

叶片穿孔直径对小型轴流风扇气动性能及噪声的影响

张江涛, 赛庆毅, 严永辉

上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093

摘要:目的 为了降低小型轴流风扇气动噪声,在叶片尾缘附近,设计出不同穿孔直径的叶片穿孔风扇,将原型风扇与穿孔风扇进行对比,探究不同穿孔直径对风扇气动性能及噪声的影响。方法 采用雷诺时均法(Reynolds Average Navier-Stokes, RANS)对原型及改型风扇进行气动性能模拟,在稳态模拟的基础上使用大涡模拟(Large Eddy Simulation, LES)耦合 FW-H 声学方程的方法对风扇噪声进行模拟计算;将 3D 打印出来的模型进行气动性能和噪声试验,得到不同流量工况下的性能参数。结果 将叶片进行穿孔处理可以诱导叶片表面气流的流动,改善叶片表面压力分布,延缓边界层分离,抑制叶尖泄露涡强度;设计工况下穿孔直径为 2.5 mm 的穿孔风扇性能最佳,可增大静压 6.2%,提升静压效率 5.72%,降低风扇 A 声级 3.6 dB;原型风扇和改型风扇噪声指向性均近似为“8”形,不同穿孔直径的风扇降噪量不同,但都在风扇进出口方向降噪效果较好,在风扇径向方向降噪效果较差。结论 在叶片尾缘附近设置穿孔可以提升风扇性能,降低风扇噪声,但是叶片穿孔风扇并不是穿孔直径越大越好,只有选择合适大小的孔径才可以提升风扇性能,降低风扇噪声。

关键词:小型轴流风扇;气动噪声;叶片穿孔;大涡模拟;A 声级

中图分类号:TK05 **文献标识码:**A **doi:**10.16055/j.issn.1672-058X.2026.0001.015

Effect of Blade Perforation Diameter on Aerodynamic Performance and Noise of Small Axial Fans

ZHANG Jiangtao, SAI Qingyi, YAN Yonghui

School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China

Abstract: Objective To reduce aerodynamic noise in small axial fans, blades with different perforation diameters were designed near the trailing edge. This study compares the prototype fan with perforated fans to investigate the effects of perforation diameter on aerodynamic performance and noise of fans. **Methods** The Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) method was used to simulate aerodynamic performance of both prototype and modified fans. On the basis of steady-state simulations, Large Eddy Simulation (LES) coupled with the Ffowes Williams-Hawkings (FW-H) acoustic equation was employed to simulate fan noise. Aerodynamic performance and noise tests were conducted on 3D-printed models to obtain performance parameters under different flow conditions. **Results** Perforating the blade can induce airflow on the blade surface, improve blade surface pressure distribution, delay boundary layer separation, and suppress tip leakage vortex intensity. Under design conditions, the perforated fan with 2.5 mm diameter showed optimal performance: static pressure increased by 6.2%, static pressure efficiency improved by 5.72%, and A-weighted sound level decreased by 3.6 dB. Both prototype and modified fans exhibited approximately figure-8 shaped noise directivity. Noise reduction varied with perforation diameter. Superior noise reduction was observed in the fan inlet and outlet directions, while lesser reduction occurred radially. **Conclusion** Perforations near the trailing edge can improve fan performance and reduce

收稿日期:2024-01-29 修回日期:2024-04-11 文章编号:1672-058X(2026)01-0123-09

作者简介:张江涛(2000—),男,河南新乡人,硕士研究生,从事流体机械设计优化研究。

通信作者:赛庆毅(1975—),男,山东威海人,副教授,博士,从事流体机械设计优化研究。Email:saiqingyi@163.com.

引用格式:张江涛,赛庆毅,严永辉.叶片穿孔直径对小型轴流风扇气动性能及噪声的影响[J].重庆工商大学学报(自然科学版),2026,43(1):123-131.

ZHANG Jiangtao, SAI Qingyi, YAN Yonghui. Effect of blade perforation diameter on aerodynamic performance and noise of small axial fans[J]. Journal of Chongqing Technology and Business University (Natural Science Edition), 2026, 43(1): 123-131.

noise. However, larger perforation diameters do not necessarily yield better results; only appropriately sized perforations can enhance fan performance and reduce noise.

Keywords: small axial flow fan; aerodynamic noise; blade perforation; large eddy simulation; A-weighted sound pressure level

随着工业化的进展和生活水平的提高,噪声污染已经严重影响了人们的生活和工作环境。轴流风扇作为常见的流体(旋转)机械,广泛应用于各行各业,在国民经济中占据着重要地位^[1]。作为一种旋转机械,轴流风扇工作过程中会不可避免地产生噪声,因此,越来越多的科研人员开始着手研究如何降低其噪声水平,以满足各领域的需求^[2-4]。降低风扇噪声主要有两种途径:一是通过控制噪声源来降低风扇噪声,二是使用吸声、隔声装置在声波传播路径上降低噪声^[5]。虽然说使用吸声、隔声材料可以达到降低风扇噪声的效果,但是目前的实验数据和预测结果之间存在一定的偏差,另外,较差的防潮、防火性能以及高昂的成本限制了它们在实际工程中的应用^[6]。因此,通过控制噪声源降低风扇噪声是一种很好的途径。

杜力等^[7]指出风扇噪声源主要是气动噪声,该噪声主要包括旋转噪声和涡流噪声,旋转噪声的强度和涡流噪声的频率都与叶片形状、尺寸相关。在叶片前缘位置,许浩东等^[8]通过在压力面添加微型直板设计出带有涡流发生器的叶片,数值模拟结果表明改型后的风扇最多可以提升静压 8%,提升静压效率 2.4%;Clair 等^[9]设计出波浪形前缘叶片,通过数值模拟与试验发现,波浪形前缘叶片在不影响风扇气动性能的前提下,可降低噪声 3~4 dB;孙少明等^[10]的实验结果表明波浪形前缘风扇最大降噪率为 2.52%,影响降噪效果的主次因素依次为波浪形前缘结构单元间距、单元高度、单元个数。

在有关叶片尾缘的研究中,Ye 等^[11]采用稳态雷诺时均法和大涡模拟法对尾缘锯齿叶片进行模拟计算,结果表明锯齿尾缘叶片可以显著降低风扇中低频噪声,并且在设计流量及小流量工况下能提高风扇效率;Gruber 等^[12]发现当锯齿振幅与边界层厚度的比值小于 0.5,即涡流尺寸大于锯齿振幅时,锯齿尾缘的降噪能力微乎其微,只有当锯齿振幅与边界层厚度的比值大于 0.5 时,锯齿尾缘才能起到良好的降噪作用;为改善叶片尾缘脱落涡强度,Sai 等^[13]设计出圆弧形尾缘叶片,通过模拟和试验研究发现圆弧形尾缘叶片可以有效抑制风扇 1 000~3 000 Hz 内的宽频噪声,在设计流量下降低风扇噪声 2.4 dB;在对叶片尾缘处格尼襟翼的研究中,Ye 等^[14]采用大涡模拟的方法研究了锯齿状格尼襟翼对风扇噪声的影响,研究结果表明:锯齿状格

尼襟翼可以改善尾迹涡的大小和分布,减弱前缘分离涡的强度,当锯齿高度为叶片弦长 0.8% 时,风扇降噪效果最好。

在叶片表面,章甘^[15]以刚性肋条和柔性贴条间隔的形式设计出仿生叶片,采用试验和数值模拟相结合的方法研究了叶片表面肋条对风扇降噪效果的影响,结果表明:肋条结构能够改善叶片表面的压力分布,降低压力梯度,抑制高压区的形成,减少叶顶泄漏流的产生,从而达到降低风扇噪声的效果;Wang 等^[16]根据鲨鱼皮表面特殊的盾鳞结构设计出脊状表面的仿生叶片,经研究发现:低转速时脊距距离对风扇降噪效果影响最大,而高转速时脊宽度对风扇降噪效果影响最大,仿生叶片在设计工况下能够降低风扇噪声 3.83 dB,降噪效果会随着风扇转速的增高而提升。

以上学者的研究表明通过改变叶片形状可以降低风扇噪声,提升风扇性能。但是,考虑复杂的形状导致难以实现批量化生产,因此对叶片形状进行简单处理达到降低噪声的目的才是最优的。有研究表明穿孔叶片可降低风扇噪声^[17-18],但过大的孔径会导致翼型最大升阻比减少^[19]。因此,本文在叶片尾缘位置进行简单穿孔处理,探究穿孔直径大小对风扇性能的影响,为穿孔风扇的设计提供参考。

1 数值计算及试验装置

1.1 研究对象参数

原型风扇采用孤立翼型法进行设计,主要几何参数如表 1 所示。

表 1 原型风扇主要参数

Table 1 Main parameters of the prototype fan

编号	设计参数	单位	数值
1	设计流量	m ³ /h	400
2	设计压力	Pa	50
3	额定转速	r/min	3 000
4	叶轮外径	mm	159
5	轮毂直径	mm	54
6	轮毂比	—	0.34
7	叶顶间隙	mm	0.5
8	叶片数	片	7

由于边界层的分离一般发生在叶片的尾缘处^[20],因而在叶片尾缘进行穿孔,将压力面流体引向吸力面,

以期望改善风扇内部流动状况、提高风扇效率、降低噪声。智万刚等^[21]设计出 K_1 、 K_2 、 K_3 、 K_4 4 种改型风扇,穿孔位置示意图如图 1 所示。在叶片尾缘 $x/c = 0.75$ 处均匀布置 6 个孔洞,穿孔中心轴线与叶片夹角 α 均为 20° ,穿孔直径 d 分别为 1.5 mm、2 mm、2.5 mm、3 mm,穿孔具体参数见表 2。

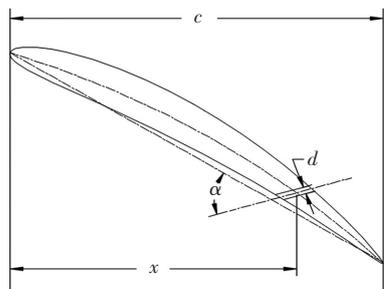


图 1 穿孔位置示意图

Fig. 1 Diagram of punching positions

表 2 穿孔参数

Table 2 Parameters of punching

穿孔参数	K_1	K_2	K_3	K_4
x/c	0.75	0.75	0.75	0.75
$\alpha/(\circ)$	20	20	20	20
d/mm	1.5	2	2.5	3

1.2 数值模拟方法

使用三维建模软件 Proe 进行建模,提取流体域,然后使用软件 ICEM 对流体域部分进行网格划分,在叶片表面设置边界层网格,共 20 层,第一层网格高度 0.01 mm。采用 Ansys Fluent 进行模拟计算,稳态模拟使用雷诺时均法 (RANS),湍流模型使用 SST $k-\omega$ 模型,模型的进出口边界条件分别设置为速度进口和自由出口。在稳态模拟结果的基础上进行非稳态模拟,使用大涡模拟 (LES) 法,时间步长 Δt 取风扇叶轮转动 1° 所需的时长,计算可得 $\Delta t = 5.55 \times 10^{-5}$ s。完成非稳态模拟后,开启 FW-H 声学方程求解声场。气动和噪声模拟流程如图 2 所示。

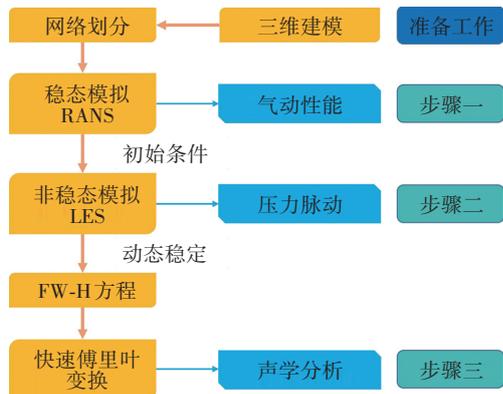


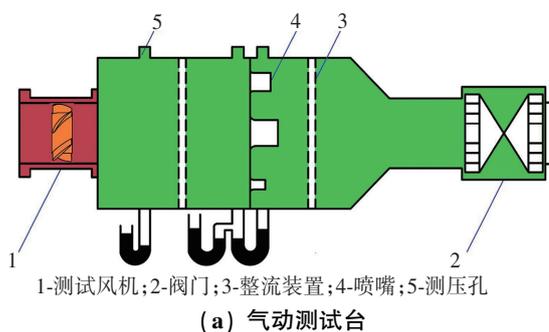
图 2 气动和噪声仿真流程

Fig. 2 Overall process of the aerodynamic and noise simulation

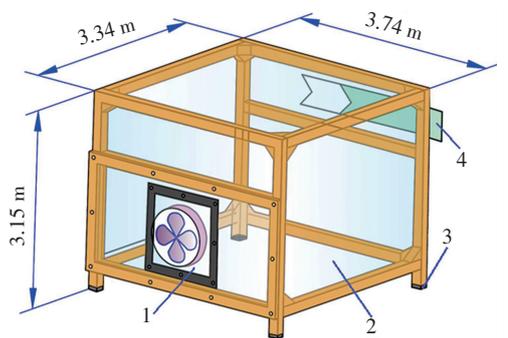
1.3 气动及噪声测试方法

气动性能在小型排气风洞上进行测试,该试验台依据国标 GB/T 1236-2000^[22] 进行设计加工,结构示意图如图 3(a) 所示。主要测试设备包括智能压力变送器、大气温湿度传感器、直流电源、直流电机、直流电机驱动器和激光测速仪。在测试过程中,被测风机安装在位置 1,通过调节 2 号位置的阀门和辅助风机来控制风洞的流量,通过位置 5 的压力变送器获得测试风机的静压,通过位置 4 喷嘴前后压差和喷嘴总开口面积计算得到风洞的流量。通过调节位置 2 的阀门或辅助风机,得到测试风机在不同流量下的性能曲线。

风扇噪声测试在长 3.74 m、宽 3.34 m、高 3.15 m 的半消声室中进行,背景噪声为 22.8 dB。噪声试验台按照 ISO10302-1996^[23] 标准搭建,如图 3(b) 所示。为保证测量数据的准确性,试验台周围的接头用玻璃胶密封防止漏气,底部 4 个支撑架装有橡胶垫防震。噪声试验时,通过调节试验台背部滑块来控制风机的流量,使用 onosokki LA-3260 手持式声级计测量风扇噪声,具体测试方法以及测试台详细信息可在文献[24] 中查得。



(a) 气动测试台



(b) 噪声试验测试台

图 3 气动和噪声试验测试台

Fig. 3 Aerodynamic and noise test rigs

为验证数值模拟的准确性,对原型风扇进行性能测试,图 4 给出了原型风扇试验值和仿真计算结果的对比。在设计工况时,仿真计算值与试验值偏差最小,相对误差约为 2.1%,在偏离设计工况时,相对误差有所增加,最大误差可以控制在 5% 以内,满足工程计算要求。

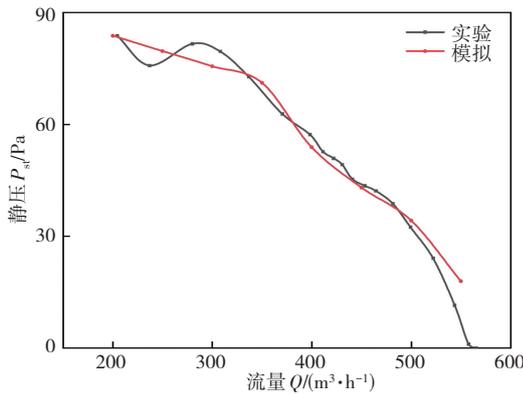


图 4 数值模拟结果验证

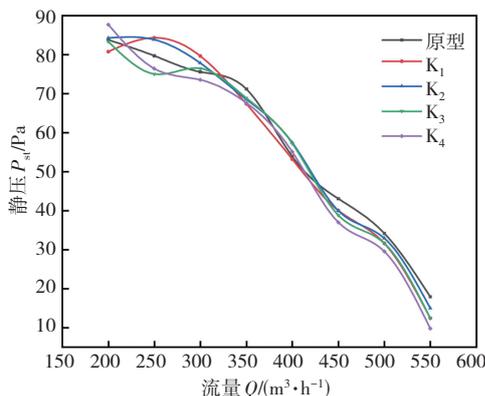
Fig. 4 Validation of numerical simulation results

2 结果与分析

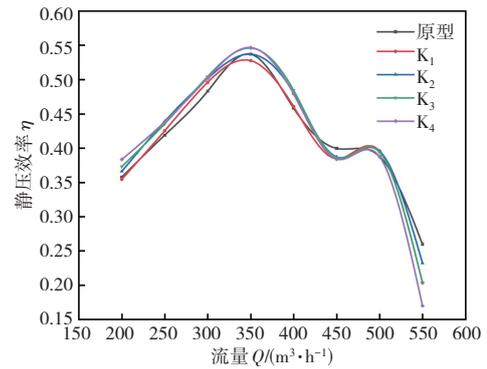
2.1 气动性能分析

在流量 200~550 m³/h 范围内对原型风扇及 K₁、K₂、K₃、K₄ 风扇气动性能进行数值模拟计算。图 5(a) 为 200~550 m³/h 流量范围内原型风扇及 K₁、K₂、K₃、K₄ 风扇静压随流量的变化曲线,图 5(b) 为静压效率随流量的变化曲线。图 5(a) 静压曲线结果表明:随着流量的增加,风扇静压逐渐减小;当流量小于 300 m³/h 时,风扇穿孔孔径的大小对风扇静压的影响没有明显规律;在设计流量下,风扇静压随穿孔孔径的增加先增大后减小,K₂、K₃、K₄ 风扇相比于原型风扇静压均有所提升,而 K₁ 风扇则静压降低;流量大于 450 m³/h 时,穿孔风扇静压均小于原型风扇,而且随着孔径的增加,风扇静压降低越多。

风扇内部流场的好坏直接表现为静压效率的高低,由图 5(b) 静压效率曲线可以发现:静压效率随着流量的增加呈现先增大后减小的趋势;0.75 倍设计流量(300 m³/h)工况下,随着孔径的增加穿孔风扇静压效率先升高后降低;设计流量时穿孔风扇静压效率均大于原型风扇,且随着孔径的增大,静压效率先增大后减小;1.25 倍设计流量(500 m³/h)工况时,穿孔风扇静压效率随着孔径的增加而减小。



(a) 静压曲线



(b) 静压效率曲线

图 5 数值模拟结果

Fig. 5 Numerical simulation results

原型风扇及穿孔风扇数值模拟结果表明:在设计工况下,穿孔风扇静压及静压效率随孔径的增加先增大后减小,K₂ 风扇静压提升最多,K₃ 静压效率提升最多。小流量时,穿孔叶片对风扇气动性能影响没有明显规律;大流量时,穿孔叶片会导致风扇静压及静压效率降低,并且随着孔径的增加,风扇静压及静压效率下降增多。

2.2 内部流场分析

表 3 为原型风扇及 K₁、K₂、K₃、K₄ 风扇在额定流量工况下的性能参数。该流量工况下,4 种穿孔风扇相较于原型风扇,静压分别提升-1.30%、6.57%、6.20%、2.25%,静压效率分别提升 0.50%、4.87%、5.72%、4.52%。为了探究风扇内部流场变化规律,分析如图 6 所示子午面的流场。

表 3 不同风扇额定流量工况下性能参数

Table 3 Performance parameters of different fans under rated flow conditions

	静压/Pa	静压提升/%	静压效率	静压效率提升/%
原型	53.88		0.458 3	
K ₁	53.18	-1.30	0.460 6	0.50
K ₂	57.42	6.57	0.480 6	4.87
K ₃	57.22	6.20	0.484 5	5.72
K ₄	55.09	2.25	0.479 0	4.52

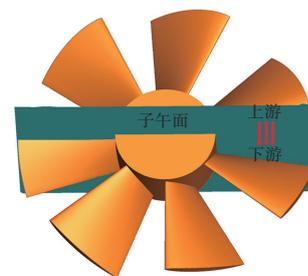


图 6 子午面位置

Fig. 6 Position of the meridian plane

图 7 为设计工况下,原型风扇及 K₁、K₂、K₃、K₄ 风扇子午面流线及压力轮廓图。从图 7 中可以观察到:在叶轮右侧通道上游存在叶尖泄漏流及其诱导形成的

二次流(图中红框圈出部分)。可以观察到:与原型风扇相比, K_2 、 K_3 、 K_4 风扇叶尖泄露流影响范围明显减小,而 K_1 风扇减小不明显。这意味着 4 种穿孔风扇不同程度地抑制了叶尖泄漏涡的强度,改善了叶尖间隙的流动。改进后的流场与风扇气动效率有一定的相关性,这可能是叶片穿孔可以提高风扇效率的原因之一。然而,对于 K_1 风扇而言,其孔径过小,对风扇内部流场的改善效果不明显,这也是 K_1 风扇效率提升不高的原因。

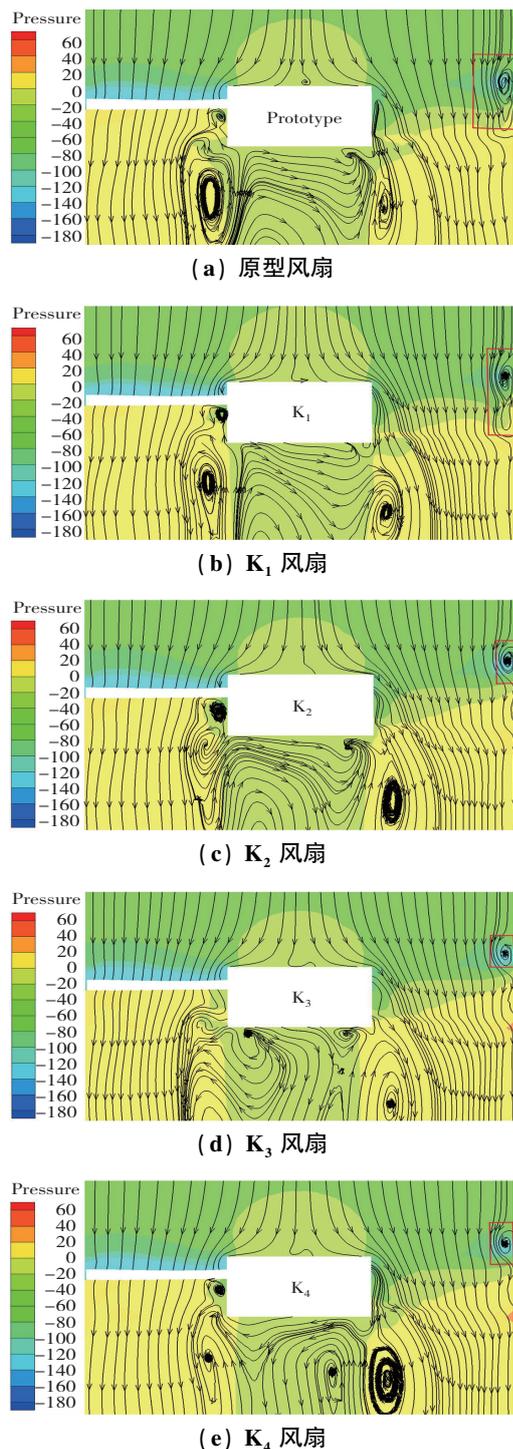
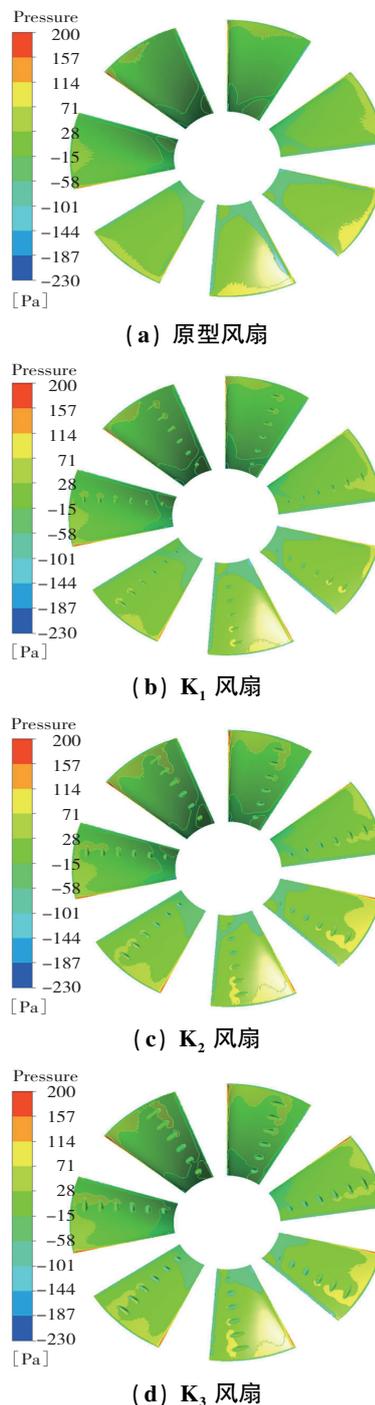


图 7 子午面流线和压力轮廓

Fig. 7 Streamline and pressure contour of meridian plane

图 8 为设计流量时各叶轮模型叶片表面静压云图,通过对叶片表面压力分布云图分析可以得到叶片表面负荷分布情况。从原型风扇叶片表面静压云图中可以发现:叶轮主要做功位置位于叶顶区域,这一区域分布着高压区。而 K_1 、 K_2 、 K_3 、 K_4 风扇由于对叶片进行了穿孔,改变了叶片表面压力分布情况,将压力面高压区域分割成叶顶靠近前缘处,以及叶片叶顶穿孔部位两部分。观察图 8 各模型叶片表面压力分布可以发现: K_2 、 K_3 、 K_4 风扇叶片压力面高压区面积较原型风扇明显扩大,而 K_1 风扇叶片压力面高压区面积相较于原型风扇则略有减小,这一现象与图 5 中性能曲线结果相吻合。



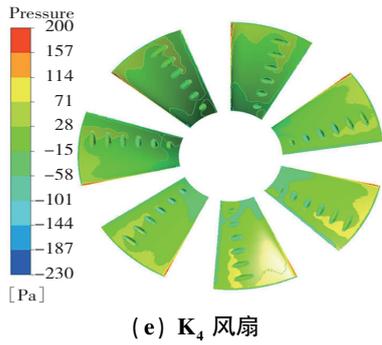


图 8 叶片压力表面静压云图

Fig. 8 Static pressure cloud image of blade pressure surface

轴流风扇由于叶顶泄漏的存在导致叶顶部位有较大的湍动能损失。图 9 给出了设计流量下,原型风扇和 K_1 、 K_2 、 K_3 、 K_4 风扇在 0.9 倍叶高处湍动能分布图。图中原型风扇在 0.9 倍叶高处存在大面积、高数量级湍动能区,这一现象在穿孔风扇上略有改善。在各穿孔风扇的湍动能云图中, K_1 风扇高强度湍动能区域面积最大, K_3 风扇高强度湍动能区域面积最小,这也是表 3 中穿孔风扇 K_1 风扇静压效率低, K_3 风扇静压效率高的原因之一。

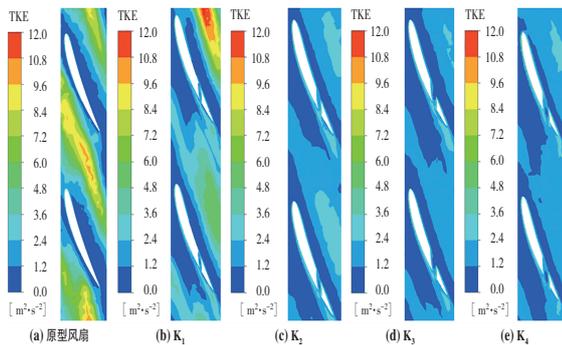


图 9 0.9 倍叶高端动能分布

Fig. 9 Turbulent kinetic energy distribution at 0.9 blade height

通过对风扇内部流场分析发现:在设计工况下, K_3 风扇叶尖泄露流影响范围最小,0.9 倍叶高处高强度湍动能区域面积最小,压力面高压区较大。结合 3.1 气动性能分析结果,设计工况下 K_3 风扇气动性能表现最好。

2.3 气动噪声分析

本文使用大涡模拟(LES)结合 FW-H 声类比方法对风扇进行气动噪声计算,通过时域的压力信号和 FW-H 方程计算得到了风扇的远场噪声结果。噪声接收点取风扇进口正前方 1 m 处,设计工况下原型风扇和 K_1 、 K_2 、 K_3 、 K_4 风扇气动噪声模拟结果见表 4。

表 4 不同模型噪声模拟结果

Table 4 Noise simulation results of different models

风扇模型	原型	K_1	K_2	K_3	K_4
A 声级/dB	59.7	61.9	58.5	56.1	60.8

由表 4 可知:在 4 种穿孔风扇中, K_3 风扇降噪效果最佳,在设计工况下,A 声级降低了 3.6 dB, K_2 风扇 A

声级降低了 1.2 dB,而 K_1 和 K_4 风扇 A 声级则分别升高了 2.2 dB 和 1.1 dB。

为了解风扇噪声辐射特性,在过叶轮中心轴线所在平面布置如图 10 所示 12 个监测点用以接收风扇噪声。

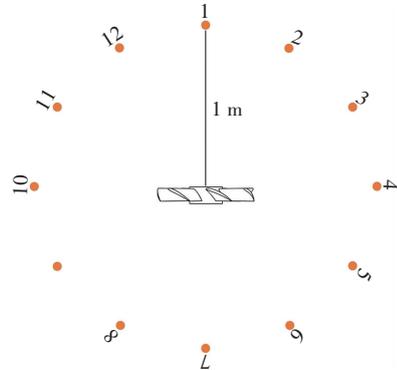
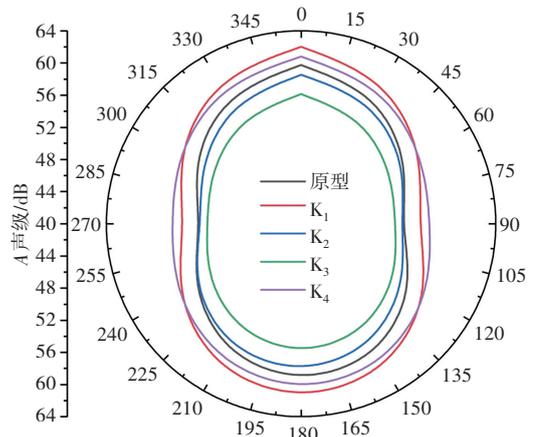


图 10 噪声接收点位置

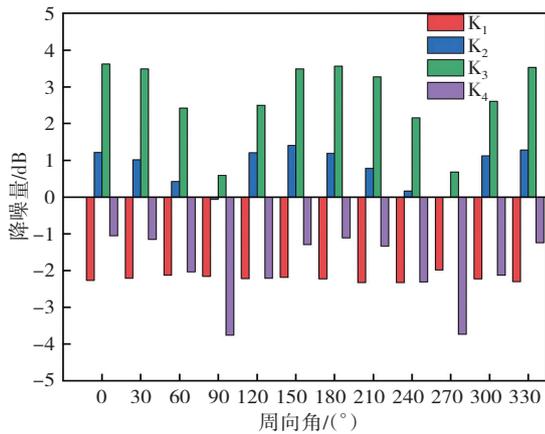
Fig. 10 Locations of noise receiving points

图 11 给出了距离叶轮中心 1 m 远处的噪声总声压级(OASPL)指向性结果和各周向角下的降噪量。图 11(a)噪声指向性图表明无论是原型风扇还是穿孔风扇,其叶轮声学指向性分布整体近似呈现出“8”形状,这表明风扇噪声主要为偶极子源。另外可以直观地看到受叶轮进出口进气排气的影响,在叶轮进出口方向噪声值高于其他方向,在叶轮径向方向噪声值则较低。在 4 款穿孔风扇中, K_3 风扇在没有改变噪声指向性的同时,在各方向均降低了噪声值。

图 11(b)可以直观地看出不同穿孔风扇在各方向降低噪声的大小, K_1 、 K_4 风扇在各个方向均没有降低风扇噪声; K_2 风扇仅在 90° 和 270° 方位没有降噪体现,在其他方向对噪声的降低都有一定的贡献; K_3 风扇在不同方向均有降低风扇噪声的体现。另外可以看出:穿孔风扇在不同方向对噪声降低的程度有所不同,在 0° 和 180° 附近即风扇进出口方向降噪量较大,在 90° 和 270° 附近即风扇径向方向降噪量较小。甚至于 K_2 风扇在 90° 和 270° 方向会略微增大噪声值,而在其他方向则可以降低风扇噪声。 K_4 风扇虽然在各个方向均没有降低噪声,但是其同样在风扇径向方向降噪效果更差。



(a) 噪声指向性



(b) 各方位降噪量

图 11 噪声指向及各方位降噪量

Fig. 11 Acoustic directivity and noise reduction levels at specified azimuthal angles

以上研究结果表明:在改型风扇中,K₃ 风扇降噪效果最好,设计工况下可降低噪声 3.6 dB。为深入了解其性能,随后对原型风扇和 K₃ 风扇进行其他工况下的噪声模拟,气动噪声模拟结果见表 5。与原型风扇相比,K₃ 风扇在 300 m³/h 流量工况下可降低噪声 2.1 dB,在 400 m³/h 流量工况下可降低噪声 3.6 dB,但在 500 m³/h 流量工况下仅能降低噪声 0.4 dB。

表 5 不同流量工况下噪声模拟结果

Table 5 Noise simulation results under

different flow conditions		m ³ · h ⁻¹		
流量	300	400	500	
原型	60.5	59.7	62.7	
K ₃	58.4	56.1	62.3	

为了进一步探究叶轮声场规律,取噪声接收点处记录的声场信息处理成声压级频谱图。

图 12 为原型风扇和 K₃ 风扇的声压级频谱图,从图

中可以看出:在轴频(50 Hz)以及叶频处,两款风扇均出现了窄带单峰离散噪声。在轴频 50 Hz 处,原型风扇和 K₃ 风扇声压级分别为 26.3 dB、25.4 dB;在叶频 350 Hz 处,原型风扇和 K₃ 风扇声压级分别为 46.1 dB、42.4 dB。

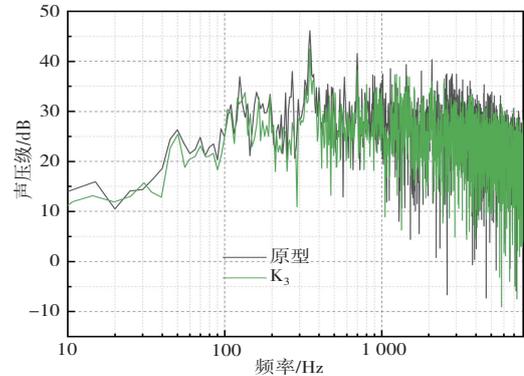
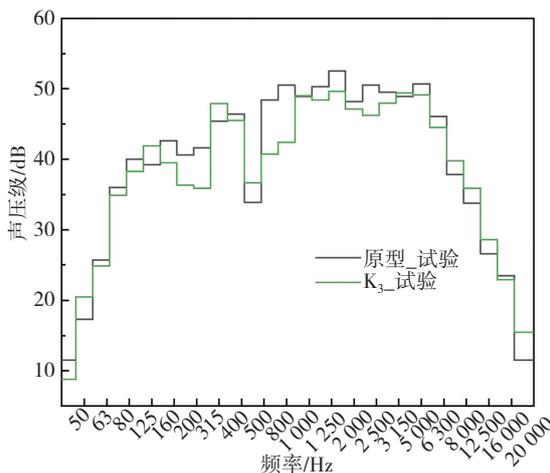


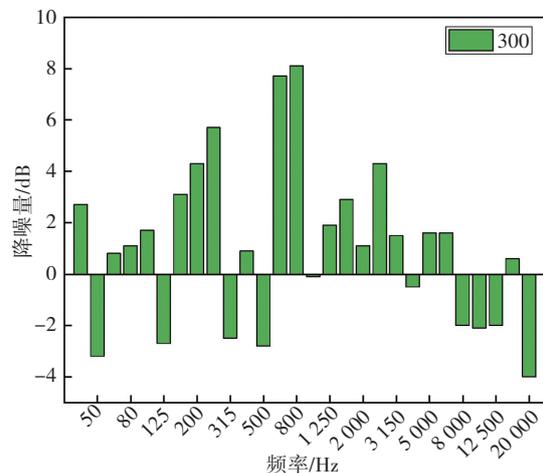
图 12 原型及 K₃ 风扇 SPL 图

Fig. 12 SPL spectra of prototype and K₃ fans

为了探究改型后的叶轮主要在哪些频段降低了声压,在与数值模拟噪声接收点坐标相同的位置,分别在 300 m³/h、400 m³/h 以及 500 m³/h 流量工况时,绘制风扇噪声 1/3 倍频程图及不同频段降噪量图,见图 13。整个风扇噪声由离散的单峰噪声和宽频噪声构成,其中单峰噪声主要分布在叶频处(350 Hz),宽频噪声主要分布在 1 000~8 000 Hz 区间。通过不同频率下的降噪量可以看出:K₃ 风扇在设计工况 400 m³/h 时,降噪效果最优,在 250~6 300 Hz 区间内均能有效抑制噪声,最大可降低 10.8 dB,并且 K₃ 风扇在设计工况下有效降低了叶频处(350 Hz)的离散噪声;300 m³/h 流量工况下,K₃ 风扇主要抑制了 630~6 300 Hz 区间内的噪声,在二倍叶频(700 Hz)附近可降低噪声约 7.9 dB;500 m³/h 流量工况下,K₃ 风扇主要抑制了 63~500 Hz 区间内的噪声,可降低叶频处噪声约 3.7 dB。



(a) 300 m³/h



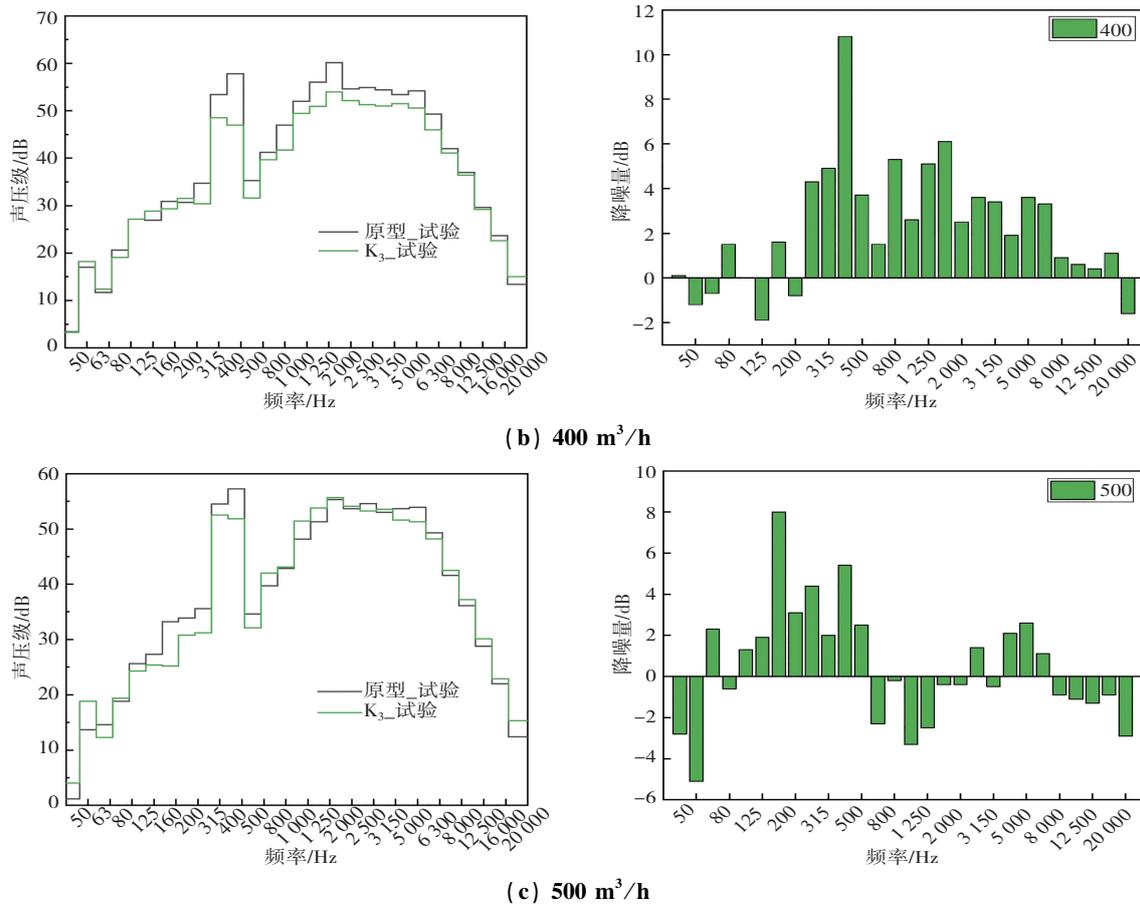


图 13 1/3 倍频程图及降噪量图

Fig. 13 1/3 octave spectra and noise reduction histogram

模拟结果表明:4种穿孔叶片在设计工况下分别能降低风扇噪声-2.2、1.2、3.6、-1.1 dB,在不改变噪声指向性的同时,K₃风扇降噪量最大。通过频谱图分析发现K₃风扇可以有效降低轴频及叶频离散噪声。通过1/3倍频程图分析发现:K₃风扇在设计工况下能有效抑制250~6300 Hz区间内的噪声;在300 m³/h流量工况下,K₃风扇主要抑制了630~6300 Hz区间内的噪声,500 m³/h流量工况下,K₃风扇主要抑制了63~500 Hz区间内的噪声。

3 结论

本研究采用数值模拟与试验相结合的方法,探究了不同叶片穿孔直径对风扇气动性能以及声学性能的影响,得出以下结论:

(1) 在本文所设计的改型风扇中,设计工况下,穿孔孔径为2.5 mm的风扇气动性能及声学性能最好,可增大静压6.2%,提升静压效率5.72%,A声级比原型风扇低3.6 dB。

(2) 通过在叶片尾缘穿孔的方法可以诱导气流从压力面流向吸力面,改善叶片表面压力分布,抑制叶顶泄露的强度。

(3) 叶片穿孔风扇在风扇进出口方向降噪量较

大,往径向方向偏移则降噪量逐渐减小,在径向方向降噪量最小,甚至没有降噪体现。

(4) 对于尾缘穿孔叶片,给出了最佳穿孔孔径,但要实现更好的降噪效果,需要继续对风扇模型进行优化,包括确定最佳穿孔位置、穿孔排数、每排个数等影响因素。

参考文献(References):

- [1] FUKUCHI Y, YOSHITAKE K, YOKOTA K. Development of cooling fan model and heat exchange model of condenser to predict the cooling and the heat resistance performance of vehicle[J]. SAE International Journal of Advances and Current Practices in Mobility, 2020, 2(6): 3103-3115.
- [2] TIAN C, LIU X, WANG J, et al. Effects of bionic blades inspired by the butterfly wing on the aerodynamic performance and noise of the axial flow fan used in air conditioner[J]. International Journal of Refrigeration, 2022, 140: 17-28.
- [3] DIAO L, GE F, LIU Y, et al. Effect of tip winglet position on tip flow and noise of axial flow fan[J]. Heliyon, 2023, 9(8): 18483.
- [4] 贾志彬, 陈强, 汪军, 等. 微穿孔消声器在小型高速离心风机中的应用研究[J]. 流体机械, 2015, 43(8): 6-10, 20.

JIA Zhi-bin, CHEN Qiang, WANG Jun, et al. Application of

- micro-perforated panel in noise control of a small type high speed centrifugal fan[J]. *Fluid Machinery*, 2015, 43(8): 6–10, 20.
- [5] 高红武, 张晓玲. 噪声控制技术[M]. 武汉: 武汉理工大学出版社, 2009.
GAO Hong-wu, ZHANG Xiao-ling. Noise control technique[M]. Wuhan: Wuhan University of Technology Press, 2009.
- [6] XU C, MAO Y, HU Z. Tonal and broadband noise control of an axial-flow fan with metal foams: Design and experimental validation[J]. *Applied Acoustics*, 2017, 127: 346–353.
- [7] 杜力, 赵鹏云. 中央空调噪声分析及控制研究[J]. 重庆工商大学学报(自然科学版), 2009, 26(3): 291–294.
DU Li, ZHAO Peng-yun. Analysis and control of noise in central air conditioning system[J]. *Journal of Chongqing Technology and Business University (Natural Science Edition)*, 2009, 26(3): 291–294.
- [8] 许浩东, 赛庆毅, 辛旭超, 等. 叶根前缘 VG 对微型轴流风扇性能的影响[J]. 重庆工商大学学报(自然科学版), 2023, 40(1): 71–77.
XU Hao-dong, SAI Qing-yi, XIN Xu-chao, et al. The effect of VG of leading edge of blade root on the performance of micro axial fan[J]. *Journal of Chongqing Technology and Business University (Natural Science Edition)*, 2023, 40(1): 71–77.
- [9] CLAIR V, POLACSEK C, LE GARREC T, et al. Experimental and numerical investigation of turbulence-airfoil noise reduction using wavy edges[J]. *AIAA Journal*, 2013, 51(11): 2695–2713.
- [10] 孙少明, 徐成宇, 任露泉, 等. 轴流风机仿生叶片降噪试验研究及机理分析[J]. 吉林大学学报(工学版), 2009, 39(2): 382–387.
SUN Shao-ming, XU Cheng-yu, REN Lu-quan, et al. Experimental research on noise reduction of bionic axial fan blade and mechanism analysis[J]. *Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition)*, 2009, 39(2): 382–387.
- [11] YE X, ZHENG N, ZHANG R, et al. Effect of serrated trailing-edge blades on aerodynamic noise of an axial fan[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2022, 36(6): 2937–2948.
- [12] GRUBER M, JOSEPH P, CHONG T. On the mechanisms of serrated airfoil trailing edge noise reduction[C]//Proceedings of the 17th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (32nd AIAA Aeroacoustics Conference). Reston, Virginia: AIAA, 2011: 2781.
- [13] SAI Q, XU H, CHEN J, et al. Experimental and numerical study on a new noise reduction design for a small axial fan[J]. *Applied Acoustics*, 2023, 211(8): 535–545.
- [14] YE X, ZHENG N, HU J, et al. Numerical investigation of the benefits of serrated gurney flaps on an axial flow fan[J]. *Energy*, 2022, 252(8): 72–82.
- [15] 章甘. 轴流风机仿生流动控制降噪试验及数值模拟[D]. 长春: 吉林大学, 2015.
ZHANG Gan. Experiments and numerical simulations of noise reduction of axial flow fan by biomimetic flow control[D]. Changchun: Jilin University, 2015.
- [16] WANG S, YU X, SHEN L, et al. Noise reduction of automobile cooling fan based on bio-inspired design[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Piscataway: IEEE Press*, 2021, 235(2–3): 465–478.
- [17] CHANAUD C. Noise reduction in propeller fans using porous blades at free-flow conditions[J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 1972, 51(1A): 15–18.
- [18] 王善彬, 杨爱玲, 李国平, 等. 孔型及倾斜角对穿孔叶片气动和噪声特性的影响[J]. 上海理工大学学报, 2021, 43(6): 528–535.
WANG Shan-bin, YANG Ai-ling, LI Guo-ping, et al. Influence of hole type and incline angle on the aerodynamic and noise characteristics of perforated blade[J]. *Journal of University of Shanghai for Science and Technology*, 2021, 43(6): 528–535.
- [19] 刘汉儒, 王掩刚, 张俊. 尾缘多孔结构流动控制影响的数值研究[J]. 西北工业大学学报, 2017, 35(1): 103–108.
LIU Han-ru, WANG Yan-gang, ZHANG Jun. Numerical simulation of the effects of porous-trailing-edge on flow control[J]. *Journal of Northwestern Polytechnical University*, 2017, 35(1): 103–108.
- [20] 马如林. 自诱导尾缘喷气空心转子叶片的性能分析与优化设计[D]. 武汉: 华中科技大学, 2013.
MA Ru-lin. Performance analysis and optimal design of the hollow rotor blades with trailing edge self-induced blowing[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2013.
- [21] 智乃刚, 萧滨诗. 风机噪声控制技术[M]. 北京: 机械工业出版社, 1985.
ZHI Nai-gang, XIAO Bin-shi. Fan noise control technology[M]. Beijing: China Machine Press, 1985.
- [22] GB/T 1236–2000. 工业通风机用标准化风道性能试验[S]. 北京: 中国标准出版社, 2000.
GB/T 1236 – 2000. Industrial fan-Performance testing using standardized airways[S]. Beijing: Standards Press of China, 2000.
- [23] ISO 10302–1996. 声学 小型通风装置辐射空气噪声的测量方法[S]. 国际标准化组织, 1996.
ISO 10302–1996. Acoustics-Method for the measurement of airborne noise emitted by small air-moving devices[S]. International Organization for Standardization, 1996.
- [24] 王永生, 杨爱玲, 戴韧, 等. 低压头小流量轴流风扇气动噪声特性研究[J]. 工程热物理学报, 2010, 31(7): 1131–1134.
WANG Yong-sheng, YANG Ai-ling, DAI Ren, et al. Investigation on the aerodynamic and aeroacoustic performance of axial fan with low pressure and discharge[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2010, 31(7): 1131–1134.

责任编辑:李翠薇