

大转角正弯扩压叶栅流场性能实验与数值研究*

陈绍文¹, 陈 浮¹, 张晓辉², 王仲奇¹

(1 哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001;

2 北京动力机械研究所, 北京 100074)

摘 要: 实验对不同冲角下三种叶型折转角环形压气机直、弯叶栅进、出口流场进行了详细的测量, 并利用实验结果对数值模拟结果进行了校核, 得到了详细的直、弯叶栅流道内的计算结果。结果表明, 大折转角叶栅流道内旋涡由多涡结构向单一涡结构转变的趋势明显, 叶片正弯使得流道内近吸力面的涡系径向掺混作用加强; 叶展中部流动分离的加重导致集中涡系破裂, 从而引起流道内气流的严重堵塞, 这是损失激增的主要原因, 因此, 要在高负荷压气机叶栅中应用正弯叶片, 必须有效抑制中部流动的恶化。

关键词: 压气机; 实验; 数值仿真; 叶栅; 叶片

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

文章编号: 1001-4055 (2008) 03-0349-06

Experimental and numerical investigation for flow in bowed compressor cascade with large turning angles

CHEN Shao-wen¹, CHEN Fu¹, ZHANG Xiao-hui², WANG Zhong-qi¹

(1 School of Energy Science and Engineering Harbin Inst. of Technology, Harbin 150001, China

2 Beijing Power Machinery Research Inst., Beijing 100074, China)

Abstract Inlet and outlet flow fields were measured in annular compressor cascades with three turning angles at different incidences and detailed numerical results validated with experimental results were gained by numerical simulation for straight and bowed blade cascades. The results showed that within the bowed compressor cascades with larger camber angle, the trend of the vortex structure from the multi-vortices to the single-vortex was obvious. The spanwise movement and mixing of vortices on the blade suction surface towards the mid-span was stronger due to the effect of the increased positive bowed angle.

Key words Compressor; Experimentation; Numerical simulation; Cascade; Blade

1 引 言

加大气体在叶栅中的折转能力可以有效提高级压比或负荷, 而这同时也将导致叶栅流道中流动三维性增强, 端壁附近流体极易分离^[1]。采用弯曲叶片可以达到减小分离、防止失速和提高效率的目的, 且这一领域的研究一直是国内外学者工作的重点。Breughmans, Bogod, Weingold等人的研究结果证实了叶片弯曲具有改善端壁流动、降低端部损失的作用^[2~5]。

文献[6~7]的研究结果表明, 弯曲叶片对提高级

效率, 扩宽失速裕度方面效果显著。尽管弯曲叶片已经成功地应用于某些压气机设计中, 但是其改善叶栅内流动状况的机理还未完全弄清楚, 特别是在具有大折转角、气流容易分离的压气机叶栅中, 因此有必要对其进行更为详细的讨论和分析。

本文对 40°、50°和 60°叶型折转角压气机环形叶栅进行了实验, 并利用数值模拟方法进行了核算, 分析了不同折转角直、弯叶栅流道内二次流流动和流场的特点, 探讨了二次流损失生成和发展的机理, 以及大折转角压气机叶栅中叶片正弯对其气动性能的影响。

* 收稿日期: 2007-01-29 修订日期: 2007-07-20

基金项目: 国家自然科学基金 (50236020)。

作者简介: 陈绍文 (1979—), 男, 博士, 讲师, 研究领域为叶轮机械内流动研究。E-mail: csw@mail@hit.edu.cn

2 实验与数值方法

实验在哈尔滨工业大学推进理论与技术研究所低速扇形叶栅风洞中进行,进口马赫数为 0.23。整个系统是常规的,无附面层抽吸功能,实验段进口速度连续可调。三种叶型折转角叶栅分别由直叶栅 (STR) 和 15° (PB15)、 20° (PB20)、 25° (PB25) 三种正弯叶栅组成,共计 12 套叶栅,弯叶栅模型及其积迭形式如图 1 所示,实验叶片是由环氧树脂加金属填料浇注而成。变冲角是通过不同角度的直扇形筒来实现的,冲角范围为 $\pm 10^\circ$, $\pm 5^\circ$ 和 0° 。叶型为 NACA 65-24A 10-1Q 轮毂、机匣半径分别为 475 mm 和 575 mm,叶片高度 100 mm,弦长 100 mm,整圈叶片数为 45 个,实验段包括 8 个叶片,如图 2 所示。叶栅截面测量采用五孔 L 型探针,测量截面分布及叶栅径向布点情况如图 3 所示,沿流向共 7 个测量面,栅内截面位置均匀布置,且每个测量面以“中间密,两端疏”的原则进行布点。实验还利用 U 型水排测量了叶栅的端壁静压和型面静压,并对其进行了墨迹流动显示测量。

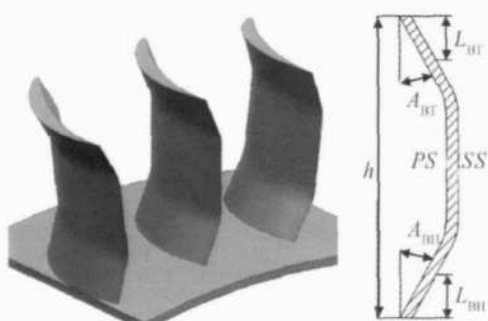


Fig. 1 Tested compressor cascades and blade stacking type

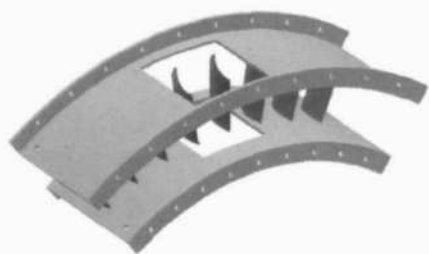


Fig. 2 Schematic diagram of tested section

总压损失系数计算表达式如下

$$\omega = (p_0^* - p^*) / p_{v0}$$

式中 p_0^* 为叶栅进口滞止总压, p^* 为当地滞止总压, p_{v0} 为叶栅进口动压。流向涡作为主流方向的涡分量,定义沿几何气流角方向为主流方向,而不是当地

的流动方向。本文中流向涡定义为

$$\Omega_s = \Omega_x \cos \alpha_m + \Omega_z \sin \alpha_m$$

式中 α_m 为实际气流方向与轴向的夹角。

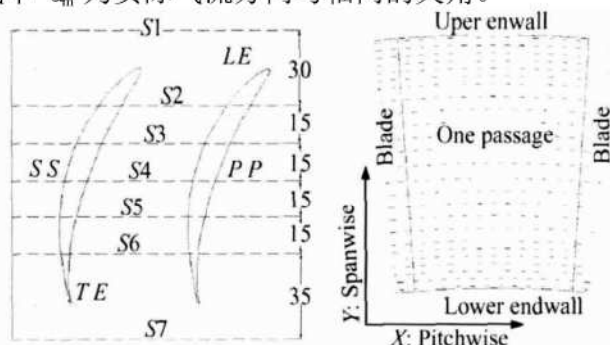


Fig. 3 Locations of measurement planes

计算网格的生成采用 GAMBIT 商业软件,网格结构为非结构化六面体网格,离开端壁和叶片表面第一层网格的距离为 $50 \mu\text{m}$,所有计算样本的平均计算网格数为 444 010。计算叶栅的边界条件完全采用实验测得的结果来给定,数值方法采用 FLUENT 商业软件求解器对三维粘性流场进行求解,湍流模型采用 $k-\epsilon$ 双方程模型。计算与实验结果对比良好,图 4 给出了 $+5^\circ$ 冲角下 60° 折转角直叶栅出口总压损失系数及叶片中部型面静压计算和实验结果对比图。

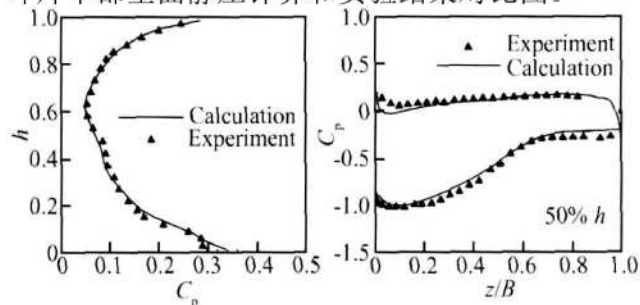


Fig. 4 Comparison of experimental and numerical results

3 结果与讨论

在前期的研究和工作中,文献 [8] 重点对比和分析了不同冲角下 60° 折转角直、弯叶栅出口气动参数的变化,指出在该实验进口及几何参数的条件下,大弯角正弯叶片没有起到改善叶栅出口气动性能的作用,尤其是在正冲角条件下,大弯角正弯叶栅出口中部形成了突起明显的损失分布,且叶高中部分离区的强度和范围都较直叶栅要大,从而导致叶栅总损失的激增。为了探索在大折转角压气机叶栅中如何合理应用正弯叶片,实验又对两个较大折转角直、弯叶栅进行了实验,并对未测量的正弯叶栅流道内进行了数值模拟计算,详细分析和研究了流道内的流动和正弯

叶片的控制机理, 希望能进一步指导今后压气机中应用弯叶片的工作。

图 5 给出了不同冲角、不同折转角直叶栅流道内各截面节距平均总压损失系数沿叶高的分布, 由图可见, 当叶型几何折转角为 40° 时, 在 $+10^\circ$ 冲角条件下, 叶栅流道各个截面中部的损失变化都不明显, 正冲角时较负冲角时损失增长程度更大, 沿轴向损失变化较大的位置出现在距离端壁 $10\% \sim 20\%$ 叶高处, 且上、下端壁的损失增长程度基本对称; 当叶型几何折转角为 50° 时, 在正冲角条件下, S6 截面中部损失较其它轴向位置截面的变化开始增大, 并随着冲角的增加, 损失增大的趋势逐渐由两端壁向中部发展, 且下端壁附近损失增大的幅度较上端壁附近要大, 损失分布对称性减弱, 在 $+10^\circ$ 冲角条件下损失达到最大, S6 截面在整个叶高的损失都要明显高于其它轴向位置截面, 正冲角下其它轴向位置截面的损失发展与 40° 叶型折转角时类似, 以上分析表明, $+10^\circ$ 冲角下在 S6 截面位置处叶栅流道内的分离已经很大, 并形成全叶高的分离, 这对叶栅流道内损失的增长影响很大; 叶型几何折转角为 60° 时, 各截面损失的发展较前两个折转角叶栅中都要快并且更剧烈, 在零冲角和正冲角条件下, 60° 折转角叶栅的 S5 到 S6 截面总压

损失沿流向的变化较大, 其程度接近 $+10^\circ$ 冲角下的 50° 折转角叶栅, 当冲角增大到 $+5^\circ$ 时, S6 截面的损失开始出现了激增, 且上、下端壁损失呈现明显的不对称性, 下端壁损失占了主导地位, 其影响扩大到整个叶栅的下半个流道, 这说明此时低能流体在下端壁吸力面角区的堆积达到最大, 流动三维性增强, 损失易发生激增。

图 6 为流道内不同轴向位置截面的总压损失等值线及二次流速度矢量等值线分布, 可以清楚地看到, 60° 折转角叶栅中的损失发展较 40° 折转角叶栅中明显要快, 正冲角下 S5 截面的叶栅中部就开始出现了全叶高的高损失区, 且其吸力面角区的旋涡流动的发展也要更早和更剧烈。叶片正弯在流道中产生有端部指向中部的径向压力梯度, 在此压力梯度的作用下, 积聚在端部吸力面角区的低能流体向叶展中部迁移, 从而使得正弯叶片具有降低端部损失、改善端部流动的特性, 但与此同时容易导致中部损失的增加及流动的恶化, 弯曲叶片在叶栅中应用成功与否的关键要看两端区气流损失的减小、流动改善的程度对比叶栅中部气流损失增大、流动状况恶化的程度哪一个更大。在本实验进口参数及几何条件下的 60° 大折转角压气机叶栅对比较小折转角叶栅具有下端壁角

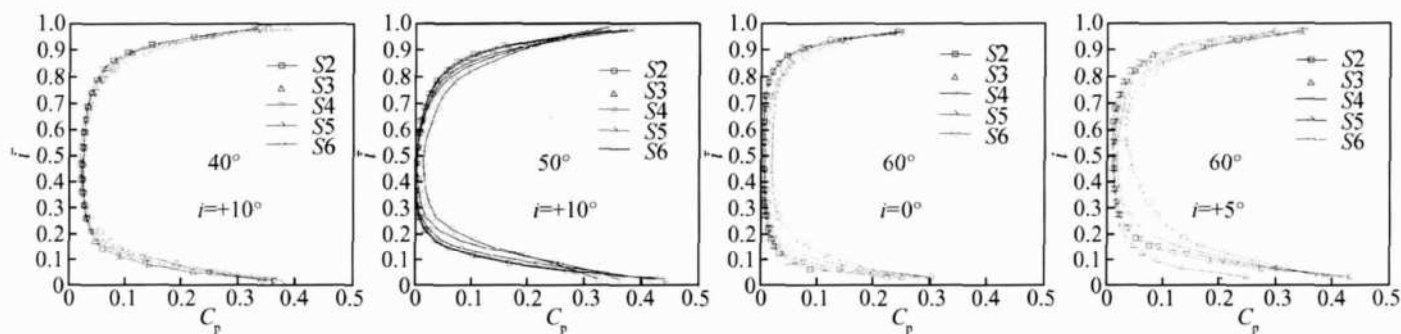


Fig. 5 Distribution of pitch-averaged total pressure loss coefficient along blade height

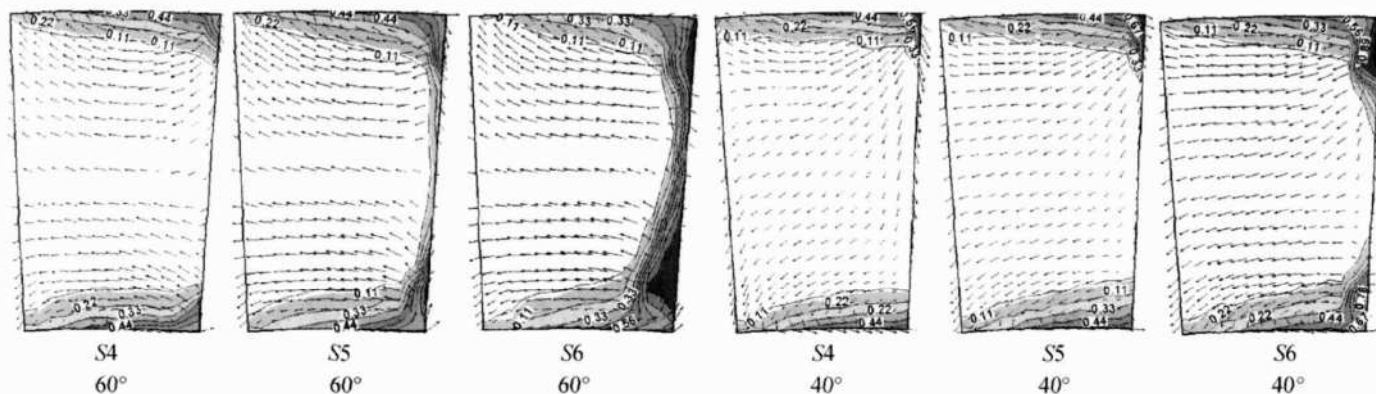


Fig. 6 Contours of total pressure loss coefficient and distribution of secondary flow vector ($i = +5^\circ$)

区低能流体易积聚、中部损失易增大、气流流动易分离的特点,此时应用正弯叶片更需要注意合理匹配弯高、弯角,避免中部损失的激增和流动的恶化带来总损失的增加。

涡量场是流体动能的高度集聚区,而涡量是衡量叶栅流道中气流旋涡流动强度的一个重要指标,特别是分析三维性较强的压气机叶栅的涡结构时。由于实验中正弯叶栅的流道内测量比较困难,于是采用正弯叶栅的实验进口参数作为边界条件,而出口气动参数作为校核标准对正弯叶栅进行了数值模拟,图7给出了数值模拟的流道内各截面涡量等值线分布图,正的涡量值表示的是逆时针方向的旋涡流动,负的涡量值则表示顺时针旋涡流动,从图中可以清楚地看到叶栅流道内旋涡的尺度、强度及涡心位置的变化。相对直叶栅,正弯叶栅流道内的壁面涡及通道涡更接近壁面,形状更为扁平;在S4截面处直、弯叶栅都已经出现了通道涡,但是弯叶栅其通道涡要更靠近叶展中部;直叶栅较弯叶栅具有更多的涡结构,这从S4截面

上开始发现而在各个截面都可以较为明显的看到,这也说明正弯叶片加速了各个旋涡之间的相互作用,多个小涡互相掺混形成了作用范围更大的涡;在接近出口的S6截面,正弯叶栅流道中部的通道涡作用范围和强度都要大于直叶栅,而靠近端壁的涡量则相反,且弯角越大,这种现象越明显。随着弯角、冲角和叶型折转角的增大,流道内的旋涡经历着由分离涡集中涡脱落涡的过程,当正弯叶栅叶展中部的涡量强度和作用范围达到一定的程度时,旋涡发生破裂,集聚在叶栅流道中的旋涡(主要是通道涡)流动使得气流流动动能迅速下降,流道内发生严重的堵塞,流动损失明显增大,进而导致总损失的增大,此时应用正弯叶片的效果不理想。

图8给出了各个折转角叶栅在不同冲角下吸力面墨迹显示及静压系数等值线分布,可以看到,在大折转角叶栅中,直、弯叶片吸力面都呈现较为明显的“C”型压力分布,且在正弯叶片中更强烈,产生的由两端指向叶展中部的径向压力梯度使得在两端积聚

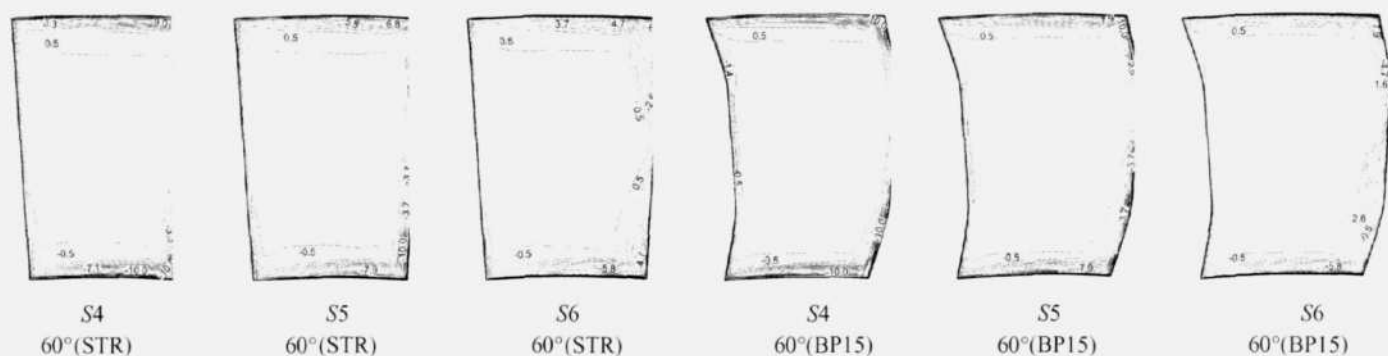


Fig. 7 Vorticity contours at different sections of bowed cascade($i = 0^\circ$)

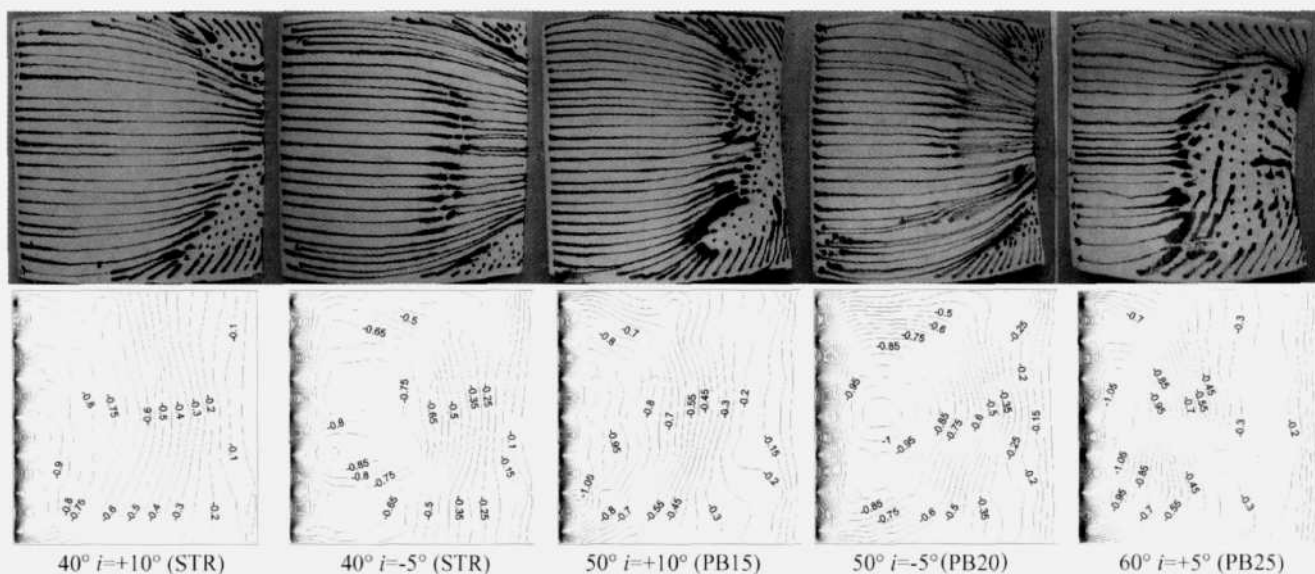


Fig. 8 Contours of static pressure coefficient and flow visualization on suction surface

的低能流体被迁移到叶展中部, 由于受到因叶型折转角和冲角增大而引起的叶片吸力面逆压梯度增大的影响, 一部分叶展中部的低能流体来不及被主流带走而在叶栅中部滞留, 引起叶栅中部气流剧烈的分离流动, 并且伴随有旋涡的破裂和再生, 可以说此时的叶栅流道内具有强烈的分离特性和流动的非定常性, 其中 60° 折转角 25° 正弯叶栅在 $+5^\circ$ 冲角下的吸力面墨迹显示充分反映了强分离特性, 占据了吸力面大约 50% 区域的分离和内部强烈的旋涡流动表明, 25° 大弯角正弯叶片应用在本实验条件下 60° 大折转角压气机叶栅中应用并不理想, 尤其是在正冲角条件下; 而另一部分正弯叶栅, 由于其端部损失的减小和流动改善的程度要大于中部损失的增大和流动恶化, 总损失和流动状况是改善的, 因而此情况下应用正弯叶片是可行的。

图 9 所示为不同折转角叶栅流道内端壁墨迹显示及静压系数的等值线分布, 横向压力梯度随叶型折转角的增大而增大, 较大的横向压力梯度增强了流动的三维性, 叶栅流道内的二次流动增强, 旋涡的生成和发展相应加快。正弯叶片对流道内端壁气流的改善可以从端壁出口的尾迹区及流道尾部靠近吸力面侧区域的对比中发现, 其分离的范围明显要小于直叶栅端壁, 也说明正弯叶片对改善端壁流动, 减小端壁损失具有积极的作用, 而产生这些有利影响的主要原

因是叶片正弯使得流道内的静压被重新布置, 横向压力梯度以及吸力面靠近尾缘区的流向逆压力梯度都得到了改善。另外, 从图 9 中还可以发现, 在负冲角条件下, 大折转角叶栅流道内靠近前缘的端壁压力面出现了一个低压区, 随着叶型折转角和弯角的增大, 低压区的强度也随之增大, 在 60° 折转角正弯叶栅中压力面还出现了较大的回流和分离区, 这对改善该区域的气流流动是不利的, 但是这种流道内的压力面分离对栅后气流的损失影响不大, 但是影响了气流的折转能力。

流道内气流的流动状况及损失发展直接影响到栅后总损失的大小, 为了了解不同折转角压气机叶栅的变冲角性能, 图 10 给出了不同折转角直、弯叶栅质量平均总损失随冲角的变化图, 从图中可以看到, 在 40° 折转角叶栅中采用正弯叶片效果最好, 且 25° 弯角时损失减小的程度最大; 对于 50° 折转角叶栅, 当其处于负冲角和零冲角条件时, 叶片正弯的效果也较好, 但是当其在正冲角条件时, 正弯叶栅损失基本都要高于直叶栅, 考虑到 15° 弯角正弯叶栅在各个冲角下损失变化的程度, 其变冲角性能较直叶栅还是有所改善; 在正冲角或大弯角 (25°) 的 60° 折转角叶栅中, 叶片正弯使得损失的增大比较明显, 而在零冲角和负冲角时, 较小弯角 (15° 和 20°) 仍然可以起到减小损失的作用, 此时他们的变冲角性能好于直叶栅。因

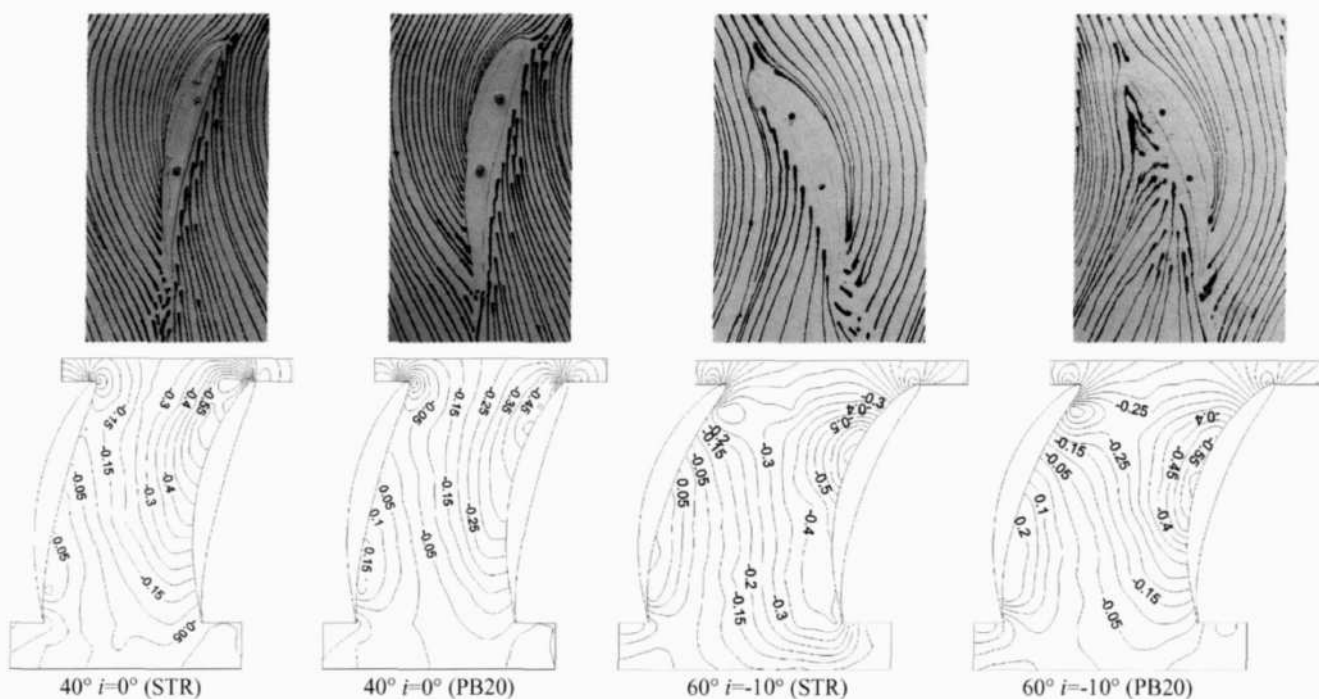


Fig. 9 Contours of static pressure coefficient and flow visualization on hub surface

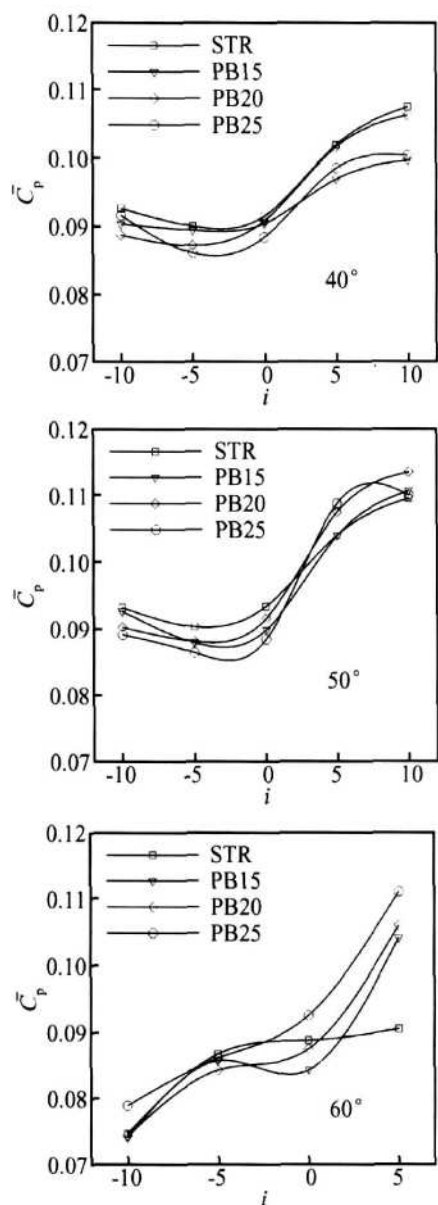


Fig. 10 Overall mass-averaged total pressure loss coefficient with different incidences

此, 在本实验所给定的进口参数及几何条件下, 较大弯角正弯叶片在一定正冲角及一定大折转角时应用具有局限性, 其他情况下应用正弯叶片对减小损失、改善流道内的整体流动状况都是有益的。

4 结 论

(1) 栅内叶展中部的损失增长程度随叶型折转角的增大而增长, 端壁损失的不对称性增强, 其中下

端壁区域损失的增长幅度要更大。

(2) 大折转角叶栅流道内旋涡由多涡结构向单一涡结构转变的趋势明显, 叶片正弯使得流道内近吸力面的涡系径向掺混作用加强。

(3) 叶展中部流动分离的加重导致集中涡系破裂, 从而引起流道内气流的严重堵塞, 这是损失激增的主要原因, 因此, 要在高负荷压气机叶栅中应用正弯叶片, 必须有效抑制中部流动的恶化。

参考文献:

- [1] 钟兢军, 苏杰先, 王仲奇. 压气机叶栅壁面拓扑和二次流结构分析[J]. 工程热物理学报, 1998, 19(1).
- [2] Breugelmans F A E, Carels Y, Demuth M. Influence of dihedral on the secondary flow in a two dimensional compressor cascade[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, 1984, 106: 578~584.
- [3] Breugelmans F A E. Influence of incidence angle on the secondary flow in compressor cascade with different dihedral distribution[R]. *ISABE* 85-7078.
- [4] Bogod A B. Direct and inverted calculation of 2D axisymmetric and 3D flows in axial compressor blade rows[R]. *TAGI Russia*, 1992.
- [5] Weingold H D, Neubert R J, Potter G E, et al. Reduction of compressor stator endwall losses through the use of bowed stators[R]. *ASME* 95-GT-380, 1995.
- [6] Weingold H D, Neubert R J, Behlke R F, et al. Bowed stator: an example of CFD applied to improve multistage compressor efficiency[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1997, 119: 161~168.
- [7] Gallimore S J, Bolger J J, Cumpsty N A, et al. The use of sweep and dihedral in multistage axial flow compressor blading part I: low and high speed designs and test verification[R]. *ASME* 2002-GT-30329.
- [8] 陈 浮, 陈绍文, 王可立, 等. 大折转角弯曲扩压叶栅变冲角性能研究[J]. 工程热物理学报, 2006, 27(2).

(编辑: 郭振伶)