

基于叶型和叶栅稠度改进调节门性能的实验研究

张义云, 祁大同, 谭佳健, 毛义军
(西安交通大学流体机械研究所, 710049, 西安)

摘要: 对某风机的常规调节门进行了改进, 用双直线叶型替代原直叶片叶型, 采用提高调节门小半径处叶片的弦长来增加叶栅稠度. 针对改进后的调节门, 采用五孔探针对调节门后的流动参数进行了详细的测量. 结果表明: 采用双直线叶型可以减小调节门的阻力系数并增加调节门的预旋系数, 当叶型两直线间的夹角为 20° 时效果较好; 另外, 增加叶片弦长可以比较明显地增加调节门的预旋系数, 而阻力系数基本保持不变; 预旋作用的增大对提高调节门的调节能力和节能效果均有比较明显的作用; 该实验使用的离心风机的调节门叶片角度在 $50^\circ \sim 90^\circ$ 的范围内时, 相同流量下风机功率减小 $2\% \sim 3\%$. 根据总体性能分析, 为消除由于叶片角度初始位置定义不同带来的影响, 可以考虑采用旋阻曲线来反映调节门的性能.

关键词: 调节门; 性能; 改进; 实验; 测量; 离心风机

中图分类号: TH43 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2008)05-0583-05

Experimental Study on Performance of Inlet Guide Vane with Improvement of Blade Airfoil and Cascade Solidity

ZHANG Yiyun, QI Datong, TAN Jiajian, MAO Yijun
(The Institute of Fluid Machinery, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: The aerodynamic performance of fans is significantly influenced by the inlet guide vane (IGV). Based on the experimental results of aerodynamic performance of a centrifugal fan with IGV, two improvement methods are proposed, i. e., the dual linear segment of the airfoil shape replace original one and the increment of cascade solidity at small radius, to improve the IGV performance. The flowfields downstream of the improved IGV were measured with a five-hole probe. The measurement results indicate that the resistance coefficient of the improved IGV with the dual linear segment of the airfoil shape is smaller than that of the original one at the same vane angle while the prerotation coefficient of the improved IGV is larger than that of the original one. The optimal intersection angle of the dual linear segment is about 20° . Moreover, the prerotation coefficient of the improved IGV with larger blade solidity is obviously greater than that of the original one while the resistance coefficient is almost the same. In addition, the increased prerotation coefficient can be helpful to the extended modulation ability and energy saving of the IGV. For the centrifugal fan tested, the energy consumption decreases by about $2\% \sim 3\%$ at the same flowrate of the fan when the vane angle of IGV is between 50° to 90° . It is possible that the function of the prerotation coefficient vs. the resistance coefficient could represent aerodynamic performance of IGV more effectively than the function of the prerotation coefficient vs. the vane angle, which could eliminate the influence by the difference position for zero vane angle.

Keywords: inlet guide vane; performance; improvement; experimental; measurement; centrifugal fan

符号表

c_f	阻力系数	p_o	全压, Pa	v_θ	切向分速度, m/s
c_{p_o}	总压系数, $c_{p_o} = 2p_o\rho^{-1}v_{\text{avg}}^{-2}$	p_s	静压, Pa	β_A	调节门叶片角度, ($^\circ$)
P	功率, kW	r	半径或径向坐标, m	θ	圆周方向角坐标, ($^\circ$)
c_r	预旋系数	z	轴向位置坐标, m	v_{avg}	平均速度, m/s
c_{p_s}	静压系数, $c_{p_s} = 2p_s\rho^{-1}v_{\text{avg}}^{-2}$	ρ	气体密度, kg/m ³		

调节门是通风机中用于性能调节的常用部件之一,改进风机在变工况时的调节性能对于节能有重要意义^[1-6].文献[7]曾对一个平板(单段)直叶片调节门进行了实验测量和分析,本文在文献[7]的工作基础上,对该调节门做了进一步改进,叶片叶型由原来的单段直线叶型分别改进为3种双直线叶型,还通过增加调节门小半径处的叶栅稠度尝试提高调节门产生预旋的能力.针对上述4种改进措施,对调节门后面的流动进行了详细的实验测量,并对结果进行了比较和分析.

1 实验装置

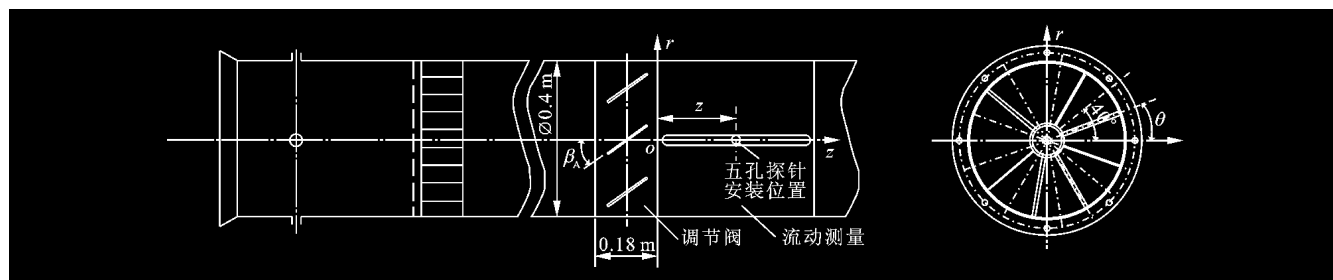
整个实验装置是在标准通风机性能实验装置^[8](进气实验)上加上调节门和测量段组成的,主要包括锥形集流器、风管、调节门、测量段及通风机等.实验风管直径为0.4 m.流动测量使用五孔探针,压力测试系统由 MGS 实验数据采集系统和五孔探针数

据处理系统等组成,测量系统中使用的压力传感器精度为0.5%,流动测量结果的不确定度为1.25%.调节门直径也为0.4 m,轴向长度为0.18 m,叶片数为9,研究时采用 $r-\theta-z$ 圆柱坐标系,见图1.在对调节门后的流动进行测量时,在调节门后加2段0.4 m长的风管,实验时2段可以前后互换,其中一段在风管壁面上沿轴向开测试槽,并带有密封装置防止实验时漏气.流动测点的 z 坐标为0.2 m,调节门叶片角度 β_A 在 $0^\circ\sim 90^\circ$ 范围内变化.

2 调节门叶型的改进

调节门叶型的改进从减小流动损失和增加预旋能力这两方面着手,考虑到调节门本身价格不高,所以叶型改进的另一条原则是加工制造要简单.

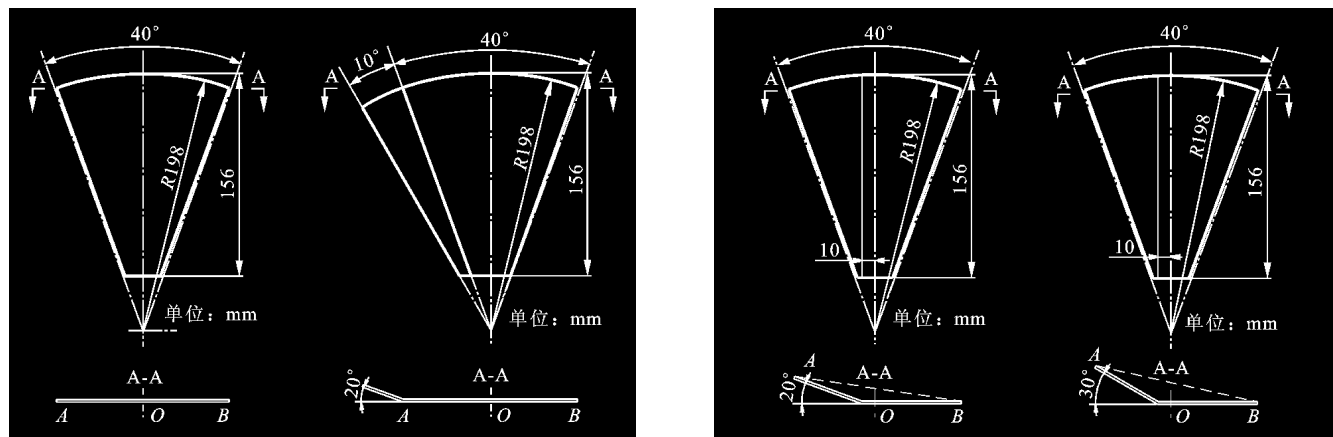
本文将图2a所示的平板(单段)直叶片改进为双直线叶型A1、A2、A3,分别如图2b、2c、2d中所示,叶型的2段直线相交处采用小圆弧过渡.改进叶



(a)测量段测点位置

(b)调节门结构

图1 调节门结构和测量段测点位置示意图



(a)直叶片(原叶型 A)

(b)双直线叶型 A1

(c)双直线叶型 A2

(d)双直线叶型 A3

图2 改进前、后调节门叶型示意图

型的调节门全开角度(0°)定义为图中的 AB 连线,即调节门全开时气体来流方向与叶型的 AB 连线平行。

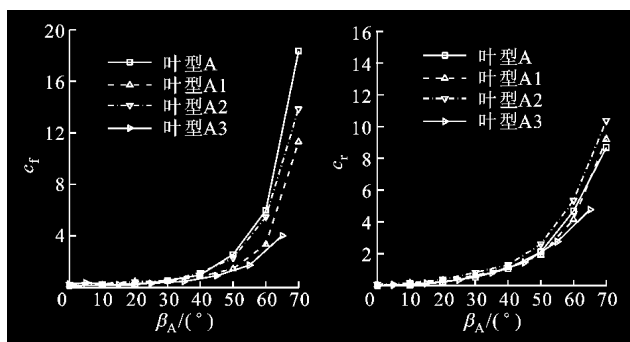
3 调节门叶型的改进效果

图 3 给出了不同调节门叶片角度 β_A 时原叶型 A 和改进叶型的阻力系数 c_f 及预旋系数 c_r , 文献 [7] 中的定义为

$$c_f = \frac{2\Delta p_0}{\rho v_{\text{avg}}^2} \quad (1)$$

$$c_r = \frac{\int v_\theta^2 dQ}{v_{\text{avg}}^2 Q} \quad (2)$$

以上 2 个系数分别代表气流经过调节门叶片后阻力损失的大小及产生预旋作用的大小。从图 3 可以看出:改进后的调节门叶型 A2 的阻力系数基本没有变化,但预旋系数增加较为明显;改进后叶型 A1 和 A3 的阻力系数下降较明显,但预旋系数略有增大或变化不大。为了能更深入地反映调节门的特性,还可以用旋阻曲线 $c_r = f(c_f)$ 来表示调节门的特性(见图 4),其物理意义是在相同的阻力系数下,比较预旋系数大小,或者在相同的预旋系数下,比较阻力系数大小。



(a) 阻力系数

(b) 预旋系数

图 3 叶型改进前、后调节门阻力系数和预旋系数随调节门叶片角度的变化

从图 4 可以明显地看出:在同样的预旋系数下,改进后调节门的阻力系数小,说明改进有助于在同样预旋作用时减小调节门的阻力,可以理解为由于阻力下降了,产生同样的阻力时叶片角度 β_A 可以更大,则预旋系数也更大;反之,在同样的阻力系数下,改进后的调节门预旋系数大。

为了分析比较阻力沿径向的分布,将原始叶型 A 和改进叶型 A1 做了比较。图 5 给出在调节门之后 z 为 0.2 m 处总压系数和静压系数沿半径方向的分布,在半径大于 0.04~0.06 m 以外的区域,改进

叶型 A1 比原始叶型 A 压力系数要高。

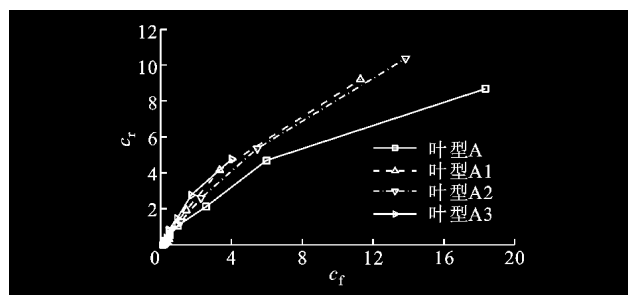
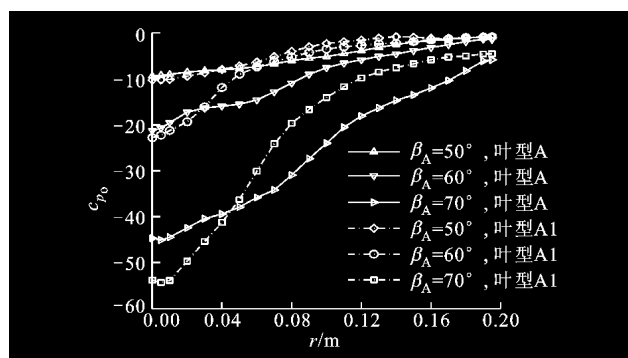
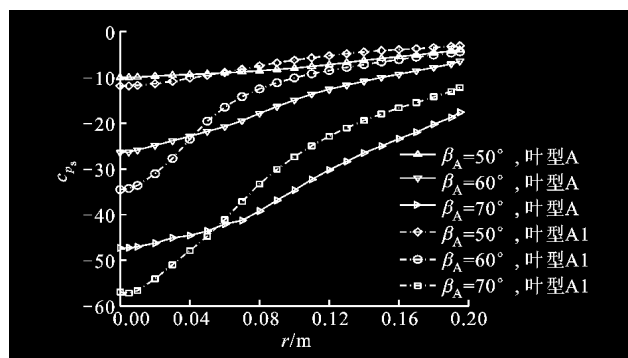


图 4 叶型改进前、后的调节门旋阻曲线



(a) 总压系数



(b) 静压系数

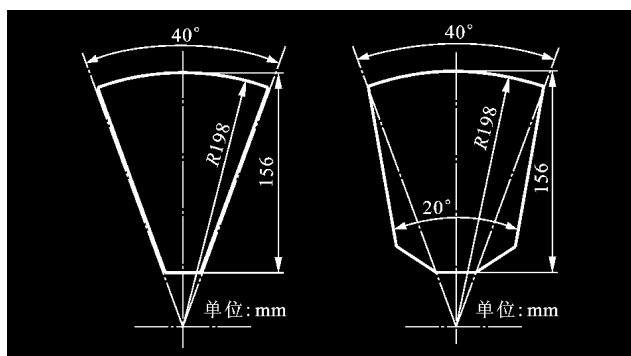
图 5 叶型改进前、后调节门后总压系数、静压系数沿径向的分布

4 调节门叶栅稠度的改进

对常规平板直叶片调节门后流场的实验^[7]发现,由于调节门小半径处叶片弦长太短,对气流的导向作用不强。同时还发现,在叶片角度 β_A 大于 60° 时,调节门中心区域的轴向速度明显大于其他区域。原因是气流经过调节门后产生预旋,而预旋存在导致其静压分布沿径向不均匀,大半径区域静压大。小半径区域静压小,从而导致调节门前后静压差沿半径分布不均,大半径处静压差小,小半径处静压差大。小半径处由于叶片弦长较短,因而在小半径处无法充分利用压差的优势来产生预旋。原因可能是原

导叶的轮廓形状是根据调节门圆形截面的特点,按照叶片数简单划分得到的(见图1).本文将图6a所示的原叶型A改进为图6b所示的改进叶型A4,着重增加了调节门小半径处叶片的弦长.

在图6中,叶型A为普通调节门的叶片型线,圆心角为 40° ,改进叶型A4的圆心角为 20° ,外缘处保持与叶型A相同,两者均使用直叶片.由于叶片中心部位需要安装转动芯轴,叶型A4在叶根处叶片会与芯轴相碰.为避免叶片与芯轴相碰,在叶根处倒一个倒角,最终形成改进后的叶型A4.



(a)叶型A(原叶型) (b)改进叶型A4

图6 改进前、后调节门叶片弦长的示意图

图7、图8给出了原叶型A与改进叶型A4在不同调节门叶片角度 β_A 时的阻力系数 c_f 、预旋系数 c_r 和旋阻曲线.可以看出,改进叶型A4的阻力系数基本不变,而预旋系数的增加比较明显,说明叶型A4的改进明显有效.

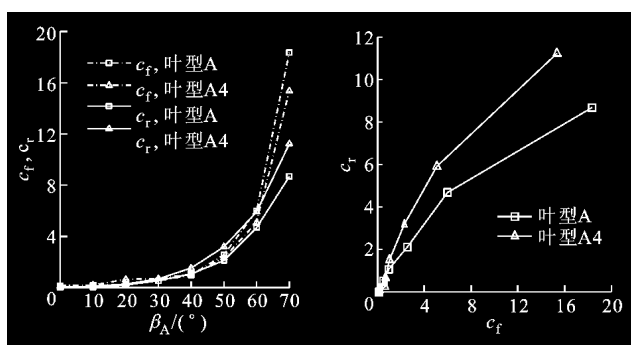
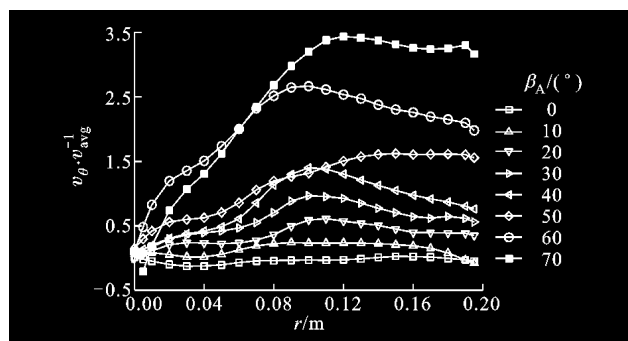
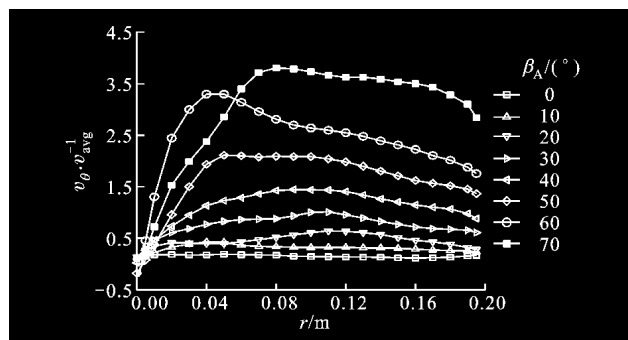


图7 叶型A和A4在不同 β_A 时的阻力系数、预旋系数
图8 叶型A和A4的旋阻曲线

图9给出了调节门后 $z=0.2$ m处沿径向对切向速度 v_θ 的测量结果.可以看出,在小半径处,特别是在调节门叶片角度 β_A 大于 40° 以后,切向速度 v_θ 增大比较明显,说明增加导叶弦长确实能够增加气流的预旋速度.这也说明叶型A4的改进效果比较明显.



(a)叶型A



(b)改进叶型A4

图9 改进前、后不同调节门叶片角度时调节门后切向速度沿径向的分布

5 改进后调节门的调节性能和节能效果

图10为调节门与风机联合使用时的实际调节曲线(由于叶型A2和A3是在常规调节门上改进的,因结构上的原因不能关到全关闭状态,故未在曲线中给出).首先,将风机流量调整为风机高效点工况下的流量 $Q_V=7\,400\text{ m}^3/\text{h}$,此时调节门为全开状态.然后,在其他条件均不改变下,将调节门由全开状态逐步关闭到全闭状态,测量出风机功率等参数随流量的变化关系,本文将此曲线称为该风机流量的调节曲线.图10中实验点对应的调节门角度从左到右依次为 90° 、 80° 、 70° 、 60° 等.在相同的角度 β_A 下,改进后的调节门叶型A4比原叶型A的调节能力增强,同时功率消耗减小,即使在同一流量下对比,其功率消耗也减小了.实验表明,调节门预旋能力的增强对增大调节门的调节能力和节能效果均有比较明显的作用,而改进叶型A1的调节能力不如原叶型A,说明仅减小调节门的阻力对节能有效果,对改进调节能力没有什么效果.针对本文实验使用的4-72No4.5A离心风机,考虑到实验过程中不得不对实验装置反复拆装,造成每次实验风机在相同条件下性能会有微小不同,除去实验误差的影响,当调节门角度在 $50^\circ\sim 90^\circ$ 范围内时,相同流量下可取得约2%~3%的节能效果.

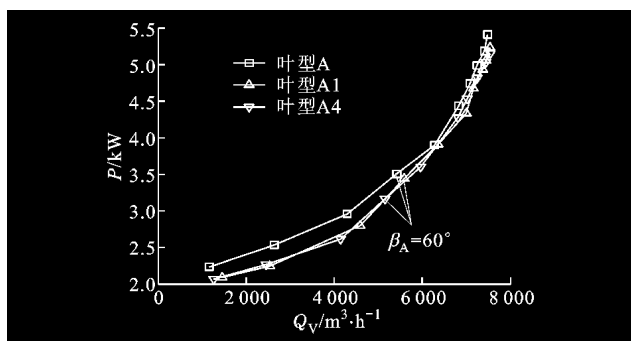


图10 调节门改进前、后的性能调节和节能效果

6 结 论

(1)对目前在风机中大量使用的常规调节门,采用双直线叶型和增加叶片弦长的改进措施,可以提高调节门的使用性能.采用双直线叶型可以减小调节门的阻力系数,两直线的夹角为 20° 较为合理.

(2)增加叶片弦长可以比较明显地增加调节门的预旋系数,而阻力系数可以基本保持不变.事实表明,调节门预旋作用的增大对其调节能力和节能效果均有一定的作用.针对本文实验使用的 4-72No4.5A 离心风机,当调节门角度在 $50^\circ \sim 90^\circ$ 范围内时,在相同流量下可取得约 $2\% \sim 3\%$ 的节能效果.这对其他风机调节门的节能改进有参考意义.

(3)除了用阻力系数和预旋系数来表示调节门的特性外,为了消除由于叶片角度 β_A 初始位置定义不同带来的影响,也可以选择用旋阻曲线反映调节门的性能.

参考文献:

[1] 刘家钰. 电站风机改造与可靠性分析[M]. 北京:中国

电力出版社, 2002:31-56.

[2] 李庆宜. 通风机[M]. 北京:机械工业出版社, 1995: 230-246.

[3] COPPINGER M, SWAIN E. Performance prediction of an industrial centrifugal compressor inlet guide vane system[J]. Proc Instn Mech Engrs: Part A, 2000, 214:153-164.

[4] CHAN W K, WONG Y W, YU S C M, et al. A computational study of the effects of inlet guide vanes on the performance of a centrifugal blood pump[J]. Artif Organs, 2002,26(6):534-542.

[5] SORANNA F, CHOW Y C, UZOL O. The effect of inlet guide vanes wake impingement on the flow structure and turbulence around a rotor blade[J]. ASME J of Turbomachinery, 2006,128(1):82-95.

[6] 温庭栋, 马素霞. 离心式风机导流器调节的经济性分析[J]. 太原理工大学学报, 2002,33(4):406-408. WEN Tingdong, MA Suxia. Economical analysis of axial guide vane for centrifugal fan[J]. Journal of Taiyuan University of Technology, 2002,33(4):406-408.

[7] 张义云, 祁大同, 谭佳健, 等. 离心风机平板直叶片调节门的实验研究 [J]. 西安交通大学学报, 2007, 41(9): 1044-1048.

ZHANG Yiyun, QI Datong, Tan Jiajian, et al. Experimental study on inlet guide vane with straight blade in a centrifugal fan [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2007,41(9):1044-1048.

[8] 沈阳鼓风机研究所. GB/T1236-2000 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, 2000:122-141.

(编辑 王焕雪)

我校获得 2007 年度“国家科技奖”7 项

2007 年度国家科学技术奖励大会于 2008 年 1 月 8 日在北京召开,胡锦涛、温家宝等国家领导人参加大会,并给获奖人员颁奖,我校此次共有 7 个项目获奖,其中以第一完成单位获得 5 项,居全国高校第三位,也是我校获得国家科学技术奖连续第 3 年居全国高校前三位。

(来源:交大新闻网 <http://xjtunews.xjtu.edu.cn>)