

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2014.04.008

减小进口气流角对高压轴流风机性能的影响

张才华, 顾超华, 郑水英

(浙江大学 化工机械研究所, 浙江 杭州 310027)

摘 要:轴流式通风机作为使用较为广泛的流体输送机械,在现代工业领域中扮演着相当重要的角色。通过 FLUENT 软件数值模拟轴流风机的三维流场,研究减小进口气流角对高压轴流风机性能的影响。在利用变环量风机设计方法所得到的叶片基础上,适当减小叶片各截面的进口气流角可以提高高压轴流风机的效率。

关 键 词:高压轴流风机;进口气流角;变环量;效率

中图分类号:TH432

文献标志码:A

文章编号:1005-2895(2014)04-0031-05

Effects of Decreasing Inlet Flow Angle on Performances of High-Pressure Axial-Flow Fans

ZHANG Caihua, GU Chaohua, ZHENG Shuiying

(Institute of Chemical Machinery, Zhejiang university, Hangzhou 310027, China)

Abstract: Axial-flow fan is used widely as a kind of fluid transportation machinery, and plays an important role in the field of modern industry, so researches on the improving its efficiency have special significances. Based on the three-dimensional flow field analysis through FLUENT, the effects of decreasing the inlet flow angle on the performances of high-pressure axial-flow fans were studied. Decreasing properly the inlet flow angles of the sections of blades which are designed according to the traditional variable circulation method can improve the efficiency.

Key words: high-pressure axial-flow fans; inlet flow angle; variable circulation; efficiency

随着轴流式通风机应用越来越广泛、应用的场合越来越多,人们对轴流式通风机(简称轴流风机)的性能要求也越来越高,例如要求保证大流量的前提下提供高全压,即高压轴流通风机。目前,传统的轴流式通风机设计方法有变环量方法和等环量方法,而仅仅靠两种传统的设计方法不能满足所有风机性能要求,所以,必需对设计出的风机作结构上的调整,使风机的性能更优^[1-2]。

轴流风机流场内存在着很多涡。湍流涡与主流掺混,会影响主流流场,使主流实际运动状态变得较为复杂,而传统孤立翼型设计方法中采用速度三角形进行设计的方法与风机主流实际的流动相差较大。在设计过程中,尽量减小此类偏差,有助于设计出具有更高效率的风机。

本文通过数值模拟,分析高压轴流风机的三维流场,研究流体在叶片前缘的流动状态,通过调整进口气

流角来寻找提高风机效率的方法。

1 模型

1.1 实体模型

以某 R+S 级轴流风机为研究对象,该风机包括叶轮和后导流器,无前导流器(见图 1 几何模型)。叶轮轮毂直径为 420 mm,外壳直径为 800 mm,叶顶间隙为 5 mm,动叶部分筒体长度为 360 mm,转速为 1 750 r/min;动叶为 8 片,周向均布;采用半椭圆形流线罩;静叶为 5 片,周向均布,静叶由圆弧+直线段组成,静叶入口角为 50°,静叶部分筒体长度为 420 mm。

本文采用的风机叶片是基于变环量设计方法构造得到的。在叶片建模过程中,沿叶片重心积迭线延伸方向取了 6 个截面,将每个截面的点坐标写入 TUR 文件,之后在 gambit 中利用 Turbo 工具建模。6 个截面示意图见图 2。

收稿日期:2013-12-10;修回日期:2014-02-16

作者简介:张才华(1988),男,山东东营人,硕士研究生,主要从事风机性能模拟方面研究。E-mail:upczhangcai@126.com

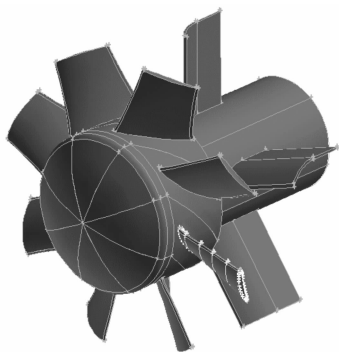


图1 风机几何模型

Figure 1 Geometric model

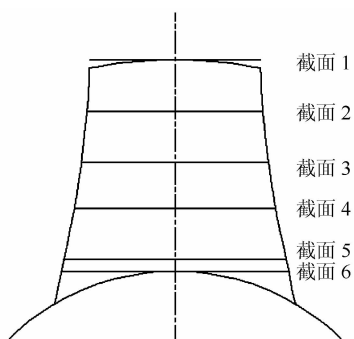


图2 六截面示意图

Figure 2 Airfoil sections instruction

1.2 计算模型

采用CFD(Computational Fluid Dynamics, 计算流体动力学)软件Fluent对轴流式通风机三维流场进行了数值模拟计算,进而得到风机的各项性能参数^[3-6]。

风机性能测试采用的是GB/T123-2000《工业通风机用标准化风道进行性能试验》中介绍的C型进气(管道进口,自由出口)实验方法,该方法要求风机进口处直管段长度大于3倍的风机叶轮外壳直径^[7],为了与测试结果比较,建模时在风机模型进口处增加了3倍于风机叶轮直径的进口管路。由此,风机模型可以分为3部分:进口管段+叶轮段+后导流器段。为了节约计算时间,在满足计算条件的基础上,风机的计算模型取进口管段和叶轮段的八分之一,取后导流器的五分之一,两者通过mixing plane连接,并采用周期性边界条件。

进口管段为八分之一圆柱体,采用三棱柱对其划分网格。叶轮段和后导流器段流域形状复杂,先划分面网格,后采用四面体/六面体混合网格。

1.3 湍流模型及边界条件

湍流模型采用标准的 $\kappa-\varepsilon$ 模型,近壁面采用标准壁面函数;采用基于压力的求解器(PRESSURE

BASED),稳态、速度算法采用绝对速度;压力和速度的耦合采用SIMPLE算法,动量方程、湍动能与耗散率输运方程的离散均采用一阶迎风格式离散。

边界条件为:质量进口,定义质量流量(Mass Flow Rate),方向垂直于边界;压力出口,相对大气压为0;固壁采用无滑移壁面条件;动静部件交界面采用MRF模型(Multiple Reference Frame,多坐标系模型)^[8-9]。

2 常规设计及性能分析

采用的风机叶片是以CLARK y翼型为基本翼型,基于变环量设计方法构造叶型,先利用三角形减载方法构造得到风机的翼型中线,之后将按比例得到的翼型厚度加在翼型中线上,从而得到叶型^[10-11]。

原始风机模型是以流量 $36\,000\text{ m}^3/\text{h}$,静压 800 Pa 为设计目标,根据上文介绍的方法设计得到。对该原始风机进行数值模拟,得到在此工况下其静压为 800 Pa ,效率为 70.29% 。

在用变环量设计方法设计风机时,叶型进口气流角中用到下式(1)中轴向速度来计算得到。

$$C_z = \frac{q_v}{\frac{\pi}{4} D^2 (1 - d^2)} \quad (1)$$

式中: C_z 为轴向速度, q_v 为体积流量, D 为叶轮直径, d 为轮毂比。

当气流进入叶栅区域后,由于通流面积的改变,气流轴向速度分布变得不均匀。由于叶片表面的轴向速度为零,气流在靠近叶片前缘的小范围内有一个轴向速度逐渐减小到零又随冲击、分流影响而湍流的过程,如图3所示(图中取 y 向为正值)。

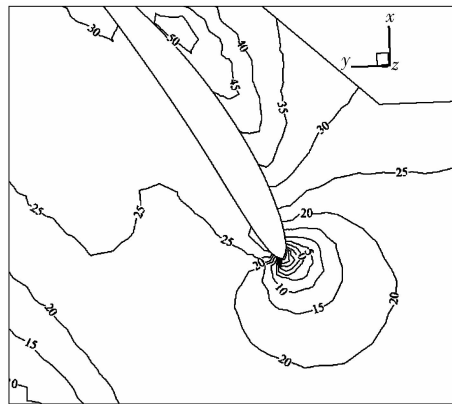


图3 风机进口处轴向速度等值线图

Figure 3 Contours of axial velocity at the inlet of fan

从上图可以看出,叶片进口处的气流轴向速度分布不均,而风机常规设计中采用轴向平均速度来计算得到进口气流角显然是不够准确的。用式(1)计算得

到的进口气流角并不能很好反映进口气流的真实情况,用此方法设计的风机会存在进口流场不够理想的问题。

图4为在常规风机模型的叶片轴向长度1/2处截得的流场图。

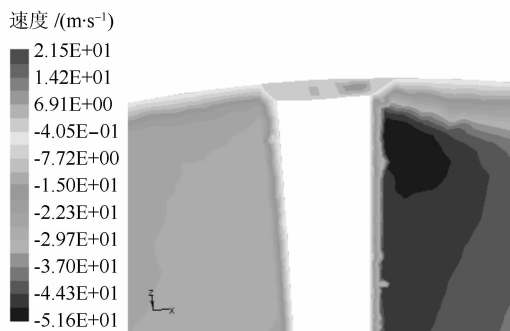


图4 叶顶间隙处的轴向速度云图

Figure 4 Contours of axial velocity at the tip clearance

从轴向速度云图可以看出,主流速度为负值,而叶顶间隙处的速度与主流速度相反,为正值,出现正值说明此处有回流存在,并且回流的轴向速度值与主流速度值处于同一数量级,因此在叶顶间隙处,湍流涡对主流流速大小和方向的影响会比较大,但这种影响在局部区域比较集中,对叶片的中部和下部主流的影响比较小。

图5为原始模型半径为0.38 m截面的相对速度矢量图,从图5中可以看出,进口处的气流并没有贴合叶片表面流动,这样导致的结果是进口处会有冲击产生。图6中叶片前端的高压区域表明这种冲击是明显存在的。由于冲击产生的能量损失势必引起风机效率的降低。基于此,我们考虑通过适当减小风机叶片各截面安装角的大小来降低叶片进口处的气流冲击损失。

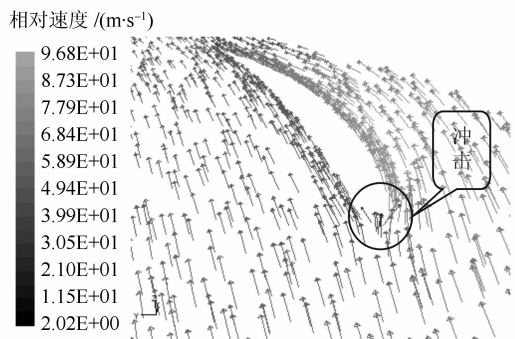


图5 原始模型 $R=0.38$ m 处相对速度矢量图

Figure 5 Vectors of relative velocity on surface of original model with R coordinate of 0.38 m

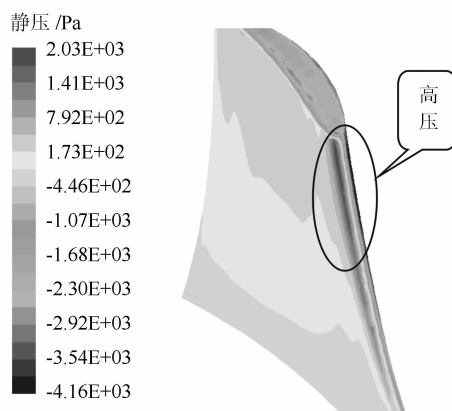


图6 原始模型压力面静压图

Figure 6 Contours of static pressure at the pressure side of original model

3 入口角的调整

基于对数值模拟的三维流场的分析,通过减小进口气流角,来得到更好的流场,进而提高风机的气动性能。

在构造叶型时,减小各叶型截面入口角可以通过将整个叶型截面旋转实现,即改变叶型截面安装角。安装角减小同时会使出口气流角减小。根据以下两式可知,出口气流角减小,会使扭速 ΔC_u 减小,进而使全压降低,达不到原始模型的静压性能。

$$\beta_2 = \arctan \frac{C_z}{(u - \Delta C_u)} \quad (2)$$

$$p = \rho u \Delta C_u \eta \quad (3)$$

式中: β_2 为出口气流角, C_z 为轴向速度, u 为圆周速度, ΔC_u 为扭速, p 为全压, ρ 为密度, η 为效率。

将叶型中线进行旋转后,为了弥补出口气流角减小的不足,考虑通过增加中线弯曲程度对出口气流角的大小进行提升,使其与原始模型尽量保持一致。在风机叶型构造过程中,提高风机设计压力能够达到使风机中线弯曲的目的。

图7中展示了通过增加中线弯曲来实现上述目的。

利用提高设计压力和减小安装角的方法得到的叶型的出口气流角与原始模型并不完全一致。为此,本文先提高设计压力进行叶型设计,然后比较新叶型中1、3、5截面与原始模型相应截面的出口角差值,据差值确定1、3、5所需要减小的安装角的变化范围。为了均匀考察特定范围内进口气流角减小与效率提升之间的关系,利用了均匀设计试验法^[12]来寻优,这是一种利用较少试验次数,考察多因素、多水平的试验方法。将1、3、5截面的安装角减小值作为3个因素,其余3

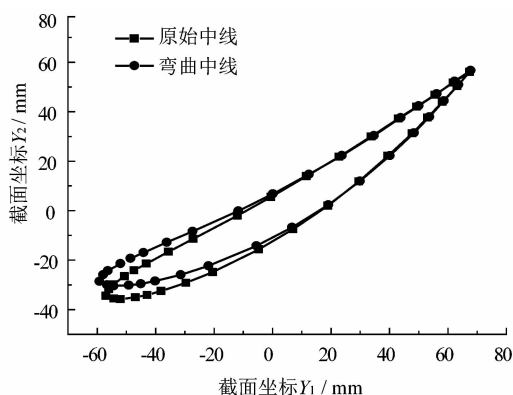


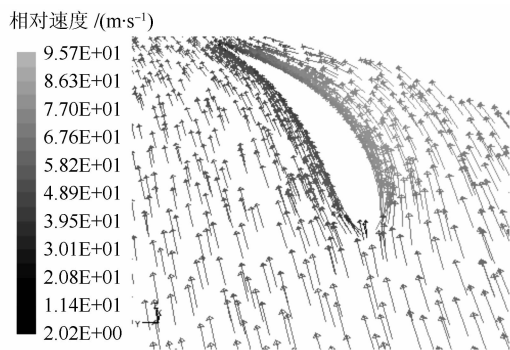
图7 叶型中线示意图

Figure 7 Schematic diagram of airfoil center line

个截面的安装角通过插值获得,将每个因素变化范围设定为5个水平,利用3因素5水平均匀实验表寻找较优组合。当设计压力提高90 Pa时,最优组合为第1个截面安装角减小6.75°,第3个截面安装角减小4.75°,第5个截面安装角减小3.75°。各截面安装角减小幅度按从叶片顶部到叶片根部依次减小,这也符合叶顶间隙的影响依次减弱的规律。

3.1 调整后结果

调整后模型在工况为36 000 m³/h时,静压为799.4 Pa,效率为70.81%,在静压近似相等的情况下,效率提高了0.52%。图8为调整后的模型在半径0.38 m截面处的相对速度矢量图,图9为动叶压力面静压图。

图8 调整模型 $R=0.38$ m 处相对速度矢量图Figure 8 Vectors of relative velocity on surface of new model with R coordinate of 0.38 m

原始模型在半径0.38 m处的进口气流角为21.58°,出口气流角为42.89°。而该调整后的模型在0.38 m处的进口气流角为15.16°,出口气流角为43.48°。两者出口气流角相差0.59°,进口气流角相差6.42°,与进口气流角差值相比,出口气流角差值可以忽略。从两者的相对速度矢量图(详见图5和图8)对

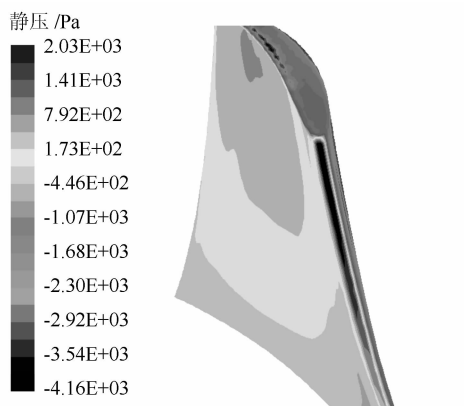


图9 调整模型压力面静压图

Figure 9 Contours of static pressure at the pressure side of new model

比可以看出,进口气流角减小后,流体按着叶轮叶型流动,流速分布比较均匀,进口处的气流冲击也相应较小。在气流进口处,流体对叶片的冲击作用会使该处压力出现峰值区域,峰值越大、峰值作用区域越大,说明流体对叶片的冲击作用越大。对比两者的压力面静压图(图6和图9)可以看出,调整进口气流角后的模型在进口处的压力峰值和峰值作用区域都明显减小。

3.2 性能对比

通过FLUENT计算得到2模型的性能曲线,详见图10和图11。

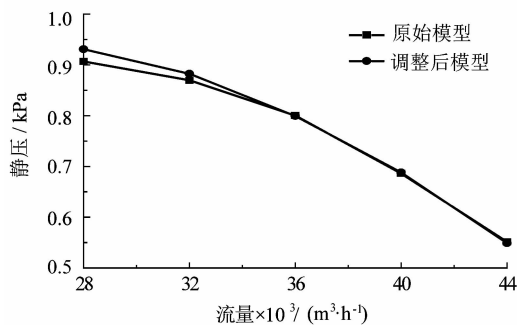


图10 静压对比图

Figure 10 Curves of static pressure

通过对比两者性能曲线可以看出,在小流量工况下,减小进口气流角后,模型的风机效率和静压都要高于原始风机模型;在大流量工况下,调整后模型风机静压与原始风机模型相当,但效率比原始风机模型效率低,但是其风机效率也已经达到了80.35%。

通过对比调整后的模型在3种不同工况下的轴向速度图(详见图12)可以看出:流量越小时,风机静压越高,叶片前后两侧的压差越大,叶顶间隙处的回流更严重,所以减小进口气流角在小流量工况下对风机性

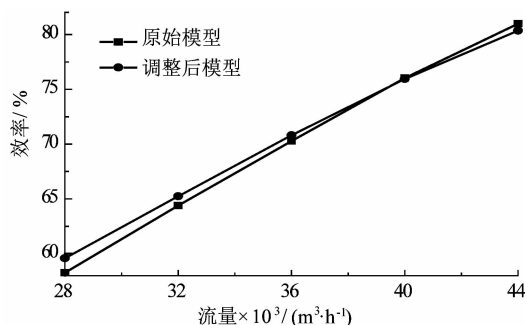
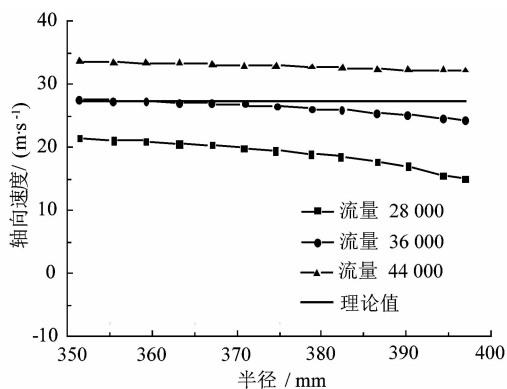


图 11 效率对比图

Figure 11 Curves of efficiency

能的提升更显著;相反,在大流量的工况下,叶顶间隙处的回流现象相对弱一些,对进口气流速度的影响小一些,而根据 36 000 m³/h 工况下的回流影响来确定的进口气流角的减小幅度对于大流量工况来说过大,造成调整后的模型在大流量下的性能反而不如原始模型。如果将进口气流角减小的幅度变小一些,对于大流量工况下性能的改善作用可能会好一些,这也是本文还需要进一步做的工作。

图 12 不同工况下 $y=0.035$ m 截面轴向速度对比图Figure 12 Curves of axial velocity on surfaces with y coordinate of 0.035 m under different conditions

4 结论

1) 通过 Fluent 软件数值模拟,可以看出,对于本文研究的叶片,由于叶顶间隙处回流的影响,适当减小进口气流角,使介质冲击方向与叶片延伸方向尽量保持一致,可以减小冲击损失,使流场更好,进而提高轴流风机的效率。

2) 叶顶间隙对主流的影响随着流量的减小而变大。所以调整后的模型在小流量工况下效率和静压比原始模型要高,在大流量工况下静压与原始模型相当,但效率比原始模型效率要低。

参考文献:

- [1] 吕泽舟,安庆丰,冯成戈,等.轴流式通风机实用技术[M].北京:机械工业出版社,2005.
- [2] WALLIS R A. Axial flow fans and ducts[M]. New York: John Wiley & Sons, 1983.
- [3] 颜建田,卢亮.基于 Turbo 模块的风机模型构建及数值模拟[J].机械工程师,2012(12):125-127.
- [4] 张彦立,王广庆,李曼.基于 VB 和 ANSYS 的风机塔筒参数化建模与分析[J].机电工程,2012,29(2):174-176.
- [5] 钱方琦,张淑佳,毛鹏展.大比转速双吸泵泵室 CFD 数值模拟[J].轻工机械,2010,28(6):33-35.
- [6] 温正,石良辰,任毅加. Fluent 流体计算应用教程[M].北京:清华大学出版社,2009.
- [7] 国家机械工业局. GB 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.
- [8] 刘松,吴树福,张立祥.基于 CFD 轴流通风机三维建模及其内部流场的探讨[J].风机技术,2009(2):16-19.
- [9] 方开翔,李豪杰,高慧.基于 Fluent6.0 的风机流场模拟与噪声预估[J].江苏科技大学学报:自然科学版,2008(4):42-47.
- [10] 刘颖,郑水英,沈海涛.翼型厚度对轴流风机性能的影响[J].风机技术,2013(2):15-18.
- [11] 袁仲文.轴流风机采用变环量设计的研究[J].机械设计与研究,1984(6):17-20.
- [12] 方开泰,马长兴.正交与均匀试验设计[M].北京:科学出版社,2001.

[信息·简讯]

· 行业简讯 ·

西门子扩大高效电机产能,仪征新基地投产

2014年5月23日,西门子(中国)有限公司在江苏省扬州(仪征)汽车工业园举办西门子电机(中国)有限公司新基地投产庆典。新基地建筑面积8.8万平方米,年产能将达100万台,为西门子在华最大的低压高效电机生产和研发基地。随着西门子在低压高效电机领域的产品产能、品质和服务水平进一步提升,新基地也会进一步加强西门子全集成驱动系统的市场地位。

高效电机助力中国节能减排。西门子通过中德研发团队的紧密合作,利用德国最先进的平台,在生产中采用国际先进的电机生产工艺,在保证质量的同时,降低成本。2011年,西门子结合中国以及亚洲的实际应用理念,在西门子电机(中国)有限公司研制开发了 Simotics GP 1LE0 高效电机。与普通标准电机相比,Simotics GP 1LE0 的使用效率可高出10个百分点,并可以保证最多减少40%的能源损耗。将该电机与变频器结合使用,可以使系统最高降低70%的能耗。2013年,西门子推出的最新一代减速电机 Simogear 就配备了该厂生产的 Simotics GP 1LE0 高效电机。

西门子电机(中国)有限公司所生产的低压电机是西门子全集成驱动系统中的重要一环。西门子全集成驱动系统是全球首个真正针对整个驱动链提供的“一站式”解决方案。该方案可以让整个系统享有统一的接口、统一的数据管理和一站式的技术服务。

(傅瑜)