

分流叶片周向位置对小型轴流风扇性能的影响

朱立夫, 金英子, 李 昶

(浙江理工大学机械与自动控制学院, 杭州 310018)

摘 要:以五叶片的小型轴流风扇为原型,设计出3种不同周向位置分流叶片的模型,采用 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型进行定常数值模拟,对比分析诸模型间的静特性、叶片表面静压分布和涡量分布,选出静特性最佳模型为最优模型对其进行非定常计算,研究其气动噪声性能。结果表明:小型轴流风扇中适当增加分流叶片可以提高静压系数和效率,3种带分流叶片模型叶片表面静压分布均匀,分流叶片可以抑制原型叶片尾缘涡脱落,分流叶片的最优的位置为流道中间,该最优模型前方 100 mm 处的监测点的 A 计权声压级在各个频段均低于原型模型,功率谱密度峰值均出现基频处,且最优模型的峰值低于原型。研究结果可以为小型轴流风扇结构优化和降噪提供依据。

关键词:小型轴流风扇;分流叶片;周向位置;静特性;噪声

中图分类号: TM925.11

文献标志码: A

0 引 言

分流叶片技术是指在叶轮机械流道中添加分流叶片,分流叶片又称为小叶片或短叶片。分流叶片技术目前广泛应用于离心叶轮机械中,对于提高离心叶轮机械的整体性能,改善流场的分布具有积极的作用^[1]。该技术在轴流式机械中的应用起步较晚,20 世纪 70 年代, Wennerstrom 等^[2-3]对于轴流式压气机的研究中,在流动容易出现分离的流道后半部分添加分流叶片,以此来抑制流动的分离,这样可以免于增加全弦长的长叶片引起流动阻塞和性能下降,但是受到当时技术水平的影响,这些研究没有取得较大进展。随着计算流体力学软件的不断更新发展,进入到 20 世纪 90 年代,在高载荷压气机中应用分流叶片技术重新得到关注。金洪江等^[4]通过对涡轴发动机进行部件试验和整机试验,对采用分流叶片技术后发动机性能的改善进行了分析,结果表明采用新型轴流压气机后,发动机流量增加 7.27%,功率提高 20.79%,充分验证了分流叶片技术的有效性。Tzuoo 等^[5]详细分析研究了 Wenner-

strom 所研究的转子,使用先进的设计方法重新设计分流叶片,结果表明重新设计的主叶片和分流叶片构成的气动布局形式可以有效地抑制 Wennerstrom 转子中的流动分离现象。

目前分流叶片技术在轴流式叶轮机械中的应用主要集中在高载荷压气机中,将该技术应用于小型轴流风扇中的研究很少。本文应用三维绘图软件,以五叶片的小型轴流风扇为原型,在原型流道的后半部分添加分流叶片,根据分流叶片周向位置不同设计出 3 种小型轴流风扇,运用计算流体力学方法数值模拟 3 种模型的流场,并与未添加分流叶片的原型的数值模拟结果进行对比分析,得出静特性最优的带分流叶片的轴流风扇模型,以定常计算的流场为初场进行非定常计算,压力稳定后引入 FW-H 噪声预测模型计算噪声,计算结果使用 FFT 进行处理,对 A 计权声压级和功率谱密度进行分析。期望为小型轴流风扇结构优化和降噪提供依据。

1 模型建立

本文研究的风扇原型为模型 A,如图 1(a)所

收稿日期: 2013-07-03

基金项目: 国家自然科学基金(51076144),浙江省科技计划项目(2011C16038,2009C13006)

作者简介: 朱立夫(1990-),男,江苏淮安人,硕士研究生,主要从事机电设备性能测试分析的研究。

通信作者: 金英子,电子邮箱: jin_yz@163.com

示,其叶轮外径为 85 mm,轮毂比为 0.72,叶片数为 5,额定转速为 3 000 r/min,基频为 250 Hz,并且叶顶间隙为 1.5 mm。在模型 A 的基础上,根据分流叶片的周向位置的不同设计出 3 种不同的带分流叶片的小型轴流风扇,它们的分流叶片周向位置分别为:模型 B 位于中间,模型 C 偏向于吸力面 18°(相对于中间),模型 D 偏向于压力面 18°。

分流叶片位于原型风扇相邻的主叶片所形成的流道的后半部分,这样主要是为了抑制主叶片尾缘区域的流动分离。如图 2 所示为带分流叶片小型轴流风扇叶栅示意图,由图 2 可见,分流叶片处在的流道为前一叶片的吸力面和后一叶片的压力面形成,分流叶片的添加必将会改变原型风扇的气动布局。

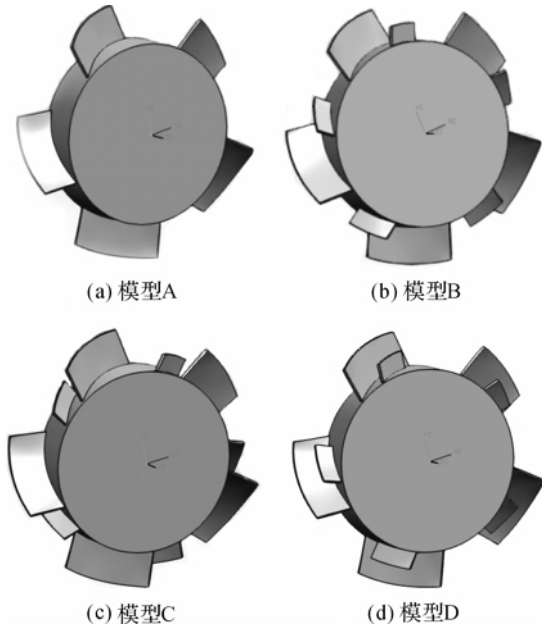


图 1 风扇几何模型

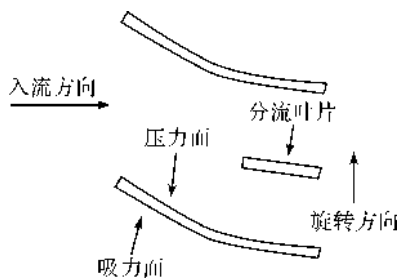


图 2 带分流叶片小型轴流风扇叶栅示意

2 数值计算方法及网格划分

本文定常计算部分采用有限体积法进行数值模拟,风扇的流场为不可压缩且无粘性,湍流模型为 RNG $k-\epsilon$ 模型。为了提高数值模拟的计算精度,控制方程的离散化方法采用二阶精度的迎风差分格

式,当收敛的残差低于 10^{-3} ,并且进出口流量的相对误差小于 0.5%,即认为计算收敛。

定常计算的流场结果作为大涡模拟(LES)的初场去进行非定常计算,压力和速度耦合采用 PISO 格式;非定常计算的时间步长为 2×10^{-5} s,即相当于 1 000 个时间步长对应风扇的一个旋转周期。当非定常计算压力场稳定后,引入 FW-H 噪声模型进行噪声预测,计算结果使用快速傅里叶变换(FFT)处理,以此获得频谱分布。

为确保计算流场的稳定性,对风扇的进口和出口需要进行适当地延伸,如图 3 所示。计算域划分为 4 个区域,分别是进口延长段、转子旋转区、叶顶间隙区和出口延长段,风扇的中心设置为坐标原点。叶轮的旋转区采用参考坐标 MRF,风扇的进口边界条件为质量流量进口,出口边界条件设置为压力出口,壁面区域采用无滑移边界条件。

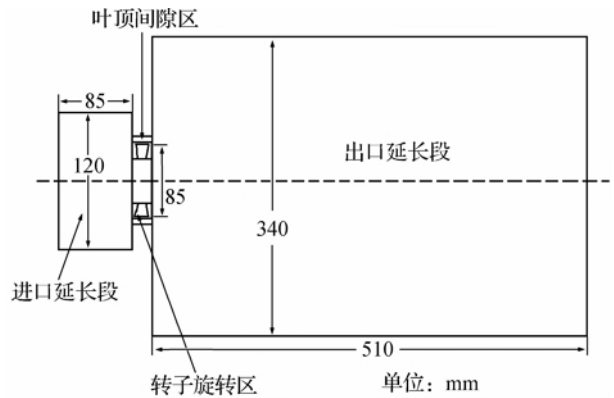


图 3 计算域划分

叶顶间隙区和转子旋转区采用非结构性网格,网格节点间距设置为 1,如图 4 所示为带分流叶片的小型轴流风扇网格图。进口延长段和出口延长段采用结构化网格,网格节点间距为 3,这样便于计算的收敛,如图 5 所示。此外通过前期数值模拟计算以及相关研究表明,目前的网格数目对于模拟结果影响较小。

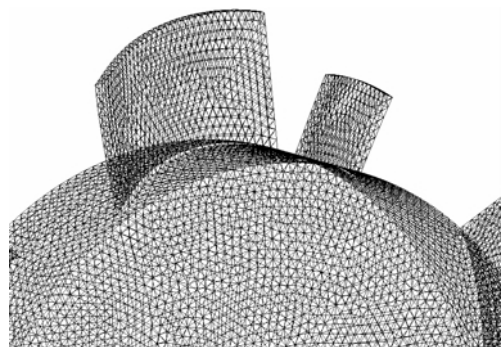


图 4 带分流叶片小型轴流风扇网格

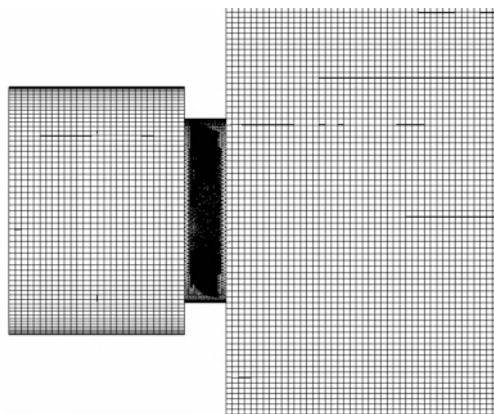


图5 进出口延长段网格

3 模拟结果及分析

3.1 性能曲线

静特性是反映小型轴流风扇性能的重要指标,为此对原型风扇和3种带分流叶片的风扇进行定常的数值模拟,得到能体现静特性的静压-流量($\Psi-\Phi$)无因次曲线和效率-流量($\eta-\Phi$)无因次曲线,这两种曲线均为无量纲特性曲线。 Φ 为质量流量系数, Ψ 为静压系数。

$$\Phi = \frac{4Q_m}{\rho \pi D^2 u} \quad (1)$$

$$\psi = \frac{2\Delta P}{\rho u^2} \quad (2)$$

这里 Q_m 为质量流量, D 为风扇外径, u 为风扇外缘的圆周速度。

图6为4种模型的静压-流量无因次($\Psi-\Phi$)曲线。图6可见,4种模型的静压系数总体均随着质量流量系数的增加而降低,尽管模型B、模型C和模型D均为带分流叶片的小型轴流风扇,但是此趋势未随着分流叶片的添加发生变化;当质量流量系数 $\Phi < 0.072$ 时,模型D的静压较模型A要小,当 $\Phi > 0.072$ 时,模型D的静压系数较模型A有所提升;在整个流量段里,模型C的静压系数基本均高于模型A,但是相差的值不明显,然而模型B的静压系数在整个流量段里,均高于模型A,并且也要高于另外两种添加分流叶片的风扇模型C和模型D。分析表明添加分流叶片的3种模型在高流量段的静压系数要高于原型,在低流量段中,模型B和模型C的静压系数高于原型;分流叶片放置于原型模型的长叶片流道中间的模型B的静压系数,总体要好于将分流叶片偏向压力面和吸力面放置的两种模型;分流叶片的添置对于风扇静压系数的提升有明显作用,尤其表现在进口流

量系数比较大的情况下,这也正好印证了目前分流叶片为何广泛应用于高载荷、高流量的大型压气机中。

图7为4种模型的效率-流量无因次($\eta-\Phi$)曲线。从图7中可以看出,4种模型的效率最高点均在流量系数 Φ 为 0.064 65 ($Q_m = 0.006 \text{ kg/s}$) 时获得;对比4种模型的效率值,模型B的效率在高流量段时要高于模型A,且为四种模型的中效率最好的。在整个流量段,模型C的效率均低于模型A,模型D的效率在高流量段略高于原型模型A,但对于效率提升的效果不够明显。对比分析3种添加分流叶片的风扇模型,模型B要好于其他两种,尤其在高流量段,对于效率的提升效果更为明显。说明分流叶片的添加位置对于风扇的效率有一定的影响,在本文研究的原型模型中,在流道的中间位置添加分流叶片为最优选择。

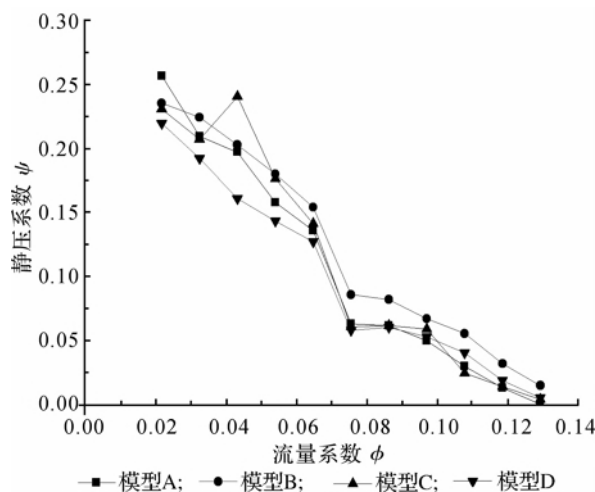


图6 静压-流量无因次曲线

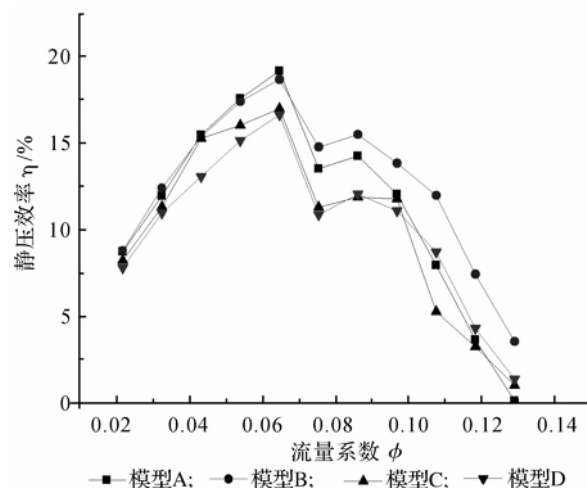


图7 效率-流量无因次曲线

3.2 叶片表面静压分布

图8和图9分别为4种模型风扇叶片表面压力面和吸力面的静压分布云图,均在风扇最佳设计流量点 $Q=0.006\text{ kg/s}$ 获得。对比图8中4种模型的压力面静压分布可知,原模型A的压力面有很大区域的高压区,添加分流叶片后,长叶片压力面表面静压变小,并且分布更为均匀,这在一定程度上可以增加叶片的载荷,而且静压分布均匀,在一定程度上可以使得湍流边界层变小,流动损失变小,使得流动较为顺畅,同时依据气动噪声产生机理,静压分布均匀可以使气动噪声降低。对比3种带分流叶片模型的长叶片压力面静压云图,分流叶片越远离吸力面,压力面的高压区域越大,模型C因为分流叶片偏向吸力面,

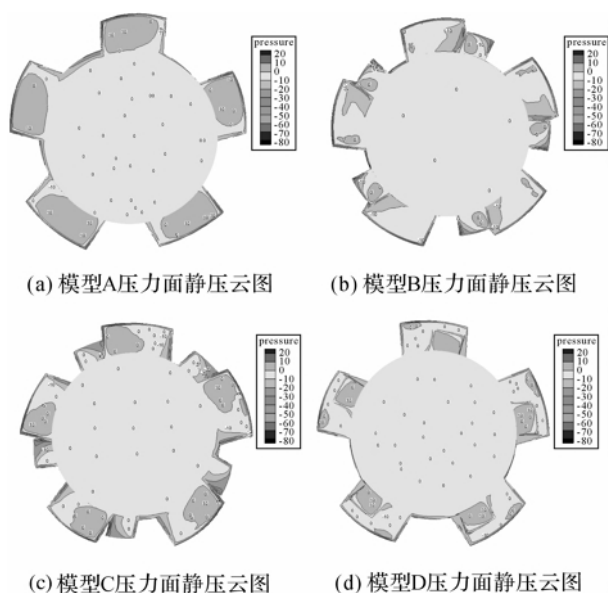


图8 压力面静压云图

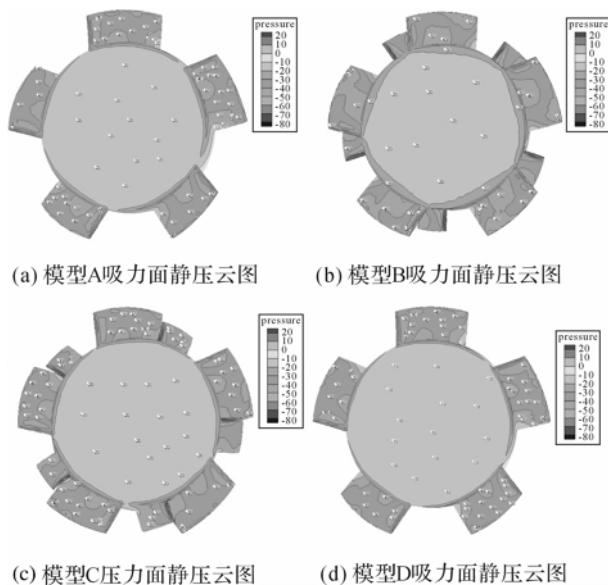


图9 吸力面静压云图

离压力面较远,所以高压区域均较其他两个模型要大。结合图9中的吸力面的静压分布,可以看出原模型A的压力面和吸力面的静压差均要高于其他三个模型,提示分流叶片的添加可以抑制从压力面到吸力面的回流,尤其在叶片的前缘和叶顶区域,减小能量损失,抑制回流和涡流的产生。

3.3 S_1 流面涡量分布

涡量来源于流场中的速度梯度,是流体微元的旋转角速度的物理表征,涡量和流动分离、气动噪声均有关,因此它是研究流体内部流动的重要物理量^[6]。如图10所示为选取的 S_1 流面的几何位置, S_1 流面即为风扇径向的回转面,这里选取1/3叶高位置的 S_1 流面为研究对象^[7],该流面的半径为 $R=34.5\text{ mm}$ 。

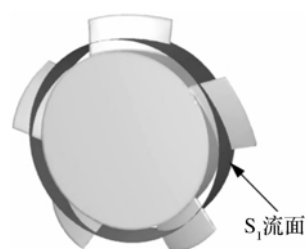
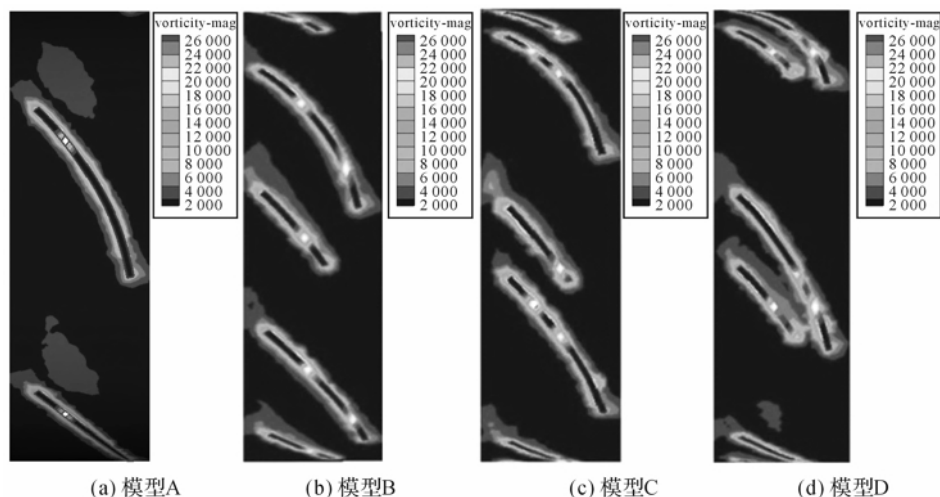


图10 S_1 流面($R=34.5\text{ mm}$)几何位置

图11为4种模型在设计工况点下的 S_1 流面($R=34.5\text{ mm}$)涡量分布。根据涡动力学理论,涡量高度集中的流动区域可以被认为是涡^[6],从图11可以看到,模型A的尾缘区域存在涡量高度集中,并且发生涡脱落现象,然而模型B、模型C和模型D均未发生较为明显的涡脱落现象,并且涡量分布较为均匀。根据涡声理论的相关结论,涡脱落现象的产生会造成气动噪声的增大,因此分流叶片的添置对于改善气动性能具有一定的作用。对比分析3种带分流叶片小型轴流风扇的 S_1 流面涡量分布,模型C的分流叶片的尾缘区域分布不均匀,模型D在尾缘区域也有一定程度的涡脱落,相比以上两种模型,模型B的涡量分布情况比较好。这也一定程度上说明模型B的内部流动情况较另外两种带分流叶片的模型好。

3.4 噪声特性

根据以上的研究,分流叶片的周向位置位于流道中间的模型较其他两种不同周向位置的模型在性能上有一定提升。为了进一步研究分流叶片的周向位置位于流道中间对风扇性能的影响,进行非定常计算,引入FW-H噪声预测模型计算噪声,并对模型B和模型A的噪声特性进行对比分析。

图 11 S_1 流面($R=34.5$ mm)涡量分布

选取出口延长段离坐标原点距离 100 mm 的位置作为监测点,如图 12 所示为该监测点处两种模型的 1/3 倍频图。从图 12 可以看出,模型 B 基本在各个频段的 A 计权声压级均低于模型 A。图 13 为功率谱密度分布图,可反应噪声的能量。从图 13 可知,两种模型的功率谱密度的峰值均出现在基频处,模型 B 没有因为添加分流叶片,而发生基频的改变,

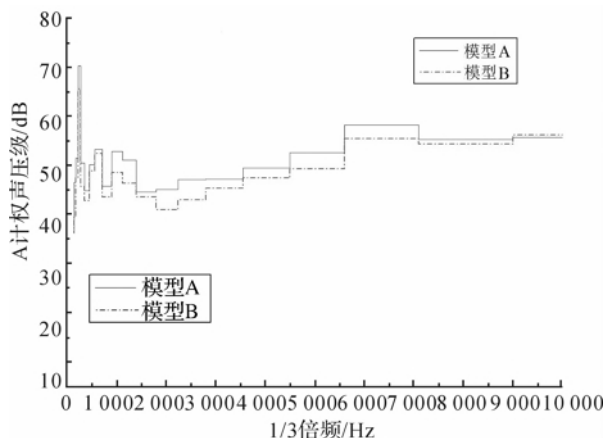


图 12 监测点 1/3 倍频图

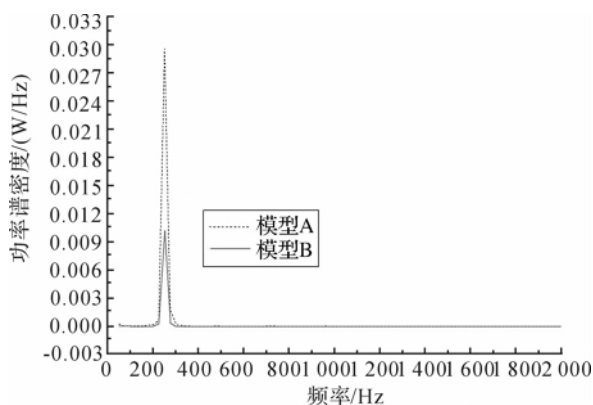


图 13 功率谱密度分布图

变,另外模型 B 的在基频处的功率谱密度明显要低于模型 A,这也进一步凸显模型 B 在添加分流叶片后对于改善原型模型的气动噪声特性的作用。

4 结 论

设计了 3 种不同周向位置上添加分流叶片的小型轴流风扇,并结合原型风扇,对这四种模型进行定常计算研究静特性和内部流动情况,引入 FW-H 噪声模型进行非定常计算,并用 FFT 处理计算结果对噪声特性进行研究,可以得到如下结论。

a) 3 种添加分流叶片的小型轴流风扇在高流量段的静压系数均要高于原型模型,在低流量段,分流叶片偏向吸力面以及位于中间位置的两种模型,静压系数基本高于原型,位于中间位置更明显。位于中间位置的模型的效率在高流量段高于原型,低流量段变化不明显,偏向压力面和吸力面的两种模型没有原型高。总体而言分流叶片位于中间位置的模型的静特性在 3 种添加分流叶片的模型中最优,且明显好于原型。

b) 3 种带分流叶片小型轴流风扇模型的叶片表面的静压比原型分布更均匀,高压区域明显变小,减小叶片表面边界层,使得气体流过叶片流道更为顺畅。3 种模型压力面和吸力面的静压差小于原型,可以一定程度上抑制回流和漩涡的产生,尤其在叶顶和前缘区域。相比而言分流叶片位于中间位置的模型的分布情况优于其他模型。

c) 分流叶片可以抑制尾缘涡脱落现象的产生,使得涡量分布更为均匀,依据涡声理论,分流叶片可以降低气动噪声产生。相比分流叶片偏向压力面和吸力面的两种模型,位于中间位置的涡量分布更优,

偏向压力面的模型有一定程度的涡脱落,偏向吸力面的模型分布不够均匀。

d) 分流叶片位于中间位置的模型的总体噪声较原型降低,各个频段 A 级声压级均降低,功率谱密度的峰值均出现在基频处,分流叶片位于中间位置的模型没有因为分流叶片的添加而使得基频值发生变化。

参考文献:

- [1] 张金凤,袁野,叶丽婷,等.带分流叶片离心叶轮机械研究进展[J].流体机械,2011,39(11):38-44.
- [2] Wennerstrom A J, Frost G R. Test of a supersonic axial compressor stage incorporating splitter vanes in the rotor, ARL-TR-75-0165 [R]. United States Air Force Systems Command, 1975.
- [3] Wennerstrom A J, Frost G R. Design of a rotor incorporating splitter vanes for a high pressure ratio supersonic axial compressor stage, ARL-TR-74-0110[R]. United States Air Force Systems Command, 1974.
- [4] 金洪江,叶志锋,龚继鹏.轴流压气机大小叶片特性试验[J].航空动力学报.2009,24(8):1813-1817.
- [5] Tzuoo K L, Hingorani S S, Sehra A K. Optimization of a highly- loaded axial splitters Rotor Design[J]. Revue Francaise de Mecanique, 1992, 12(3): 235-246.
- [6] 吴介之,马晖扬,周明德.涡动力学引论[M].北京:高等教育出版社,1993:2-10.
- [7] Zhang Li, Jin Yingzi, Jin Yuzhen. An investigation on the effects of irregular airfoils on the aerodynamic performance of small axial flow fans[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2013, 27(6): 1677-1685.

Research on Influence of Circumferential Position of Splitter Blade on Performance of Small Axial Flow Fan

ZHULi-fu, JIN Ying-zi, LI Yi

(School of Mechanical Engineering & Automation, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China)

Abstract: With five-blade small axial flow fan as prototype, this paper designs models of three splitter blades with different circumferential positions, uses RNG $k-\epsilon$ turbulence model for steady numerical simulation, conducts comparative analysis on static characteristics, static pressure distribution on the surface of blade and vorticity distribution of these models, selects the model with optimal statistic characteristics as the optimal model, conducts nonsteady calculation for it and studies its aerodynamic noise performance. The result shows that static pressure coefficient and efficiency can be improved by increasing splitter blades in small axial flow fan appropriately; in three models with splitter blade, static pressure distribution on the surface of blade is uniform; splitter blade can restrain the vortex on the trailing edge of prototype blade from falling off; the optimal position of splitter blade is in the middle of flow channel. A weighting sound pressure level at the monitoring point 100 mm ahead of this optimal model is lower than the prototype model in each frequency range. The peak value of power spectral density occurs in fundamental frequency and the peak value of the optimal model is lower than that of the prototype. The research result can provide basis for structure optimization and noise reduction of small axial flow fan.

Key words: small axial flow fan; splitter blade; circumferential position; static characteristics; noise

(责任编辑:张祖尧)