

改变蜗壳宽度对离心风机气动噪声影响的 数值计算与试验研究

刘晓良, 祁大同, 马健峰, 袁民建, 邱长安

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 采用基于非定常流场的离心风机气动噪声源数值分析方法,定性分析了改变蜗壳宽度对 T9-19No. 6.3A 离心风机偶极子声源强度的影响。数值计算表明:随着蜗壳宽度的增加,该风机主要的偶极子声源强度逐渐降低。以数值分析为指导,在改变蜗壳宽度的情况下对 T9-19No. 6.3A 离心风机的气动性能和噪声特性进行了试验测量。试验结果表明:在整个变工况范围内,与原风机相比,随着蜗壳宽度的增加,风机的气动性能有所提高,风机的基频噪声有不同程度的降低,在高效点 A 声级降低了约 3-5 dB,而涡流噪声有所增大,但在常用的大流量和中流量工况范围内,风机的噪声特性有所改善。

关键词: 离心风机;气动性能;气动噪声;蜗壳宽度

中图分类号: O42;O35 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2008)11-1429-06

Numerical and Experimental Study on Effect of Volute Width on Aerodynamic Noise of a Centrifugal Fan

LIU Xiaoliang, QI Datong, MA Jianfeng, YUAN Minjian, QIU Chang'an

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: A numerical analysis method was applied to investigate aerodynamic noise sources in an industrial centrifugal fan with forward swept blades and the increased volute width. In this method, a three-dimensional unsteady viscous flow in the centrifugal fan was calculated. The intensity of the dominant aerodynamic noise source was qualitatively obtained according to the static pressure change rate at the dominant field in the vicinity of the volute tongue. Numerical results show that increasing the volute width in a certain range can effectively lower the dipole-type discrete noise source level. Based on the numerical analysis, an experiment was conducted to study the influence of the volute width on the aerodynamic performance and the aerodynamic noise. The experiment results show that the numerical method applied in this work provides a good qualitative prediction of the noise change generated by the dipole source. With the increase of the volute width, the blade passing frequency levels of the modified fans decreased by about 3-5 dB(A) at the best efficiency point, while the broadband noise levels increased slightly. It seems that the overall noise characteristics and the aerodynamic performance can be improved.

Keywords: centrifugal fan; aerodynamic performance; aerodynamic noise; volute width

气动噪声通常是离心风机的主要噪声,它主要一般占有主导地位。由于旋转叶轮出口的非均匀气流包括离散噪声和涡流噪声两部分,其中离散噪声一和蜗壳之间存在强烈的非定常干涉,使得蜗壳表面、

特别是蜗舌区域成为离心风机的主要噪声源区^[1-3],而作用在其上的非定常力是产生离心风机离散噪声的主要原因^[2]。

目前,国内外很多离心风机的降噪研究都着眼于蜗舌处的改进,如改变蜗舌倾角、增加蜗舌间隙等方法^[4-6]。采用这些方法能取得良好的降噪效果,但也容易伴随产生风机气动性能有所下降的问题。因此,寻求既能降低风机气动噪声同时又能保持甚至提高原有气动性能的改进方法,成为风机降噪研究追求的目标之一。文献^[7]通过试验分析了改变蜗壳宽度对离心风机气动性能的影响,但没有研究其对离心风机气动噪声的影响。本文从减小蜗壳上的脉动压力、降低蜗壳上的非定常力出发,采用基于离心风机内部非定常流场的气动声源数值计算方法,并且结合试验测量,同时研究了改变蜗壳宽度对前向离心风机气动噪声和气动性能二者的影响。

1 离心风机主要气动噪声源强度的数值分析

本文以 T9-19No. 6. 3A 前向离心风机为研究对象,其叶轮进口直径 $D_1=246$ mm,叶片出口直径 $D_2=630$ mm,无叶旋转扩压器出口直径 $D_3=725$ mm,叶片数 $Z=12$,叶片进口安装角 $\beta_{1A}=38^\circ$,出口安装角 $\beta_{2A}=126^\circ$,叶轮进口宽度 $b_1=110$ mm,叶轮出口宽度 $b_2=57$ mm。蜗壳宽度 $B=101$ mm,本次计算和试验将蜗壳宽度分别增加了 $\Delta B=5, 10, 15$ mm, $\Delta B=0$ 表示蜗壳原宽度。为了保证风机进风口与叶轮进口之间的配合,试验风机蜗壳的后侧板可以移动,便于在叶轮的轮盘与蜗壳后侧板之间增加蜗壳的宽度(见图 1)。试验转速 $n=1\ 450$ r/min。

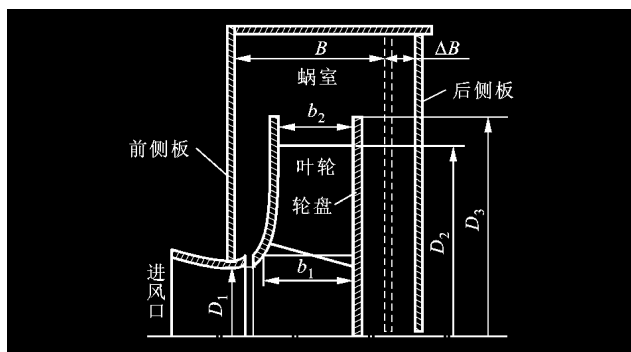


图1 试验风机结构示意图

1.1 离心风机内部三维非定常流场的数值计算

采用 FLUENT 软件计算了 T9-19No. 6. 3A 离心风机内部的非定常流动,目的是判断主要气动噪

声源的位置和声源强度。为适应离心风机内部结构的复杂性,采用多块网格生成方法生成高质量网格。考虑到不同流动区域的重要性不同,对叶轮内部、蜗舌壁面附近的网格节点进行了加密控制和非等距处理。为了准确获取固体表面的压力,在壁面处(比如叶片表面和蜗壳内壁面等)布置了边界层网格。在叶轮进口和旋转扩压器出口 2 个动静元件交接的界面上,采用了滑移网格方法处理。为了提高收敛速度,在进风口和旋转叶轮套接部分忽略了内泄漏流动。各部位的网格节点数见表 1。

表1 蜗壳宽度改变前后风机各通流部分的网格数

编号	$\Delta B/\text{mm}$	网格数			
		进风口	叶轮	蜗壳	总数
1	0	65 280	473 760	244 830	783 870
2	5	65 280	473 760	254 952	793 992
3	10	65 280	473 760	275 196	814 236
4	15	65 280	473 760	285 318	824 358

非定常计算的控制方程采用三维雷诺守恒型 N-S 方程,湍流模型采用 Realizable $k-\epsilon$ 模型,近壁面选取标准壁面函数来处理。由于风机内部流动马赫数很低,认为气体不可压缩且黏性系数为常数。离散方程采用隐式分离方法求解,压力修正采用 SIMPLE 算法,对流项采用二阶迎风格式离散,扩散源项采用二阶中心格式离散,时间项离散采用二阶隐式格式。

由于叶轮叶片沿圆周均布且认为叶轮转速恒定,所以叶轮流道和蜗壳之间的耦合呈周期形式。由于叶轮出口气流的不均匀,会导致叶轮和蜗壳内流场的压力、速度等都成周期性的脉动。为了能在一个较宽的频率范围内分析压力脉动的频率特性,时间步长的选取应该足够小。在本文计算中,非定常时间步长

$$\Delta t = \frac{60}{360n} = \frac{60}{360 \times 1\ 450} = 1.149\ 4 \times 10^{-4} \quad (\text{s}) \quad (1)$$

即叶轮每转 1° 所需的时间,叶轮旋转一周需要 360 个非定常时间步。根据采样定理,理论上可分析的最高频率约为 4 300 Hz。

不改变蜗壳宽度时,试验风机最高效率点对应的流量为 $Q_{\text{IEP}} = 50.82$ m³/min,本文选取大 ($1.3Q_{\text{IEP}}$)、中 (Q_{IEP})、小 ($0.7Q_{\text{IEP}}$) 3 个流量,在改变蜗壳宽度的情况下分别对风机内部的非定常流动进

行了计算. 依据流量计算管道进口速度,并给出风机进口速度边界条件,且假设进口速度均匀分布. 由于风机出口为气压,给定出口压力边界条件,设定出口静压为标准大气压. 壁面采用无滑移条件. 风机的计算网格模型如图 2 所示.

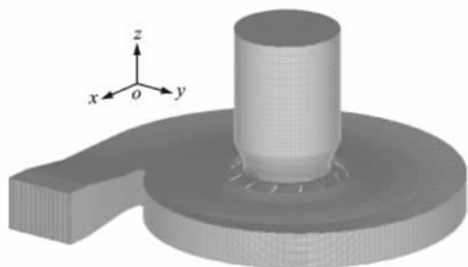


图 2 风机计算网格模型

1.2 非定常流场数值计算的结果及分析

Neise 指出,偶极子声源是离心风机的主要声源,在频谱上表现为离散噪声^[8]. 根据声学波动方程,在仅考察远声场时,静止偶极子声源的表达式可以写成

$$\gamma(y, \tau) = -\frac{\partial F_i}{\partial x_i} = \frac{x_i - y_i}{rc_0} \frac{\partial F_i}{\partial t} = \frac{x_i - y_i}{rc_0} \frac{\Delta S_i \partial p}{\partial t} \quad (2)$$

式中: x_i 为观察点坐标; y_i 为源点坐标; c_0 为声速; r 为观察点与源点之间的距离; t 为接受时间; τ 为延迟时间; ΔS_i 为压力 p 所占微元面积在 i 方向的分量. 气动声源对远声场的贡献取决于 $\frac{(x_i - y_i)}{Rc_0}$ 、 ΔS_i

和 $\frac{\partial p}{\partial t}$,在这些量中,只有静压的变化率 $\frac{\partial p}{\partial t}$ 是随时间变化的,而且量级比其他项大很多,是决定声源强度大小最主要的量. 因此,本文以 $\partial p / \partial t$ 作为声源强度的主要识别参数.

运用三维非定常流场数值计算的结果,采用 FW-H 计算模型对离心风机的噪声强度进行预测^[1-2]. 由于篇幅的限制,并且考虑到蜗舌区域是离心风机的主要噪声源区^[1-3],本文仅给出在中流量 (Q_{HP}) 下、蜗壳宽度改变前后蜗舌部位 $\partial p / \partial t$ 均方根值的对比云图. 从图 3 中可以很直观地看到,随着蜗壳宽度的增加蜗舌部位的偶极子声源强度逐渐下降,而声源强度的减弱必将导致离散噪声的降低.

2 离心风机试验的装置和方法

为了对上面的计算结果进行验证并进一步研究改变蜗壳宽度对离心风机气动性能和噪声的综合影响,对 T9-19No. 6.3A 离心风机进行了试验测量. 试验在西安交通大学流体机械国家专业实验室的消声室内进行,试验装置和噪声测点布置见图 4. 试验按照中华人民共和国国家标准《GB/T1236-2000 通风机空气动力性能试验方法》和《GB/T2888-91 风机和罗茨鼓风机噪声测量方法》进行.

针对不同的蜗壳宽度,试验时使用同一进风口、进气管道、叶轮、电机和变频器,蜗壳宽度可以按照图 1 所示进行手动调节. 噪声测量使用 LMS 公司

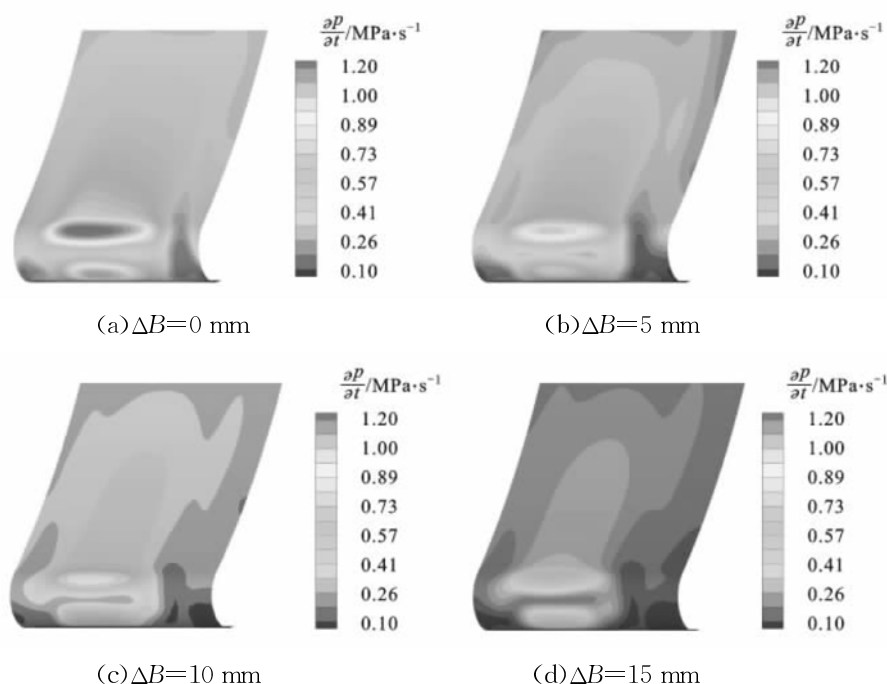


图 3 蜗壳宽度改变前后蜗舌部位的偶极子声源强度对比

的声学测量及分析系统完成,该系统包括硬件部分和软件部分.其中硬件部分包括:LMS SCADAS III Front-End (DIFA 数据采集前端);PCB 公司 377A02 型声压传感器和 426D01 型声压传感器前置放大器;CAL200 声传感器校准器,传感器通过 30 英尺电缆线与 DIFA 数据采集前端相连;Dell 笔记本电脑(2GHz CPU,1GB RAM,80GB SCSI 硬盘).软件使用的是 LMS Date Acquisition & Analysis software(数据采集和分析软件包)中的 LMS Test,Lab Spectral Acquisition 噪声分析模块.试验中,使用 1/24 倍频程进行现行声压级的测量,然后转化为 A 声压级,采集和分析的频率范围为 200~20 000 Hz.

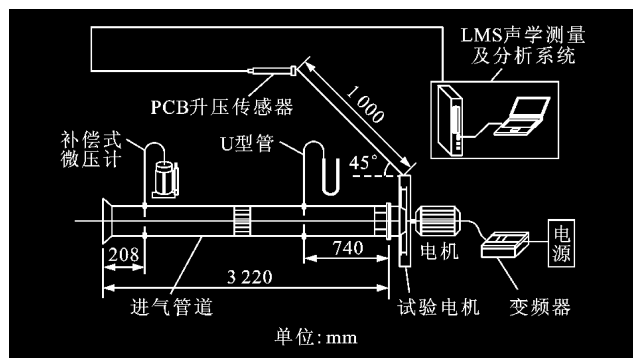


图4 风机试验台示意图

3 试验结果分析

试验所得气动性能如图5所示.试验表明:风机的全压和内效率随着蜗壳宽度的增大而有所提高.蜗壳宽度增量 $\Delta B=15$ mm时,风机在整个变工况范围内的气动性能相对最好,风机全压提高了约30~70 Pa,效率提高约0.5%~2.5%.

图6表明,与原风机($\Delta B=0$ mm)相比,蜗壳宽度增大后,噪声在大流量区域均有不同程度的下降,在小流量区域则都略有增加.在蜗壳宽度增量 $\Delta B=15$ mm时,降噪效果相对较好.在原风机最高效率点对应的流量为 $Q_{\text{BEP}}=50.82$ m³/min处,其A声级下降约2 dB;在原风机的最大流量处,A声级下降约3.5 dB.尽管在小流量区域噪声都有所增加(A声级最大不超过1.5 dB),但从总体考虑,随着蜗壳宽度的增加,风机的噪声特性有所改善.

试验风机离散噪声的频率为

$$f = \frac{nZ}{60} i \quad (3)$$

式中: $i=1,2,3\cdots$ 表示谐波次数, $i=1$ 对应基频值.

增加蜗壳宽度后,在整个工况范围内,基频的峰值都有所降低,如图7所示.蜗壳宽度增量 $\Delta B=$

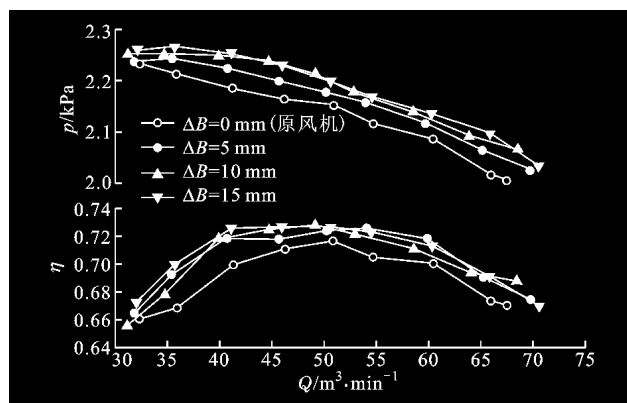


图5 全压与效率随流量变化的曲线

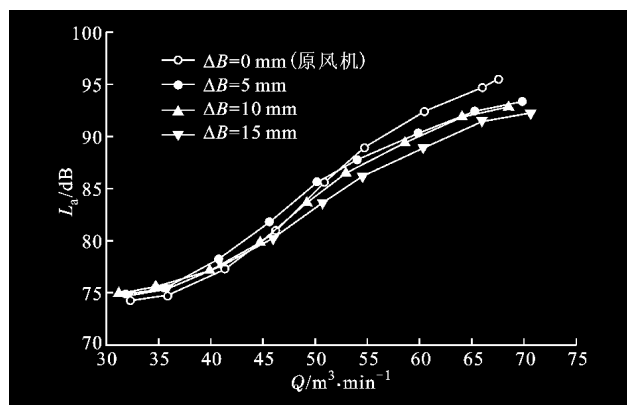


图6 风机噪声性能对比

15 mm的基频(290 Hz)峰值下降得最大,在最高效率点附近,A声级下降约有5 dB,在 $\Delta B=5$ mm和 $\Delta B=10$ mm时的A声级也下降了约3~4 dB.试验测得的基频噪声变化趋势与数值分析的结果一致.

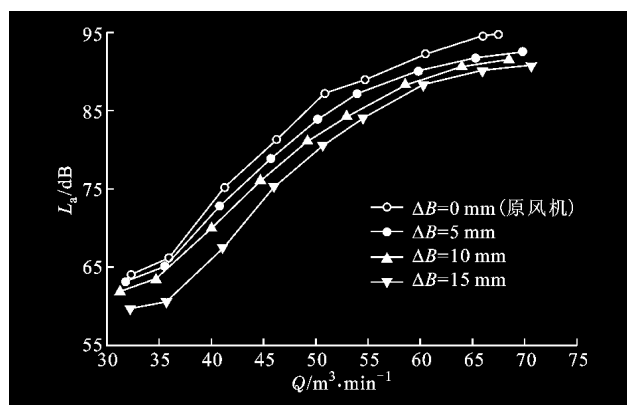


图7 不同流量下基频噪声的A声级

图8为改变蜗壳宽度后的风机与原风机在大($1.3Q_{\text{BEP}}$)、中(Q_{BEP})、小($0.7Q_{\text{BEP}}$)3个流量下试验测量的噪声频谱对比图.从图中可以明显看出,在3种不同流量下,随着蜗壳宽度的增大,对应基频290 Hz和二次谐波580 Hz处的峰值都有不同程度的降低,但高频区域的涡流噪声却都有所增大.流量越小、蜗壳宽度增量越大,涡流噪声相对增加得就越

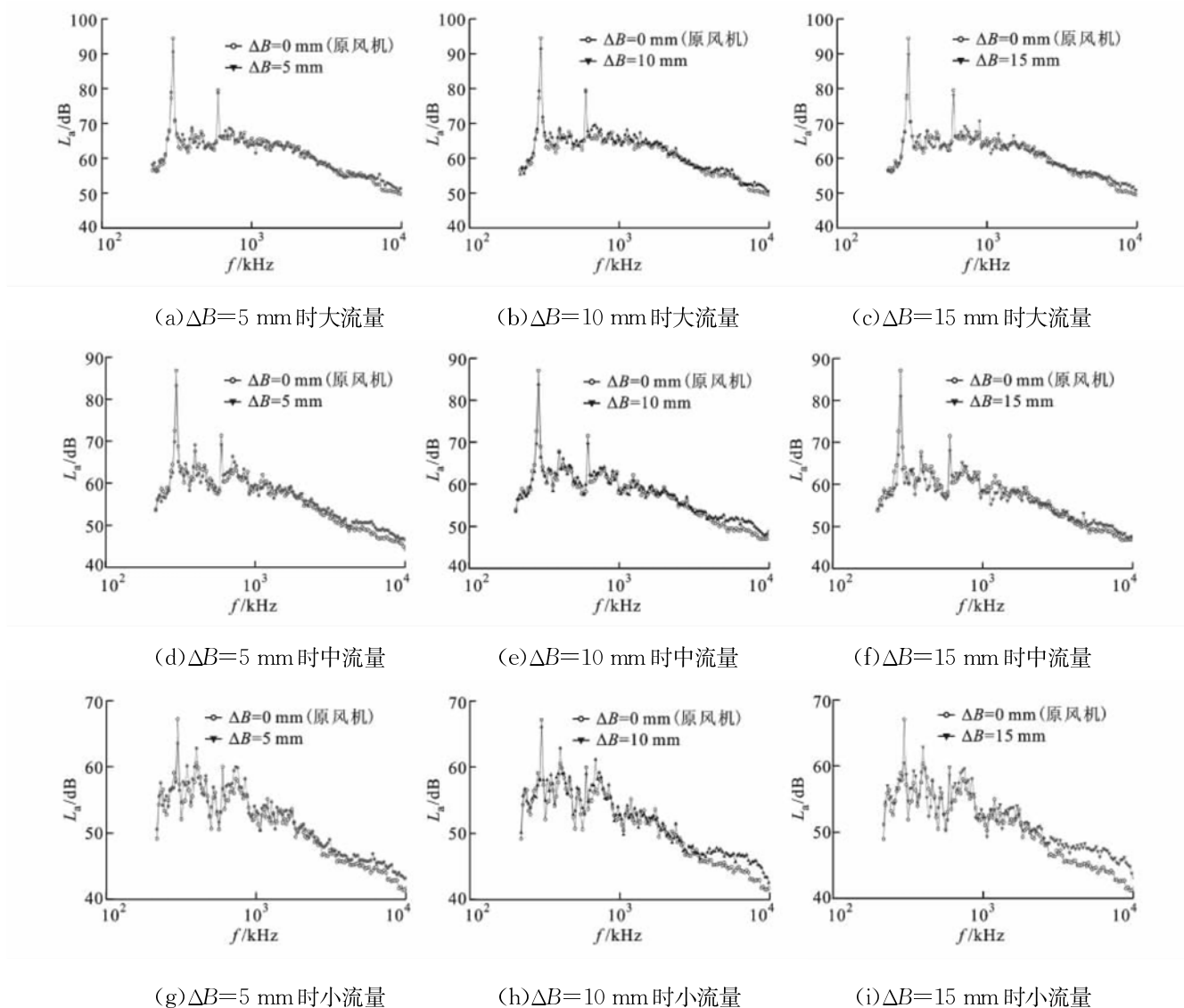


图 8 不同蜗壳宽度下试验测量的噪声频谱图对比

明显. 在小流量下, 基频和其二次谐波的声压级已经与涡流噪声的声压级很接近, 涡流噪声对总声压级的贡献也越来越大. 这也就是图 6 中蜗壳宽度增加时, 与原风机相比, 大流量下总 A 声级降低而小流量下总 A 声级增高的原因.

4 结 论

(1) 将本文采用的数值分析方法应用于以离散噪声为主要噪声的离心风机的降噪改进是可行的. 该方法虽然不能定量给出离心风机噪声的大小, 但能够定性预测离心风机离散噪声的变化趋势, 且由于省去了复杂的声场计算, 工作量相对较小, 能缩短开发周期, 降低试验成本, 故可为从事风机噪声控制研究的同行们提供参考.

(2) 传统的离心风机蜗壳设计方法在一定程度上需要依赖设计者的经验, 而且仅仅考虑了风机的

气动性能而没有考虑风机的噪声特性, 因此这样设计出来的蜗壳不一定能使风机达到其最佳性能. 本文工作表明, 从节能和环保的需要出发, 传统蜗壳设计方法应该被进一步改进, 而且对于目前已投入应用的许多离心风机, 也都有可能通过蜗壳的改进而进一步提高其总体性能.

(3) 本文工作还表明, 寻求蜗壳的最佳宽度是提高离心风机的气动性能并降低风机气动噪声的方法之一, 且在降低风机噪声的同时有可能保持甚至提高风机的原有气动性能.

参考文献:

- [1] LIU Qihong, QI Datong, MAO Yijun. Numerical calculation of centrifugal fan noise [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Journal of Mechanical Engineering Science, 2006, 220(8): 1167-

- 1178.
- [2] 刘秋洪. 离心通风机气动噪声数值分析方法的研究及工程应用[D]. 西安:西安交通大学能源与动力工程学院, 2007.
- [3] 毛义军, 祁大同, 刘秋洪. 基于非定常流场的离心风机气动噪声分析[J]. 西安交通大学学报, 2005, 39(9): 123-127.
- MAO Yijun, QI Datong, LIU QiuHong. An Analysis of the aeroacoustic source and noise type of a centrifugal fan based on the unsteady flow [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2005, 39(9): 123-127.
- [4] 李栋, 顾建明. 阶梯蜗舌蜗壳的降噪分析和实验[J]. 流体机械, 2004, 32(2): 86-88.
- LI Dong, GU Jianming. Practice and analysis to reduce the fan noise with step-tongue volute [J]. Fluid Machinery, 2004, 32(2): 86-88.
- [5] NEISE W. Review of noise reduction methods for centrifugal fans [J]. ASME Journal of Engineering for Industry, 1982, 104(5): 381-399.
- [6] NEISE W. Noise reduction in centrifugal fans: a literature survey [J]. Journal of Sound and Vibration, 1976, 45(3): 375-403.
- [7] 曹淑珍, 储连富. 风机叶轮与蜗壳合理匹配的试验研究[J]. 流体机械, 1991, 19(10): 2-4.
- CAO Shuzhen, CHU Lianfu. An experimental investigation on reasonable matching of the impeller and casing of the centrifugal fan [J]. Fluid Machinery, 1991, 19(10): 2-4.
- [8] NEISE W. Review of fan noise generation mechanisms and control methods [C]//Proceedings of Fan Noise Symposium, Senlis, France: CETIAT, 1992: 45-56.

(编辑 王焕雪)