

离心风机基频气动偶极子噪声的数值研究

蔡建程, 祁大同, 卢傅安, 唐囡, 汤宏涛

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 运用计算流体动力学技术及声比拟理论研究了离心风机 3 个不同流量下蜗壳及叶片表面偶极子声源产生的基频噪声. 风机内部三维瞬态流场由计算流体动力学模拟得到. 根据气动声学的 FW-H 方程对蜗壳内表面提取偶极子声源, 对于叶片噪声利用 Lowson 公式进行建模. 为了使计算模型更符合实际, 建立了以蜗壳为界的内外声学直接边界元模型, 使用多区域声学边界元模型, 考虑蜗壳对声传播的散射作用, 内部噪声通过蜗壳的进出口传播到风机外部. 结果表明: 在非定常流场中, 蜗壳表面的压力波动以基频为主, 而叶片上的压力波动并没有明显的基频分量; 蜗舌是基频噪声的最主要声源; 随着流量变大, 蜗壳辐射的噪声急剧增加; 由叶片产生的偶极子基频噪声比蜗壳小, 特别是在大流量工况下.

关键词: 离心风机; 基频; 噪声; 偶极子声源

中图分类号: TH43 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2009)11-0066-05

Numerical Study on Blade-Passing Frequency Noise of Aerodynamic Dipole in a Centrifugal Fan

CAI Jiancheng, QI Datong, LU Fu'an, TANG Nan, TANG Hongtao

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

Abstract: The computational fluid dynamics (CFD) technique combined with the acoustic analogy theory is employed to study the blade passing frequency (BPF) noise caused by the volute casing surface dipole and the blade rotating dipole in a centrifugal fan. A 3D unsteady turbulent internal flow is obtained by CFD at three different flow rates. The volute surface dipole is extracted based on the FW-H equation and the blade noise is modeled by the Lowson's formula. The multi-domain direct boundary element method is applied to study the noise propagation including the interior acoustic problem and the exterior acoustic problem, and these two models established are coupled together at the casing inlet and outlet openings. It is considered that the interior noise will spread outside through the casing openings by the sound scattering effect of the casing. The results show that the pressure fluctuation on the casing surface had the clear BPF component while there was no obvious BPF fluctuation on the blade. The volute tongue was the main contributor to the BPF fan noise. In addition, the casing noise strength was increased dramatically with the flow rate and the BPF blade noise was smaller than the casing noise, especially at large flow rates.

Keywords: centrifugal fan; blade passing frequency; noise; dipole source

离心风机作为通用机械广泛应用于国民生产中, 其噪声问题得到了广泛的研究. 通常把风机噪声

分为气动噪声和结构振动噪声. 旋转机械中通常有明显的离散噪声, 尤以基频噪声为主^[1-4]. 研究表明,

小型离心风机的振动噪声比气动噪声小^[5-7]. 本文主要研究离心风机的气动基频噪声.

非定常可压缩 Navier-Stokes 方程描述了气动声源及声传播现象,但直接进行数值模拟目前存在很多困难^[8],通常直接法研究的对象具有比较简单的几何形状和流动状态. 目前,工程中计算气动声学使用较广的是混合(Hybrid)方法:CFD(计算流体动力学)+Kirchhoff 方法;CFD+Lighthill 声比拟理论^[9]. Lighthill 声比拟理论的优点是声源具有物理意义,有助于了解噪声的产生机理. Lighthill 声比拟理论的思想是:在远离流动强烈的地方,流动小扰动量的传播由波动方程控制;声源从流动强烈区域中建模得到. 这样,噪声产生过程在数学上简化成研究静止声媒介中的声传播,流动的效应由声源替代^[10]. 这意味着可以把气动声的数值模拟分解成两步:利用 CFD 求解湍流场;基于 CFD 得到的流动信息,定义等价的声源,进而进行声辐射计算.

由于计算机硬件及数值计算技术的迅速发展,数值求解离心叶轮机械气动噪声的研究不断涌现. Thompson 等人^[11]利用 PIV 流场测量技术及 Howe 推导的涡声波动方程^[12],计算了由蜗舌附近的涡量产生的自由场声辐射. Jeon 等人^[13]用离散涡方法(DVM)计算得到离心叶轮的非定常流场,然后利用 Lowson 公式计算了叶轮的声辐射,随后指出不考虑机壳散射效果的自由场声辐射的不足,在叶轮旁边放置一块楔子以模拟蜗舌对流动及声场的影响^[14]. Langthjem 等人^[15]也利用离散涡方法及 Lowson 公式计算了离心泵中的二维流场及声场. 近年来,用基于 Reynolds 平均的 N-S 方程(URANS)或大涡模拟(LES)的方法求解叶轮机械内部非定常流场已经可以实现,这就为声学模拟提供了更准确的流场信息. Younsi、Liu 和 Ballesteros-Tajadura 等人^[16-18]从离心风机内部非定常流场的数值计算入手,利用声比拟理论在时域内研究了风机的气动噪声.

Neise^[19]总结出对于中小型风机,分布在动叶、静叶及机壳表面的偶极子是主要噪声源. 本文在频域内研究基频下由蜗壳偶极子及叶片旋转偶极子产生的声辐射问题,研究方法如下:利用 CFD 技术数值模拟了 3 个流量(高效点流量 Q_{BEP} 、 $1.3Q_{BEP}$ 和 $1.8Q_{BEP}$)下风机内部的三维瞬态流场;提取蜗壳内表面的偶极子声源,通过内外耦合的多区域直接边界元法计算其辐射声场;对于叶片噪声,由 Lowson 公式建模. 使用多区域边界元法的一个优点是可以

模拟蜗壳对投射声的散射作用. 文献[16-18]在计算风机外部场点声压时,使用波动方程的自由场 Green 函数进行直接积分,忽视蜗壳的声散射效果. 事实上,由于机壳材料相比于空气具有极大的声学阻抗,机壳可以作为声学硬边界处理,它会对内部声向外界的传播产生很大的影响. 因此,本文采用文献[20]的方法考虑蜗壳的散射效果,详细研究了不同流量工况下蜗壳及叶片偶极子声源向外辐射的基频噪声.

所研究的风机为 T9-19No. 4A 型,叶轮直径 $d=400$ mm,叶片数 $B=12$,额定转速 $N=2\ 900$ r/min,基频为 $580(2\ 900 \times 12/60)$ Hz. 根据国家标准 GB/T 2888-91 中风机和罗茨鼓风机噪声测量方法,在西安交通大学流体机械专业实验室的半消声室中对该风机噪声频谱进行了测量. 测点放置在距离风机出口 1 m 处,偏离出口管轴线 45° . 图 1 为 3 个不同流量下噪声的 1/24 倍频程谱图. 从图中可以看出,基频噪声分量最为突出,是风机的主要噪声,且随着流量的增加基频噪声迅速提高.

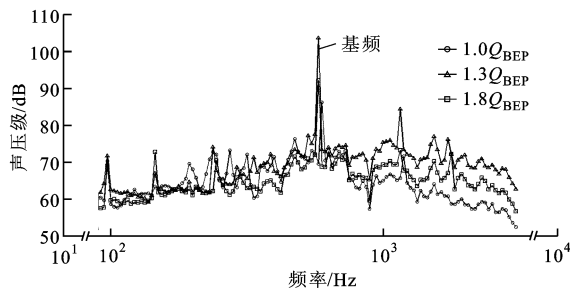


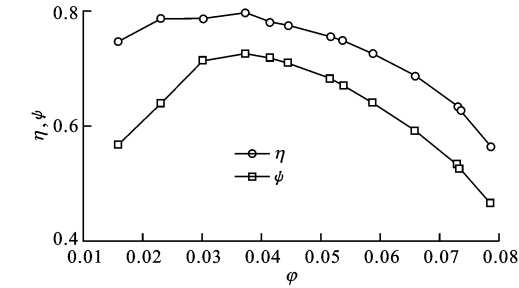
图 1 风机噪声频谱图

1 风机内部瞬态流场的数值模拟

该风机 Mach 数比较小, $Ma=0.179$, 内部流动可以看作是不可压缩的. 连续方程联合动量方程可以独立于能量方程求解. 由于压升较低, 认为内部流动是等温的. 由于 Reynolds 数大, 风机内流是典型的三维湍流, 所以需要求解非定常 Reynolds 时均 N-S 方程. 在 ANSYS CFX 中用六面体网格来描述风机的进口段, 叶轮及蜗壳区域的网格数约为 160 万. 进口设为压力边界条件(0 Pa), 用以模拟风机从大气中吸气, 出口设置为质量流量边界条件. 采用 $k-\epsilon$ 湍流模型, 近壁面流体区域使用壁面函数法处理.

首先进行定常流动模拟, 再以这个定常结果作为非定常流动模拟的初始条件进行瞬态模拟. 叶轮

旋转一周分成 512 个时间步, 1 个时间步为 0.040 41 ms. 计算稳定后开始采样, 共采集两周数据. 图 2 显示了数值模拟得到的风机性能曲线.



流量系数 $\varphi=Q/(d^2 u_2 \pi/4)$, Q 是体积流量 (m^3/s), u_2 是叶轮出口周向速度; 压力系数 $\psi=p_t/\rho u_2^2$, p_t 是总压升, ρ 为密度; η 为全压效率
图 2 风机性能曲线

图 3 和图 4 为高效点流量下某时间步蜗壳表面及某一叶片表面的静压分布图. 蜗壳静压沿径向增大, 而在蜗舌附近压力分布很不均匀. 叶片表面压力沿叶道流线方向增大. 图 5 和图 6 为 3 个流量下蜗

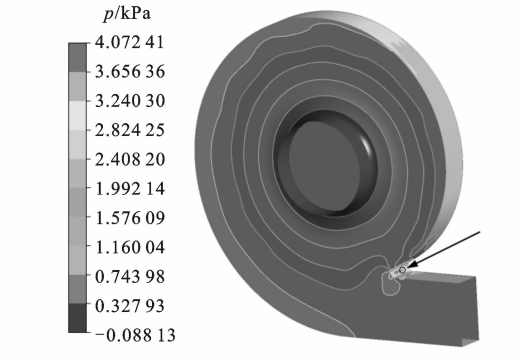


图 3 蜗壳静压分布

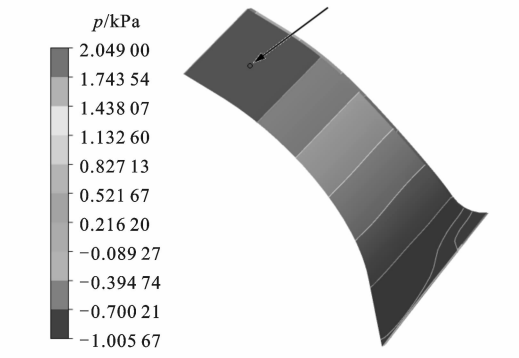


图 4 叶片静压分布

舌和叶片上的 2 个压力监测点的压力波动图(监测点位置如图 3 和图 4 中的箭头指向所示). 可以看出, 蜗舌表面压力波动形状有明显的基频分量, 叶轮

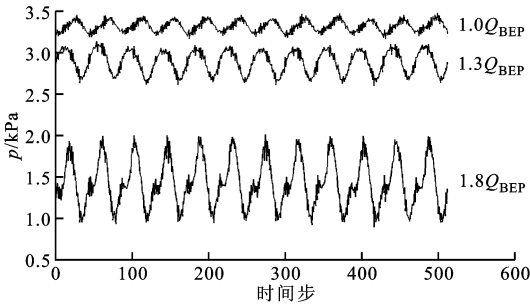


图 5 蜗舌处监测点压力波动

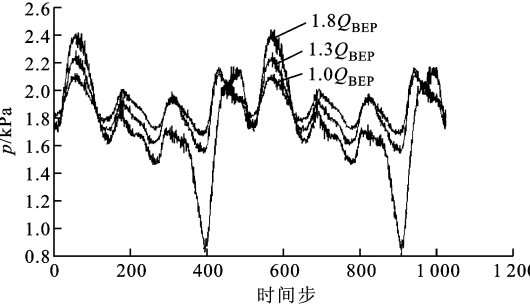


图 6 叶片上监测点压力波动

转一周有 12 个峰, 蜗壳内壁面处的波动也是以基频为主, 只是幅度比蜗舌处的小. 叶片表面压力波动变化比较缓慢, 一周内有 4 个较大的峰(旋转频率的 4 次谐波分量较大), 而没有明显的基频波动.

2 蜗壳气动偶极子基频噪声

声比拟理论最初由 Lighthill 提出, 后经 Curle、Ffowcs-Williams 和 Hawkings 推广^[21]. 广义 Lighthill 理论由 FW-H 方程描述

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 p'}{\partial x_i^2} = \frac{\partial^2 \mathbf{T}_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_i} (p_{ij} \mathbf{n}_j \delta(f)) + \frac{\partial}{\partial t} (\rho_0 v_j \mathbf{n}_j \delta(f)) \quad (1)$$

式中: $p'=p-p_0$ 为波动压力(声远场时等于声压); c 为声速; t 为时间; x_i 为空间坐标, v_i 为流体速度; $\mathbf{T}_{ij}=\rho v_i v_j + ((p-p_0)-c^2(\rho-\rho_0))\delta_{ij}-\tau_{ij}$ 称为 Lighthill 张量; $\mathbf{n}_j$ 为物体表面法矢量分量; ρ 和 ρ_0 分别为流体密度与平均密度; τ_{ij} 为黏性应力张量; $\delta(f)$ 为 Dirac 函数(用以描述物体表面的即时位置); $p_{ij} \mathbf{n}_j$ 是物体作用给流体的单位面积法向力, $p_{ij}=(p-p_0)\delta_{ij}-\tau_{ij}$, δ_{ij} 是 Kronecker 符号. 式(1)右端第 1 项包括 Lighthill 张量, 是四极子源, 第 2 项是偶极子源, 第 3 项是单极子源, 由物体非定常排开流体引起.

如果只考虑偶极子源项, 在高 Reynolds 数下

p_{ij} 简化成 $(p - p_0)\delta_{ij}$, 对式(1)两边进行 Fourier 变换, 得到频域的 Helmholtz 方程

$$(\nabla^2 + k^2)p' = \frac{\partial}{\partial x_i}((p - p_0)n_i\delta(f)) \quad (2)$$

式中: 波数 $k = \omega/c$. 对于像蜗壳这样的静止物体, 利用自由空间的 Green 函数

$$G(\mathbf{r}_o, \mathbf{r}_s) = \frac{e^{-jk|\mathbf{r}_o - \mathbf{r}_s|}}{4\pi|\mathbf{r}_o - \mathbf{r}_s|} \quad (\text{三维}) \quad (3)$$

可以得到辐射声压

$$p'_{\text{inc}}(\mathbf{r}_o) = \iint_S P(\mathbf{r}_s) \frac{\partial G(\mathbf{r}_o, \mathbf{r}_s)}{\partial n} dS(\mathbf{r}_s) \quad (4)$$

式中: $\mathbf{r}_o, \mathbf{r}_s$ 分别代表场点和源点的位置矢量; $P(\mathbf{r}_s) = -(p - p_0)$ 是边界上的流体压力, 构成表面偶极子源。

本文使用多区域直接边界元法计算蜗壳内表面偶极子源辐射的声场, 表面声压和法向速度是直接边界元的主变量. 在 LMS SYSNOISE 中创建了内外边界元声学模型, 分别代表蜗壳内外声场, 通过蜗壳的进出口将其耦合起来. 同时, 认为蜗壳是完全刚性, 这样蜗壳表面的投射声 p'_{inc} 和散射声 p'_{sca} 满足壁面的法向速度为 0. 总声场是投射声和散射声的叠加. 将由 CFD 得到的表面压力波动插值到内声学模型的蜗壳表面上, 经 Fourier 变换得到压力波动基频分量(基频偶极子声源). 图 7 是高效点流量下蜗壳表面的偶极子声源强度分布, 从图中可以看出, 蜗舌表面基频压力波动很大, 是最主要的声源, 叶轮出口附近的蜗壳内表面有较强声源. 图 8 是外声场

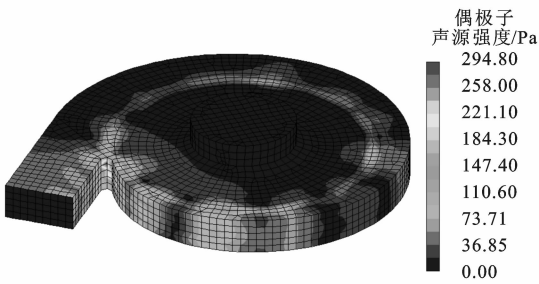


图 7 蜗壳内表面偶极子声源强度分布

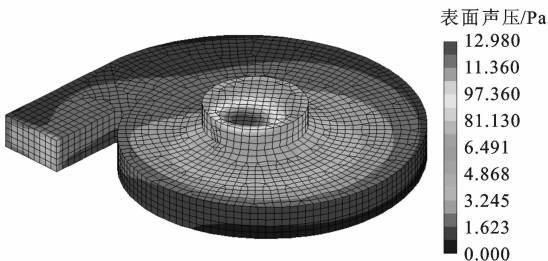


图 8 外声学边界元模型的表面声压(蜗壳噪声)

边界元网格上的表面声压分布, 从图中可以看出, 在该工况下蜗壳偶极子产生的内部声要从蜗壳的进口传出. 在蜗壳外面距其几何中心 1 m 处创建一个球面场点网格, 用以观察声压分布以及计算透过它的声功率. 表 1 列出了通过该球面网格的声功率及其上的最大声压.

表 1 蜗壳偶极子声源的声功率及最大声压

	1.0 Q_{BEP}	1.3 Q_{BEP}	1.8 Q_{BEP}
声功率/mW	2.198	8.392	19.72
最大声压/dB	87.6	94.1	97.6

3 叶片基频噪声

只考虑运动偶极子源, FW-H 方程的时域解为

$$p'_{\text{inc}}(\mathbf{r}_o, t) = -\frac{1}{4\pi} \iint_S \frac{r_i}{cDr^2} \frac{\partial}{\partial \tau} \left(\frac{F_i}{D} \right) dS \quad (5)$$

式中: $r = |\mathbf{r}_o - \mathbf{r}_s|$; $F_i = p_{ij}n_j$ 是物体作用给流体的力; $D = |1 - M_r|$ 是 Doppler 放大因子, $M_r = M \cdot \mathbf{r}/r$ 代表运动声源在观察者方向上的 Mach 数. 叶片作用给流体的力是以叶轮旋转周期为周期, 所以可以用周期函数的 Fourier 级数展开

$$\phi(\mathbf{r}_o, m) = \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} \phi(\mathbf{r}_o, t) e^{im\omega t} dt \quad (6)$$

方程(5)可以转化为

$$p'_{\text{inc}}(\mathbf{r}_o, m) = \frac{im\omega^2}{8\pi^2 c} \iint_S \int_0^{2\pi/\omega} \frac{r_i F_i}{r^2} e^{im\omega(\tau + \frac{r}{c})} d\tau dS \quad (7)$$

式中: i 是虚数单位; ω 是叶轮的旋转角速度. 图 9 示意了叶片坐标系, 偶极子源 $\mathbf{F}$ 绕 e_3 以角速度 ω 旋转, $\mathbf{F}$ 和 $\mathbf{r}$ 可以分解成径向、切向和轴向 3 个分量. 为便于数值计算, 将下式代入式(7)进行展开

$$e^{-iz\cos\beta} = \sum_{m=-\infty}^{\infty} (-i)^m m J_m(z) e^{-im\beta} \quad (8)$$

式中: $J_m(z)$ 是第一类 Bessel 函数. 进一步认为各叶片压力波动时间历程相同, 最终可以得到叶片噪声的 Lowson 公式^[21-22]

$$p'_{\text{inc}}(\mathbf{r}_o, nB) = \frac{inB^2\omega}{4\pi cr_o} e^{inB(r_o/c)} \iint_S \sum_{m=-\infty}^{\infty} e^{i(nB-m)(\varphi-\pi/2)} \cdot \{i\sin\theta J'_{nB-m}(k_n r_s \sin\theta) F_r(m) + [\cos\theta F_a(m) - \frac{nB-m}{nBM_{rs}} F_t(m)] J_{nB-m}(k_n r_s \sin\theta)\} dS \quad (9)$$

式中: B 是叶轮叶片数; $k_n \equiv n\omega/c$; $(F_r(m), F_t(m), F_a(m))$ 是对应径向、切向和轴向力的频域第 m 次 Fourier 系数(可由式(6)计算得到); $M_{rs} = r_s\omega/c$ 为

声源旋转 Mach 数; $n=1$ 时对应基频. 由式(9)可以看出,即使叶片作用于流体的力是定常的,即只有系数($F_r(0)$ 、 $F_t(0)$ 、 $F_a(0)$)非 0,也会有叶片噪声产生,这就是 Gutin 理论^[21].

把叶片截分成 10 部分,对这个叶片的压力波动时间历程按各部分进行面积分得到对应的 3 个方向时域力,Fourier 变换后得到系数($F_r(m)$ 、 $F_t(m)$ 、 $F_a(m)$),再由式(9)得到叶片自由场投射声,最后由多区域边界元法得到叶片噪声声辐射,计算结果见表 2. 图 10 显示了高效点流量下外声场边界元网格上的表面声压分布,从图中可以看出,在该工况下叶片偶极子产生的内部声主要从蜗壳的出口传出. 与蜗壳产生的噪声进行对比,发现叶片基频噪声比蜗壳基频噪声小很多.

表 2 叶片偶极子声源的声功率及最大声压

	1.0 Q_{BEP}	1.3 Q_{BEP}	1.8 Q_{BEP}
声功率/mW	0.331	0.535	1.251
最大声压/dB	80.7	81.8	86.9

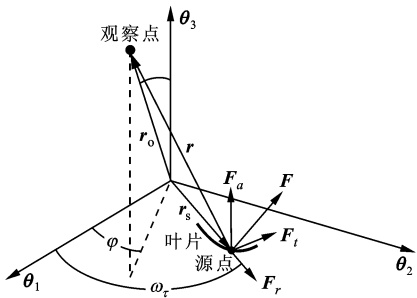


图 9 叶片坐标系

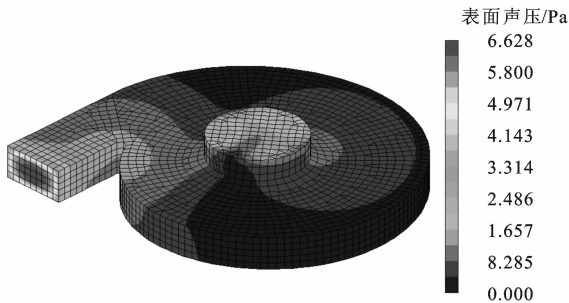


图 10 外声学边界元模型的表面声压(叶片噪声)

4 结 论

本文运用 CFD 技术联合 Lighthill 声比拟理论研究了离心风机 3 个流量下由蜗壳以及叶片的偶极子声源产生的基频噪声(声源),使用多区域声学边界元模型,考虑了蜗壳的声散射效果,内部的声音从

蜗壳进出口传播到外界(传播途径),得到以下结论.

- (1)非定常流场中,蜗壳表面的压力波动以基频为主,而叶片上的压力波动并没有明显的基频分量.
- (2)蜗舌是基频噪声的最主要声源.
- (3)随着流量的增大,蜗壳辐射的基频噪声迅速增加.
- (4)由叶片产生的偶极子基频噪声比蜗壳小,特别是在大流量工况下.

参考文献:

[1] NEISE W. Noise reduction in centrifugal fans: a literature survey [J]. Journal of Sound and Vibration, 1976, 45(3): 375-403.

[2] OHTA Y, OUTA E, TAJIMA Y. Evaluation and prediction of blade-passing frequency noise generated by a centrifugal blower [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1996, 118(3): 597-605.

[3] SUN H, LEE S. Numerical prediction of centrifugal compressor noise [J]. Journal of Sound and Vibration, 2004, 269(1): 421-430.

[4] VELARDE-SUAREZ S, BALLESTEROS-TAJADURA R, HURTADO-CRUZ J P, et al. Experimental determination of the tonal noise sources in a centrifugal fan [J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 295(3/5): 781-796.

[5] KOOPMANN G H, NEISE W, CUNEFARE K A. Fan casing noise radiation [J]. ASME Journal of Vibration and Acoustics, 1991, 113(1): 37-41.

[6] 蔡建程, 祁大同, 卢傅安. 离心风机蜗壳振动辐射噪声的数值预测[J]. 应用力学学报, 2009, 26(1): 115-119.

CAI Jiancheng, QI Datong, LU Fuan. Prediction of noise radiated by the vibrating volute structure of a centrifugal fan [J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2009, 26(1): 115-119.

[7] CAI J C, QI D T, LU F A. Numerical studies on fan casing vibration and noise radiation [C/CD]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2009. New York, USA: ASME, 2009: I815 DV.

[8] LYRINTZIS A S. Surface integral methods in computational aeroacoustics: from the (CFD) near-field to the (acoustic) far-field [J]. International Journal of aeroacoustics, 2003, 2(2): 95-128.

[9] WANG M, FREUND J B, LELE S K. Computational prediction of flow-generated sound [J]. Annual Review of Fluid Mechanics, 2006, 38(1): 483-512.

[10] FARASSAT F, BRENTNER K S. The acoustic anal-

- ogy and the prediction of the noise of rotating blades [J]. Theoretical and Computational Fluid Dynamics, 1998, 10(1/4):155-170.
- [11] THOMPSON M C, HOURIGAN K. Prediction of the noise generation in a centrifugal fan by solution of the acoustic wave equation [C]//Proceedings of Fan Noise 1992 International Symposium. Senlis, France; CETIM, 1992: 197-204.
- [12] HOWE M S. Theory of vortex sound [M]. London, UK: Cambridge University Press, 1998: 114-124.
- [13] JEON W H, LEE D J. An analysis of the flow and aerodynamic acoustic sources of a centrifugal impeller [J]. Journal of Sound and Vibration, 1999, 222(2): 505-511.
- [14] JEON W H, LEE D J. A numerical study on the flow and sound fields of centrifugal impeller located near a wedge [J]. Journal of Sound and Vibration, 2003, 266(4):785-804.
- [15] LANGTHJEM M A, OLHOFF N. A numerical study of flow-induced noise in a two-dimensional centrifugal pump: hydroacoustics [J]. Journal of Fluids and Structures, 2004, 19(3): 369-386.
- [16] YOUNSI M, BAKIR F, KOUIDRI S, et al. Numerical and experimental study of unsteady flow in a centrifugal fan [J]. Proc IMechE: J Power and Energy, 2007, 221(7): 1025-1036.
- [17] LIU Q, QI D, TANG H. Computation of aerodynamic noise of centrifugal fan using large eddy simulation approach, acoustic analogy, and vortex sound theory [J]. Proc IMechE: J Mechanical Engineering Science, 2007, 221(7): 1321-1332.
- [18] BALLESTEROS-TAJADURA R, VELARDE-SUAREZ S, HURTADO-CRUZ J P. Noise prediction of a centrifugal fan: numerical results and experimental validation [J]. ASME Journal of Fluid Engineering, 2008, 130(9): 1-12.
- [19] NEISE W. Review of fan noise generation mechanisms and control methods [C]//Proceedings of Fan Noise 1992 International Symposium. Senlis, France; CETIM, 1992:45-56.
- [20] TOURNOUR M, EL-HACHEMI Z, READ A, et al. Investigation of the tonal noise radiated by subsonic fans using the aero-acoustic analogy [C]//Proceedings of the Fan Noise 2003 International Symposium. Senlis, France; CETIM, 2003:70-77.
- [21] GOLDSTEIN M E. Aeroacoustics [M]. New York, USA: McGraw-Hill, 1976: 153-171.
- [22] KHELLADI S, KOUIDRI S, BAKIR F, et al. Predicting tonal noise from a high rotational speed centrifugal fan [J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 313(1/2): 113-133.

(编辑 王焕雪)