

基于非定常流场的离心风机气动噪声分析

毛义军, 祁大同, 刘秋洪

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 提出了一种不直接求解声场却能为离心风机降噪提供有用信息的分析方法. 首先, 利用有限容积法对风机内部的非定常流场进行计算. 然后, 采用时域和频域分析方法对流场内静压脉动的强度和频率进行分析. 最后, 根据声学基本理论, 判定风机内部主要气动噪声源的位置及噪声类型. 应用该方法对某离心风机进行了计算, 并将分析计算结果与该风机的噪声测量结果进行了对比, 证明该方法能够有效地判断气动噪声源的位置和噪声类型.

关键词: 非定常流场; 离心风机; 气动噪声

中图分类号: TB53; O355 **文献标识码:** A **文章编号:** 0253-987X(2005)09-0989-05

Analysis of the Aeroacoustics in Centrifugal Fan Based on Numerical Simulation of Unsteady Viscous Flow

Mao Yijun, Qi Datong, Liu QiuHong

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

Abstract: A new method was proposed to analyse the intensity and location of dominant aerodynamic noise source and the type of the noise in a centrifugal fan. In this method, the numerical solution of aeroacoustic field was avoided because of the difficulties of solving the Green function in an irregular space. To find the noise source, the three-dimensional unsteady viscous flow in the centrifugal fan was calculated by applying finite volume method and high order discrete scheme. Then, the time-domain and frequency-domain analyses on fluctuating component of static pressure in the flow field were carried out. Based on these numerical results, the intensity and location of dominant aerodynamic noise source and the type of the noise were ascertained according to the acoustic principles and the characteristics of the sound propagation. The present method was applied to an industrial centrifugal fan with forward-curved blades. And the numerical results were compared with our experimental data for the same machine. It is concluded that this method could contribute significantly to indicating the sound generation mechanisms inside centrifugal fans and be valuable for noise reduction of the fans.

Keywords: *unsteady flow; centrifugal fan; aeroacoustics*

当前, 风机气动声学的主要研究内容之一是对风机内部气体流动所产生的气动声场进行数值计算, 而风机气动声场的数值求解研究主要集中在流场、声场统一求解和 Lighthill“声类比”^[2] 2 种方法上. 在流场、声场统一求解的方法中, 由于声波仅取决于压力的微小脉动, 所以对计算精度提出了很高的要求, 使其在实际求解中尚未得到比较满意的结果^[1],

而 Lighthill“声类比”方法则已经能够在流场计算的基础上较好地模拟自由空间和规则封闭空间中的声场分布, 但对任意形状边界的封闭空间, 由于难以直接求解 Green 函数的解析表达式, 从而使该方法的应用受到很大局限.

轴流通风机由于其机壳是规则的圆柱体, 所以使用“声类比”方法已经能够较好地对其进行气动噪

声的计算,但对离心风机而言,由于叶轮出口包围着非轴对称的蜗壳,目前还不能获取该空间下 Green 函数的解析表达式,所以离心风机气动声场的预测目前大多采用近似的处理方法^[2],或是干脆不考虑蜗壳的影响,或是在叶轮出口某位置放一个楔形体仅仅简化模拟蜗舌的影响^[3,4].这些简化由于不能真实反映蜗壳整体对流场的影响,计算结果存在较大误差.

为了满足离心风机降噪声的迫切需要,本文采用一种不直接计算声场的分析方法.首先采用有限容积法对风机内部非定常流场进行计算,然后结合时域和频域方法对流场内静压脉动的强度和频率进行分析,最后根据声学基本理论,判定出主要气动噪声源的位置及噪声类型.本文方法不能定量地给出气动声场,只追求找出风机内部主要气动噪声源的位置和噪声的类型,为离心风机降噪提供有用的信息.

1 基本分析思路

气动噪声是离心风机产生的主要噪声之一,本文仅讨论风机中的气动噪声.

对于风机产生的气动噪声而言,风机内部流场中的每一点都可视为一个引发气动噪声的点声源.要想降低风机的气动噪声,首先就要对这些气动噪声源进行研究,找出哪些是主要的气动噪声源,确定它们的位置及所产生的噪声类型,然后再针对性地采取降低或控制噪声的措施.

根据声学理论,声源即振动源,声源的强度正比于振动源振动的幅度,声源的频率即振动源振动的频率.声音的传播是声源的振动形式在连续介质中的传播,若无其他条件影响,则在传播过程中,声波的频率不变而幅值有所衰减.

因此,要想对离心风机内部的气动噪声源进行分析,首先要精确计算风机内部的非定常流场,然后分析流场内的静压脉动情况.静压脉动幅值特别大的地方即是主要的气动噪声源,而噪声类型及其频率特性则依据静压脉动的频率状况进行分析.

2 T9-19No. 4A 离心风机内部非定常流场的数值计算

分析的对象为 T9-19No. 4A 离心通风机,主要通流部分包括进风口、叶轮(12 个前向叶片沿圆周均布)、旋转扩压器和蜗壳.

计算区域主要分为 3 个部分:进气部分(包括进

气管道)、旋转叶轮部分(包括旋转扩压器)和蜗壳部分(包括出口延长段).为了能够更加真实地模拟流场,在进风口和旋转叶轮套接部分考虑了内泄漏流动,其径向间隙为 2.5 mm.

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不同重要性,对旋转叶轮内部、蜗舌壁面附近的网格节点进行了加密控制和非等距处理.其中,进气部分网格节点数为 89 000 个,旋转叶轮部分网格节点数为 378 000 个,蜗壳部分网格节点数为 149 000 个,网格节点总数共计 616 000 个.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.

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 RNG $k-\epsilon$ 模型,取标准壁面函数.由于风机内部流动的马赫数很低,故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 SIMPLC 算法.为了克服假扩散^[1],对流项采用具有三阶精度的 QUICK 格式离散,扩散源项采用二阶中心格式离散,时间项采用二阶隐式格式离散.

由于叶片在叶轮内沿圆周均布且认为转速恒定,所以叶轮流道和蜗壳之间的耦合呈周期性关系,在计算中时间步长确定如下

$$\Delta t = 60 / KnZ$$

式中: K 为一个非定常计算周期的时间步数, $K = 30$; n 为叶轮的转速, $n = 2\,900$ r/min; Z 为叶片数, $Z = 12$.通过上式计算得到时间步长

$$\Delta t = 5.6667 \times 10^{-5}$$

计算工况下容积流量 $Q = 27.7$ m³/min,出口边界条件为标准大气压,壁面采用无滑移条件.

应用 Fluent 软件对 T9-19No. 4A 离心风机内部的非定常流动进行了计算.由于数据太多,本文仅给出了大约处于叶轮盘盖中间的叶轮回转平面及相应的蜗壳平面上部分观察点的信息,这些点的具体位置见图 1.

由于篇幅限制,叶轮的每个叶道内给出了 4 个观察点的信息,分别位于 $R = 130, 190$ mm 截面上叶片的压力面和吸力面上,这些观察点随叶轮一起旋转.在叶道外区域,给出叶片进口、出口和扩压器出口 3 个截面上 15 个观察点的信息,这些点分别表示为 D_i, G_i 和 J_i ,其中下标 $i = 1, 2, 4$ 分别表示叶片进口、出口和扩压器出口截面,蜗舌壁面则给出了 A、B、C 三个观察点的信息,它们的位置如

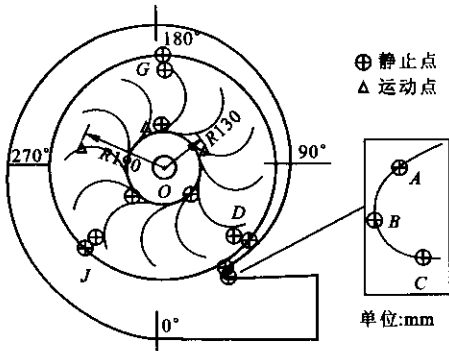


图 1 部分观察点位置示意图

图 1 所示,所有叶道外区域的观察点都为静止点.

3 计算结果的时域分析

对于叶道外区域的观察点(以叶片出口截面上的观察点为例),从一个叶片处于某位置的时刻开始,到下一个相邻叶片到达该位置的时刻结束,这一时间段即为一个计算时间周期(为 30 个时间步长),由于本文叶轮有 12 个叶片,所以一个计算时间周期正好是叶轮旋转 30° 所需的时间.对于叶道内的观察点,考虑到蜗壳不是轴对称的形状,取叶轮旋转一周的时间,即以 12 个计算时间周期作为观察时间.

图 2 给出了叶道外区域的部分观察点在一个时间周期内静压随时间脉动的情况,其中 τ 是以 Δt 为基本单位的无量纲时间.可以看出,叶片进、出口以

及扩压器出口观察点处的静压脉动随时间变化的趋势基本相同,且除 D_4 点脉动幅度达 2.4 kPa 和 D_2 点达 2.0 kPa 外,其他点的静压脉动的幅值均在 1.5 kPa 以下.这说明上述观察点中,扩压器出口圆周上靠近蜗舌附近处的静压脉动相对较强.

从图 2 还可看出,在蜗舌顶部 B 点位置静压脉动最强,脉动幅值约为 3.8 kPa.蜗舌顶部两侧的部位脉动相对较弱,A 点脉动幅值在 1.65 kPa 左右,C 点幅值在 1.0 kPa 左右.同时可以看出,蜗舌顶部的静压脉动与其他各点的静压脉动随时间的变化趋势不同,在蜗舌顶部静压脉动最大时,其他各点静压脉动则达到最小值,反之亦然.

图 3 给出了叶轮内部 $R=130,190$ mm 截面处叶片压力面和吸力面观察点由 0° 位置开始旋转一周过程中静压脉动随时间的变化.在叶轮旋转一周过程中,压力面和吸力面上观察点处的静压均存在一个由 12 个小的周期脉动组成的大脉动,吸力面上大脉动的幅值明显大于压力面,而吸力面和压力面之间小脉动的幅值差别不大.

综合分析各观察点静压随时间的变化,蜗舌顶部的静压脉动最强,是主要噪声源.

4 计算结果的频域分析

气动噪声主要分为旋转噪声和涡流噪声,旋转

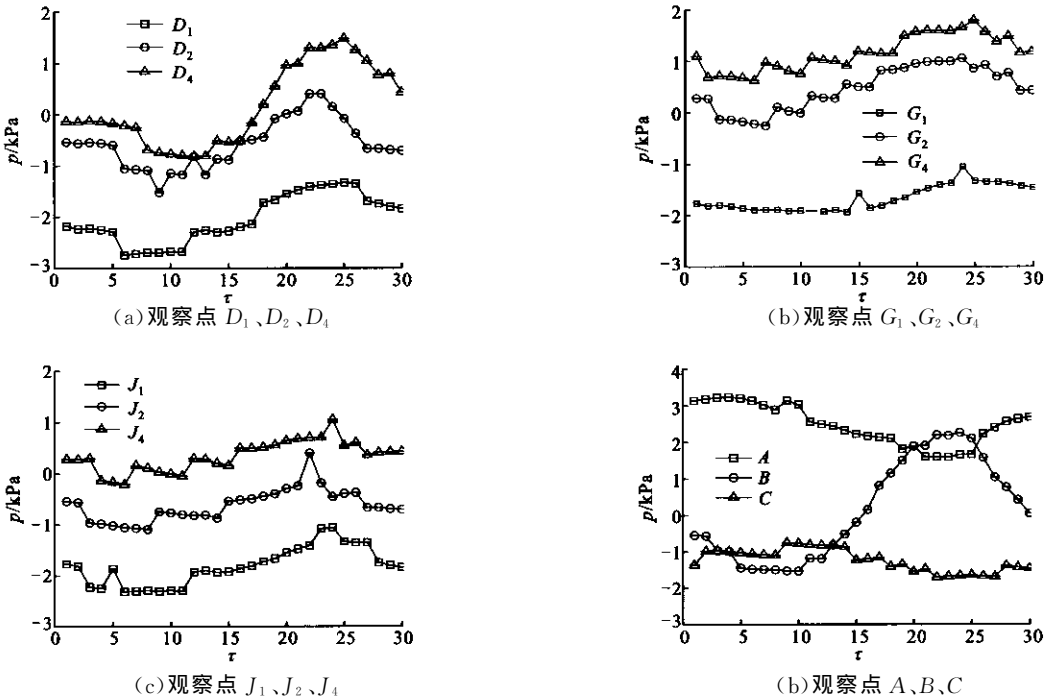


图 2 叶道外区域观察点的静压随时间的变化

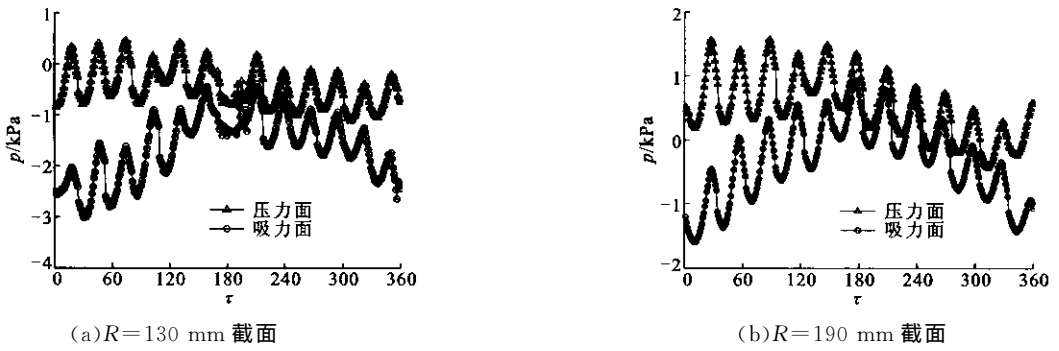


图3 叶片压力面和吸力面上部分观察点静压随时间的变化

噪声亦称离散噪声,基频及其谐波频率在理论上可以采用以下公式计算

$$f = nZi/60$$

式中: $i=1,2,3,\dots$,表示谐波次数, $i=1$ 对应基频值.对 T9-19No. 4A 离心风机,可以计算出 $f=580i$ ($i=1,2,3,\dots$).

涡流噪声又称宽频噪声,主要由叶片与流体相互作用、叶片尾缘的分离尾迹流动、涡脱落以及泄漏流动等几种因素引起^[5].由于涡具有强烈的随机性且空间尺寸和频率范围宽广,决定了涡流引起的压力脉动在频谱上表现为连续的宽频特性,各频率上对应的噪声级脉动不大.

对各点静压脉动进行快速傅里叶变换,为节省篇幅,仅给出部分观察点静压脉动的频谱分析,如图4和5所示.各观察点的静压脉动在频谱图上均表

现出明显的离散频谱特性,且最高峰值主要对应应在基频位置上,表明 T9-19No. 4A 离心风机的气动噪声主要是旋转噪声.

对不同点的基频幅值进行比较,发现在蜗舌顶点 B 处的基频峰值最大,远高于其他各点的基频峰值,进一步说明该处是主要噪声源,且噪声类型主要表现为旋转噪声.

从图3和图5可以看出,除叶轮出口气流打击蜗舌和周围物质引发旋转噪声外,叶道内叶片的压力面和吸力面上的气流也引发旋转噪声,虽然此处引发的旋转噪声小于蜗舌附近区域观察点引发的旋转噪声,但与叶轮出口、旋转扩压器出口和其他位置观察点引发的旋转噪声相差不多.从图5还可以发现,由涡流噪声引起的小峰值脉动,由于其幅值相对基频峰值很小,因此不是主要的噪声类型.

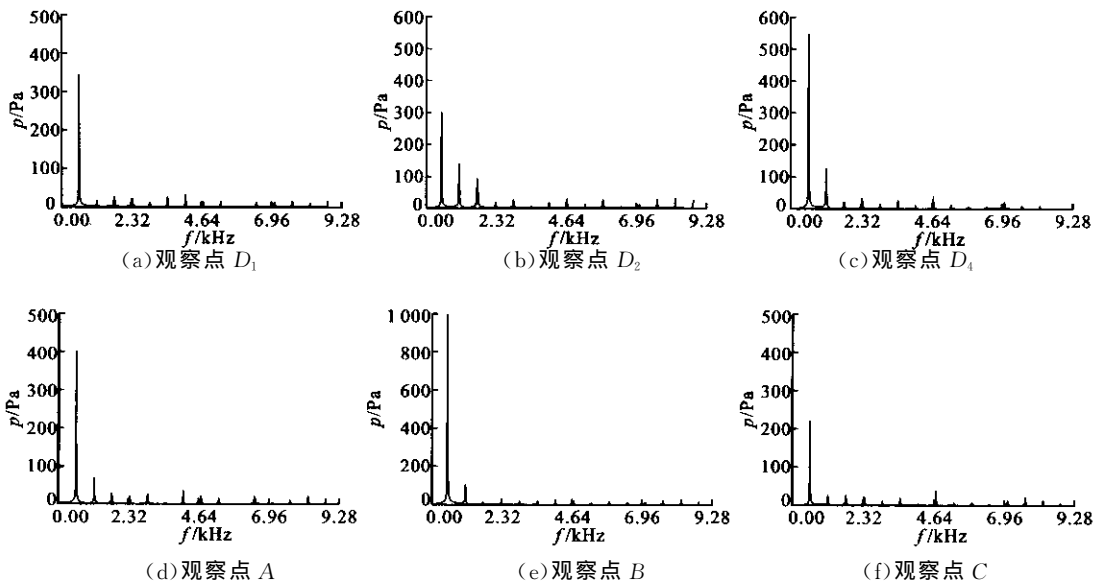
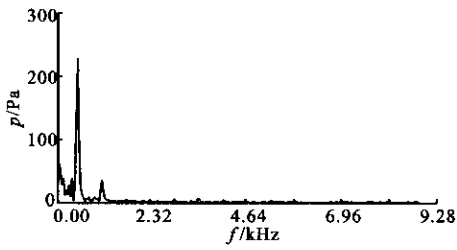
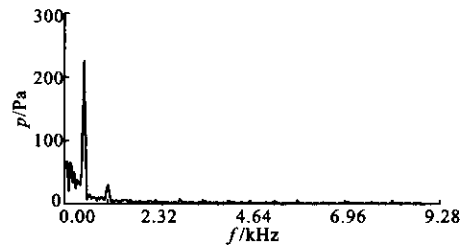


图4 叶道外区域观察点的静压频谱



(a) 压力面观察点



(b) 吸力面观察点

图5 R 为 190 mm 处叶片压力面和吸力面上的静压频谱

为了验证计算分析结果,按照国家标准《GB/T2888-91 风机和罗茨鼓风机噪声测量方法》对 T9-19No. 4A 离心风机的噪声进行了实验测量.实验在西安交通大学流体机械国家专业实验室消声室内进行,图6给出了该机测量的噪声频谱,其中 L_A 表示 A 声级.可以看到,在 0.58 和 1.16 kHz 附近存在两个峰值,这表明用本文方法计算分析的结果与实验测量结果基本吻合.

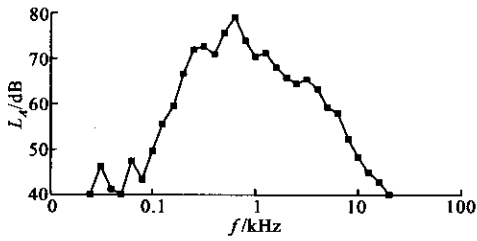


图6 T9-19No. 4A 离心风机的噪声频谱

5 结论

初步的计算分析和实验对比表明,本文方法可以用于对离心风机内部的噪声源和噪声类型进行分析,从而为离心风机降噪提供有用信息.在离心风机声场计算比较困难的情况下,本文方法也可以作为一种相对比较简便、实用的选择.

还需说明的是,本文工作的主要目的仅是从定性角度说明本文方法在离心风机降噪中的用途,若要从定量应用的角度考虑,还有一个环节非常重要,就是如何保证非定常流场计算的准确性.例如,可以通过离心风机内部非定常流场的实验测量对计算模型和计算方法不断修正和完善等,这里不再赘述.

参考文献:

- [1] 居鸿宾,沈孟育.计算气动声学的问题、方法与进展[J].力学与实践,1995(5):1-10.
- [2] 刘秋洪,祁大同,曹淑珍,等.离心通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):313-316.
- [3] 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 (3): 505-511.
- [4] Jeon W H, Lee D J. A numerical study on the flow and sound field of centrifugal impeller near a wedge [J]. Journal of Sound and Vibration, 2003, 266(4): 785-804.
- [5] Miche R. Broad band fan noise prediction using single-airfoil theory[A]. Fan Noise 2nd International Symposium, Senlis, France, 2003.

(编辑 王焕雪)

(上接第 984 页)

耗,提高其可靠性.本文的研究结果可为同步回转式压缩机的进一步发展及优化提供依据.

参考文献:

- [1] 屈宗长.同步回转式压缩机的几何理论[J].西安交通大学学报,2003,37(7):731-733.
- [2] 屈宗长,冯健美,李心伟.一种新型同步回转式压缩机

[J].中国电器商情,2004(11):28-29.

- [3] 马国远,李红旗.旋转压缩机[M].北京:机械工业出版社,2001.
- [4] 邓定国,束鹏程.回转压缩机[M].北京:机械工业出版社,1989.

(编辑 王焕雪)