

# 加弯叶型在轴流风机噪声控制中的应用研究

潘虹宇 杨爱玲 游骏杰 陈二云

(上海理工大学 能源与动力工程学院 上海市动力工程多相流动与传热重点实验室, 上海 200093)

**摘要:** 在风机叶轮直径不变的条件下, 利用叶型加弯方法对轴流风机进行改型设计, 可在较低转速下获得设计全压, 从而达到控制风机气动噪声的设计目标。根据轴流风机的设计参数设计了一个基于原始叶型、转速为 9 000 r/min 的风机模型和一个基于加弯叶型、风机转速为 8 000 r/min 的风机模型, 两者的叶型升力系数分别为 0.72 和 1.02。通过数值模拟和试验对两风机的流场与性能进行研究。结果表明: 在设计工况附近, 原始叶型风机与加弯叶型风机的性能基本相近, 全压误差约为 6%。在半转速运行条件下, 加弯叶型风机模型的气动噪声比原始叶型风机降低了 1.4 dB, 而气动性能基本不变。

**关键词:** 轴流风扇; 加弯叶型; 风机性能; 噪声

中图分类号: TH43

文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlge.2016.01.017

## 引言

轴流风机被广泛应用于大流量、低压升的场合, 如电风扇、空调外机风扇、电子产品的散热风扇等。轴流式风机在实际运行中不可避免地向周围环境辐射噪声。相关研究表明, 气动噪声源是小型轴流风机的主要噪声源。因此, 合理的空气动力设计是降低轴流式风机气动噪声的最有效方法。文献[1]讨论了合理的叶栅参数、叶片数、叶片穿孔和附加导叶对轴流风机噪声的影响: 采用不等间距叶片、使动/静叶片数互为质数可以抑制风机的气动噪声; 采用附加导叶则通过控制分离点位置, 尽可能抑制附面层分离, 降低叶尾迹宽度, 从而有效抑制叶片尾缘涡流噪声; 叶片穿孔则通过降低阻力系数来降低噪声, 但该措施同时会降低升力系数。由于风机几何参数、内部流动结构与气动噪声间的关联规律十分复杂, 增加了上述降噪措施的应用难度, 同时会引起一定的气动性能损失。理论分析和实验研究表明,

通风机气动声源的声功率与叶轮圆周速度的 6 次方、叶轮直径的 2 次方成正比<sup>[2]</sup>, 这表明可通过降低风机的转速有效控制其气动噪声。不过, 在风机叶轮直径不变的前提下, 转速下降将引起风机做功能力的下降。为了补偿转速下降带来的做功能力损失, 可以通过加大通风机叶片弯度, 增加叶轮负荷以满足气动性能要求。本研究将加弯叶型应用于轴流风机的设计, 并通过数值模拟和实验研究分析了加弯叶型风机的气动与噪声性能。

## 1 风机设计及其气动性能

### 1.1 基于加弯叶型的风机设计方法

Madison 和 Graham 提出的轴流通风机噪声预测公式为<sup>[3]</sup>:

$$SPL_2 = SPL_1 + 70 \lg \frac{D_2}{D_1} + 50 \lg \frac{n_2}{n_1} \quad (1)$$

式中:  $SPL$ —风机声压级, dB;  $D$ —叶轮直径, mm;  $n$ —风机转速, r/min。

由式(1)可以看出, 在叶轮直径不变的情况下, 降低风机转速可以达到降低噪声的目的。

轴流风机设计参数为: 叶轮直径  $D_t = 115$  mm、叶轮轮毂直径  $D_h = 60$  mm, 其风机额定流量  $Q_s$  和全压  $P$  分别为  $0.1058 \text{ m}^3/\text{s}$ 、 $381 \text{ Pa}$ 。由风机变环量设计理论, 风机全压为:

$$P = \Delta C_u \rho u \eta \quad (2)$$

式中:  $\Delta C_u$ —扭速, m/s;  $u$ —叶轮圆周速度, m/s;  $\eta$ —风机全压效率。

可见, 叶轮转速  $n$  减小, 意味着叶轮圆周速度  $u$  下降, 若在保证设计全压, 在保证效率变化不大的前提下必须增加扭速, 即增加叶型的弯度。

图 1 为轴流风机叶型加弯前后进、出口速度三

收稿日期: 2014-12-23; 修订日期: 2015-02-02

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51106099; 50976072); 上海市科委基地建设项目(13DZ2260900)

作者简介: 潘虹宇(1990-), 男, 河南信阳人, 上海理工大学硕士研究生。

角形,图中  $C$ 、 $W$  分别指绝对速度和相对速度,下标“1”、“2”表示风机进口和出口截面, $u$  和  $u'$  指加弯前后的叶轮圆周速度、虚线表示加弯后的速度三角形,实线为加弯前的速度三角形。采用等环量进行风机设计时假设轴向速度不变。

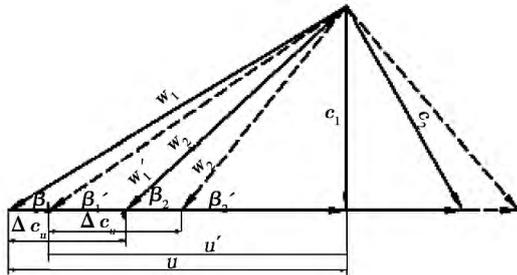


图 1 轴流风机叶型加弯前、后进出口速度三角形  
Fig. 1 Velocity triangles at inlet and outlet of the axial-flow fan blade before and after bent

从图 1 看出,增大叶型弯度后,叶栅出口相对速度气流角  $\beta_2$  的增长大于进口相对速度气流角  $\beta_1$  的增加,从而增大叶栅内气流速度的方向扭转角  $\Delta\beta$ ,增加叶栅载荷。

根据设计参数要求,设计了两款轴流风机,一是基于原始叶型、转速为 9 000 r/min 的风机模型 A,另一种为采用了叶型加弯、转速为 8 000 r/min 的风机模型 B。假设轴流风机中的气流是理想的、不可压缩、沿圆柱面流动,且进入叶轮时流动均匀、无预旋。在设计工况下,已知额定流量和风机的尺寸可以计算出风扇的轴向速度  $C_z$ 。在确定风扇转速的前提下,可以得出叶栅进出口气流角  $\beta_1$ 、 $\beta_2$ 。假设叶型加弯前后气流密度与风机效率不变,为了保证风机性能不变,由式(2)可得出降转速后新的速度三角形。表 1 给出了两个风机模型中径处的叶型与叶栅参数,表中  $\theta$  为叶型弯角  $b$  表示弦长。

表 1 叶栅中径处部分几何参数

Tab. 1 The geometrical parameters at mid-spanwise section of the cascade

模型	转速 $n/r \cdot \text{min}^{-1}$	进口气流角 $\beta_1 / (^\circ)$	出口气流角 $\beta_2 / (^\circ)$	方向扭转角 $\Delta\beta / (^\circ)$	叶型弯角 $\theta / (^\circ)$	叶栅稠度 $b/t$	叶片数 $z$
A	9 000	19.7	25.4	5.7	18.3	0.53	7
B	8 000	21.9	30.2	8.3	25.7	0.53	7

选择 NACA - 65 系列叶型进行叶栅设计。NACA - 65 系列中弧线方程为:

$$\frac{y}{b} = -\frac{C_{L0}}{4\pi} \left[ \left(1 - \frac{b}{x}\right) \ln\left(1 - \frac{b}{x}\right) + \frac{b}{x} \ln \frac{b}{x} \right] \quad (3)$$

式中:  $C_{L0}$ —升力系数;  $x$ 、 $y$ —中弧线坐标。

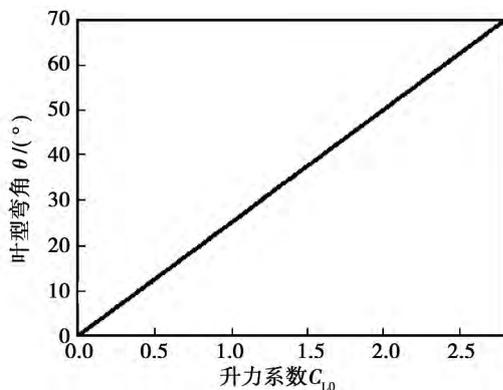


图 2 叶型弯角  $\theta$  与 NACA - 65 系列叶型的  $C_{L0}$  的近似关系

Fig. 2 Relations between blade angle  $\theta$  and  $C_{L0}$  for airfoil NACA - 65

图 2 给出了叶型弯角  $\theta$  与 NACA - 65 系列叶型的  $C_{L0}$  之间的近似关系<sup>[4]</sup>,从图中可以查出 A、B 模型中径处叶型的升力系数  $C_{L0}$  分别为 0.72 和 1.02。然后由式(3)可以得到加弯前后叶型的中弧线,在此基础上叠加 NACA65 - 010 叶型厚度获得叶型,然后按表 1 形成叶栅,如图 3 所示。可见加弯叶型比原始叶型有着较大转折角。

### 1.2 基于加弯设计的风机气动性能

为了检验加弯设计风机的性能,首先利用数值方法对 A 和 B 两个风机模型的三维粘性流场进行了模拟。图 4 为轴流风机模型的计算域示意图,由叶轮区域、进口延长域和出口延长域 3 部分组成,其中叶轮域为旋转域,其它子域为静止域。数值模拟中忽略了叶轮顶部间隙的影响,进出口延长段约为 6 倍叶轮直径。数值模拟基于商用 CFD 软件 CFX 完成,流场控制方程采用基于有限元的有限体积分进行离散,运用 SST 湍流模型进行模拟,近壁面使用自动壁面处理函数。计算域进口边界给定质量流量,出口边界条件为自由出口,叶轮流道两侧采用节

点——对应的周期性边界条件, 叶轮域与延长段域的交界面采用混合平面法, 计算时间步长为  $1/\Omega$ ,  $\Omega$  为叶轮旋转角速度 ( $1/s$ )。

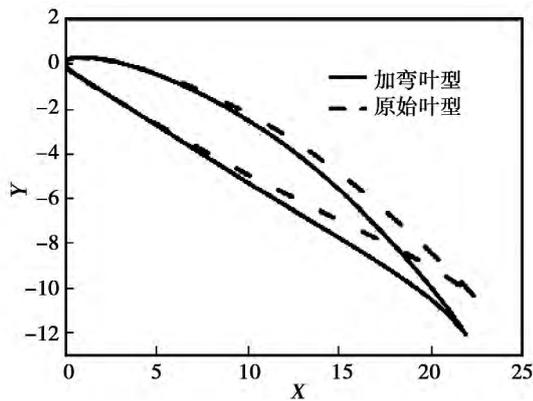


图 3 中径处叶型加弯前后对比图

Fig. 3 Comparison between prototype and enlarging curved airfoil shapes at blade's mid-spanwise section

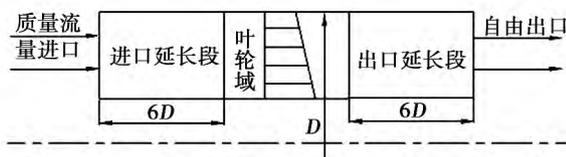


图 4 轴流风机模型的计算域示意图

Fig. 4 Schematic diagram of the computational domain of the axial fan

图 5、图 6 分别给出了风机模型 A、模型 B 的全压和效率随流量的变化曲线。图中横坐标  $Q/Q_s$  表示风机运行流量  $Q$  与额定流量  $Q_s$  的比值。从图 5 可以看出, 两模型风机在设计工况附近的性能基本接近; 图 6 表明加弯风机的效率在小流量运行范围有所下降, 与原模型相比降低了 3.5% 左右。

表 2 是额定流量  $Q_s$  下两个风扇模型的进出口静压、总压的数值模拟值对比。从表中可以看出模型 A 在  $9000 \text{ r/min}$  的全压升为  $386.125 \text{ Pa}$ , 模型 B 在  $8000 \text{ r/min}$  时的全压升为  $381.674 \text{ Pa}$ , 均与额定工况的设计全压值  $P = 381 \text{ Pa}$  相近。

图 7 为额定工况下 10%、50% 和 90% 叶高位置处叶片表面的静压系数  $C_p$  沿相对弦长  $x/b$  的分布。

$$C_p = (P_L - P_{\text{sat\_in}}) / (P_{\text{tot\_in}} - P_{\text{sat\_in}}) \quad (4)$$

式中:  $P_L$ —当地静压, Pa;  $P_{\text{sta\_in}}$ —进口静压, Pa;  $P_{\text{tot\_in}}$ —进口总压, Pa。

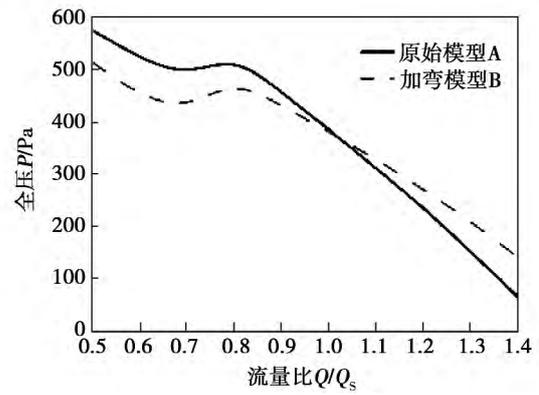


图 5 加弯前后风机全压分布

Fig. 5 The distribution of total pressure of the fans with and without enlarging curved blade

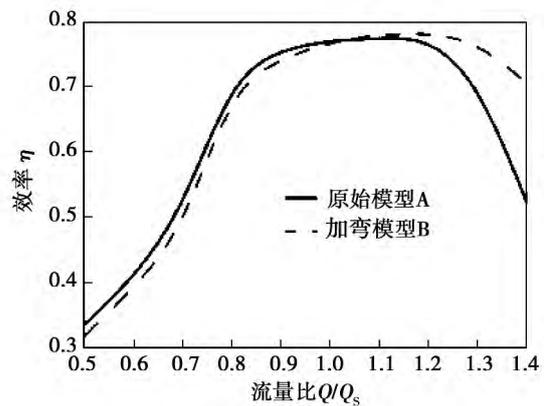


图 6 加弯前后风机效率曲线

Fig. 6 The curve of aerodynamic efficiency of the fans with and without enlarging curved blade

表 2 额定流量下模型 A、B 数值模拟参数值对比

Tab. 2 The comparison of the numerical simulation parameters of the model A and B running with rated flow

模型	流量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	进口静 压/Pa	出口静 压/Pa	进口总 压/Pa	出口总 压/Pa	全压 升/Pa
A	0.018 122 6	-48.5688	298.322	103.63	489.755	386.125
B	0.018 122 6	-46.3936	284.546	104.134	485.808	381.674

从图 7 可以看出, 在额定设计工况下, 模型 B 与模型 A 相比沿叶高叶片表面静压系数相近, 这表明本研究设计的加弯风机模型在降低转速运行时也能达到常规风机模型在较大转速下的气动载荷, 验证了风机降转速设计理论的可行性。综上可知, 从气动性能角度, 降转速模型 B 的设计是可行的。

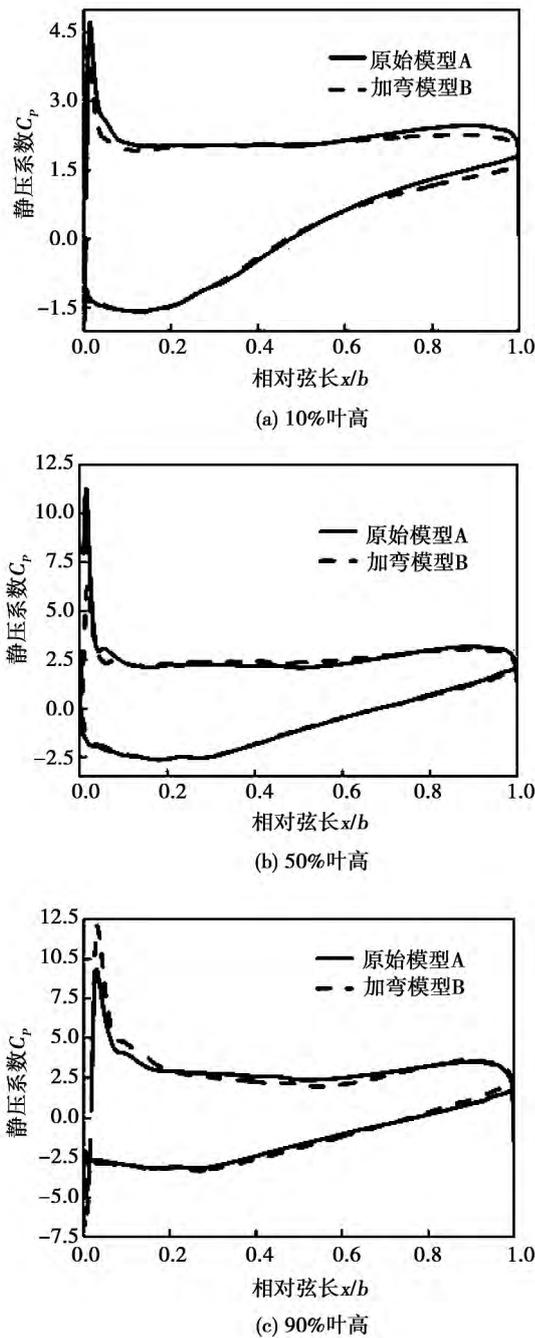


图7 额定工况叶片表面静压系数分布

Fig. 7 Distribution of static pressure coefficient on the blade of the models running with rated flow

## 2 基于加弯叶型设计的风机性能及噪声测试

为了验证加弯设计风机的降噪效果,对原风机A、加弯叶型风机B两个风机的性能与噪声进行了测试和对比分析。实验中轴流风机采用外接电机驱

动,由于设计转速较高,这类高转速、低噪声小功率电机不容易匹配。考虑上述因素,为风机选配的直流无刷电机额定转速为6000 r/min(额定功率50 W),实验时风机A、B分别工作在4500和4000 r/min转速,并将实验结果与半转速条件下的仿真结果进行对比。

根据GB/T 1236-2000<sup>[5]</sup>,实验采用出口侧试验风室。风机性能实验装置如图8所示,该测试台结合辅助风机和电动控制阀两种措施调节流量,以尽可能获得较大的流量范围,流量则通过多喷嘴测定。环境温度与湿度、风室内压强和喷嘴两端的压差由智能压力变送器读取。

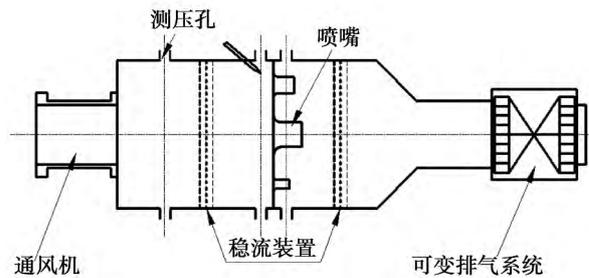


图8 出口侧试验风室装置图

Fig. 8 The equipment drawing of test unit for the fans

实验得到的风机性能曲线与降转速后数值模拟结果对比如图9所示。从图9中可以看出,当 $Q/Q_s > 0.6$ 时,两个模型的数值模拟值与试验值基本吻合,两者之间的误差不大于6%,表明了数值模拟获得的风机性能是可靠的。图10给出了实验获得的风机效率曲线。可以看出,加弯风机的效率有所降低,且最高效率点向小流量方向偏移。在设计流量下,加弯风机的效率减小了4.7%,不过在0.4-0.9倍设计流量范围内,加弯风机的效率与原风机效率基本接近。图9和图10表明加弯改型设计可保证风机在较低转速下获得设计流量和全压,且在较宽的运行范围效率基本不变。因为这种类型的小型轴流风机主要是用在散热方面,经过加弯以后效率有所降低,但若在保持压升不变情况下噪声下降是可取的。在 $Q/Q_s < 0.6$ 时数值模拟结果远大于实验值,误差增大。原因可能在于数值计算时忽略叶顶间隙泄漏、风机内部的大范围流动分离模拟不够准确两个方面。

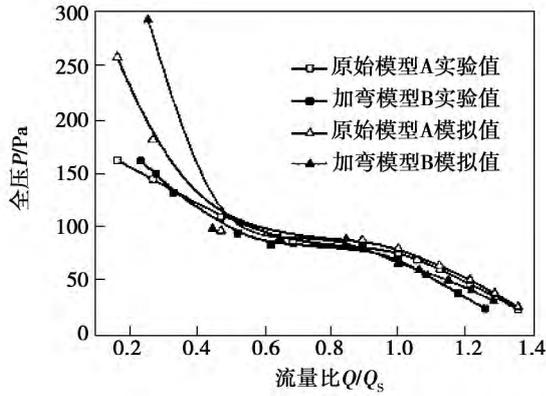


图 9 风机全压的模拟值与实验值对比

Fig. 9 The comparison of the simulation values and the experiment values of the total pressures

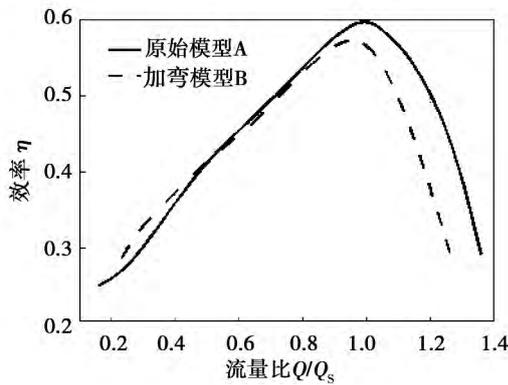


图 10 加弯前后风机效率实验值对比

Fig. 10 The comparison of the experiments values of fan before and after bent

为了验证加弯模型 B 是否有降噪效果,在半消声室中对模型 A、B 进行了噪声测试。本实验半消声室内的四周墙壁及屋顶均装有消声尖劈,消声室的有效空间尺寸为: 3.74 m × 3.34 m × 3.15 m,该消声室的截止频率为 80 Hz,背景噪声为 22.8 dB。实验中用声强/级计 B&K 2270 进行噪声测量,使用附带的 4189 型传声器, A 加权动态范围可达 16.6 - 140 dB。根据标准 GB/T 2888 - 91<sup>[6]</sup>,测点布置在在风扇出口前 1 m 处,测量 1/3 倍频噪声频谱。首先,对电机噪声进行了测量,如图 11 所示,电机噪声主要集中在低频段声压级 50 dB 左右。图 12 给出了两风机模型在额定工况下的噪声频谱图。风扇运行时的噪声大于背景噪声 10 dB 以上且不在电机噪

声频段,基本可以忽略电机自身的噪声对测试结果的影响。从图 12 可以看出,风机模型 B 的声压级低于原始模型 A。模型 A 的加权 A 声级为 65.7 dB,模型 B 为 64.3 dB,即叶轮转速由 4 500 r/min 降低到 4 000 r/min,风机气动噪声降低了约 1.4 dB。从经验式(1)可估算出转速降低 500 r/min,风机噪声可降低约 2.56 dB。这说明加弯设计的风机降噪值没有达到经验公式的预测值,原因可能是经验式(1)中的相似比拟是基于两风机叶型不变的情况下给出的,而本研究所对比的模型 A、B 的叶型不同,不能直接按照经验公式给出的相似理论计算。但 Madison 和 Graham 提出的噪声预测公式给出了降低噪声的方向。

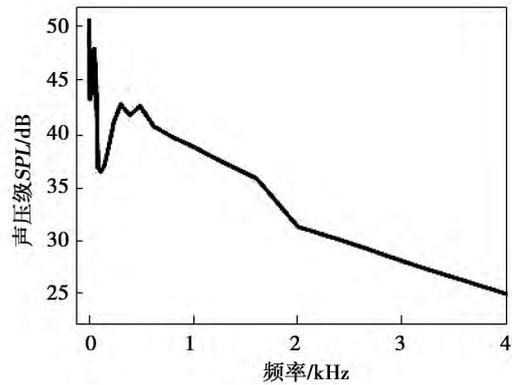


图 11 实验用电机噪声频谱图

Fig. 11 The audio frequency spectrum of the noise of the fan

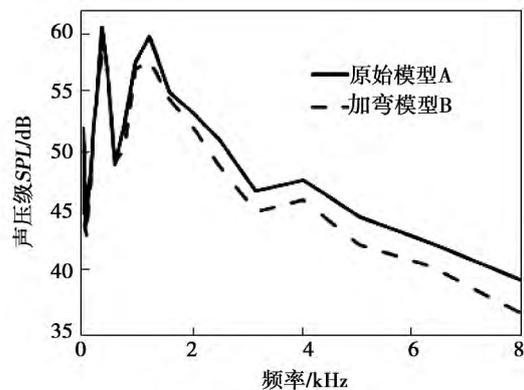


图 12 额定工况下两模型风机噪声频谱图

Fig. 12 The audio frequency spectrums of the noise of two models working fan with rated flow

### 3 结 论

(1) 叶型加弯的方法可以运用到轴流风机的设计之中,使叶片的载荷提高,达到风机在降低转速时保持压升不变的目的。风扇在半转速运行时,  $Q/Q_s > 0.6$  时,两模型性能的模拟值与实验值基本吻合,两者之间的误差不大于 6%。

(2) 在保持风机性能的前提下,由 Madison 和 Graham 提出的噪声预测法可知,通过降低风机的转速来降低气动噪声是可以实现的。并从实验得出,当风机转速由 4 500 r/min 降低到 4 000 r/min 时,风机的噪声降低约 1.4 dB。

#### 参考文献:

[1] 殷海红,昌泽舟. 轴流式通风机的噪声机理及降噪措施[J]. 风机技术 2007 (1): 16 - 17.

YIN Hai-hong ,CHANG Ze-zhou. Principle of axial flow fan noise and methods to reduce noise [J]. Compressor Brower and Fan Technology 2007 ( 1) : 16 - 17.

[2] Gray L M. A review of the physics of axial fan acoustics and aerodynamics with a view ,Noise-Con ,1983.

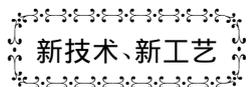
[3] 李庆宜. 通风机[M]. 北京: 机械工业出版社 ,1982. LI Qing-yi. Fanner[M]. Beijing: China Machine Press ,1982.

[4] 王仲奇,秦 仁. 透平机械原理[M]. 机械工业出版社 ,1981. WANG Zhong-qi ,QIN Ren. Principle of turbine[M]. Beijing: China Machine Press ,1981.

[5] GB/T 1236 - 2000. 工业通风机用标准化风道进行性能试验[S]. GB/T 1236 - 2000. Standard method of performance measurement for industrial fan based on wind tube device[S].

[6] GB/T 2888 - 91. 风机和罗茨鼓风机噪声测量方法[S]. GB/T 2888 - 91. Standard method of noise measurement for fan and roots blower[S].

(丛 敏 编辑)



## 新墨西哥着眼于联合循环燃气轮机 - 太阳能光伏发电项目

据《Gas Turbine World》2015 年 5 - 6 月刊报道,科罗拉多的西部能源合伙人 LLC 能源开发公司已宣布它正在推进一项新的能源计划,在新墨西哥州的 Waterflow 附近建造和运行一个独特、创新的 750 MW 电力生产项目。

该现代化的清洁能源中心将由一个 680 MW 燃天然气的联合循环电站和位于同一地点的先进的 70 MW 太阳能光伏发电装置组成,形成在该地区第一个新能源项目。并使该项有独特配置的新能源项目具有了史无前例的运行效率,特别是迅速的跃升率。

该清洁能源中心这个项目取得了现代燃气轮机和太阳能光伏技术中最新的和引人注目的技术进步。并具备该项技术的全部优点。同时也为环境管理设立了新的标准。

该 680 MW 联合循环装置将能够以十分有效和灵活的方式提供基本电力生产,从而提高了间隙可再生能源在该地区的生存能力。此外,可再生的 70 MW 太阳能 PV(光伏)成套电站设备将能够提供附加的最大峰值发电容量,这对用电负荷达到高峰期间系统得以正常运行,起到关键作用。

蒙特利尔的 SNC - Lavalin 工程和建筑公司是担任该项目联合循环成套电站设备的 EPC(工程、采购和施工)的总承包者并支持项目的开发。

该清洁能源公司的新能源项目成功的获得了圣胡安县最健全的天燃气电力基础设施的称号,确立了技术优势的地位。

(吉桂明 摘译)

叶轮出口直径对离心泵流动诱导噪声影响的数值模拟 = **Numerical Simulation of the Influence of the Diameter at the Outlet of an Impeller on the Noise Level Induced by the Flow Inside a Centrifugal Pump** [刊 汉]

MA Zun-ling ,CHEN Er-yun ,GUO Yan-li ,YANG Ai-ling ( Shanghai City Key Laboratory on Multi-phase Flow and Heat Transfer in Power Engineering ,College of Energy Source and Power Engineering ,Shanghai University of Science and Technology ,Shanghai ,China ,Post Code: 200093) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 31( 1) . -93 -98

For the purpose to study the unsteady flow inside a centrifugal pump and radiative noise thus induced ,the large eddy simulation technology involving a slide grid was used to calculate the pulsation pressure inside the volute of a pump and the radial force exerted on the impeller as well as to study the influence of the diameter at the outlet of an impeller on the hydraulic performance ,pressure pulsation ,unsteady forces and radiative noise induced by the flow. The calculation results show that when the diameter at the outlet of the impeller increases from 170 mm to 174 mm , the lift will increase by 4.57% while the efficiency will decrease by 2.08% and the radial force will increase by 41.4%. To increase the diameter at the outlet of the impeller will also result in an increase of the amplitude of the pressure pulsated at the frequencies and harmonic frequency of the blades. The acoustic pressure level in the sound field outside the pump body under the second-order blade frequency will be obviously higher than that under other blade frequencies. With an increase of at the outlet of the impeller in the pump ,the directivity of the outside radiative sound field will remain unchanged ,however ,the acoustic pressure level will also increase accordingly. **Key words:** centrifugal pump ,diameter at the outlet of an impeller ,pressure pulsation ,flow-induced noise

加弯叶型在轴流风机噪声控制中的应用研究 = **Study of the Applications of the Bowed Blade Profile in the Noise Control Over Axial Flow Fans** [刊 汉]

PAN Hong-yu ,YANG Ai-ling ,YOU Jun-jie ,CHEN Er-yun ( Shanghai City Key Laboratory on Multi-phase Flow and Heat Transfer in Power Engineering ,College of Energy Source and Power Engineering ,Shanghai University of Science and Technology ,Shanghai ,China ,Post Code: 200093) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 31( 1) . -99 -104

Under the condition of the diameter of the impeller of a fan being kept unchanged ,a method for bending blade profiles was used to perform a retrofit design of an axial flow fan and the total pressure designed was obtained at a relatively low rotating speed ,thus attaining the design aim of controlling the aerodynamic noise of the fan. According to

the design parameters of the axial flow fan, a fan model with a rotating speed of 9 000 r/min was designed based on the original blade profile and a fan model with a rotating speed of 8 000 r/min was also designed based on a bowed blade profile, both blade profile lifting force coefficients being 0.72 and 1.02 respectively. A study of the flow field and performance of both fans was performed through numerical simulation and tests. It has been found that under the operating condition nearing the design load, the performance of both prototype and bowed blade profile model is basically identical and the error of the total pressure is about 6%. Under the condition of the fan models being operating at the half rotating speeds, the aerodynamic noise of the bowed blade profile fan model will decrease by 1.4 dB as compared with that of the original blade profile fan model while the aerodynamic performance of both fan models is basically kept unchanged. **Key words:** axial flow fan, bowed blade profile, fan performance, noise

低温蒸汽-太阳能双热源 ORC 发电系统热力性能分析 = **Thermal Performance Analysis of a Low Temperature Steam-Solar Energy Dual Heat Source ORC ( Organic Rankine Cycle) Power Generation System** [刊], 汉] YANG Xin-le, DONG Si-han, HUANG Fei-fei ( College of Mechanical Engineering, Liaoning Engineering Technology University, Fuxin, China, Post Code: 123000), ZHANG Bo ( Huayou Industry Company, Liaohe Petroleum Prospecting Bureau, Panjin, China, Post Code: 124010) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2016, 31(1). - 105 - 110

To fully recover the low temperature waste heat steam in the tail end of the mineral reserve hot mining process, proposed was a novel type low temperature steam-solar energy dual heat source ORC system utilizing the heat quantity from solar energy to replenish the apparent heat of the heat source in the preheater to reduce the heat exchange temperature difference. According to the first and second law of thermodynamics, a thermodynamic model for the system in question was established, a program was prepared and an analysis and comparison of the thermal performance of the system were conducted. The calculation results show that to use a supplementary heat source can effectively reduce the heat exchange temperature difference, thus remarkably enhancing the thermal performance of the system. When R245fa is used as the working medium in the dual heat source cycle system, compared with the basic ORC system, to choose a preheater with its temperature difference at the cold end being relatively small in the system can make its exergy efficiency remarkably increase. When the temperature difference at the cold end of the preheater is 30 K and both systems adopt respectively five kinds of cyclic working medium, the thermal performance of the dual heat source systems are all higher than that of the basic ORC system and the thermal performance of the dual heat