热段的弯曲程度，而叶片曲率越大，在相同转速下，气体动能也就越大，风量和风压也就越大，且第一散热段为远离开热口设置，风首先由第一散热段处进入，经由连接段和第二散热段后，由散热口排出，因此，通过将第一散热段的曲率设置的相对较大，能够增加由第一散热段处进入的风量，提高散热效率；而第二散热段临近散热口设置，且第二散热段的曲率相对较小，这样，第二散热段在转动时受到的阻力也就相对较小，避免扇叶整体的曲率较大时，扇叶整体所受的阻力也相对较大，既增加了电机的负担，同时也不利于转速的提高。

[0019] 4、相对于偶数个扇叶如果调整不好平衡容易产生共振，通过在安装扇叶时形成不对称结构，既能够避免产生共振，同时由于结构不对称，也减少了对扇叶的调整步骤，从而减少了维护次数，降低了使用者的工作量。

[0020] 5、扇叶上的不平整会在旋转中产生紊流，增加摩擦，降低效率，增大噪音，通过将连接段与第一散热段和第二散热段之间的连接处设为光滑连续面，同时，连接段、第一散热段以及第二散热段的表面也为连续面，这样，风在沿扇叶表面流动时更加顺畅，从而提高散热效率，同时降低散热过程中产生的噪音。

附图说明

[0021] 图1用以说明本发明真空泵的一种示意性实施方式的结构示意图；

[0022] 图2用以说明本发明风扇的一种示意性实施方式的主视结构示意图；

[0023] 图3用以说明本发明风扇的一种示意性实施方式的立体结构示意图；

[0024] 图4用以说明本发明扇叶的一种示意性实施方式的结构示意图。

[0025] 附图标记：

[0026] 1、壳体，11、散热口，2、风扇，21、风扇主体，22、扇叶，221、第一散热段，222、第二散热段，223、第一连接段，224、第二连接段。

具体实施方式

[0027] 下面将结合本发明实施例中的附图，对本发明实施例中的技术方案进行清楚、完整地描述，显然，所描述的实施例仅仅是本发明一部分实施例，而不是全部的实施例。基于本发明中的实施例，本领域普通技术人员在没有做出创造性劳动前提下所获得的所有其他实施例，都属于本发明保护的范围。

[0028] 需要说明的是,本发明实施例中的左、右、上、下、前、后等方位用语,仅是互为相对概念或是以产品的正常使用状态,即产品的行进方向为参考的,而不应该认为是具有限定性的。

[0029] 另外,还需要说明的是,本发明实施例中所提到的“相对运动”等动态用语,不仅是位置上的变动,还包括转动、滚动等位置上没有发生相对变化,但状态却发生改变的运动。

[0030] 最后,需要说明的是,当组件被称为“位于”或“设置于”另一个组件,它可以在另一个组件上或可能同时存在居中组件。当一个组件被称为是“连接于”另一个组件,它可以是直接连接到另一个组件或者可能同时存在居中组件。

[0031] 如图1至图4所示的一种真空泵专用冷却风扇,真空泵包括壳体1以及设于壳体1内部的电机,壳体1形成有散热腔,散热腔具有与外界连通的散热口11,电机的电机轴安装有位于散热腔的风扇2,风扇2包括风扇主体21以及多个沿周向连接至风扇主体21的扇叶22,扇叶22包括远离散热口11的第一散热段221、临近散热口11的第二散热段222以及连接第一散热段221和第二散热段222的连接段,第一散热段221和第二散热段222相对于连接段弯折设置,且第一散热段221的弯折方向与第二散热段222的弯折方向相反;通过将第一散热段221和第二散热段222朝相反的方向弯折,从而使得风扇主体21在带动扇叶22转动时,第一散热段221和第二散热段222形成的旋转区域形成差异,从而使得扇叶22在第一散热段221处和第二散热段222处形成较大压力差,在相同转速下压力差越大,风压越大,散热效果也更好;且扇叶22通过第一散热段221和第二散热段222的弯折,使得扇叶22整体能够呈弯曲状结构,避免扇叶22笔直延伸使得气流出风一侧呈散射状,导致送风距离短,力量不集中,扇叶22带有弧度可以增加送风距离以及风压。

[0032] 对于风扇来说,风速是风扇重要的性能指标之一,与最重要的两项性能指标之一风量关系密切;风速即风扇出风口或进风口的空气流动速度,单位一般为m/s;仅是某一位置的速度数值,不能完全体现风扇的性能。风速在不同位置数值可能有较大差异,且平均值难以计算,一般不用来表示风扇的性能;风速的高低主要取决于扇叶的形状、面积、高度及转速;扇叶形状设计、面积、高度的影响较为复杂;风扇转速越快,风速越快;通过将扇叶制作有带有弧度的结构,且扇叶两端弯折方向不同,从而提高风扇的散热效果。

[0033] 而风扇的风量则是指风扇通风面积与该面积平面速度之积,通风面积是出口面积减去涡舌处的投影面积,平面速度是气流通过整个平面的气体运动速度,单位同样通常为m/s,当平面速度一定时,扇叶外径越大,通风面积越大,风量则越大;风量越大,冷空气吸热量则越大,空气流动转移时能带走更多的热量,散热效果更佳明显;但在同样风量的情况下散热效果和风的流动方式有关,风量越大风压就越小,风压小,风就无法吹到散热器的底部,这也是有些风扇转速很高,风量很大,但散热效果并不好的原因;通过本发明中第一散热段和第二散热段沿相反方向弯折,从而使得风扇主体在带动扇叶转动时,第一散热段和第二散热段形成的旋转区域形成差异,从而使得扇叶在第一散热段处和第二散热段处形成较大压力差,从而提高风压。

[0034] 连接段包括与第一散热段221连接的第一连接段223以及与第二散热段222连接的第二连接段224,第一连接段223与第一散热段221的弯折方向相同,且第二连接段224与第二散热段222的弯折相同;连接段在与第一散热段221和第二散热段222分别连接时,连接段具有与各散热段弯折方向相同的结构,从而确保连接段在与第一散热段221和第二散热段

222连接时,连接处更加平滑。

[0035] 优选的,连接段与第一散热段221和第二散热段222连接处均为光滑连续面;扇叶22上的不平整会在旋转中产生紊流,增加摩擦,降低效率,增大噪音,通过将连接段与第一散热段221和第二散热段222之间的连接处设为光滑连续面,同时,连接段、第一散热段221以及第二散热段222的表面也为连续面,这样,风在沿扇叶22表面流动时更加顺畅,从而提高散热效率,同时降低散热过程中产生的噪音。

[0036] 第一散热段221和第二散热段222均为弧形段,第一散热段221的曲率大于第二散热段222的曲率;曲率越大,表示曲线的弯曲程度越大,第一散热段221的曲率大于第二散热段222的曲率,因此第一散热段221的弯曲程度大于第二散热段的弯曲程度,而叶片曲率越大,在相同转速下,气体动能也就越大,风量和风压也就越大,且第一散热段221为远离散热口11设置,风首先由第一散热段221处进入,经由连接段和第二散热段222后,由散热口11排出,因此,通过将第一散热段221的曲率设置的相对较大,能够增加由第一散热段221处进入的风量,提高散热效率;而第二散热段222临近散热口11设置,且第二散热段222的曲率相对较小,这样,第二散热段222在转动时受到的阻力也就相对较小,避免扇叶22整体的曲率较大时,扇叶22整体所受的阻力也相对较大,既增加了电机的负担,同时也不利于转速的提高。

[0037] 第一散热段221、第二散热段222以及连接段均为弧形段,第一散热段221的曲率大于连接段的曲率,连接段的曲率大于第二散热段222的曲率;通过将第一散热段221和第二散热段222设置不同曲率,既能够确保第一散热段221处风量的增加,同时,也能够通过第二散热段222降低扇叶22转动时受到的阻力;连接段在连接第一散热段221和第二散热段222时,由于连接段的曲率位于第一散热段221和第二散热段222之间,因此,连接段在连接时能够起到过渡作用,避免第一散热段221与第二散热段222之间由于曲率具有差别,在连接时容易出现连接处缝隙,同时,通过连接段的平滑过渡更容易实现连接段与第一散热段221和第二散热段222连接处均为光滑连续面,风在沿扇叶22表面流动时更加顺畅,从而提高散热效率,同时降低散热过程中产生的噪音。

[0038] 扇叶22的数量为奇数个,各扇叶22沿周向等距连接至风扇主体21;相对于偶数个扇叶22如果调整不好平衡容易产生共振,通过在安装扇叶22时形成不对称结构,既能够避免产生共振,同时由于结构不对称,也减少了对扇叶22的调整步骤,从而减少了维护次数,降低了使用者的工作量;优选的,扇叶22的数量为五个,既能够避免扇叶22数量过少导致的扇叶22整体尺寸过大,增加扇叶22的制造成本,也能够避免扇叶22数量过多导致的扇叶22整体尺寸过小,扇叶22强度低。

[0039] 相邻扇叶22沿风扇主体21周向上的距离为 W_1 ,扇叶22沿风扇主体21周向上的宽度为 W_2 , $W_1:W_2$ 为 $1:1.1\sim 1:3$; W_1 与 W_2 之前的比值如果过大,即相邻扇叶22之间的距离过大,在设置扇叶22时则需增大风扇主体21的尺寸,进而导致真空泵整体尺寸的增大,增加成本,同时,相邻扇叶22之间的距离过大也会导致在吹风时风压损失增大,风压不足,散热效果差; W_1 与 W_2 之前的比值如果过小,即相邻扇叶22之间的距离过小,则会导致气流扰动,增加叶片表面摩擦,降低风扇2效率;优选的, $W_1:W_2$ 为 $1:1.2$ 。

[0040] 优选的,扇叶22沿风扇主体21径向上的截面均为扇形;扇叶22与风扇主体21连接的一端宽度较小,扇叶22与风扇主体21相对的一端宽度较大,由于风扇主体21在沿径向向

外延伸时,所形成的圆的直径也在逐渐增大,通过将扇叶22同时设为变径的扇形,能够确保相邻扇叶22之间在任意圆周处的间距相近,从而避免相邻扇叶22之间的间距过大或过小影响散热效果。

[0041] 扇叶22包括与风扇主体21连接的扇叶22末端和与扇叶22末端相对的扇叶22首端,相邻扇叶22末端之间的间距为D1,相邻扇叶22首端的间距为D2,D1:D2为1:1.5~1:1.7;D1与D2之间的比值如果过大,即相邻扇叶22首端之间的距离过小,会导致气流扰动,增加叶片表面摩擦,降低风扇2效率;D1与D2之间的比值如果过小,即相邻扇叶22首端之间的距离过大,则会导致压力损失增大,风压不足;优选的,D1:D2为1:1.6。

[0042] 下面,通过对转速为2890rpm、扇叶直径为96mm的风扇计算为例,详细进行说明,其中,第一散热段即为扇叶的入口,第一散热段与风扇主体之间的夹角即为入口扇叶安装角(β_1), β_1 为30°;第二散热段即为扇叶的出口,第二散热段与风扇主体之间的夹角即为出口扇叶安装角(β_2), β_2 为65°。

[0043] 符号说明:

符号	符号说明
n	转速
D	直径
u	扇叶圆周速度
u_1	入口工质圆周速度
u_2	出口工质圆周速度
β_1	入口扇叶安装角
β_2	出口扇叶安装角
ω_1	入口工质相对速度
ω_2	出口工质相对速度
c_1	入口工质绝对速度
c_{1r}	入口工质绝对速度的轴向分速度
c_{1u}	入口工质绝对速度的圆周分速度
c_2	出口工质绝对速度
c_{2r}	出口工质绝对速度的轴向分速度
c_{2u}	出口工质绝对速度的圆周分速度
h_{th}	理论能头

[0045] 扇叶的圆周速度: $u = \frac{\pi D n}{60}$,代入数据计算可得扇叶圆周速度为14.527m/s;转速和扇叶直径不变,所以入口工质圆周速度等于出口工质圆周速度等于扇叶圆周速度,即:

$$u_1 = u_2 = u = \frac{\pi D n}{60}。$$

[0046] 由入口工质圆周速度、相对速度和绝对速度之间的关系可得入口工质相对速度和绝对速度分别为: $\omega_1 = \frac{u_1}{\cos(\beta_1)}$ 、 $c_1 = u_1 \tan(\beta_1)$,代入数据计算可得入口工质相对速度和绝对速度分别为16.774m/s、8.387m/s,工质以无预旋状态进入扇叶,其绝对速度的圆周分速

度为 $c_{1u}=0\text{m/s}$, 轴向分速度等于绝对速度, 即: $c_{1r}=c_1=8.387\text{m/s}$ 。

[0047] 出口工质绝对速度的轴向分速度等于入口工质绝对速度的轴向分速度, 即: $c_{2r}=c_{1r}=8.387\text{m/s}$, 同理, 由出口工质圆周速度、相对速度和绝对速度之间的关系可得出出口工质

相对速度和绝对速度及绝对速度的圆周分速度分别为: $\omega_2 = \frac{c_{2r}}{\sin(\beta_2)}$ 、 $c_2 = \frac{c_{2r}}{\cos(\beta_2)}$ 、 $c_{2u} =$

$c_2 \sin(\beta_2)$, 代入数据计算可得出出口工质相对速度和绝对速度及绝对速度的圆周分速度分别为 9.254m/s 、 19.845m/s 、 17.986m/s 。

[0048] 理论能头为: $h_{th} = c_2 c_{2u}$, 代入数据计算可得理论能头为 356.938J/kg 。

[0049] 以上所述仅为本申请的实施例而已, 并不用于限制本申请。对于本领域技术人员来说, 本申请可以有各种更改和变化。凡在本申请的精神和原理之内所作的任何修改、等同替换、改进等, 均应包含在本申请的权利要求范围之内。

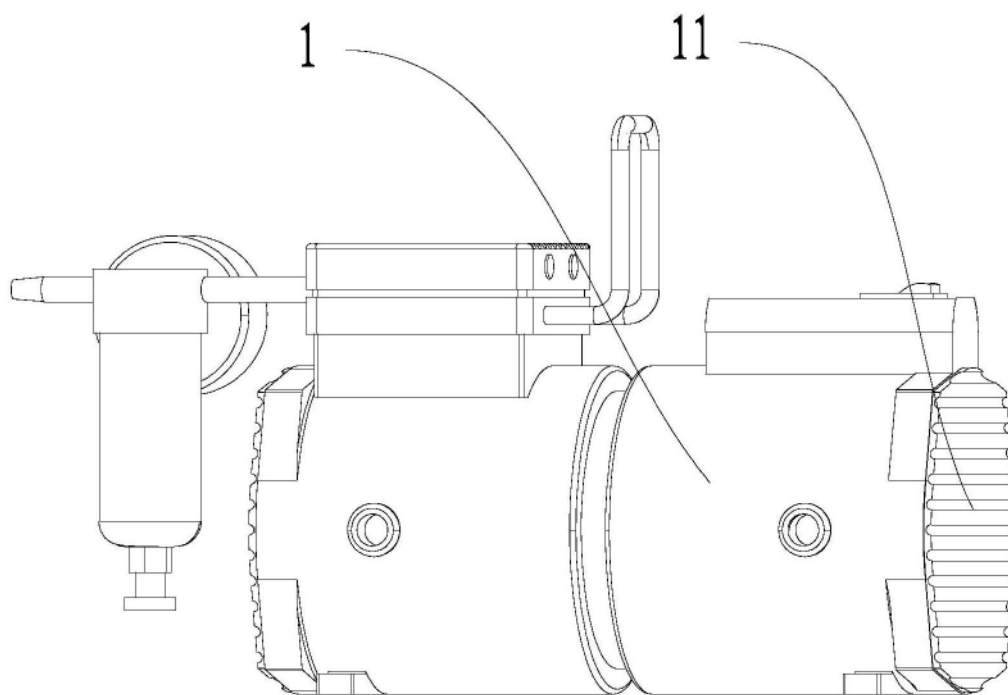


图1

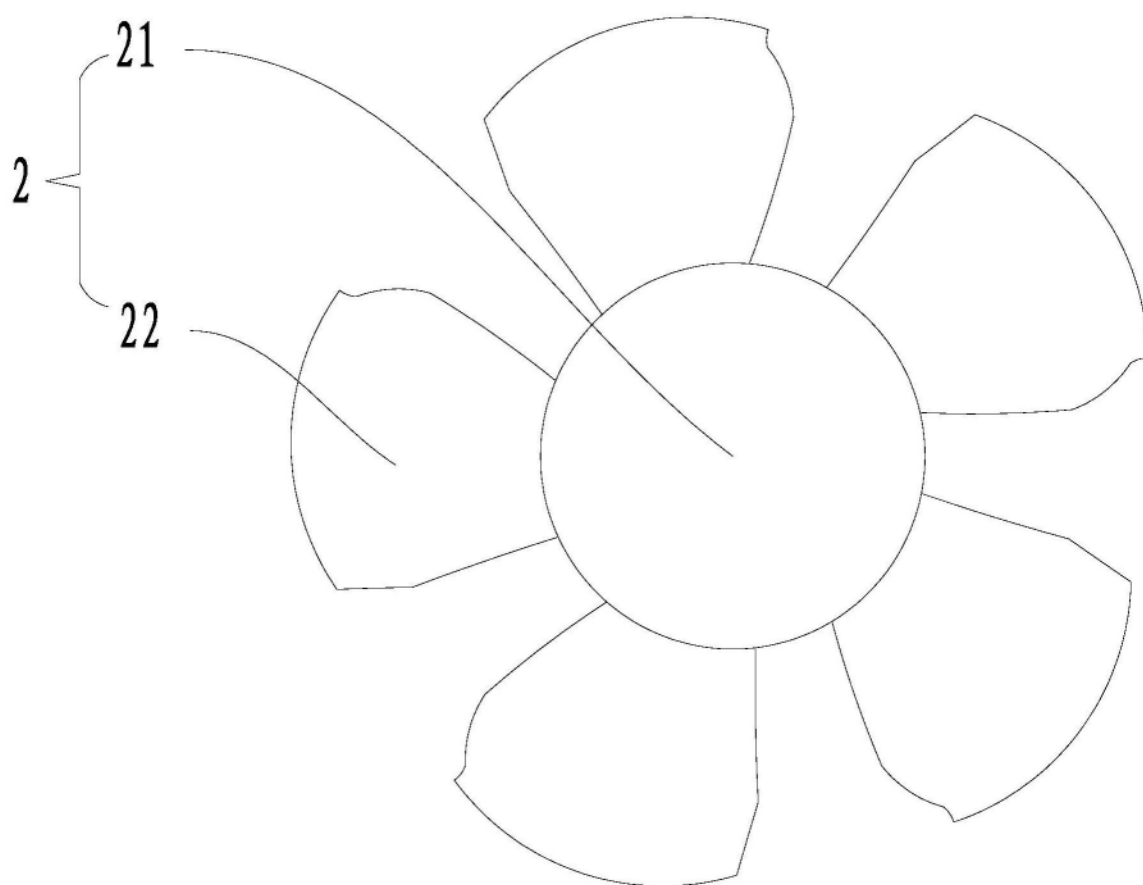


图2

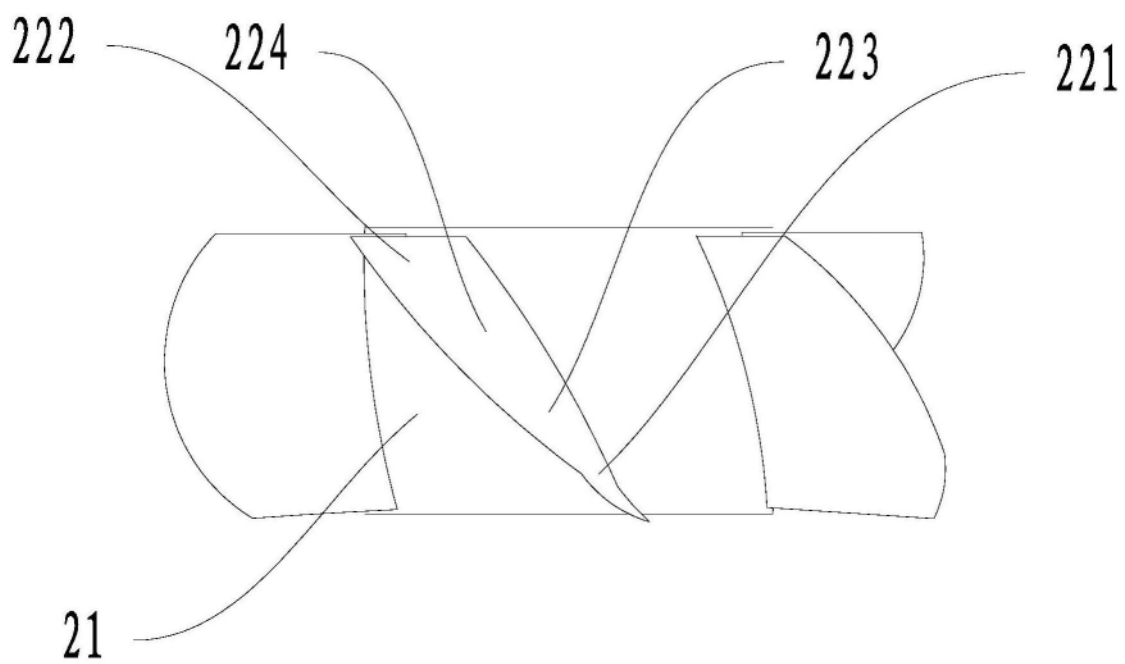


图3

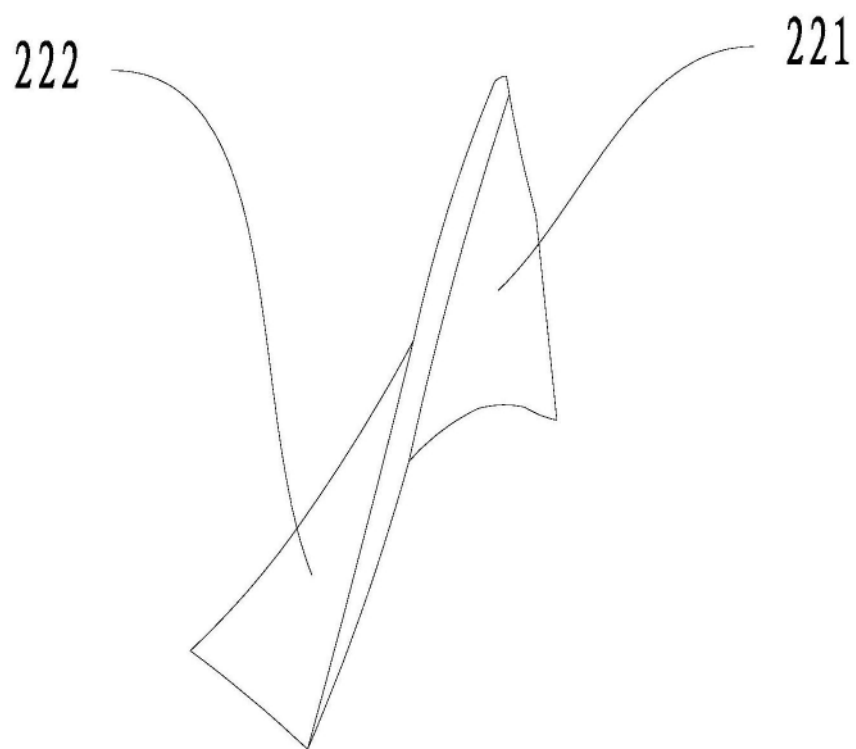


图4