



引用格式:朱正权,陆金桂,尹振华,等.基于CFD的汽车空气调节系统离心风机流场与气动噪声数值模拟[J].轻工学报,2018,33(3):101-108.

中图分类号:U467.3;TS01 文献标识码:A

DOI:10.3969/j.issn.2096-1553.2018.03.013

文章编号:2096-1553(2018)03-0101-08

基于CFD的汽车空气调节系统离心风机流场与气动噪声数值模拟

Car HVAC centrifugal fan flow field and aerodynamic noise numerical simulation based on the CFD

朱正权,陆金桂,尹振华,夏正雷

ZHU Zhengquan, LU Jingui, YIN Zhenhua, XIA Zhenglei

南京工业大学机械与动力工程学院,江苏南京211816

School of Mechanical and Power Engineering, Nanjing Tech University, Nanjing 211816, China

关键词:

汽车空气调节系统;
离心风机;气动噪声

Key words:

car heating ventilation
and air conditioning
(HVAC); centrifugal
fan; aerodynamic
acoustics

摘要:基于CFD分析软件Star CCM+,结合计算气动声学理论,对某汽车空气调节系统(HVAC)离心风机工作过程的流场和气动噪声进行数值模拟分析.采用Reynolds平均数值模拟(RANS)标准k-ε湍流模型模拟稳态流场,利用大涡模拟(LES)湍流模型和FW-H方程分析瞬态气动噪声,通过监测离心风机内部和外部布置点测得压力脉动,并由傅里叶变换得到监测点声压级频谱.结果表明,离心风机主要噪声是叶轮旋转产生的离散噪声(达98 dB),可适当增加叶片数,调整叶片间距,以减小离散噪声.本方法可为其他类型风机的气动噪声数值模拟提供一种有效的分析手段.

收稿日期:2016-11-02;修回日期:2017-06-12

基金项目:国家自然科学基金项目(50975133)

作者简介:朱正权(1992—),男,江苏省徐州市人,南京工业大学硕士研究生,主要研究方向为汽车流体与气动分析.

通信作者:陆金桂(1966—),男,江苏省泰州市人,南京工业大学教授,博士研究生导师,主要研究方向为神经网络智能算法和机械优化设计.

Abstract: Based on the CFD analysis software Star CCM + combined with computational aeroacoustics theory, the flow field and aerodynamic noise of a car heating, ventilation and air conditioning (HVAC) centrifugal fan were numerically simulated. The Reynolds average numerical simulation (RANS) standard k- ϵ turbulence model was used to simulate the steady-state flow field; the large-eddy simulation (LES) turbulence model and the FW-H equation were used to analyze the transient aerodynamic noise by monitoring the internal and external layout points of the centrifugal fan. The pressure pulsation was measured, and the spectrum of the sound pressure level at the monitoring point was obtained by Fourier transform. The main noise of the centrifugal fan under this operating condition was the discrete noise generated by the rotation of the impeller which was 98 dB. More blades can be added and blading pitch can be adjusted to decrease the noise. This method can provide an effective analysis method for numerical simulation of aerodynamic noise of other types of fans.

0 引言

随着人们对汽车驾乘舒适性和安全性的要求不断提高,降低车内噪声,成为汽车舒适性研究的重要内容之一.汽车乘员舱空间较小,车内的噪声主要是由离心风机工作时产生的^[1].根据国家标准对汽车空气调节系统(HVAC)离心风机噪声的要求,汽车在以较高速度工作时,噪声必须控制在 85 dB 以下^[2].然而现在国产的离心风机大多不能满足噪声标准,噪声声压级通常达 100 dB 左右,所以对风机降噪的研究迫在眉睫.

国内外同行专家对离心风机的噪声和防噪做了很多研究.K. R. Fehse 等^[3]认为,离心风机低频噪声产生的主要原因是叶轮吸力面位置与前盖板的流动分离.苏强等^[4]深入探讨了前向多翼离心风机主要噪声成分的产生机制和影响因素.研究发现,在叶道里控制其气流状态是控制这类噪声的关键,可采用导流或者整流的方式来降低风机噪声.进行噪声控制研究的主要思路如下:通过计算风机内部定常与非定常流动的数值,并结合 Lighthill 声比拟理论、涡声理论等,分析和识别风机内部主要气动噪声源的位置、类型和强度等;然后采取措施降低主要气动噪声源的强度,从而降低整个风机的气动噪声^[5].

本文拟基于计算流体力学和气动声学对

HVAC 离心风机工作过程的流场和气动噪声进行数值模拟分析,以确认对气动噪声影响较大的部分的结构部位,然后将针对这些结构进行系统性的调整优化,为改进离心风机整体声学性能提供依据,同时也为研究其他类型风机的气动噪声提供有效的方法.

1 HVAC 离心风机数学模型

1.1 HVAC 离心风机参数

某 HVAC 离心风机主要由风罩、滤芯、叶轮和蜗壳组成.根据分析要求和计算量预判,对不影响模拟的非主要结构做适当的简化处理后,三维模型如图 1 所示.该离心风机具体参数如下:入口角为 70.50° ,出口角为 151.25° ,蜗壳高度为 94.919 mm,叶轮高度为 76.571 mm,叶轮外径为 163 mm,叶轮内径为 131.44 mm,叶片平均厚度为 1 mm,叶片弦长为 12.8 mm,叶片数为 45 个,蜗舌间隙为 11.04 mm.

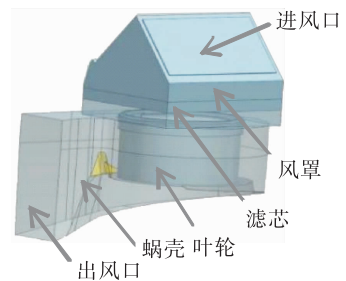


图 1 HVAC 离心风机简化模型

Fig. 1 Simplified model of HVAC centrifugal fan

1.2 湍流模型数值模拟方法的选择

常用的 k-ε 湍流模型数值模拟方法有直接数值模拟(DNS)、大涡数值模拟(LES)和 Reynolds 平均数值模拟(RANS)3种。3种湍流数值模拟方法的模拟结果近似,RANS在流场细节保留情况较LES模型差,但在计算量上,稳态流场远小于非稳态流场计算。在非稳态噪声计算中宜采用LES方法,其计算精度高,细节保留较好,但由于计算量较大,占用的资源较多,计算时需采用双精度并行计算^[6]。本文选取了RANS方法计算稳态流场部分,而非稳态流场部分采用LES方法进行数值模拟。

采用LES方法对离心风机的三维瞬态流场和声场进行数值仿真分析,LES方法是近几十年新兴的一种数值模拟研究方法,可以通过精确求解确定尺度的湍流,解决很多非稳态、非平衡方面RANS方法无法求解的问题。LES方法控制方程如下:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \overline{u_i}) &= 0 \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho \overline{u_i}) + \frac{\partial}{\partial t}(\rho \overline{u_i u_j}) &= \\ \frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\mu \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_i}) - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \end{aligned}$$

式中, ρ 为流体的密度; t 为时间; x_i, x_j 为坐标分量; $\overline{u_i}, \overline{u_j}$ 为过滤后的速度分量; τ_{ij} 为亚格子尺度应力。

1.3 气动噪声模型

在模拟稳态流场下的宽频带噪声源分布时,有Curle模型和Proudman模型可供选择。Curle模型是边界层噪声源模型,其对固体边界上作用于流体表面压力产生的压力脉动进行积分,通过Curle积分方程来实现。Curle模型针对的噪声源为偶极子噪声源,可以计算流体表面每个单元声功率对总声功率的贡献。Proudman模型可以用于四极子噪声源,是流场内评估声功率的模型,其控制方程和适应条件与Curle模

型相同^[8]。

目前,CFD对远场声学的预测策略有两种^[9]:一种是基于声传播的直接噪声模拟,另一种是基于积分公式推导求解的噪声模拟。这两种方法被广泛用于研究流体流动的声音生成和声音传播。模拟瞬态噪声远场监测选择Ffowcs Williams-Hawkings(FW-H)方程,FW-H方程是常用的声类比法,其声学积分公式远场噪声预测是首选策略,能够从近场辐射的数据计算远场声信号,这样就可以把压力监测点设置在流场区域外,预测小振幅声波压力波动,大大减少网格数量和计算量,其控制方程^[10]为

$$\begin{aligned} \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} [pH(f)] - \nabla^2 [pH(f)] &= \\ \frac{\partial}{\partial t} [\rho_0 V_i \frac{\partial f}{\partial x_i} \delta(f)] - \frac{\partial}{\partial x_i} [\rho_{ij} \frac{\partial f}{\partial x_j} \delta(f)] + \\ \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} [T_{ij} H(f)] \end{aligned}$$

其中 $H(f)$ 为亥维赛得广义函数:

$$H(f) = \begin{cases} 1 & f(x, t) \geq 0 \\ 0 & f(x, t) < 0 \end{cases}$$

式中, $f(x, t) = 0$ 为表达使用范围的控制方程, ρ_0 为受扰动前的流体密度, ρ_{ij} 为受扰动前的流场压力, T_{ij} 为Lighthill应力张量。

2 HVAC离心风机数值模拟

2.1 Star CCM + 气动噪声分析

在Star CCM + 软件中,气动噪声模拟分析流程如图2所示。先采用RANS模拟稳态流场,再通过声场模拟分析稳态噪声分布情况,选择Curle模型和Proudman模型进行计算。通过网格截止频率(mesh frequency cutoff)函数查看网格密度是否满足频率分析要求。瞬态计算前细化网格是为了获得需要的频率区间,若网格密度不满足要求,需局部加密;若网格密度满足要求,则可以采用LES方法进行非定常瞬态计算。在非稳态计算声压级时,根据稳态下宽频带

声场模拟的主要噪声源分布取压力监测点,通过对监测得到的压力脉动进行傅里叶变换,得到声压级频率谱.远场噪声模拟采用 FW-H 方程或者其他声学仿真软件(如 Actran, Sysnoise)进行耦合分析^[11].

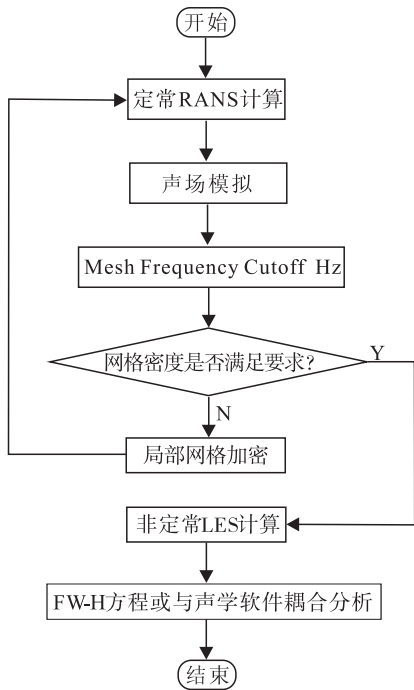


图2 气动噪声模拟分析流程

Fig. 2 Aerodynamic noise simulation analysis flow

2.2 网格条件确定

在本次模拟中, HVAC 离心风机的流体计算域主要有停滞入口、多孔介质区(滤芯)、主流体区域和压力出口4个部分.在 Star CCM + 软件中网格划分选择多面体网格.由于离心风机的内部结构较为复杂,并且不同流动区域的重要性也不相同,所以叶轮区和蜗舌区域流动不稳定,对流场影响较大.因此,需对叶轮与蜗舌壁面附近网格进行加密处理,以生成质量高且易收敛的流体模型,最终生成的网格体单元数为 2.37×10^6 个.

在对旋转机械类零件的计算中, Star CCM + 软件对旋转区域设定有两种不同的网格计算方法,分别是移动参考坐标系(MRF)和

刚体运动滑移(RBM)网格.在稳态定常计算中,一般采用的是 MRF 方法,此时旋转区域的网格相对其他流体区域网格不发生运动,而是将旋转施加到叶轮区域的坐标系上.如果需要研究风机内部流动的动态特征,即在瞬态计算中,往往采用 RBM 网格,它通过网格随时间运动来进行叶轮旋转的模拟^[12].

2.3 边界条件设定

假设 HVAC 离心风机在某工况下以较高速度运行,其叶轮转速为 2924 r/min.离心风机为自然吸气,因此可定义边界条件为停滞入口与压力出口,出口压力的初始条件为 0 Pa.在离心风机稳态流场模拟分析中,采用 RANS 进行数值模拟.稳态流场分析迭代 1000 步,残差达到收敛标准 1×10^{-4} ,且进出口压力、速度监视趋于稳定.进行瞬态分析时,在稳态流场分析的基础上,选择 LES 湍流模型和 FW-H 方程,根据分析频率要求为 20 ~ 20 000 Hz,瞬态分析时间步长取 2.5×10^{-5} s,每个时间步长迭代 10 次,总时间为 0.03 s.

3 数值模拟结果与分析

3.1 流场数值模拟结果与分析

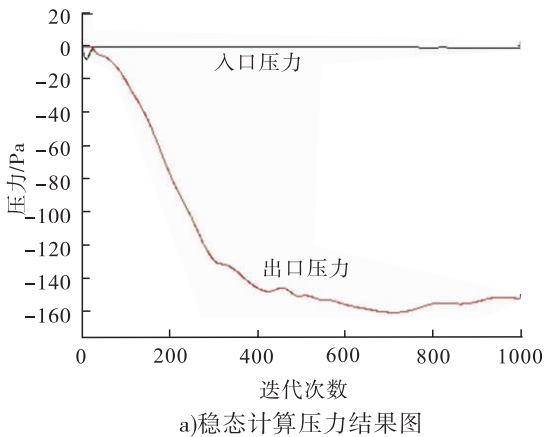
经过稳态流场的数值计算,离心风机稳态计算结果如图3所示.由图3可知,随着计算迭代收敛,离心风机的出口压力为 151.71 Pa.在实际测试中,转速为 2924 r/min 时出口处压力约为 150 Pa.由此可知流场模拟与实验结果相吻合,这也说明了该流场计算与模型的正确性.为研究离心风机内部流场,取截面 ($Z = 0.55$ m) 分析内部压力和流动情况.截面处压力云图和速度矢量图如图4所示.由图4可知,在速度矢量图中,存在蜗舌的涡流和出口的回流,这些气体流动不稳定都是产生噪声的来源.

流场计算和实验对比结果见表1.由表1可知,计算得到的静压、扭矩和出口速度与实验

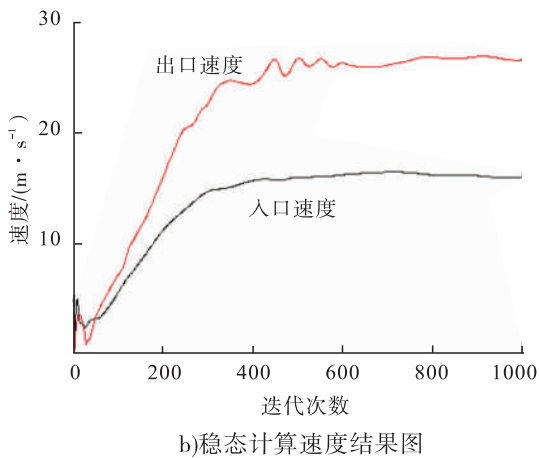
测量值吻合较好. 可以认为, 该模拟的基本设置和模型选择是正确的, 计算具有参考价值, 可为后续气动噪声模拟提供基础和依据.

3.2 气动噪声数值模拟结果与分析

3.2.1 稳态数值模拟结果与分析 在稳态流场模拟的基础上选择气动噪声宽频带噪声源模型, 分析稳态下宽频带声场. 选择 Curle 模型分析偶极子噪声源, 表面偶极子噪声源云图如图 5 所示. 偶极子噪声主要分布在蜗舌附近, 最大



a) 稳态计算压力结果图



b) 稳态计算速度结果图

图 3 HVAC 离心风机稳态计算结果图

Fig. 3 HVAC centrifugal fan steady state calculation result diagram

表 1 流场计算结果与实验结果的对比

Table 1 The flow field calculation results compared with the experimental results

结果	静压/Pa	扭矩/(N·m)	出口速度/(m·s ⁻¹)
计算结果	151.71	0.09	27.56
实验结果	150.00	0.12	26.50

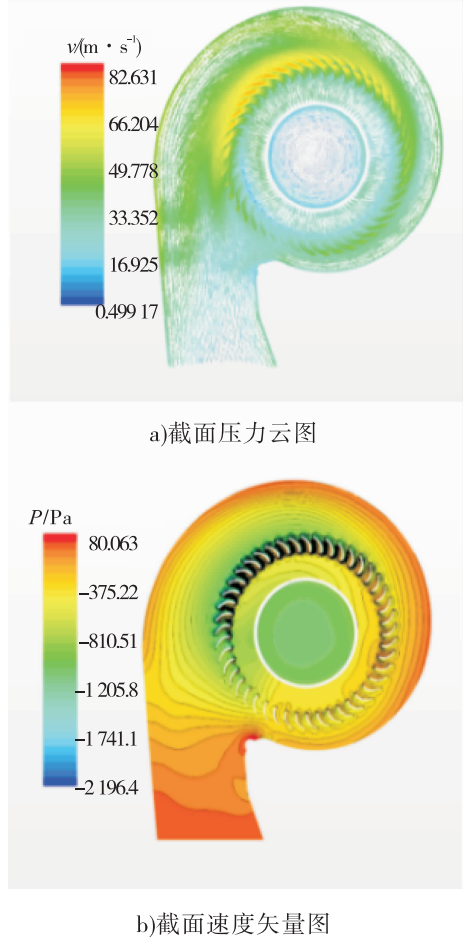
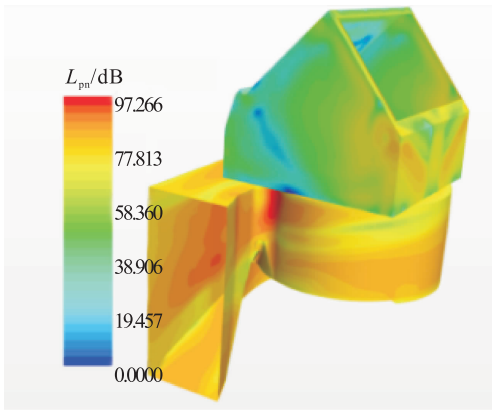


图 4 离心风机截面压力云图和速度矢量图

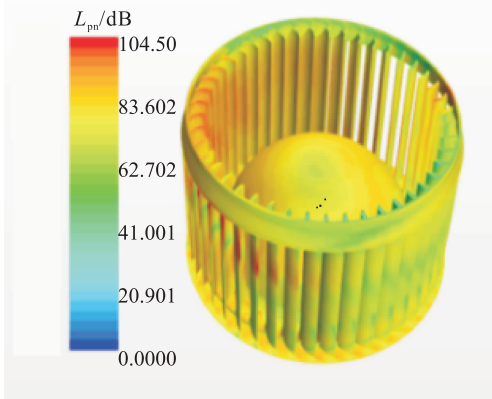
Fig. 4 Pressure cloud and speed vector of centrifugal fan cross section

为 97 dB, 叶轮叶片局部噪声达 104 dB. 蜗舌处产生噪声的主要原因是气流经过此处分为两股气流, 大部分气流从出口处流出, 还有少部分再次进入蜗壳中, 这样此处气流便不稳定, 易产生涡流, 也会与蜗舌和两侧壁面产生摩擦, 从而引起较大的气流噪声. 叶轮表面的噪声主要是由气流的快速摩擦引起的气动噪声.

选择 Proudman 模型分析离心风机内部的四级子噪声源分布情况, 结果如图 6 所示. 四级子噪声源分布与流场的湍动能分布一致. 在叶轮周围、蜗舌处和出口的局部湍动能大, 因此噪声也较大. 进行稳态宽频带噪声源分析的主要目的是查找离心风机内重要噪声源的分布, 方



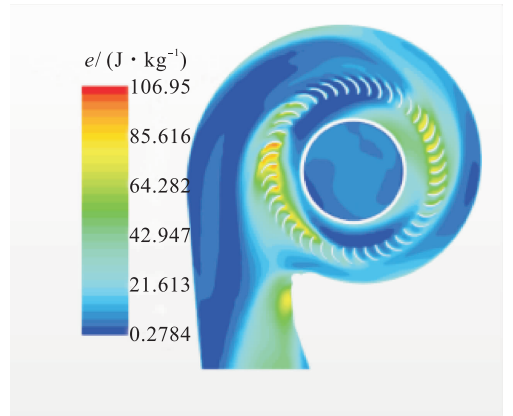
a) 蜗壳外表面噪声源



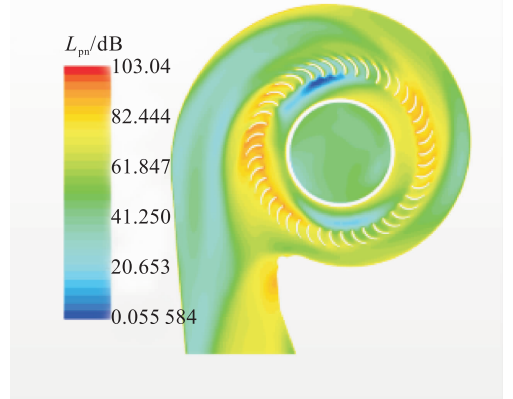
b) 叶轮表面噪声源

图5 表面偶极子噪声源云图

Fig. 5 Dipole noise source surface acoustic power cloud



a) 截面四级子噪声源云图



b) 截面湍动能云图

图6 截面四级子噪声源和湍动能分布图

Fig. 6 Quadrupole source and turbulence kinetic energy clouds

便在流场内布置监测点,为非稳态噪声分析压力脉动监测提供参考.

3.2.2 非稳态数值模拟结果与分析 为了更进一步地了解离心风机内部流场的流动状态和噪声分布,需要分析非稳态情况下离心风机工作状态的噪声情况.根据稳态分析得到的噪声分布,在湍动能较大处,即主要噪声来源处布置压力监测点,以监测采样时间范围内的压力脉动.各监测点坐标值见表2,图7为监测点在风机内部截面的分布情况.

根据 HVAC 工程规范(ES - 6G91 - 19B55 - AA),在距离心风机叶轮转轴中心 1 m 远的两端装接收器^[13],即在监测点的位置收集数据监

测外场噪声情况.

将从离心风机内和远场设置的两个监测点得到的压力脉动进行傅里叶变换,得到频域的声压级(SPL)频谱图,如图8所示.

表2 HVAC 离心风机内监测点坐标
Table 2 HVAC monitoring point coordinates

within centrifugal fan							m
监测点	X	Y	Z	监测点	X	Y	Z
P ₁	0.36	0.42	0.55	P ₇	0.31	0.34	0.53
P ₂	0.45	0.45	0.55	P ₈	0.28	0.36	0.52
P ₃	0.46	0.44	0.55	P ₉	0.31	0.30	0.55
P ₄	0.29	0.42	0.55	P ₁₀	0.26	0.26	0.55
P ₅	0.28	0.43	0.55	P ₁₁	0.30	0.26	0.55
P ₆	0.28	0.39	0.53	P ₁₂	0.30	0.26	0.50

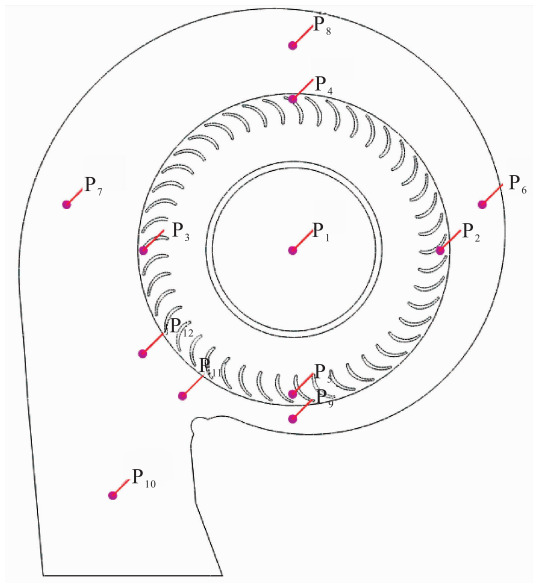


图7 截面监测点分布情况示意图

Fig.7 The distribution diagram of cross-section monitoring points

由模拟得到声压级频谱图,监测点 P_4, P_7, P_{12} 是具有代表性的点,分别代表叶轮、蜗舌和出口 3 处主要噪声源处,监测点 P_4 处的压力脉动最明显,其噪声声压级最高且有明显的阶次性,是噪声的主要来源,同时也是高频噪声的主要来源.点 P_7 是在蜗舌处的点,蜗舌处的涡流较为明显,导致其中高频段内的声压级较高,超过 90 dB,伴有与旋转噪声相同的谐波波动.离心风机的出口处监测点 P_{12} 的主要噪声是中高频噪声,大于 5000 Hz 的高频噪声迅速衰减,低于规定噪声值.

HVAC 离心风机气动噪声是宽带(涡流)噪声与离散(旋转)噪声的叠加.叶轮叶片间距均匀分布时叶轮旋转噪声的频率计算方法如下:

$$f = \frac{nzi}{60}$$

式中, f 为频率/Hz; n 为叶轮转速/($r \cdot \min^{-1}$); z 为叶轮叶片数/个; $i = 1, 2, 3, \dots$ 为谐波序列.

在数值模拟中,叶轮叶片数 $z = 45$ 个,转速 $n = 2924 \text{ r/min}$,经计算得频率 $f = 2193 \text{ Hz}$,对

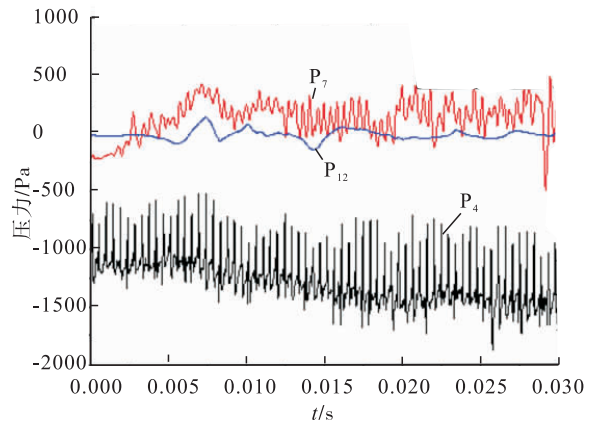
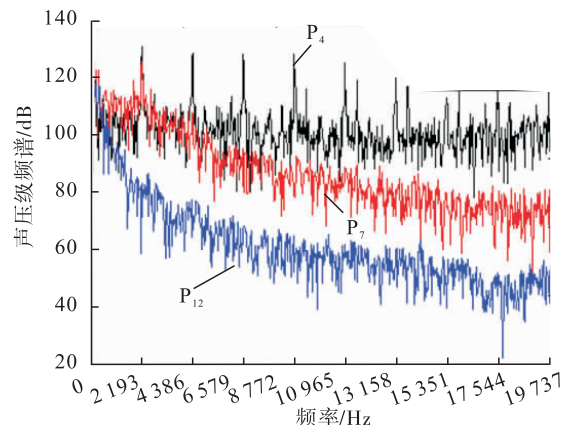
a) 点 P_4, P_7, P_{12} 压力时域图b) 点 P_4, P_7, P_{12} 声压级频谱图

图8 离心风机内监测点压力时域图与声压级频谱图

Fig.8 The pressure time domain map and the sound pressure level spectrogram of monitoring points within centrifugal fan

照叶轮内测点 P_4 声压级图,各峰值均在对应的旋转噪声频率上相吻合.在 Star CCM + 中渗透表面法的渗透表面是交界面,可以评价四极子密度,根据 FW-H 方程和渗透表面法分析得到远场监测点的声压级频谱图(如图 9 所示).从图 9 可以看出,前 3 阶谐波噪声峰值均超过规定标准,其中基频噪声最大值达 98 dB.而实验测得在此工况下的最大噪声为 96 dB,其误差主要是环境条件和仪器精度造成的,但模拟值误差在允许误差范围内.

4 结论

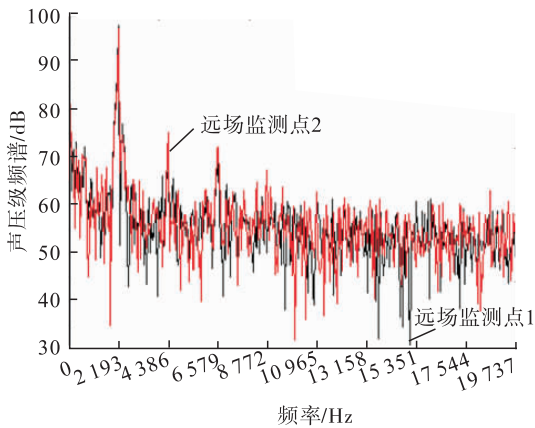


图9 远场监测点声压级频谱图

Fig. 9 The sound pressure level spectrogram of the far-field monitoring point

采用 CFD 分析软件 Star CCM + 对某 HVAC 离心风机工作过程的流场和气动噪声进行了数值模拟分析,得到如下结论。

1) 采用 RANS 和 LES 模型计算三维瞬态流场和噪声,计算精确度较高。数值模拟结果表明,该离心风机的主要噪声源是叶轮的旋转噪声(达 98 dB),其次是蜗舌和出口的流动不稳定产生的涡流和回流。

2) 针对离心风机在蜗舌附近有大量涡流分布且不稳定的情况,一般地,改变蜗舌角度和间距是蜗舌处降噪的常用方法。当出口处和通道中出现回流和涡流时,可以通过在蜗壳上加导流板改善流场流动,使其尽可能少地出现涡流,以降低宽带噪声。

3) 离心风机叶轮旋转产生的离散噪声是其主要噪声源,且叶轮叶片数越多,叶轮旋转噪声频率间隔也越大,因此可以通过适当增加叶片数,调整不均匀叶片间距,以减小旋转时产生的噪声。

通过远、近场监测点声压级频谱分析,可为了解和改进该离心风机整体声学性能提供有利依据,同时也可研究其他类型风机的气动噪声提供有效的分析方法。

参考文献:

- [1] 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(自然科学版),2013,34(1):1.
- [2] 刘秋洪,祁大同,曹淑珍,等. 离心风机气动声学分析的一个理论模型和计算方法[J]. 西安交通大学学报,2004,38(3):313.
- [3] FEHSE K R, NEISE W. Generation mechanisms of low-frequency centrifugal fan noise[J]. AIAA Journal,1999,37(10):1173.
- [4] 苏强,陈花玲. 前向式多叶片离心通风机噪声机理及治理研究[J]. 噪声与振动控制,1995(4):6.
- [5] 赵忭,祁大同,毛义军,等. 离心风机气动噪声控制的理论与实验研究[J]. 风机技术,2013(6):24.
- [6] 李启良,钟立元,王毅刚,等. 汽车空调气动噪声数值与试验研究[J]. 同济大学学报(自然科学版),2016,44(4):620.
- [7] 叶福民,冯露,陈文杰,等. 离心风机的内部流场数值模拟及噪声预估[J]. 江苏科技大学学报(自然科学版),2014,28(2):155.
- [8] 常小坡. 大客车空调系统流体噪声模拟及优化[D]. 厦门:集美大学,2015.
- [9] MAO Y, GU Y, QI D, et al. An exact frequency-domain solution of the sound radiated from the rotating dipole point source[J]. Journal of the Acoustical Society of America,2012,132(3):1294.
- [10] CAI J, QI D, LU F, et al. Study of tonal fan noise reduction by modification of the volute cutoff[J]. ACTA United with Acustica,2010,96(6):1115.
- [11] 冉苗苗. 多翼离心风机的 CFD 分析及噪声预测[D]. 武汉:华中科技大学,2007.
- [12] 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]. Journal of Mechanical Engineering Science,2007,221(11):1321.
- [13] 毛义军,祁大同,徐长棱,等. 叶片与蜗舌耦合对离心风机性能和旋转噪声影响的数值研究[J]. 应用力学学报,2006,23(3):368.