



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 102734185 B

(45) 授权公告日 2016. 05. 11

(21) 申请号 201210091037. 0

(22) 申请日 2012. 03. 30

(30) 优先权数据

2011-086080 2011. 04. 08 JP

(73) 专利权人 山洋电气株式会社

地址 日本国东京都

(72) 发明人 柳泽笃史 大泽穗波

(74) 专利代理机构 中科专利商标代理有限责任

公司 11021

代理人 袁伟东

(51) Int. Cl.

F04D 19/02(2006. 01)

F04D 29/32(2006. 01)

审查员 周建佳

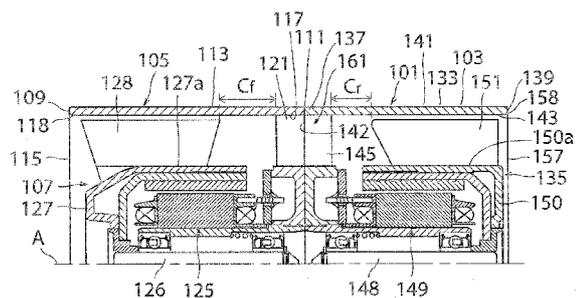
权利要求书1页 说明书8页 附图9页

(54) 发明名称

对转式轴流鼓风机

(57) 摘要

本发明提供一种对转式轴流鼓风机,其与以往相比能够提高风量-静压特性,并且能够降低消耗电力及噪声。在风洞内的前级叶轮(107)与后级叶轮(135)之间的位置具有以静止状态配置的多个支承件(161)。多个前级翼(128)由后退翼构成,多个后级翼(151)由前进翼构成。



1. 一种对转式轴流鼓风机,其特征在于,
具有:
外壳,其具备风洞,该风洞在轴线方向的一侧具有吸入口,且在所述轴线方向的另一侧具有喷出口;
前级叶轮,其具备在所述风洞内旋转的多个前级翼;
后级叶轮,其具备在所述风洞内向所述前级叶轮的相反方向旋转的多个后级翼;以及
多个支承件,其以静止状态配置在所述风洞内的所述前级叶轮与所述后级叶轮之间的位置,
所述多个前级翼由后退翼构成,所述多个后级翼由前进翼构成,
所述前级翼的外径尺寸为 R_f ,所述前级翼与所述支承件之间的最小间隙 C_f 为 $R_f/4 > C_f > R_f/6$ 的范围内的值。
2. 根据权利要求1所述的对转式轴流鼓风机,其特征在于,
设所述前级翼的片数为 N ,所述支承件的个数为 M ,所述后级翼的片数为 P ,满足 $N > P > M$ 的关系,且前级翼的旋转速度比后级翼的旋转速度快,其中, N 、 M 及 P 都为正整数。
3. 根据权利要求1或2所述的对转式轴流鼓风机,其特征在于,
在所述风洞的内壁部的所述轴线方向的两端部形成有朝向所述吸入口或所述喷出口而直径尺寸变大的多个弯曲面部分,
所述弯曲面部分中,当所述风洞的所述内壁部的直径为 R_o 时,所述弯曲面部分中成为最大的最大直径尺寸 R_m 为 $(1.02 \pm 0.01)R_o$ 。
4. 根据权利要求1所述的对转式轴流鼓风机,其特征在于,
所述后级翼的外径尺寸为 R_r ,所述后级翼与所述支承件之间的最小间隙 C_r 为 $R_r/6 > C_r > R_r/8$ 的范围内的值。

对转式轴流鼓风机

技术领域

[0001] 本发明涉及前级(前段)叶轮(インペラ)与后级(後段)叶轮向相反方向旋转的对转式轴流鼓风机。

背景技术

[0002] 图1及图2中示出专利第4128194号公报(专利文献1)所记载的以往的对转式(二重反転式)轴流鼓风机的结构。图1(A)、(B)、(C)及(D)是日本专利第4128194号公报(专利文献1)所记载的以往的对转式轴流鼓风机的从吸入侧观察到的立体图、从喷出侧观察到的立体图、从吸入侧观察到的主视图、从喷出侧观察到的后视图,图2(A)是图1的对转式轴流鼓风机的纵向剖视图,图2(B)是图1的对转式轴流鼓风机的前级翼,图2(C)是图1的对转式轴流鼓风机的后级翼。另外,为了说明,图2中将日本专利第4128194号公报所示的符号及尺寸表示进行局部变更。以往的对转式轴流鼓风机通过将第一单体轴流鼓风机1和第二单体轴流鼓风机经由结合结构组合而构成。第一单体轴流鼓风机1具有第一壳体5、在该第一壳体5内分别配置的第一叶轮(前级叶轮)7、第一电动机25、沿周向隔开120°的间隔而排列的三根辐板21。第一壳体5在轴线A延伸的方向(轴线方向)的一侧具有环状的吸入侧凸缘(flange)9,在轴线方向的另一侧具有环状的喷出侧凸缘11。另外,第一壳体5在两凸缘9、11之间具有筒部13。通过凸缘9、凸缘11、筒部13的内部空间构成风洞。喷出侧凸缘11在内部具有圆形的喷出口17。三根辐板21与第二单体轴流鼓风机3的后述的三根辐板45分别组合而构成三片静止翼61。第一电动机25在第一壳体5内使第一叶轮7以图1(A)及(C)所示的状态向逆时针旋转方向(图示的箭头R1的方向即一个方向)旋转。第一电动机25使第一叶轮7以比后述的第二叶轮35(后级叶轮)的旋转速度快的速度旋转。第一叶轮7具有:与未图示的转子的杯状构件嵌合的环状构件(轮毂)27,该转子固定于第一电动机25的未图示的旋转轴;以及与该环状构件27的环状的周壁27a的外周面一体设置的N片(五片)前方叶片28(前级翼)。

[0003] 第二单体轴流鼓风机3具有第二壳体33、配置在该第二壳体33内的图2(A)所示的第二叶轮(后级叶轮)35、第二电动机49、三根辐板45。如图1所示,第二壳体33在轴线A延伸的方向(轴线方向)的一侧具有吸入侧凸缘37,在轴线A延伸的方向的另一侧具有喷出侧凸缘39。另外,第二壳体33在两凸缘37、39之间具有筒部41。并且,通过凸缘37、凸缘39、筒部41的内部空间构成风洞。另外,通过第一壳体5和第二壳体33构成外壳。吸入侧凸缘37在内部具有圆形的吸入口42。第二电动机49在第二壳体33内使第二叶轮35以图1(B)及(D)所示的状态向逆时针旋转方向(图示的箭头R2的方向、即第一叶轮7的旋转方向(箭头R1)的反方向(另一方向))旋转。如上所述,第二叶轮35以比第一叶轮7的旋转速度慢的速度旋转。第二叶轮35具有:与未图示的转子的杯状构件嵌合的环状构件50,该转子固定于第二电动机49的未图示的旋转轴;以及与该环状构件(轮毂)50的环状的周壁50a的外周面一体设置的P片(四片)后方叶片51(后级翼)。

[0004] 另外,如图2(B)所示,前方叶片28(前级翼)由后退翼(後退翼)构成。另外,前方叶片28(前级翼)的横截面形状具有凹部朝向上述的一个方向(叶轮的旋转方向)R1开口的弯

曲形状。如图2(C)所示,后方叶片(后级翼)51也由后退翼构成。并且,后方叶片(后级翼)51的横截面形状具有凹部朝向另一个方向(叶轮的旋转方向)R2开口的弯曲形状。并且,静止翼即支承件61的横截面形状具有凹部朝向另一个方向R2和后方叶片51所在的方向开口的弯曲形状。

[0005] 在以往的对转式轴流鼓风机中,N片前方叶片28的片数、M片支承件61的片数、P片后方叶片51的片数的关系为N、M及P分别是正整数且 $N > P > M$ 。

[0006] 另外,在由筒部13及33构成的风洞的内壁部的轴线方向的两端部的四角形成有朝向吸入口15及喷出口57而直径尺寸变大的四个弯曲面部分18及58。上述四个弯曲面部分18及58具有如下形状,即,在风洞的内壁部的直径为 R_o 时,成为弯曲面部分18及58的最大径的端部的位置处的最大直径尺寸 R_m 大致为 $1.06R_o$ 。另外,当前方叶片28(前级翼)的外径尺寸为 R_f 时,前方叶片28(前级翼)与支承件61之间的最小间隙 C_f 比 $R_f/6$ 小。另外,在后方叶片51(后级翼)的外径尺寸为 R_r 时,后方叶片51(后级翼)与支承件之间的最小间隙 C_r 比 $R_r/8$ 小。

[0007] 【在先技术文献】

[0008] 【专利文献】

[0009] 【专利文献1】日本专利第4128194号公报图1及图2

[0010] 在以往的对转式轴流鼓风机中也能够使风量与静压的特性提高,但还期望消耗电力及噪声的降低。

发明内容

[0011] 本发明的目的在于提供一种对转式轴流鼓风机,其与以往相比能够提高风量与静压的特性,并且能够降低消耗电力及噪声。

[0012] 本发明的对转式轴流鼓风机具有:外壳,其具备风洞,该风洞在轴线方向的一侧具有吸入口,且在轴线方向的另一侧具有喷出口;前级叶轮,其具备在风洞内旋转的多个前级翼;后级叶轮,其具备在风洞内向前级叶轮的相反方向旋转的多个后级翼;多个支承件(或辐板),它们位于风洞内的前级叶轮与后级叶轮之间,且以静止状态配置。

[0013] 在本发明中,多个前级翼由后退翼构成,多个后级翼由前进翼(前进翼)构成。

[0014] 虽然理由不明确,但当使用后退翼作为前级翼,使用前进翼作为后级翼时,能够提高风量与静压的特性,并且能够降低消耗电力且降低噪声的产生。另外,在本申请说明书中,后退翼为如下这样的构件,即,翼的喷出口侧端缘在叶轮的旋转方向上相对于翼的吸入口侧端缘位于后方,翼的吸入口侧端缘及翼的喷出口侧端缘朝向旋转方向的相反方向倾斜,且翼的横截面形状具有凹部朝向叶轮的旋转方向开口的弯曲形状。另外,前进翼为如下这样的构件,即,翼的喷出口侧端缘在叶轮的旋转方向上相对于翼的吸入口侧端缘位于后方,翼的吸入口侧端缘及翼的喷出口侧端缘朝向旋转方向倾斜,且翼的横截面形状具有凹部朝向叶轮的旋转方向开口的弯曲形状。

[0015] 另外,在前级翼的片数为N,支承件的个数为M,后级翼的片数为P(其中,N、M及P都为正整数)时,优选满足 $N > P > M$ 的关系。并且,优选前级翼的旋转速度比后级翼的旋转速度快。虽然该关系是申请人在过去发现的对转式轴流鼓风机中所优选的关系,但确认了该关系在本发明中也有效。

[0016] 在上述关系的基础上,优选在风洞的内壁部的轴线方向的两端部形成有朝向吸入

口或喷出口而直径尺寸变大的多个弯曲面部分,从而实现风量与静压的特性的提高和噪声的降低。其中,该弯曲面部分中,当风洞的内壁部的直径为 R_0 时,若成为弯曲面部分的最大径的端部的位置处的最大直径尺寸 R_m 为 $(1.02 \pm 0.01)R_0$,则该效果可靠。

[0017] 另外,在前级翼的外径尺寸为 R_f 时,若前级翼与支承件之间的最小间隙 C_f 为 $R_f/4 > C_f > R_f/6$ 的范围内的值,则能够降低消耗电力,并且能够降低噪声。

[0018] 并且,在后级翼的外径尺寸为 R_r 时,若后级翼与支承件之间的最小间隙 C_r 为 $R_r/6 > C_r > R_r/8$ 的范围内的值,则能够进一步降低消耗电力和噪声。

附图说明

[0019] 图1(A)、(B)、(C)及(D)是日本专利第4128194号公报(专利文献1)所记载的以往的对转式轴流鼓风机的从吸入侧观察到的立体图、从喷出侧观察到的立体图、从吸入侧观察到的主视图、从喷出侧观察到的后视图。

[0020] 图2(A)是图1的对转式(二重反転式)轴流鼓风机的纵向剖视图,(B)是图1的对转式轴流鼓风机的前级翼,(C)是图1的对转式轴流鼓风机的后级翼。

[0021] 图3是用于说明本发明的对转式轴流鼓风机的一实施方式的简要结构的半剖视图。

[0022] 图4是表示前级翼的形状的图。

[0023] 图5是表示后级翼的形状的图。

[0024] 图6是为了说明前级翼及后级翼的横截面形状而使用的图。

[0025] 图7(A)至(C)是表示风洞中形成的弯曲面部分的例子的图。

[0026] 图8是表示用于确认实施方式的效果的实验结果的一例的图。

[0027] 图9是表示改变风洞的内壁部的两端弯曲面部分的最大径时的声压等级(レベル:level)及风量-静压特性(Q-H特性)相对于风量变化的图。

[0028] 图10是表示改变前级翼与支承件(ストラッド)之间的最小间隙 C_f 时的声压等级及风量-静压特性(Q-H特性)相对于风量变化的图。

[0029] 图11是表示改变后级翼与支承件之间的最小间隙 C_r 时的声压等级及风量-静压特性(Q-H特性)相对于风量变化的图。

[0030] 【符号说明】

- | | | |
|--------|-----|-----------|
| [0031] | 101 | 第一单体轴流鼓风机 |
| [0032] | 103 | 第二单体轴流鼓风机 |
| [0033] | 105 | 壳体 |
| [0034] | 107 | 前级叶轮 |
| [0035] | 113 | 筒部 |
| [0036] | 115 | 吸入口 |
| [0037] | 117 | 喷出口 |
| [0038] | 118 | 弯曲面部分 |
| [0039] | 121 | 辐板(ウエブ) |
| [0040] | 125 | 电动机 |
| [0041] | 126 | 旋转轴 |

[0042]	127	轮毂(ハブ)
[0043]	127a	周壁
[0044]	128	前级翼
[0045]	128A	吸入口侧端缘
[0046]	128B	喷出口侧端缘
[0047]	128C	凹部
[0048]	128a	端部
[0049]	128b	径向外侧端部
[0050]	133	壳体
[0051]	135	后级叶轮
[0052]	141	筒部
[0053]	142	吸入口
[0054]	143	喷出口
[0055]	145	辐板
[0056]	148	旋转轴
[0057]	149	电动机
[0058]	150	轮毂
[0059]	150a	周壁
[0060]	151	后级翼
[0061]	151A	吸入口侧端缘
[0062]	151B	喷出口侧端缘
[0063]	151C	凹部
[0064]	151a	端部
[0065]	151b	径向外侧端部
[0066]	157	喷出口
[0067]	161	支承件

具体实施方式

[0068] 以下,参照图面,对本发明的对转式轴流鼓风机的实施方式进行说明。图3是用于说明本发明的对转式轴流鼓风机的一实施方式的简要结构的半剖视图。图3的对转式轴流鼓风机与图1及图2所示的以往的对转式轴流鼓风机除了前级叶轮107的形状、后级叶轮135的形状及支承件161的形状不同之外,其余基本上相同。因此,在本实施方式中,在与构成图1及图2的以往的对转式轴流鼓风机的部分相同的部分上标注在图1及图2标注的符号的数字上加上100后的符号。第一单体轴流鼓风机101和第二单体轴流鼓风机103经由结合结构组合而构成。第一单体轴流鼓风机101具有第一壳体105、在该第一壳体105内分别配置的第一叶轮(前级叶轮)107、第一电动机125、沿第一壳体的周向隔开120°的间隔而排列的三根辐板121。第一壳体105在轴线A延伸的方向(轴线方向)的一侧具有环状的吸入侧凸缘109,在轴线方向的另一侧具有环状的喷出侧凸缘111。另外,第一壳体105在两凸缘109、111之间具有筒部113。通过凸缘109、凸缘111、筒部113的内部空间构成风洞。喷出侧凸缘111在内部

具有圆形的喷出口117。三根辐板121与第二单体轴流鼓风机103的后述的三根辐板145分别组合而构成三个支承件161。第一电动机125在第一壳体105内使第一叶轮107向逆时针旋转方向旋转。第一电动机125使第一叶轮107以比后述的第二叶轮135(后级叶轮)的旋转速度快的速度旋转。

[0069] 第一叶轮107具有:与未图示的转子的杯状构件嵌合的环状构件即轮毂127,该转子固定于第一电动机125的旋转轴126;与该轮毂127的环状的周壁127a的外周面一体设置的N片(五片)前方叶片即前级翼128。在本实施方式中,前级翼128由后退翼构成。如图4及图6所示,由后退翼构成的前级翼128中,翼的喷出口侧端缘128B在叶轮107的旋转方向R1上相对于翼的吸入口侧端缘128A位于后方,且翼的吸入口侧端缘128A及翼的喷出口侧端缘128B朝向旋转方向R1的反方向倾斜,并且翼的横截面形状具有凹部128C(图6)朝向叶轮107的旋转方向R1开口的弯曲形状。另外,本实施方式中使用的后退翼的倾斜角 θ_1 为 $25^\circ \pm 3^\circ$ 。翼的吸入口侧端缘128A及翼的喷出口侧端缘128B朝向旋转方向R1的反方向倾斜意味着,与吸入口侧端缘128A及翼的喷出口侧端缘128B的轮毂127侧的端部128a及128c相比,吸入口侧端缘128A及翼的喷出口侧端缘128B的径向外侧端部128b及128d在旋转方向R1上位于后方。另外,在本实施方式中,当前级翼128的外径尺寸为 R_f 时,前级翼128与支承件161之间的最小间隙 C_f 处于 $R_f/4 > C_f > R_f/6$ 的范围内。具体而言,本实施方式的最小间隙 C_f 为 $R_f/5.1$ 。这样的话能够提高风量-静压特性,并且能够降低消耗电力,且还能够降低噪声。

[0070] 另外,第二单体轴流鼓风机103具有第二壳体133、在该第二壳体133内配置的图3所示的第二叶轮(后级叶轮)135、第二电动机149、三根辐板145。如图3所示,第二壳体133在轴线A延伸的方向(轴线方向)的一侧具有吸入侧凸缘137,在轴线A延伸的方向的另一侧具有喷出侧凸缘139。另外,第二壳体133在两凸缘137、139之间具有筒部141。并且,通过凸缘137、凸缘139、筒部141的内部空间构成风洞。另外,通过第一壳体105和第二壳体133构成外壳。吸入侧凸缘137在内部具有圆形的吸入口142。喷出侧凸缘139在内部具有圆形的喷出口143。第二电动机149在第二壳体133内使第二叶轮135以图5所示的状态向顺时针方向(图示的箭头R2的方向、即第一叶轮7的旋转方向(箭头R1)的反方向(另一个方向))旋转。如上所述,第二叶轮135以比第一叶轮107的旋转速度慢的速度旋转。

[0071] 如图5所示,第二叶轮135具有:环状构件即轮毂150,其与转子的杯状构件嵌合,该转子固定于第二电动机149的旋转轴148;以及P片(四片)后方叶片即后级翼151,其与该轮毂150的环状的周壁150a的外周面一体设置。后级翼151由前进翼构成。作为前进翼的后级翼151中,翼的喷出口侧端缘151B在叶轮135的旋转方向R2上相对于吸入口侧端缘151A位于后方,翼的吸入口侧端缘151A及翼的喷出口侧端缘151B朝向旋转方向倾斜,且翼的横截面形状具有凹部151C(图6)朝向叶轮的旋转方向开口的弯曲形状。另外,本实施方式中使用的后级翼的倾斜角 θ_2 为 $30^\circ \pm 3^\circ$ 。翼的吸入口侧端缘151A及翼的喷出口侧端缘151B朝向旋转方向R2的反方向倾斜意味着,与吸入口侧端缘151A及翼的喷出口侧端缘151B的轮毂150侧的端部151a及151c相比,吸入口侧端缘151A及翼的喷出口侧端缘151B的径向外侧端部151b及151d在旋转方向R2位于前方。另外,在本实施方式中,当后级翼151的外径尺寸为 R_r 时,后级翼151与支承件161之间的最小间隙 C_r 处于 $R_r/6 > C_r > R_r/8$ 的范围内。具体而言,本实施方式的最小间隙 C_r 为 $R_r/7.1$ 。这样的话能够提高风量-静压特性,并且能够降低消耗电力,且还能够降低噪声。

[0072] N片前级翼128的片数、M个支承件161的个数、P片后级翼151的片数的关系为N、M及P分别是正整数且 $N > P > M$ 。

[0073] 另外,如图3所示,在由筒部113及133构成的风洞的内壁部的轴线方向的两端部的四角形成有朝向吸入口115及喷出口157而直径尺寸变大的四个弯曲面部分118及158。在图7(A)至(C)中示出弯曲面部分118。上述四个弯曲面部分118及158具有如下形状,即,在风洞的内壁部的直径为 R_o 时,弯曲面部分118的端部的位置处的最大直径尺寸 R_m 为 $1.02R_o$,从风洞的开口部起算的长度尺寸 L 为 $0.08R_o$ 以上。即,该弯曲面部分118及158具有直径尺寸在长度尺寸 L 之间从 R_o 变大到 $1.02R_o$ 的弯曲形状。该最大直径尺寸 R_m 比图1及图2的以往的结构弯曲面部分的最大直径尺寸 R_m 小。当这样设置直径尺寸变化的弯曲面部分118及158时,能够提高风量-静压特性,并且能够提高噪声的降低效果。

[0074] 图8是相对地示出用于确认本实施方式的效果的实验结果的一例的图。因此,图8的横轴及纵轴表示相对的大小。在图8中,实验数据a~e为比较例的对转式鼓风机的数据,实验数据f是本实施方式的数据。获得实验数据a~f的对转式鼓风机的前级翼及后级翼的结构如下。

[0075] • 实验数据a:前级翼是前进翼,后级翼是前进翼

[0076] • 实验数据b:前级翼是后退翼,后级翼是后退翼(图1及2的以往例)

[0077] • 实验数据c:前级翼是后退翼,后级翼既不是前进翼,也不是后退翼,是翼的前端缘沿径向延伸的中间翼

[0078] • 实验数据d:前级翼是中间翼,后级翼是前进翼

[0079] • 实验数据e:前级翼是前进翼,后级翼是后退翼

[0080] • 实验数据f:前级翼是后退翼,后级翼是前进翼

[0081] 其它条件如下。另外,在以下的条件中,利用相对于为了通式化而预先确定的基准值的相对的比率,来表示未特定具体的数值的条件。

[0082] • 翼片数等:

[0083] 前级翼 5

[0084] 支承件 3

[0085] 后级翼 4

[0086] • 转速:

[0087] 前级翼 $(1.00 \pm 0.03)S$ (rpm)

[0088] 后级翼 $(0.94 \pm 0.02)S$ (rpm)

[0089] 其中,S为标准值

[0090] • 翼与支承件之间的最小间隙

[0091] $C_f: R_f/4.6$

[0092] $C_r: R_r/6.3$

[0093] 其中, C_f 为前级翼与支承件之间的最小间隙

[0094] C_r 为后级翼与支承件之间的最小间隙

[0095] R_f 为前级翼的直径

[0096] R_r 为后级翼的直径

[0097] • 四个弯曲面部分的最大直径尺寸 $R_m: 1.02R_o$ (前后相同)

[0098] 其中, R_o 为风洞的内径尺寸(标准值)

[0099] • 翼的前端缘的倾斜角 θ_1 、 θ_2

[0100] 前级 θ_1 : +30度(前进翼)、0度(中间翼)、-25度(后退翼)

[0101] 后级 θ_2 : +30度(前进翼)、0度(中间翼)、-30度(后退翼)

[0102] 另外, 声压等级相对于噪声的风量变化在距吸引口 1m 的位置测定。

[0103] 在图8中, 当观察作为通常工作点而使用的最大风量的 1/2 的区域时, 与任一以往例的数据 a~e 相比, 本实施方式的数据 f 表现出声压等级低且静压高的特性。另外, 在图8中虽然未图示, 但观察消耗电力时, 确认了消耗电力以 $e > a > d > c > b > f$ 的顺序变小。由以上可知, 当前级翼为后退翼, 且后级翼为前进翼时, 能够使风量和静压的特性提高, 并且能够降低消耗电力及噪声。

[0104] 图9相对地示出进行实验后的结果, 该实验通过改变在吸入口及喷出口设置的四个弯曲面部分的形状, 确认静压变化且声压等级也变化的情况。因此, 图9的横轴及纵轴表示相对的大小。在图9中, 实验数据 g 及 i 为比较例的对转式鼓风机的数据, 实验数据 h 为本实施方式的数据。获得实验数据 g~i 的对转式鼓风机仅吸入口及喷出口的形状如以下这样不同, 其它的结构相同。

[0105] • 实验数据 g: 风洞的内径 R_o 与弯曲面部分的最大直径尺寸 R_m 满足 $R_m = (1.05 \pm 0.01)R_o$ 的关系的以往例。

[0106] • 实验数据 h: 风洞的内径 R_o 与弯曲面部分的最大直径尺寸 R_m 满足 $R_m = (1.02 \pm 0.01)R_o$ 的关系的本实施例。

[0107] • 实验数据 i: $R_m = R_o$ (无弯曲面部分的比较例)

[0108] 在图9中, 当观察作为通常工作点而使用的最大风量的 1/2 的区域时, 与以往例及比较例的数据 g 及 i 相比, 本实施方式的数据 h 表现出声压等级低且静压高的特性。在图9中虽然未图示, 但观察消耗电力时, 确认了消耗电力以 $i > g > h$ 的顺序变小。由以上可知, 当在吸入口及喷出口设置的四个弯曲面部分的弯曲形状比以往平缓时, 能够提高风量与静压的特性, 并且能够降低消耗电力及噪声。

[0109] 图10相对地示出进行实验后的结果, 该实验通过改变前级翼与支承件之间的最小间隙 C_f , 确认静压变化且声压等级也变化的情况。因此, 图10的横轴及纵轴表示相对的大小。在图10中, 实验数据 j、k 及 m 为比较例的对转式鼓风机的数据, 实验数据 l 为本实施方式的数据。获得实验数据 j~m 的对转式鼓风机仅最小间隙 C_f 不同, 其它的结构相同。以下, R_f 为前级翼的外径尺寸。

[0110] • 实验数据 j: $C_f = R_f/9$

[0111] • 实验数据 k: $C_f = R_f/7$

[0112] • 实验数据 l: $C_f = R_f/5$ (处于本实施方式的范围)

[0113] • 实验数据 m: $C_f = R_f/3$

[0114] 在图10中, 当观察作为通常工作点而使用的最大风量的 1/2 的区域时, 与以往例及比较例的数据 j、k 及 m 相比, 本实施方式的数据 l 表现出声压等级低且静压高的特性。在图10中虽然未图示, 但当观察消耗电力时, 确认了消耗电力以 $j > k > m > l$ 的顺序变小。另外, 虽然在图10中未示出, 但确认了当处于 $R_f/4 > C_f > R_f/6$ 的范围内时, 与以往例相比, 能够提高风量与静压的特性, 并且能够降低消耗电力及噪声。

[0115] 图11相对地示出进行实验后的结果,该实验通过改变后级翼与支承件之间的最小间隙 C_r ,确认静压变化且声压等级也变化的情况。因此,图11的横轴及纵轴表示相对的大小。在图11中,实验数据n、o及q为比较例的对转式鼓风机的数据,实验数据p为本实施方式的数据。获得实验数据n~q的对转式鼓风机仅最小间隙 C_r 不同,其它结构相同。以下, R_r 为前级翼的外径尺寸。

[0116] • 实验数据n: $C_r=R_r/12$

[0117] • 实验数据o: $C_r=R_r/9$

[0118] • 实验数据p: $C_r=R_r/7$ (处于本实施方式的范围内)

[0119] • 实验数据q: $C_r=R_r/5$

[0120] 在图11中,当观察作为通常工作点而使用的最大风量的1/2的区域时,与以往例及比较例的数据n、o及q相比,本实施方式的数据p表现出声压等级低且静压的特性。在图10中虽然未图示,但当观察消耗电力时,确认了消耗电力以 $n>q>o>p$ 的顺序变小。另外,在图10中虽然未图示,但确认了当处于 $R_r/6>C_r>R_r/8$ 的范围时,与以往例相比,能够提高风量与静压的特性,并且能够降低消耗电力及噪声。

[0121] 【工业实用性】

[0122] 根据本发明的对转式轴流鼓风机,与既存的对转式轴流鼓风机相比,能够提高风量-静压特性,且能够降低消耗电力及噪声,因此具有工业实用性。

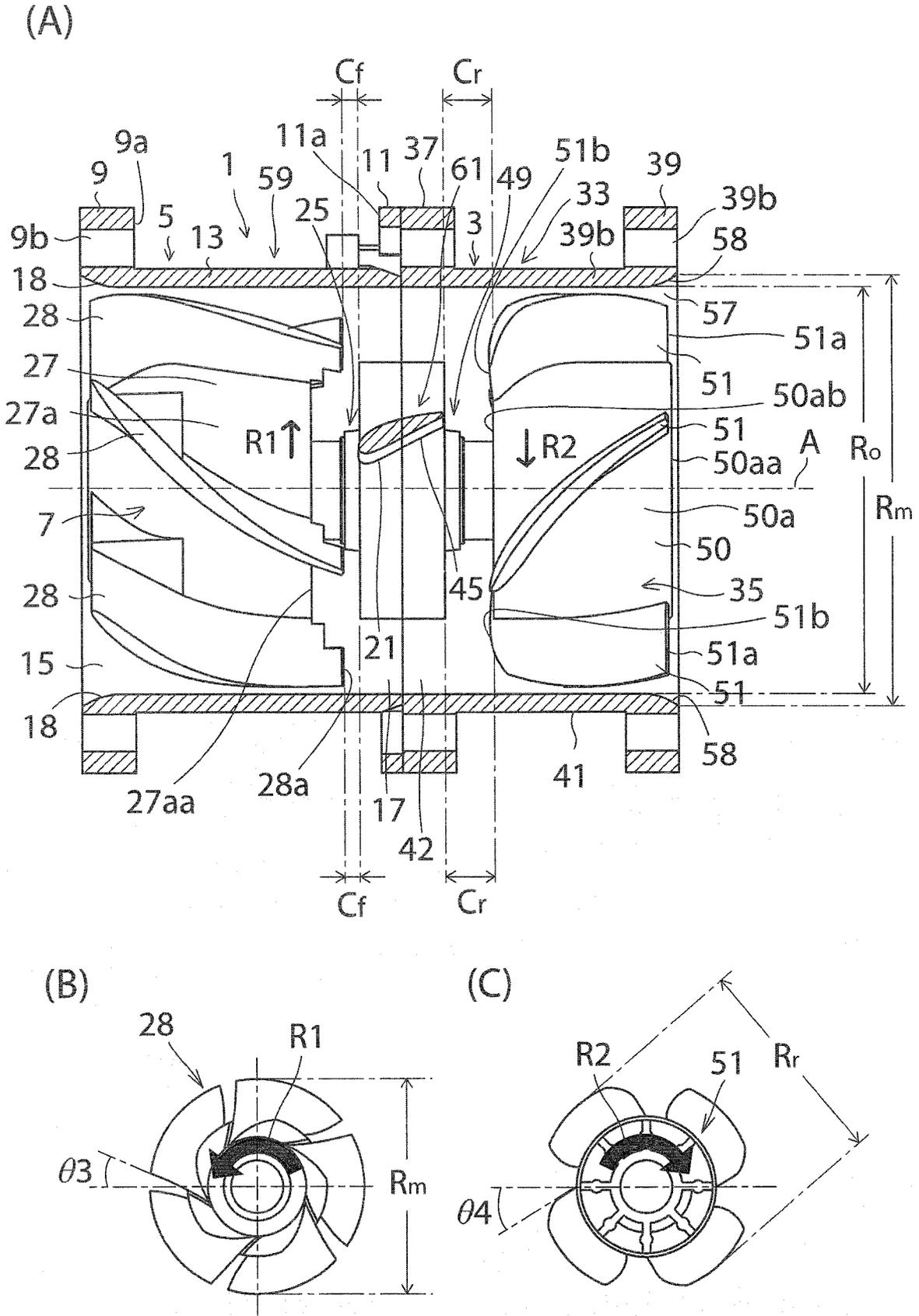


图2

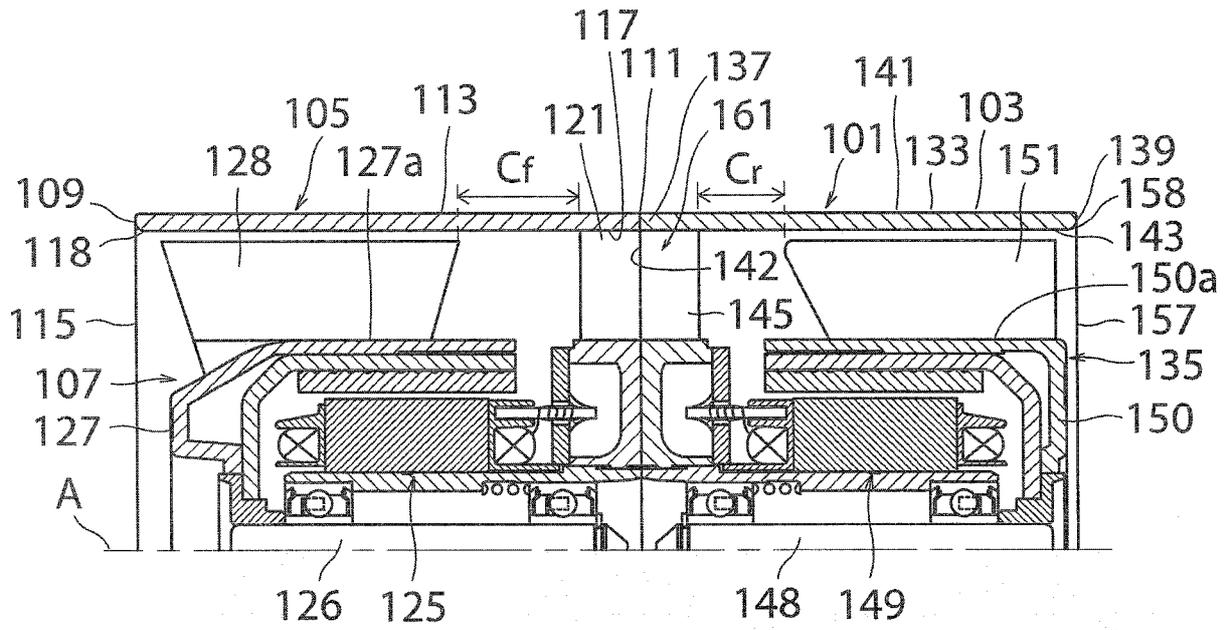


图3

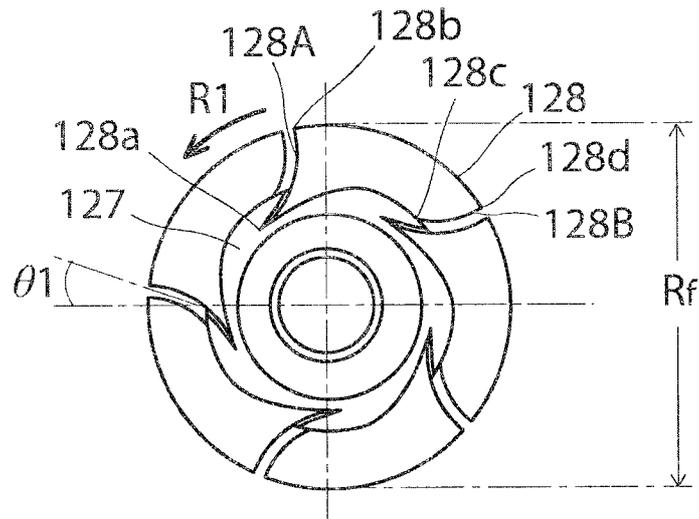


图4

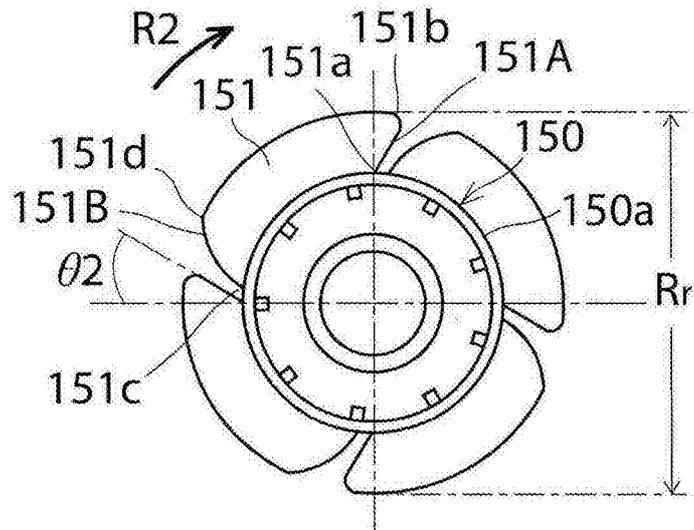


图5

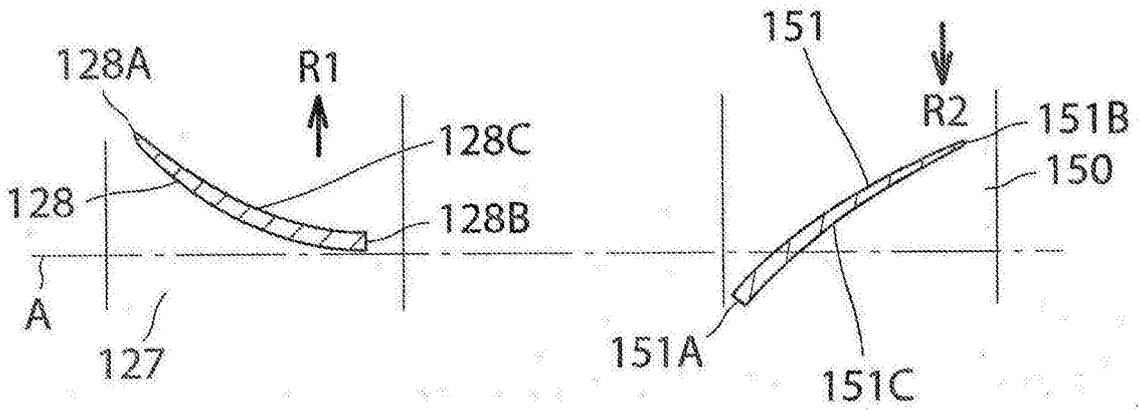
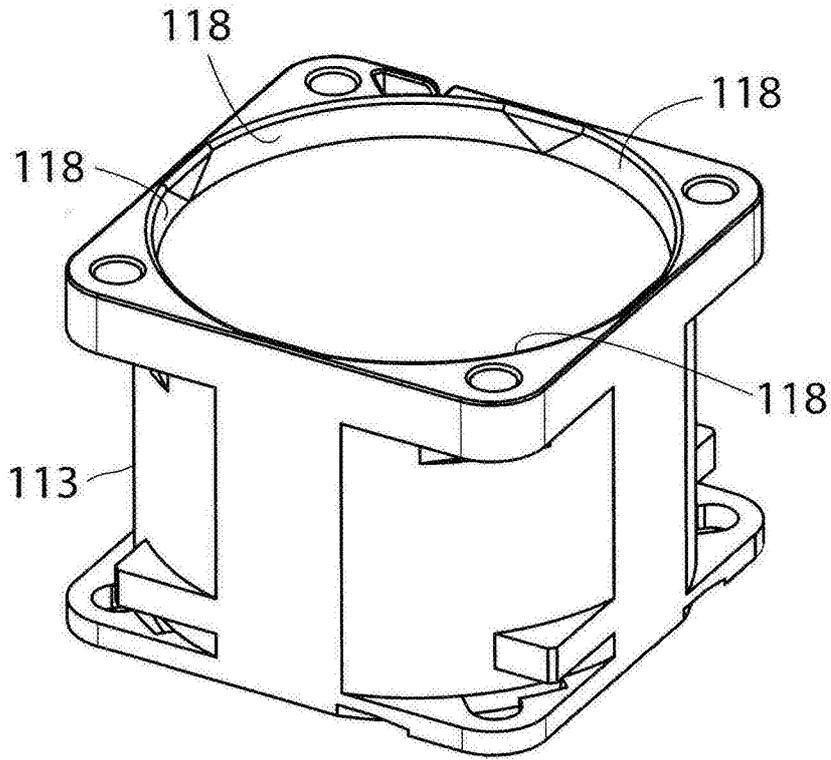
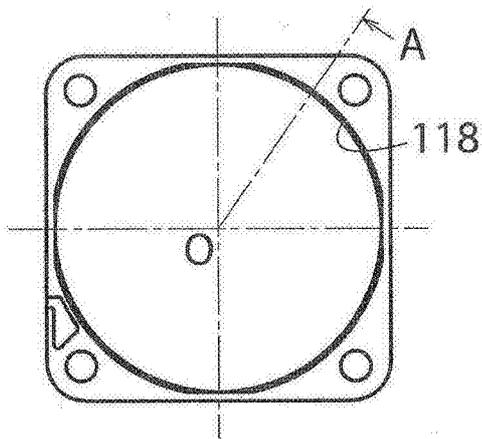


图6

(A)



(B)



(C)

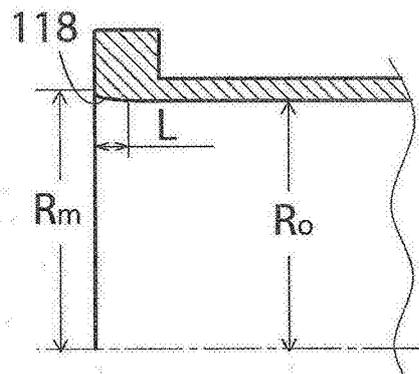


图7

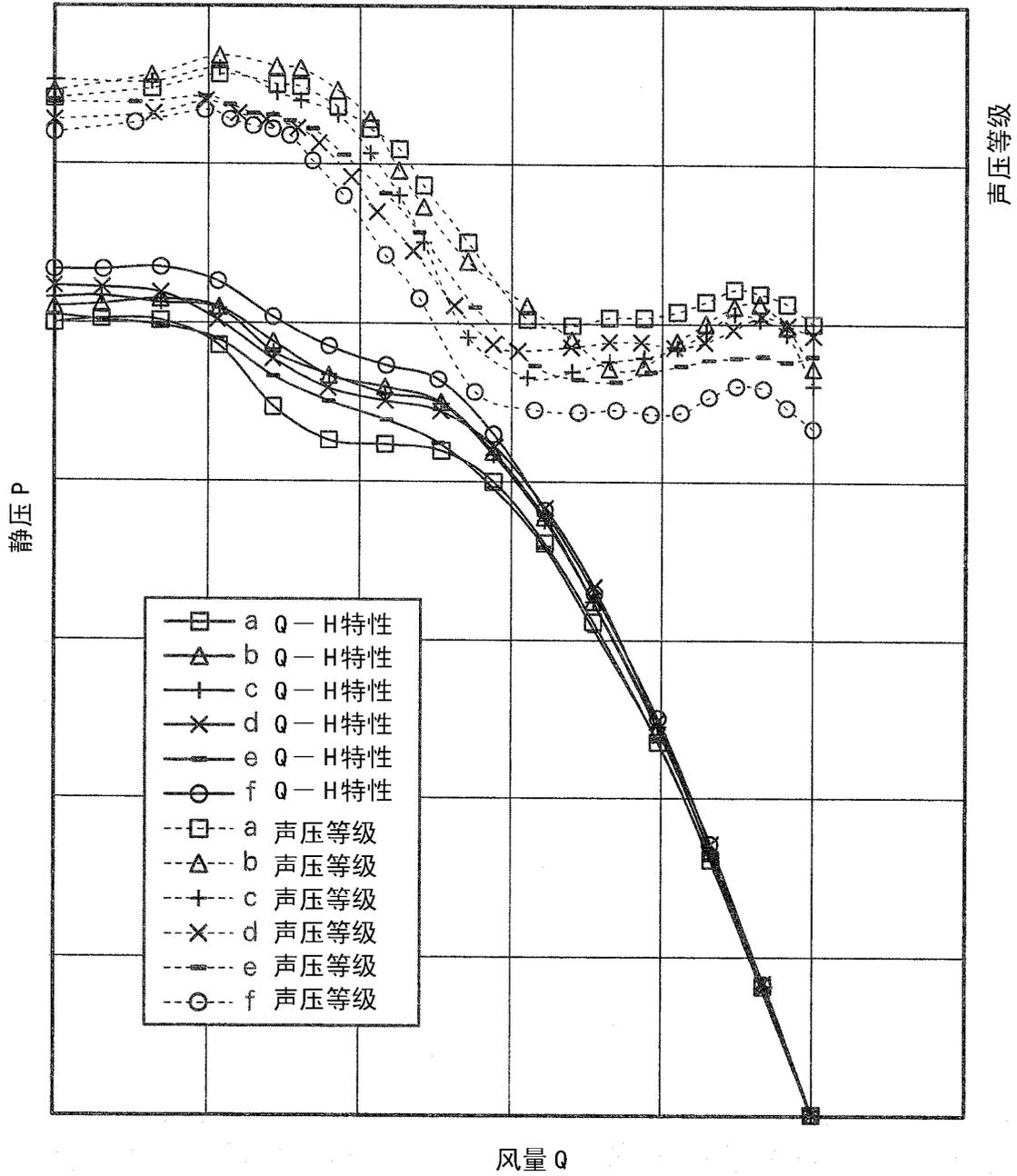


图8

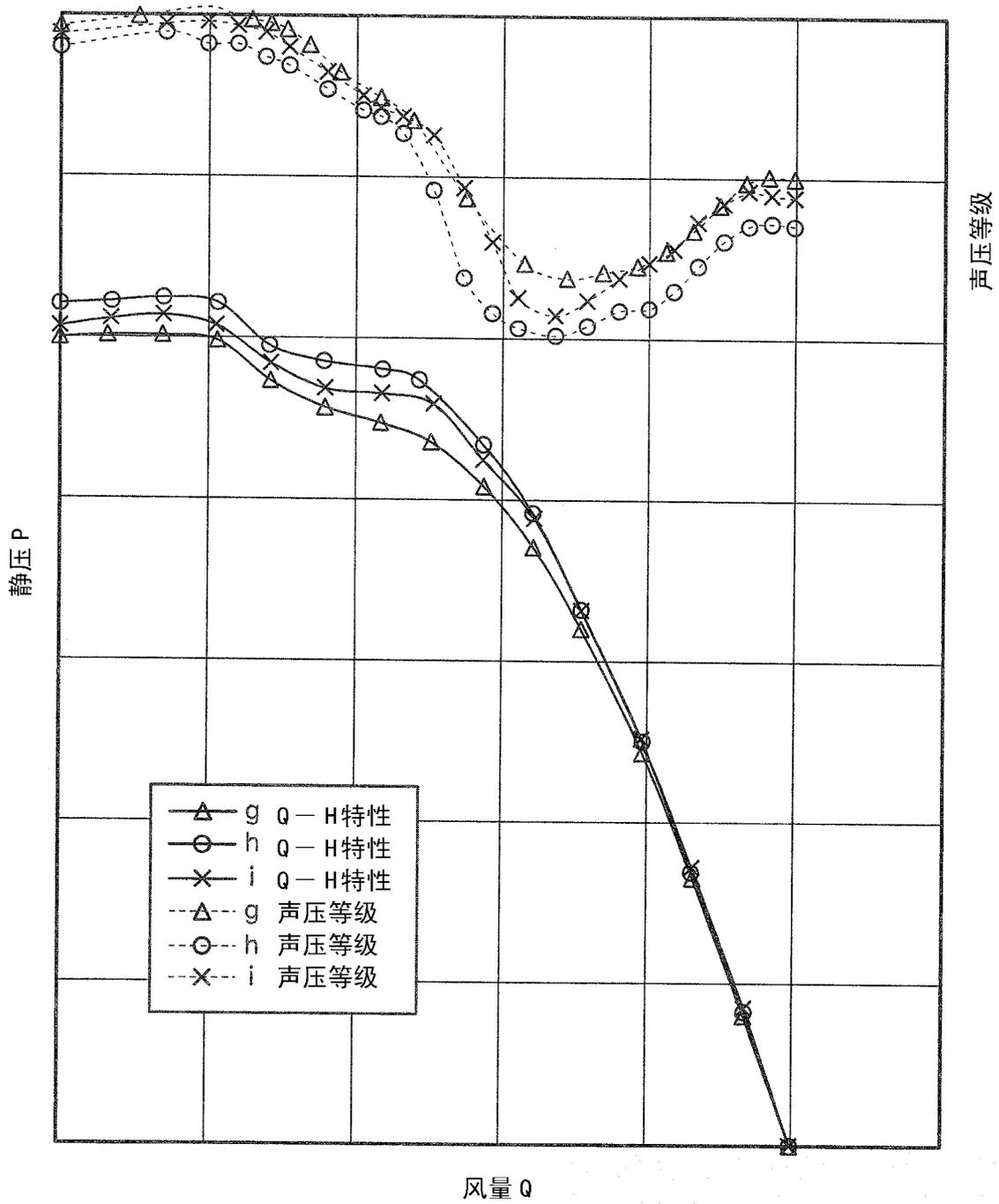


图9

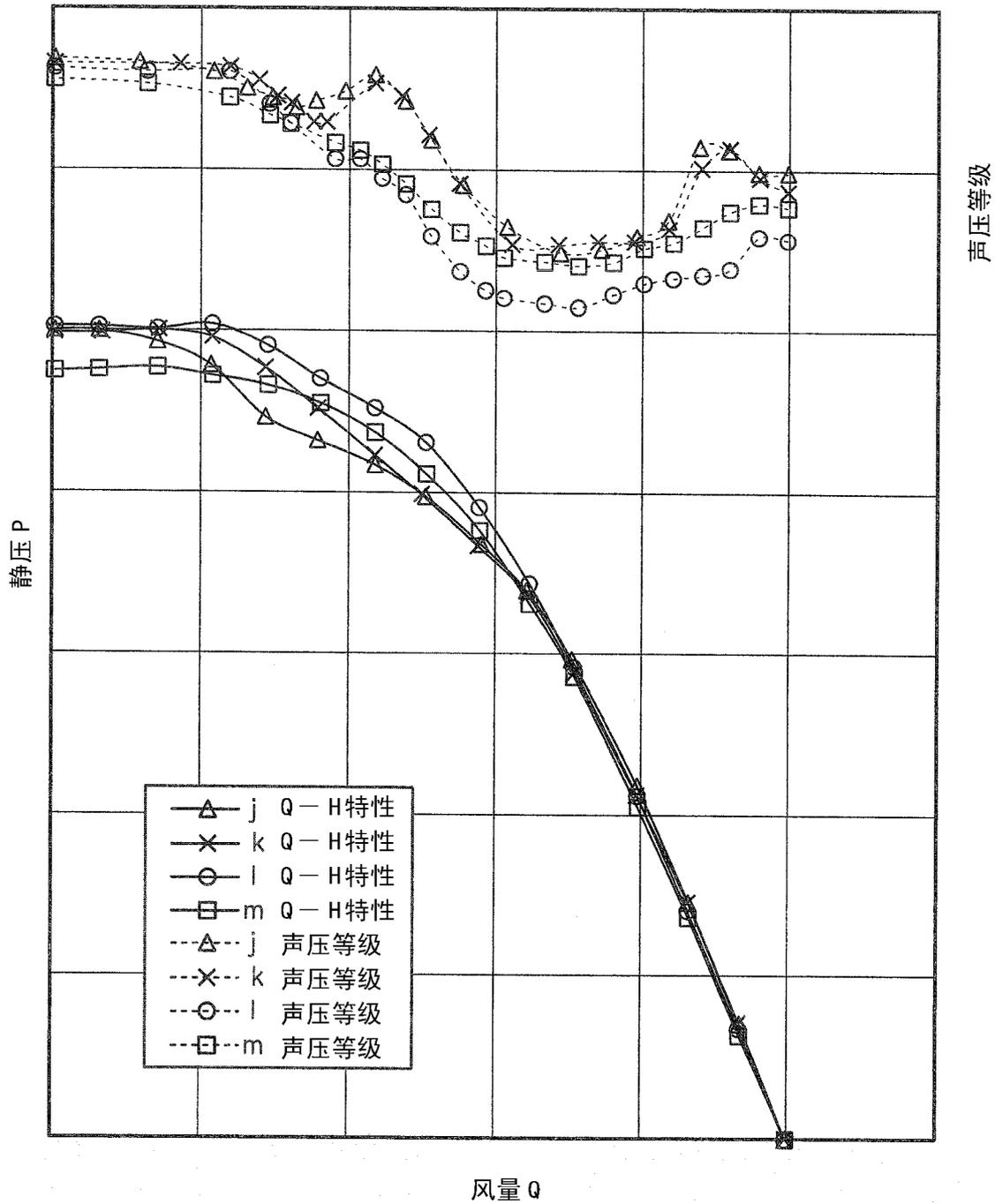


图10

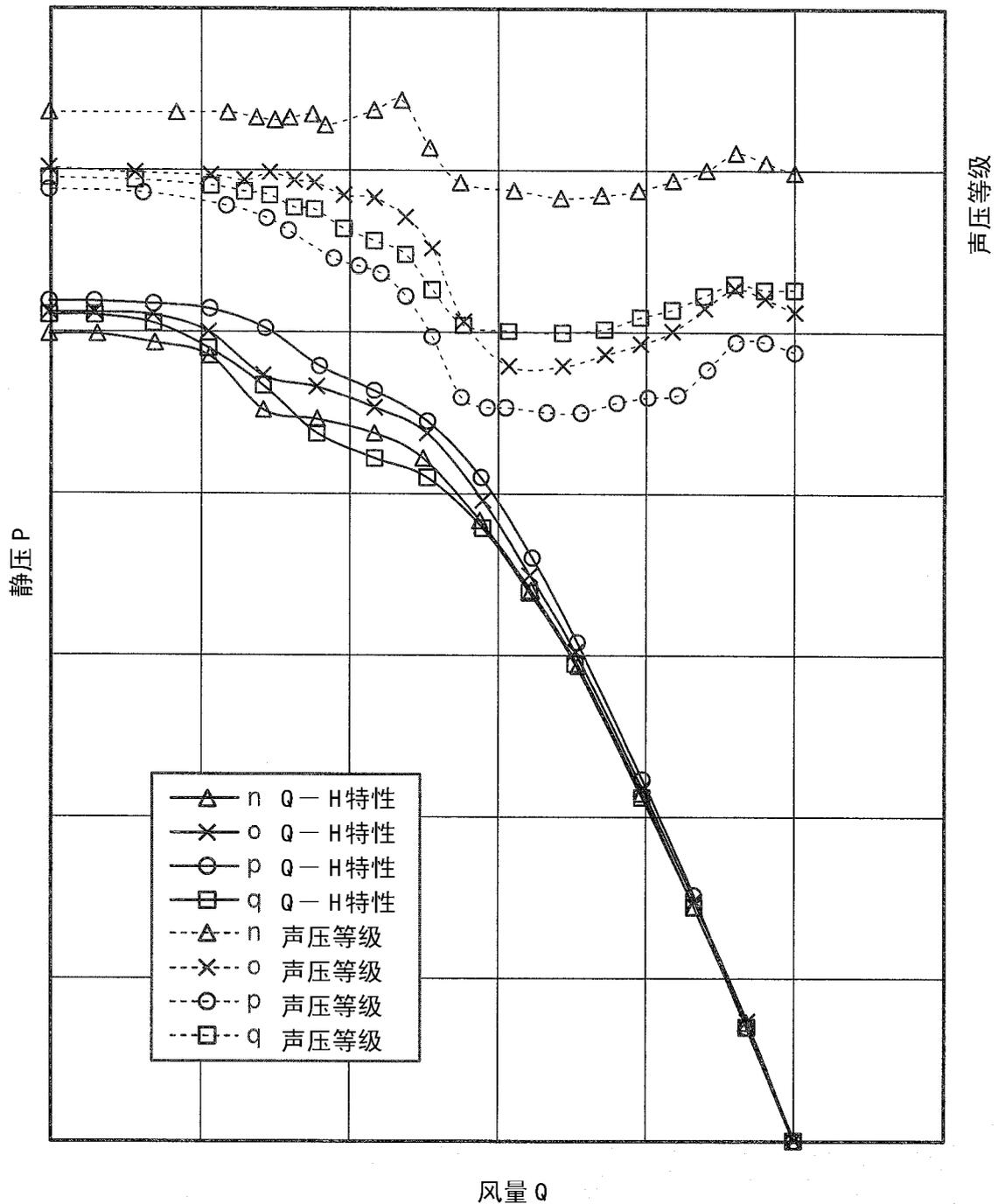


图11