

离心风扇非定常气动力和气动噪声 特性数值研究

张建华¹, 楚武利^{1,2}, 张皓光¹, 董兴杰¹

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072;

2. 先进航空发动机协同创新中心 北京 100191)

摘 要: 将 Lighthill 方程转变为频域 Helmholtz 弱积分形式并采用 Galerkin 方法离散. 基于声学有限元方法考虑声波在复杂固壁(叶轮和蜗壳)内的散射和反射等作用, 利用 Ffowcs Williams-Hawking (FW-H) 方程耦合非定常流场计算结果数值预测了某离心风扇的噪声辐射, 流场计算结果和蜗壳壁面动态压力测量结果在基频上吻合较好. 结果表明: 基频压力脉动分量在噪声源特性中占据主导地位且靠近叶轮前盖板对应位置的蜗舌区域(叶轮出口宽度范围内)是最主要的噪声源区域; 声学有限元方法和实验吻合较好, 复杂固壁对声传播影响不容忽视. 叶轮出口不稳定气流对蜗壳周期性冲击引起的转/静干涉噪声远大于叶片偶极子源噪声是离心风扇最主要的噪声辐射分量且噪声主要从风扇管道出口方向传播.

关 键 词: 离心风扇; 气动噪声; 壁面压力脉动; 声学有限元; 单音噪声

中图分类号: V23; TH3; TP391.9

文献标志码: A

Numerical investigation of unsteady aerodynamics and aero-acoustics in a centrifugal fan

ZHANG Jian-hua¹, CHU Wu-li^{1,2},

ZHANG Hao-guang¹, DONG Xing-jie¹

(1. School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

Abstract: The Lighthill equation was transformed into Helmholtz equation in “weak integral form” and Galerkin method was applied to discretize the above equations. Based on acoustic finite element method (FEM), and considering the effects of scattering and reflection on the complex solid surface (impeller and volute), the Ffowcs Williams-Hawking (FW-H) equation coupling unsteady reynolds average Navier-Stokes (UANS) results were used to simulate the noise radiation of a centrifugal fan. There was a good agreement between the numerical results and dynamic pressure testing of volute casing at blade passing frequency (BPF). The results show that the BPF components dominate the acoustic sources characteristic and the volute tongue region close to shroud (belong to impeller exit width) is a primary acoustic sources region. A good agreement has been shown between acoustic FEM method and noise testing results, and the effects of complex solid surface on noise propagation cannot be neglected. The interaction noise induced by periodical impingement between non-uniform flow of impeller exit and volute casing is much bigger than blades dipole noise, serving as the primary noise component of centrifugal fan, and the primary propagation direction is

收稿日期: 2014-07-01

基金项目: 国家自然科学基金重点项目(51236006)

作者简介: 张建华(1984—), 男, 河北唐山人, 博士生, 主要从事叶轮机械气动声学及其优化研究.

fan outlet duct.

Key words: centrifugal fan; aero-acoustic; volute casing pressure fluctuations; acoustic finite element method; tonal noise

风扇本体的噪声主要包括气动噪声和机械噪声两大类^[1]. 目前的研究主要集中在风扇气动噪声上. Feshe 等^[2]的实验研究发现离心风扇低频段宽频噪声产生的主要原因是叶轮轮盖和叶片吸力面的流动分离,而 Velarde-Suárez, Ballesteros-Tajadura, Younsi 等^[3-6]等对前向离心风扇的非定常流动和离散噪声特点研究发现,离心风扇的离散噪声主要是由于叶轮出口不均匀流动和蜗舌之间的周期性动静干涉引起,集中在风扇蜗舌附近很小的一部分区域是离心风扇最主要的气动噪声源位置.

依据不同的气动噪声基本方程,风扇气动噪声的预测主要分为两大类方法:其一是基于 Lighthill 声类比理论及其特殊方程形式(Curle 方程、FW-H 方程等)的求解方法;其二是基于 Goldstein 管道内气动噪声理论的求解方法. 两者的相同之处在于都是从瞬态流场中获取声源信息,两者之间的差异是,前者将声源信息转化为等效声源项(旋转偶极子产生的离散噪声)或是直接插值给声场域声源表面节点,离散带有声源项的 Helmholtz 方程获得节点声压;后者则需要将声源信息和对应阶次的管道模态信息结合并应用 Goldstein 方程求解得到相匹配阶次的声压. 前者主要应用于小型低速离心风扇和轴流风扇的噪声预测研究,而后者则大多应在大展弦比高速涡轮风扇的噪声预测^[7-9]. 由于本文研究的风扇属于低速离心风扇,故选取第一种方法研究风扇的噪声特性. Younsi 等^[6]应用 URANS 方程和 FW-H 方程预测了前向多翼离心风扇叶轮激发的单极子和偶极子噪声;Khelladi 等^[10]使用 URANS 求解瞬态流场,Lowson 公式建模求解高速离心风扇叶轮和叶片扩压器产生的单极子和偶极子噪声;LIU 等^[11]采用大涡模拟(LES)方法并结合 FW-H 方程和 Powell 涡声理论预测了带有蜗壳的离心风扇偶极子离散噪声和四极子宽频噪声. 然而上述的研究虽然成功的预测了风扇的噪声,但是在预测中将复杂固壁(叶轮和蜗壳边界)忽略或简化为自由空间的圆柱形边界,这显然增加了计算的误差. 为了更加准确的预测风扇的噪声,Tourneur, CAI 等^[12-14]采用的边界元法克服了这个缺陷. 声学边界元方法其实是利用自由空间的格林

函数积分离散 Lighthill 方程,目前的格林函数积分解法只能针对空间简单几何边界求解,而对于空间几何边界复杂的几何体难以得到准确解,对于这类复杂边界问题只能将其在自由空间内简化求解,因此忽略了声波在复杂固壁上的反射和散射等作用,为了克服这个缺陷, Koopmann 等^[15]基于 Lighthill 的变分形式,采用有限元方法求解,采用这种方法可以将传播中的声源进行空间离散以考虑结构和声的相互作用,这种方法适用于任何复杂的几何结构,同时将 Lighthill 方程和振动的 Helmholtz 方程联立求解,则可以计算气动噪声和振动噪声共同作用. 康强等^[16]采用此方法成功预测了汽车空调用离心风扇叶片偶极子声源激发的噪声辐射,计算结果发现考虑蜗壳边界对声波影响的计算结果和实验测试吻合较好. 但是在计算中并没有考虑叶片边界对声波传播的影响. 为了考虑复杂边界(叶片和蜗壳边界)对声传播的影响,本文将 Lighthill 方程转换为频域 Helmholtz 弱积分形式并采用 Galerkin 方法离散,结合声学有限元方法定量预测了某离心风扇的气动噪声,另外也利用声学边界元方法计算离心风扇气动噪声,将两种计算结果和实验值做了对比.

1 实验测试模型及方法

1.1 离心风扇模型参数

测试系统为通风换气所需的某离心风扇. 此系统分为 4 个主要部分:锥形集流器、翼型叶轮、棱锥形出口节气阀门,如图 1 所示. 风扇设计转速为 2920 r/min. 表 1 给出了风扇的主要结构参数.

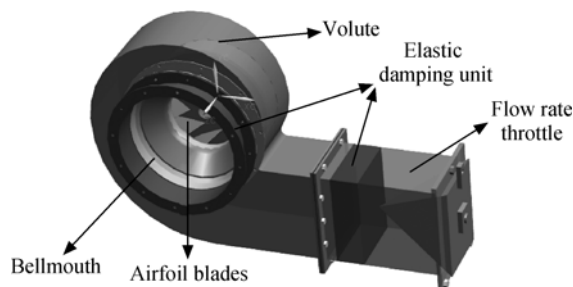


图1 测试离心风扇

Fig. 1 Components of centrifugal fan

表1 离心风扇结构参数

Table 1 Dimension parameters of centrifugal fan

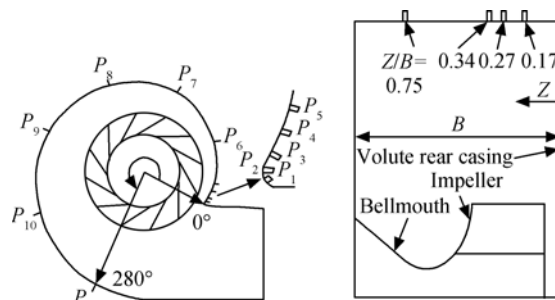
参数	数值
叶轮叶片出口直径 D_2 /mm	520
叶轮叶片进口直径 D_1 /mm	328
叶轮出口宽度 b_2 /mm	102
叶轮进口宽度 b_1 /mm	138
叶片数 Z_n	12
叶片进口安装角 $\beta_{is}/(^{\circ})$	28
蜗壳宽度 B /mm	298
叶轮到蜗舌距离 /mm	38
叶轮叶片出口直径-蜗舌距离百分比 /%	13.2

1.2 实验装置及其测量方法

实验台建立在西北工业大学动力与能源学院压气机实验室,实验台依据工业通风机实验国家标准 GB/T 1236-2000 建造^[17],各设备之间的弹性安装完全依照 GJB4058-2000 舰船设备噪声、振动、测量方法要求^[18]来完成,如图 2(a)所示。

1.2.1 蜗壳壁面动态压力测量方法

动态压力测试所需主要设备为:XCQ-080-5G Kulite 高频动态压力传感器、标准电源(提供给动态压力传感器)、8300AU 信号放大器、AVANT MI-7016 信号处理和分析系统和笔记本电脑,各仪器通过数据线相互连接,Kulite 探针固定在设定好的蜗壳孔内,系统连接如图 2(b)所示。所有的仪器在测试前都经过必要的标定和校准,在传感器与放大器连接好后将各设备线路屏蔽线及信



(c) 蜗壳上测量点位

图2 离心风扇测试系统图

Fig. 2 Test system of centrifugal fan

号放大器机箱接电源负极,以此来消除干扰信号。以蜗舌为起点逆时针方向沿蜗壳周向坐标布置 11 个测量点位,表 2 给出了各点位角度坐标位置。每个点位上依据 $Z/B=0.17, 0.27, 0.34, 0.75$ (其中 B 表示蜗壳轴向宽度; Z 表示测点到蜗壳后板的距离)坐标布置 4 个轴向测量孔,其中 $Z/B=0.07$ 对应于叶轮轮毂位置, $Z/B=0.36$ 对应于叶轮前盖板位置。图 2(c) 标明了具体的蜗壳测点位置。

表2 蜗壳上测点的角度坐标

Table 2 Angle coordinates of measurement points on volute

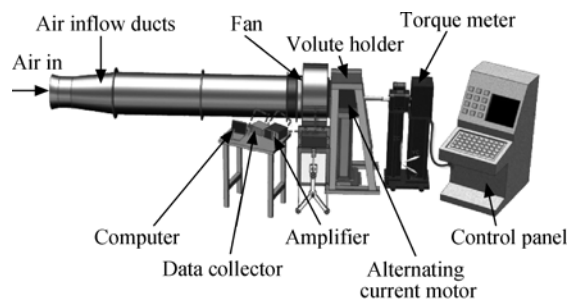
蜗舌测点	角度坐标/ $(^{\circ})$	蜗壳测点	角度坐标/ $(^{\circ})$
P_1	0	P_7	97
P_2	3	P_8	142
P_3	8	P_9	187
P_4	14	P_{10}	232
P_5	20	P_{11}	280
P_6	52		

1.2.2 风扇噪声测试方法

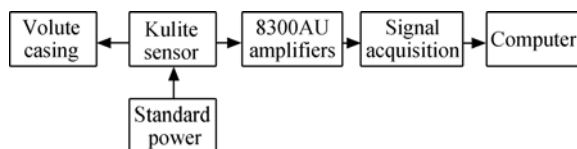
风扇的空气噪声测试和安装按照 GJB4058-2000 要求完成,背景噪声与风扇工作实测值相差 10 dB 以上,无需修正。按照图 3 的要求布置噪声测点并采用美国压电电子公司的微型麦克风分别测量 1~5 测点的声压级,各测点离开样机对应实体表面距离 1 m,附近 1 m 内无发射面,依据式(1)得到测量表面平均声压级 $\bar{L}_p$,式中 N 为测点数, L_{pi} 为第 i 个测点声压级, p_{ei} 表示第 i 个测点声压,基准声压取 $p_{ref}=20\mu p_a$ ^[14]。

$$L_{pi} = 20 \cdot \lg(p_{ei}/p_{ref}) \quad (1)$$

$$\bar{L}_p = 10 \cdot \lg \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N 10^{0.1 L_{pi}} \right] \quad (2)$$



(a) 实验装置



(b) 动态压力测量流程图

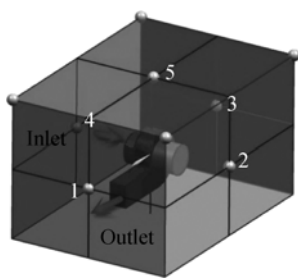


图3 风扇噪声测量位置

Fig. 3 Measurement points of fan noise

2 数值计算模型及方法

2.1 流场计算方法

本文基于 ANSYS CFX 求解三维定常不可压雷诺时均 Navier-Stokes 方程和 standard $k-\epsilon$ 湍流方程,采用有限元体积法离散各控制方程.空间离散采用高精度的高阶格式差分,非定常计算的时间推进格式为双时间步长全隐式格式,时间项使用2阶后向欧拉差分离散,依照压力的耦合求解算法耦合求解连续方程和动量方程.由于样机叶片叶尖马赫数为 $0.18 < 0.30$,认为气流不可压;流动被认为是绝热的且不需要考虑进出口温差,所以计算中舍弃了能量方程.

2.2 网格特点

为了减少计算时间和获得更准确结果,将高质量的六面体结构化网格用于所有的计算域,由于计算模型复杂,将整个计算域分成4个主要部分:进口管道和集流器计算域(包含深入叶轮内的轴向进气空腔区域),叶轮网格计算域、带有前后空腔的蜗壳网格计算域,出口延伸段和出口节流阀计算域.各计算域之间通过交界面相互连接,与叶轮相连接的进口空腔和蜗壳均采用转/静交界面连接方式.为了减小计算模型和样机的误差,网格划分过程中考虑了叶轮前后盖、集流器厚度、集流器与叶轮进口的轴向间隙,详细参数如图4(a)所示.对所有壁面边界层网格加密处理,并满足壁面函数法要求($y^+ = 30 \sim 300$).图4(b)给出了整体计算域网格的轴切面($z=0$ mm).计算域各部分网格数分别为:进口计算域370656个,叶轮计算域833544个,蜗壳计算域1106816个,出口计算域448112个,总的网格数2759128.网格无关性验证结果表明:当网格数超过270万时达到无关解.

2.3 计算边界条件

非定常流场以稳态解为初场,模拟求解设计

点下最高效率点(BEP)在风扇内部的非定常流动状况.总压进口(101325 Pa),模拟风扇从空气中吸气(20°C 空气),质量流量出口,给定流量为 3.3614 kg/m^3 此数值计算中引入了多重参考坐标系(MRF),叶轮流域设定为转动域,蜗壳等其他3个流域设定为静止域.所有壁面均采用无滑移边界条件处理.转/静交界面处理:稳态计算时应用冻结转子法(frozen-rotor interface)处理,瞬态计算采用滑移网格技术的转/静交界面法(transient rotor/stator interface)处理.叶轮转动1周分成360个时间步,每个时间步长为 $57.089 \mu\text{s}$,这个时间步长足够动态压力信号采集.收敛判定:每个时间步下所有求解方程残差降到 10^{-5} 以下(稳态计算收敛也是这个标准),叶轮转动5400个时间步,即转动15周后,设定的监测点达到稳定的周期性波动,此时判定计算收敛.

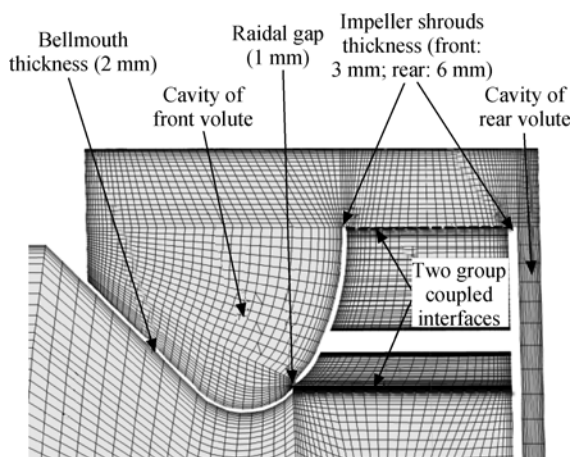
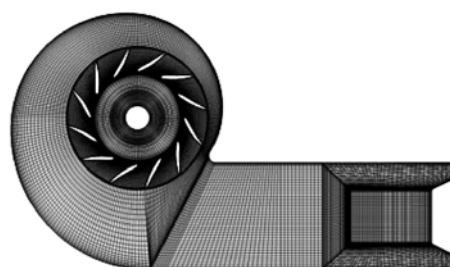
(a) 子午面 ($x=0$ mm)(b) 轴切面 ($z=0$ mm)

图4 计算域网格

Fig. 4 Mesh of compute domain

2.4 气动噪声计算模型及方程

2.4.1 气动噪声求解方程

基于混合计算声学方法(HCAA),离心风扇气动噪声的计算分两步完成,第一步:通过求解风

扇内部非定常流场获得偶极子声源项,即叶片和蜗壳壁面压力脉动;第二步:通过 Ffowcs Williams-Hawking 方程^[19]计算由偶极子声源激发的外场辐射噪声. Lighthill 声比拟理论的变形形式 Ffowcs Williams-Hawking 方程是一种重要的非齐次波动方程,其方程的一般形式为

$$\frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 p'}{\partial x_i^2} = \frac{\partial \{ [\rho_0 u_n + \rho(v_n - u_n)] \delta(f) \}}{\partial t} - \frac{\partial \{ [p_{ij} n_j + p v_i (v_n - u_n)] \delta(f) \}}{\partial x_i} + \frac{\partial^2 [T_{ij} H(f)]}{\partial x_i \partial x_j} \quad (3)$$

式中 c 为声速, p' 为压力脉动, t 为时间, p 为压力, ρ 为密度, T_{ij} 为湍流应力.

$$T_{ij} = \rho v_i v_j + p_{ij} - c_0^2 (\rho - \rho_0) \delta_{ij} \quad (4)$$

$$p_{ij} = p \delta_{ij} - \mu \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \frac{\partial v_k}{\partial x_k} \quad (5)$$

式中 μ 为动力黏度.

方程(3)中各声源项的贡献为:等式右边第1项是和旋转叶片体积(叶片厚度)相关联的单极子声源项;第2项是和壁面法向压力脉动($p_{ij} n_j$)相关联的偶极子声源项;第3项是和内部湍流流动相关联的四极子声源项,由于本文研究对象是低马赫数风扇,计算只需要考虑偶极子声源项激发的噪声辐射,控制面为非渗透边界, $p v_i (v_n - u_n) = 0$,最终确定的偶极子声源项为

$$\frac{\partial [(p - p_0) n_j \delta(f)]}{\partial x_i} \quad (6)$$

式中 p_0 为初始压力.

相对于时域解我们更加关注频域解,因此经过 Fourier 变换后,得到频域声学 Helmholtz 波动方程为

$$(\nabla^2 + k^2) p' = -j \rho_0 \omega \frac{\partial [(p - p_0) n_j \delta(f)]}{\partial x_i} \quad (7)$$

$k = \frac{\omega}{c}$ 表示声波数,令 $\frac{\partial [(p - p_0) n_j \delta(f)]}{\partial x_i} = q$, 对方程(7)在声场域 V 上两端积分并各乘以 Galerkin 权重向量函数 $\mathbf{G}$,并经过高斯变换得到 Helmholtz 方程的弱积分形式

$$\int_V (\nabla \mathbf{G} \cdot \nabla p') dV - \omega^2 \int_V \left(\frac{1}{c^2} \mathbf{G} p' \right) \cdot dV = \int_V j \rho_0 \omega \mathbf{G} \cdot q dV - \int_V j \rho_0 \omega \mathbf{G} \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} d\Omega \quad (8)$$

式中 Ω 表示环绕声场 V 的积分面. 在有限元方法中声场域 V 通常采用 Galerkin 方法离散,其离散方程为

$$\begin{aligned} & \{\mathbf{G}_i\}^T \left[\int_V (\nabla \mathbf{N}_i \cdot \nabla \mathbf{N}_j) dV \right] \hat{p}_i + \\ & \{\mathbf{G}_i\}^T \left[\int_\Omega (j \rho_0 \omega \mathbf{N}^T \mathbf{v}_n) d\Omega \right] - \\ & \omega^2 \{\mathbf{G}_i\}^T \left[\int_V \left(\frac{1}{c^2} \mathbf{N}^T \mathbf{N} \right) dV \right] \hat{p}_i = \\ & \{\mathbf{G}_i\}^T \left[\int_V (j \rho_0 \omega \mathbf{N}^T q) dV \right] \end{aligned} \quad (9)$$

式中 $\mathbf{N}$ 为声场域 V 内压力离散形函数, $\hat{p}$ 为场点声压. 经过化简得到的最终声学有限元求解模型为

$$\mathbf{K}_a + j \omega \mathbf{C}_a - \omega^2 \mathbf{M}_a \hat{p}_i = \mathbf{F}_a \quad (10)$$

式中 $\mathbf{K}_a$, $\mathbf{C}_a$, $\mathbf{M}_a$ 分别为声学刚度、阻尼、质量矩阵; $\mathbf{F}_a$ 表示声源激励向量. 通过方程(10)即可求得有限元离散区域任意节点的声压,即为入射声的声压解,上述计算中在声源边界上给定压力边界条件,此条件通过瞬态流场计算获得,蜗壳和叶片边界设为绝对声学硬边界,即要求在边界面上法向速度恒等于零.

2.4.2 声场模型及网格

声场计算由 LMS Virtual Acoustic 完成,建立离心风扇声学有限元噪声网格如图5所示,建模过程中考虑叶片和蜗壳对声波的散射和反射作用,声场有限元网格包含叶轮叶片和蜗壳,外层为声场的完全匹配边界层(AML),最外层用有限元面网格模拟自由空间无反射边界条件,场点网格依据 ISO3744 反射面上近似自由场工程法建立. 声场网格采用非结构化的四面体网格,总的网格数为 596 086,节点数 112 845,有限元网格单元长度 L 必须满足: $L \leq c/(6 f_{\max})$, $f_{\max}$ 为最高计算频率, 340 m/s,本套网格最高有效计算频率为 24 153 Hz,对于本文 3 000 Hz 最高计算频率完全满足.

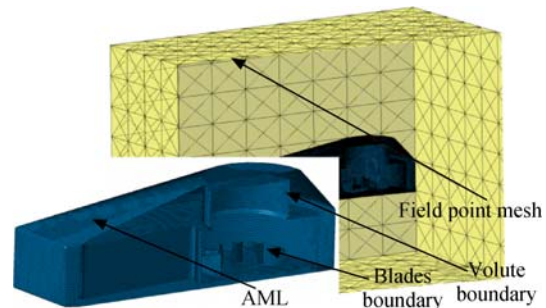


图5 离心风扇有限元噪声网格

Fig. 5 FEM acoustic mesh of centrifugal fan

3 计算结果分析及讨论

3.1 流场结果及分析

通过非定常流场计算获得蜗壳壁面监测点的

压力脉动时域计算结果. 限于篇幅, 挑选两个典型测点用于分析和验证; 这两个测点轴向位置位于叶轮出口宽度的中间截面 ($Z/B=0.27$), 周向位置为蜗舌上 P_1 点位和距离蜗舌 52° 的 P_6 点位上. 所有的计算和实验数据都做了归一化处理. 本文的非定常流场计算仅在设计点下进行. 图6显示了这两个测点压力脉动随时间的变化, 从图中可以看出计算和实验结果吻合较好, 叶轮转过1周扫过12叶片通道, 图中能明显的观察到12个呈周期性变化的波峰和波谷, 这个现象是由叶轮出口不稳定气流和蜗壳之间的周期性转/静干涉引起的, 这种干涉作用不会随着蜗壳上空间位置的改变而消失, 但其压力脉动幅值会随着叶轮出口和蜗壳之间的径向间隙增大而减弱.

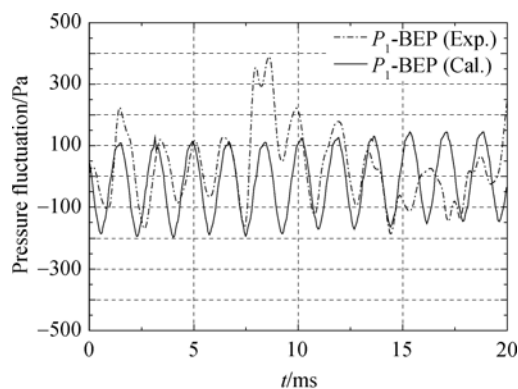
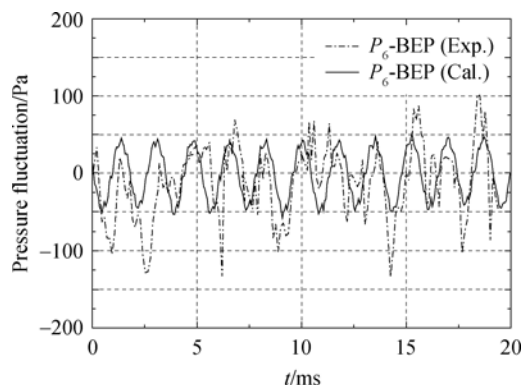
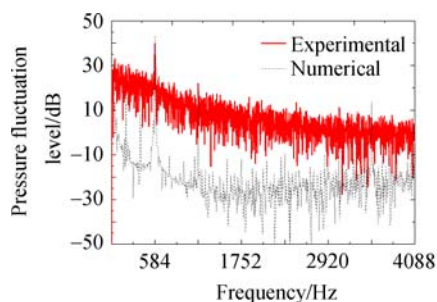
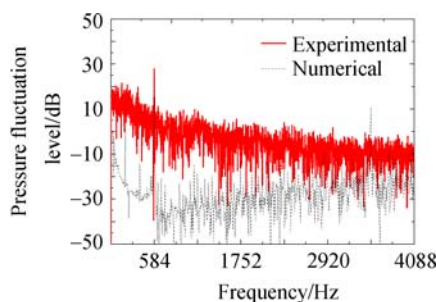
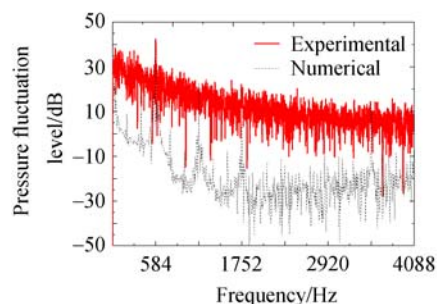
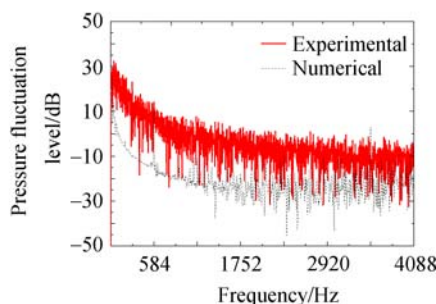
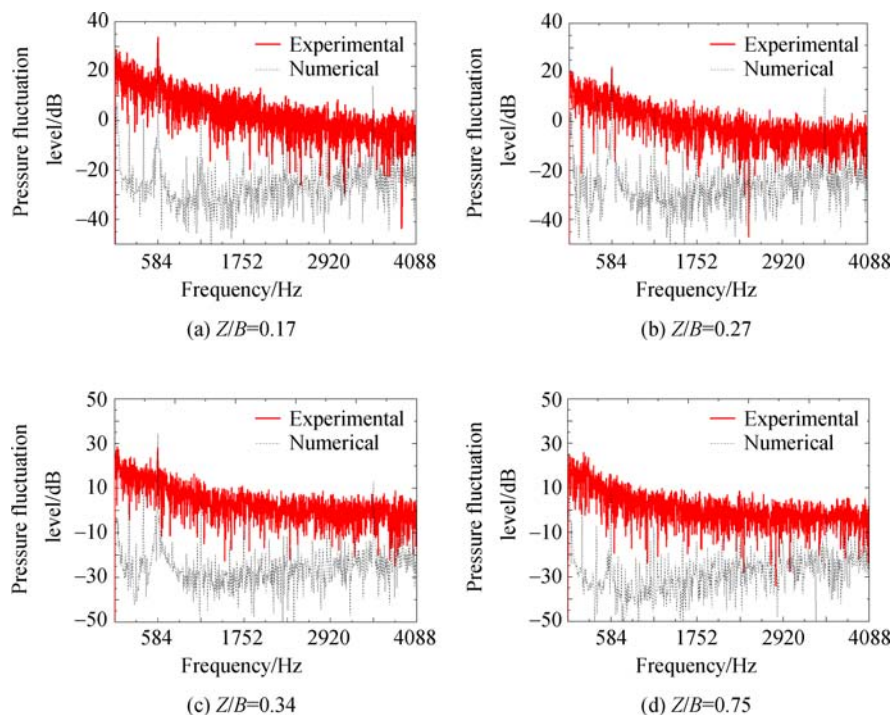
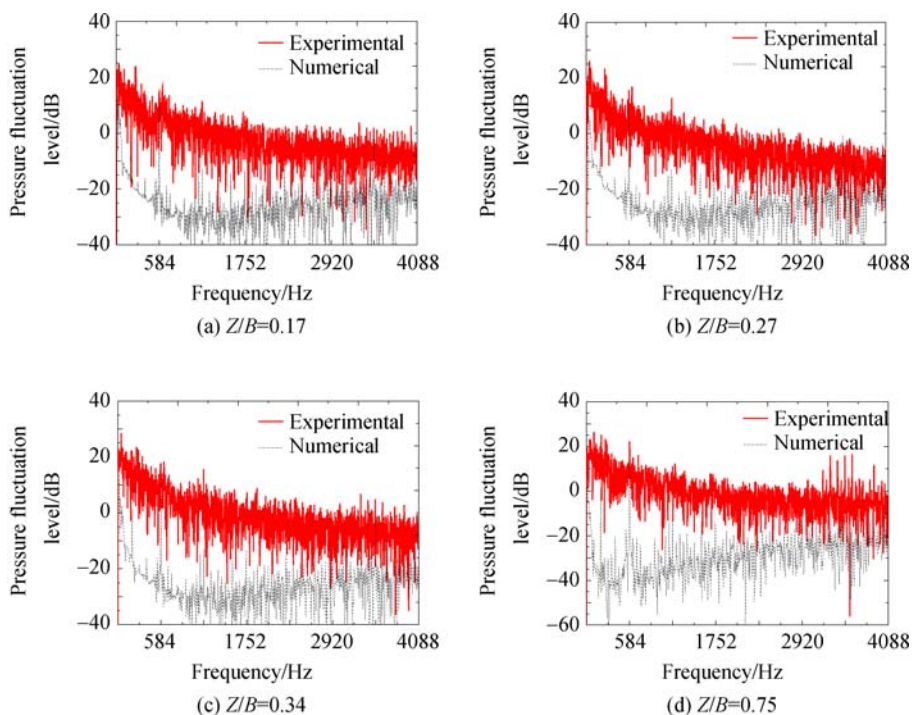
(a) 蜗舌上 P_1 点位(b) 距离蜗舌 52° 的 P_6 点位图6 蜗壳上压力脉动随时间变化 ($Z/B=0.27$)Fig. 6 Evolution of volute pressure fluctuations with time ($Z/B=0.27$)

图7~图9给出了蜗壳上 P_1 (在蜗舌上)、 P_6 (距离蜗舌 52° 截面上)、 P_9 (距离蜗舌 187° 截面上) 3个点位压力脉动频谱图. 从计算和实验频谱图中可以清晰的看出, 在对应于叶轮出口宽度范围内 ($Z/B=0.17, 0.27, 0.34$) 的测点上, 基频 (584 Hz) 的分量最大, 远离此范围的测点 ($Z/B=0.75$) 连续的宽频信号占据主导地位, 这些宽频信号大多分布在较低频段内 (1 kHz 以下). 蜗舌上的 P_1 点位上基频压力脉动幅值最大, 远离蜗舌的 P_6 点位基频压力脉动幅值大幅减小, 而在距离蜗舌 187° 的 P_9 点位基频压力脉动幅值进一步

(a) $Z/B=0.17$ (b) $Z/B=0.27$ (c) $Z/B=0.34$ (d) $Z/B=0.75$ 图7 蜗壳上 P_1 测点压力脉动幅值频谱图Fig. 7 Spectra of volute pressure fluctuation level at the measurement P_1

图8 蜗壳上 P_6 测点压力脉动幅值频谱图Fig. 8 Spectra of volute pressure fluctuation level at the measurement P_6 图9 蜗壳上 P_9 测点压力脉动幅值频谱图Fig. 9 Spectra of volute pressure fluctuation level at the measurement P_9

减小,并且其已不是主要频率分量,而在此点位大范围低频段的宽频信号居于主导地位.这是因为叶轮出口气流随着叶轮与蜗壳之间的径向间隙逐渐增大,转静干涉作用逐渐减弱.以上的研究说

明:基频的压力脉动分量占据主导地位也是最主要的噪声激励源,这个结论和国内外诸多学者的研究结论相吻合^[3-6].在离散的基频分量(584 Hz)上计算和实验高度一致,而在连续的宽频范围内

计算和实验误差较大,这是因为所选用的湍流模型(standard $k-\epsilon$)不能很好地捕捉壁面附面层分离引起的压力脉动,可以通过选用对逆压流有良好作用的湍流模型,例如 $k-\omega$ 剪切应力输运湍流模型(SST $k-\omega$)或大涡模拟湍流模型(LES)改进流场计算,进而减小连续宽频范围内的计算误差。由于风扇的噪声主要以离散单音噪声为主,本文选用的湍流模型完全满足计算噪声的精度和需要。

为了确定噪声源的强度和位置,图 10 给出了蜗壳上测点的基频幅值云图。横轴表示沿蜗壳周向分布的角度坐标,以蜗舌为 0° 起始坐标,纵轴表示沿蜗壳轴向分布坐标位置, $Z=0$ 表示蜗壳后板, $Z=1$ 表示蜗壳前板,图 2 和表 2 给出了具体测点坐标。从图中可以清晰的观察到在蜗壳周向上蜗舌(0°)及蜗舌附近($<30^\circ$)和远离蜗舌区域

($>30^\circ$)基频压力脉动幅值出现了很明显的分化,蜗舌及其附近区域幅值远高于其他区域,蜗舌位置处基频压力脉动幅值最高;在蜗壳轴向上叶轮出口宽度范围($Z/B=0.07\sim 0.36$)内基频压力脉动幅值也明显高于其他区域,最大值出现在蜗舌区域且靠近叶轮前盖板位置。依据 Lighthill 声比拟理论噪声产生机理分析,噪声源强度取决于叶轮和蜗壳壁面压力脉动幅值大小,上述分析结果表明,对于本文研究的离心风扇,在设计点下,叶轮出口宽度范围内,蜗舌及其附近小范围区域是主要气动噪声源区域,蜗舌位置对应叶轮前盖板附近区域声源强度最大。

3.2 气动噪声计算结果及分析

3.2.1 叶片和蜗壳偶极子源对比

由前文的气动噪声理论分析得知,噪声源强度取决于叶轮和蜗壳壁面压力脉动强弱,图 11 给出了叶片和蜗壳流场静压脉动基频下(584 Hz)的分布。叶片和蜗壳静压强度的对比发现,在叶片出口压力面一侧偏向轮毂处偶极子源强度最大,最大值为 16.6 Pa,在蜗壳蜗舌部位(叶轮出口宽度)偶极源强度最大,最大值为 100 Pa 远高于叶片,进一步证明了蜗壳蜗舌区域是最主要的气动噪声源位置。

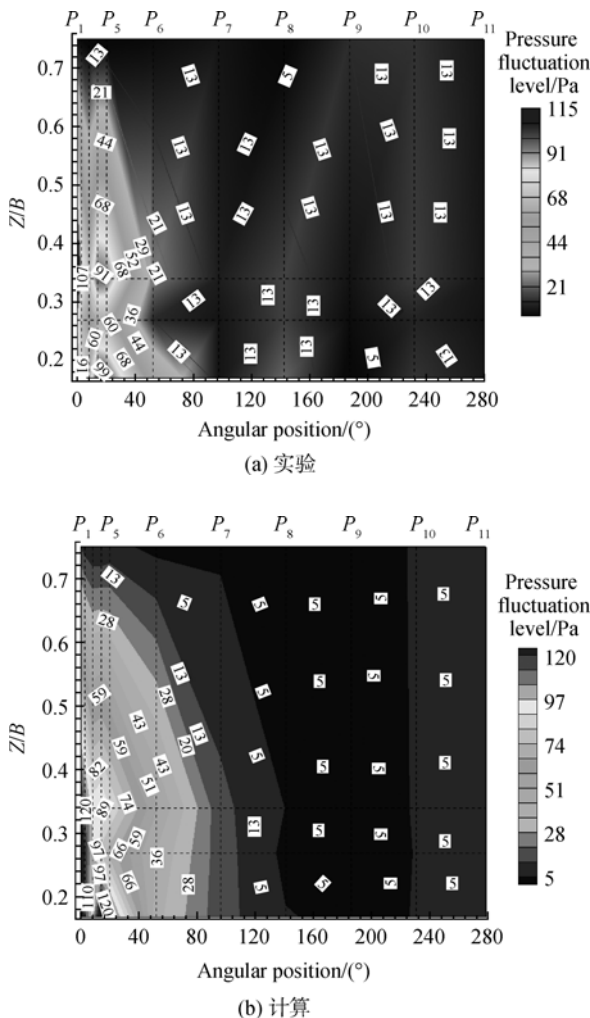


图 10 基频下(584 Hz)蜗壳压力脉动幅值的周向分布
Fig. 10 Amplitude of the volute pressure fluctuation level of circumferential gradient at blade passing frequency (584 Hz)

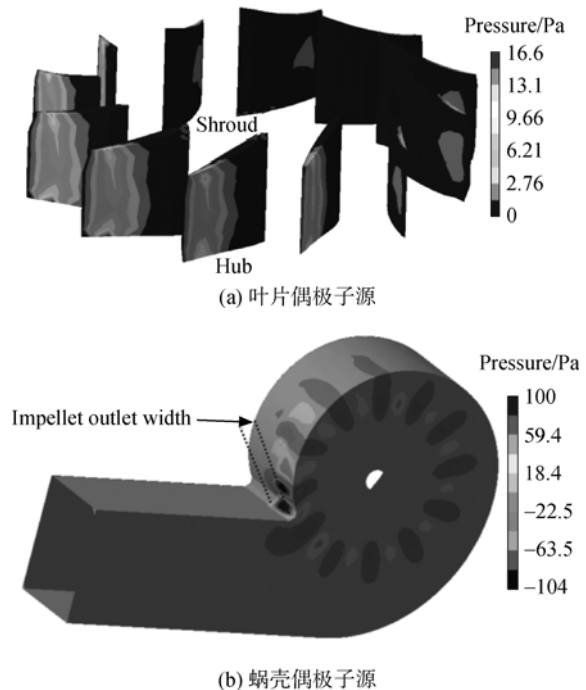


图 11 叶片和蜗壳偶极子源强度
Fig. 11 Intensity of acoustic dipole sources on blades and volute

3.2.2 噪声辐射声压级对比

Tournour, CAI 等^[12-14]的研究表明在离心叶轮机械噪声传播中蜗壳边界的影响不容忽视,然而他们在计算中并没有考虑叶片边界对噪声传播的影响,针对复杂固体边界(叶片和蜗壳)对声传播的影响作用,本文设计3组计算方案,如表3所示. 风扇噪声的平均声压级通过方程(1)获得,将实验结果和 URANS/FW-H 计算结果做了对比,表4和图12分别给出了风扇计权A平均声压级(20~3000 Hz)和各测点声压级计算和实验结果的对比. 平均声压级和声场指向性的计算和实验对比结果表明考虑复杂固壁边界(叶片和蜗壳边界)对声波传播影响的声学有限元方法(FEM 1)具有最高的预测精度,而边界元方法预测精度最差,尽管其风扇管道出口测点声压级预测与实验吻合较好,但是其声场指向性和实验结果并不相符. 图13分别给出了有限元和边界元两种方法自由场点空间声压图以及叶轮转轴截面和垂直于转轴截面声压图,对比分析发现考虑全部边界的FEM 1噪声主要从管道出口方向传播,这与实验测量结果相符,而只考虑蜗壳边界的BEM噪声则从进出口两侧传播且以进口为主,以上分析表明叶片边界抑制了噪声的传播且改变了声场的指向性分布. 具体的分析在下文中给出.

表3 计算方案

Table 3 Computational scheme

方案	边界条件
FEM 1	考虑叶片边界忽略蜗壳边界
BEM	考虑蜗壳边界忽略叶片边界
FEM 2	两种边界都考虑

表4 不同计算方案平均声压级对比

Table 4 Comparison of average sound pressure level with different computational schemes

方案	$\bar{L}_p/\text{dB}$
FEM 1	80.28
FEM 2	81.30
BEM	84.02
Exp.	81.09

采用声学有限元和边界元方法分别计算了蜗壳和叶片偶极子声源外场噪声辐射,获得风扇管道出口上方监测点声压级频谱,如图14所示. 监

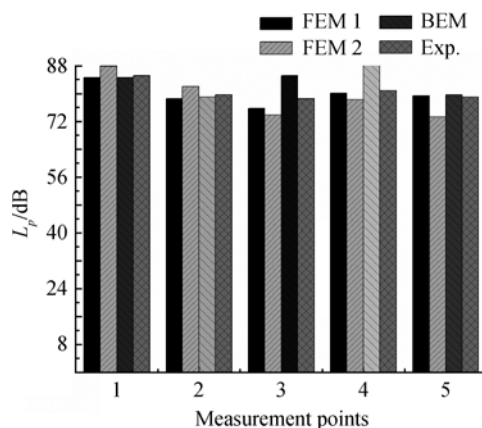


图12 测点的声压级对比

Fig. 12 Comparison of sound pressure level of measurement points

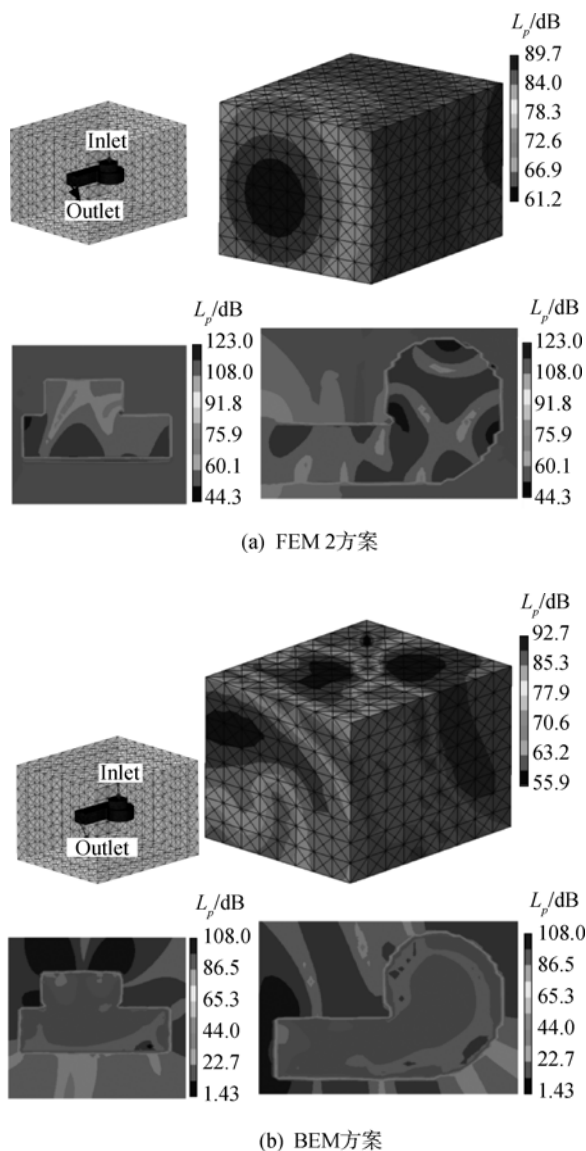


图13 声压级分布

Fig. 13 Sound pressure level distributions

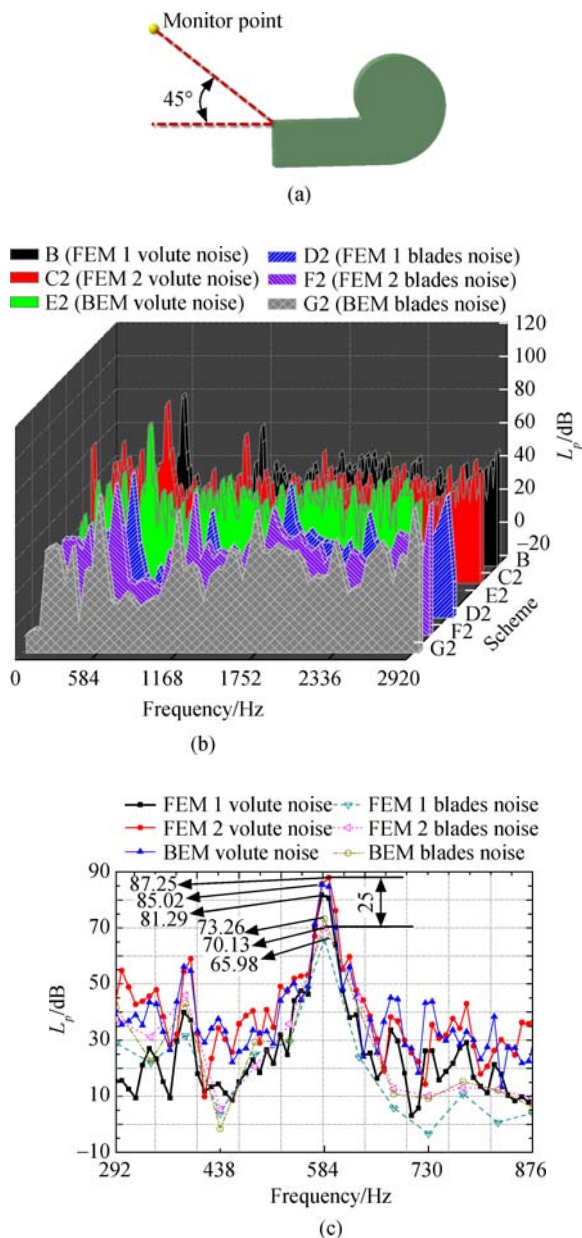


图 14 不同计算方案下观测点声压级对比

Fig. 14 Sound pressure level at measured point with different computational schemes

测点位于风扇管道出口上方 45° 距离管道出口 1 m 位置处. 声压级频谱分析结果发现基频 (584 Hz) 及其谐波分量在叶片噪声和蜗壳噪声中居主导地位, 且以基频为主, 而在这些分量上蜗壳噪声远高于叶片噪声, 尤以基频最为突出, 两者基频声压级相差 25 dB, 这表明蜗壳噪声是本文研究的离心风扇最主要噪声分量. 表 5 给出了考虑不同固体边界时各测点平均声压级 ($\bar{L}_p$) 的变化, $\bar{L}_p$ 差值为正值表示固体边界对噪声传播的增强作用, 反之则相反. 叶片边界抑制了噪声的传播, 而蜗壳边界增强了蜗壳表面偶极子源激发的噪声, 但是其抑制

了旋转叶片表面偶极子源激发的噪声; 对比中还发现叶片边界对两类噪声传播的影响大于蜗壳边界, 因而叶片边界在计算中不容忽视.

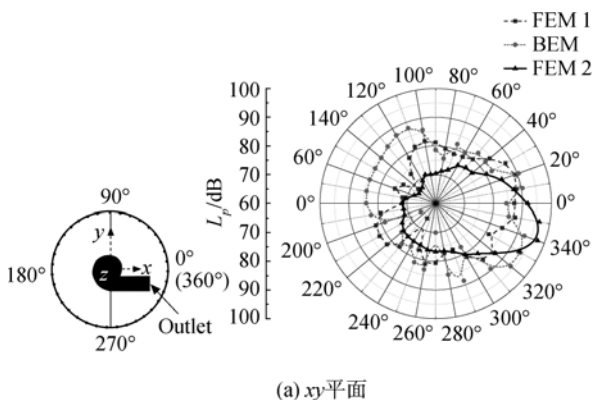
表 5 不同声学边界下测点平均声压级对比

Table 5 Comparison of average sound pressure level corresponds to different acoustic boundary

边界	方案	$\bar{L}_p$ /dB	
		蜗壳噪声	叶片噪声
考虑 叶片	BEM	83.88	70.18
	FEM 2	81.38	65.95
	$\bar{L}_p$ 差值/dB	-2.5	-5.23
考虑 蜗壳	FEM 1	80.28	67.93
	FEM 2	81.38	65.95
	$\bar{L}_p$ 差值/dB	1.1	-2.98

3.2.3 声场指向性分析

图 15 给出了各方案蜗壳噪声声压级的指向性分布, xy 平面、 zy 平面为过轴心直径为 1 m 的切平面, 圆周方向间隔 10° 布置 36 个监测点. 由于复杂固体边界对声波的散射、反射等作用, 声压在自由空间呈现出一种非对称的声场偶极子特性. 对比分析发现 3 种方案在风扇管道出口都有明显的指向性, BEM 方法在进口端也显示了较强声场指向性分布. 以上分析表明对于蜗壳偶极源噪声, 蜗壳边界对声场的指向性影响不大, 而叶片边界则改变了声场的指向性分布, 抑制了噪声向管道进口端的传播. 图 16 为各方案叶片噪声指向性分布对比, 考虑蜗壳边界时声场指向风扇管道出口一侧, 不考虑蜗壳边界时噪声主要从垂直于叶轮转轴的平面内传播, 如图 16(b) BEM 所示, 蜗壳边界改变了叶片噪声的指向性分布, 叶片边界则对叶片噪声指向性影响较小.



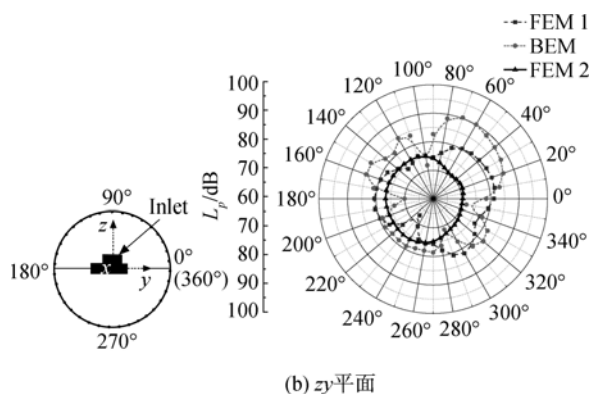


图15 基频下蜗壳噪声远场声压级指向性

Fig. 15 Directivity of calculated far-field sound pressure level at BPF result from volute noise

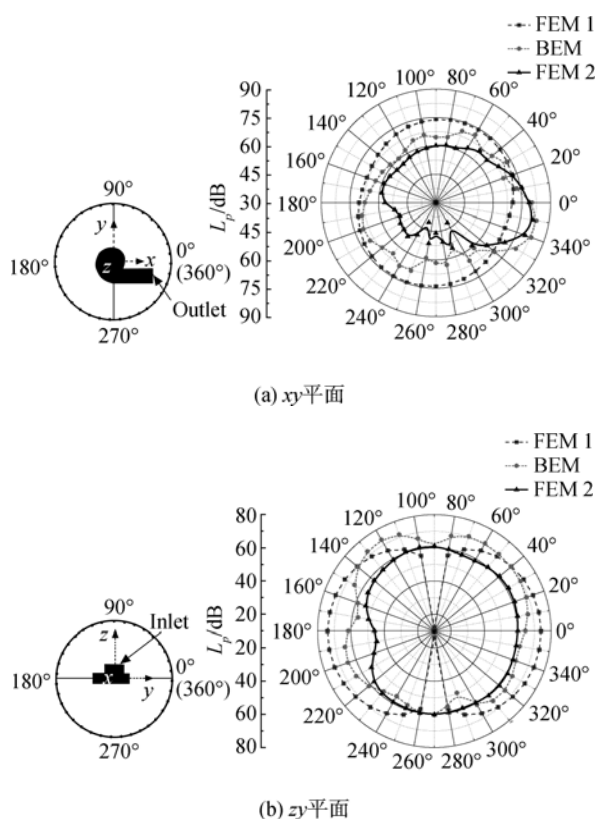


图16 基频下叶片噪声远场声压级指向性

Fig. 16 Directivity of calculated far-field sound pressure level at BPF result from blade noise

4 结论

本文基于混合计算声学(HCAA)方法即使用FW-H方程耦合UNRANS计算结果数值预测了船用离心风扇单音噪声,并分析了噪声产生机理、噪声源位置,将计算结果和实验测量结果做了对比,得到如下结论:

1) 数值计算和动态测量实验结果在基频处

吻合较好,研究表明:基频分量占据主导地位;蜗舌附近区域(叶轮出口宽度范围内)偶极子声源强度较大是主要的噪声源区域,而叶轮前盖板附近区域对应的蜗舌位置偶极子声源强度最大,是最主要的噪声源位置。

2) 声场预测和声压级测量结果表明:由于声学有限元方法计算中考虑了复杂固壁(叶轮和蜗壳边界)对声传播的影响,故其与实验吻合最好,声学有限元法具有更高地预测精度。叶片噪声和蜗壳噪声对比分析表明蜗壳噪声是本文研究的风扇最主要噪声分量,噪声主要从风扇管道出口方向传播。

3) 本文对计算中是否考虑叶片边界对声传播的影响做了对比分析,分析结果表明:叶片和蜗壳边界对噪声传播的影响不容忽视,叶片边界抑制了两类噪声的传播,同时叶片边界也改变了蜗壳噪声在声场空间的指向性分布,抑制了噪声向进口端的传播;而蜗壳边界增强了蜗壳噪声辐射,抑制叶片噪声辐射,蜗壳边界也改变了叶片噪声在声场空间内的指向性分布。

参考文献:

- [1] 李庆宜. 通风机[M]. 北京:机械工业出版社,1981.
- [2] Feshe K R, Neise W. Generation mechanisms of low-frequency centrifugal fan noise[J]. American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal, 1999, 37(10): 1173-1179.
- [3] Velarde-Suárez S, Santolaria-Morros C, Ballesteros-Tajadura R. Experimental study on the aeroacoustic behavior of a forward-curved blades centrifugal fan[J]. Journal of Fluids Engineering, 1999, 121(2): 276-281.
- [4] Velarde-Suárez S, Ballesteros-Tajadura R, Santolaria-Morros C, et al. Unsteady flow pattern characteristics downstream of a forward-curved blades centrifugal fan[J]. Journal of Fluids Engineering, 2001, 123(2): 265-270.
- [5] Ballesteros-Tajadura R, Velarde-Suárez S, Hurtado-Cruz Juan P. Noise prediction of a centrifugal fan: numerical results and experimental validation[J]. Journal of Fluids Engineering, 2008, 130(9): 1-12.
- [6] Younsi M, Bakir F, Kouidri S, et al. Numerical and experimental study of unsteady flow in centrifugal fan[J]. Journal of Power and Energy, 2007, 221(7): 1025-1036.
- [7] Lebrun M, Favre C H. Fan-OGV unsteady Navier-Stokes computation using an adapted acoustic mesh[R]. AIAA-2004-2995, 2004.
- [8] Weckmueller C, Guerin S, Ashcroft G. CFD-CAA coupling apply to DLR UHBR-fan: comparison to experimental data[R]. AIAA-2009-3342, 2009.
- [9] 母忠强, 乔渭阳, 赵磊. 某涡轮级转静干涉噪声数值研究

- [J]. 航空动力学报, 2011, 26(9): 2082-2088.
- MU Zhongqiang, QIAO Weiyang, ZHAO Lei. Numerical investigation of rotor-stator interaction noise in a turbine stage[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(9): 2082-2088. (in Chinese)
- [10] 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.
- [11] LIU QiuHong, QI Datong, TAN Hongtao. Computation of aerodynamic noise of centrifugal fan using LES approach, acoustic analogy and vortex sound theory[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 2007, 221(11): 1321-1332.
- [12] Tournour M, El Hachemi Z, Alex R. Investigation of the tonal noise radiated by subsonic fans using the aero-acoustic analogy[C] // Proceeding of Fan Noise International Symposium. Senlis, France; CETIM, 2003: 1-8.
- [13] CAI Jiancheng, QI Datong, LU Fuan, et al. Study of the tonal noise of a centrifugal fan at the blade passing frequency: Part I aeroacoustics[J]. Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control, 2010, 29(4): 253-266.
- [14] CAI Jiancheng, QI Datong. A quantitative study of the blade passing frequency noise fan[J]. Journal of Vibration Engineering, 2012, 14(3): 1200-1211.
- [15] Koopmann G H, Neise W, Cunefare K A. Fan casing noise radiation[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 1991, 113(1): 37-42.
- [16] 康强, 左曙光, 韩惠君. 汽车空调系统离心风机气动噪声数值计算[J]. 江苏大学学报, 2013, 34(1): 1-6.
- KANG Qiang, ZUO Shuguang, HAN Huijun. Simulation of aerodynamic noise from centrifugal fan of HVAC in automobile[J]. Journal of Jiangsu University, 2013, 34(1): 1-6. (in Chinese)
- [17] 国防科学技术工业委员会. GB/T 1236-2000, 工业通风机用标准化风道进行性能试验[S]. 北京: 中国标准出版社, 2001.
- [18] 国防科学技术工业委员会. GJB 4058-2000, 舰船设备噪声、振动测量方法[S]. 北京: 国防科学技术工业委员会, 2000.
- [19] Ffowcs-Williams J E, Hawkins D L. Sound generation by turbulence and surfaces in arbitrary motion[J]. Philosophical Transactions of the Royal Society of London, Series A: Mathematical and Physical Sciences, 1969, 264(1151): 321-342.

(编辑: 叶 青)