

带根部间隙的直、弯压气机静叶流场的实验^{*}

陆华伟¹, 郭 爽², 陈 浮², 钟兢军¹, 王仲奇²

(1 大连海事大学 轮机学院, 辽宁 大连 116026)

2 哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘 要: 为了获得正弯静叶在动态压气机中的性能特点, 分别对采用带根部间隙的直静叶和正弯静叶的重复级低速轴流压气机在不同流量工况下的静叶出口流场进行了实验测量, 结果表明, 正弯静叶对气流的扩压能力在设计工况和近喘工况下强于直静叶, 在最大流量工况下弱于后者。设计工况下, 流道内存在的两个主要旋涡结构, 分别为上通道涡和刮削涡, 且刮削涡在正弯静叶流道内的尺度要远小于直静叶流道中; 最大流量工况下直静叶流道中的刮削涡明显增大而正弯静叶中则基本保持不变; 近喘工况下分离严重, 旋涡随之消失。考查出口气流角可以发现, 正弯静叶对气流的折转能力在整个流量工况下都弱于直静叶, 但沿叶高的分布更为均匀。

关键词: 压气机; 正弯静叶⁺; 旋涡结构⁺; 实验研究

中图分类号: V235.11 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4055 (2009) 05-0581-07

Experimental investigation of flow field in both straight and positive bowed stator passages with cantilever blades

LU Hua-wei¹, GUO Shuang², CHEN Fu², ZHONG Jing-jun¹, WANG Zhong-qi²

(1 Marine Engineering College, Dalian Maritime Univ., Dalian 116026, China)

2 School of Energy Science and Engineering, Harbin Inst. of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract Experimental investigation was performed in a double stages low speed axial compressor. The traverse flow field at the exit of second stator was measured in details at different working condition for both straight and positive bowed stator passages. The results show that the pressure diffusion ability in positive bowed stator passage is stronger than in straight stator at design condition and near stall condition but weaker in near maximum flow condition. There are two main vortexes in stator passage at design condition, which are up passage vortex and scraping vortex, respectively. The scraping vortex in straight stator passage distributes a large area but much smaller in positive bowed stator passage. The up passage vortex disappears in near choking condition. However, the scraping vortex enhances in the straight stator passage while it changes a little in positive bowed stator passage. In near stall condition, the flow separation happens along the full span wise and all the vortexes disappear. Compared with the outflow angle, the ability of flow under-turning in positive bowed stator passage is weaker than in straight stator in whole mass flow work condition. However, the distribution of flow angle along the blade height is more uniform in positive bowed stator passage than in straight stator passage.

Key words Compressor; Positive bowed stator⁺; Vortex structure⁺; Experimental investigation

1 引 言

分离流和旋涡运动是粘性流体流动的重要特征, 关于叶轮机中的旋涡模型研究, 最初始于涡轮叶栅。而得到大部分人一致公认的叶轮机旋涡种类

主要有以下几种: 通道涡、马蹄涡、壁角涡及出口边涡。到目前为止, 最成熟的涡轮叶栅旋涡模型为 1995年 Wang H aip ing等^[1]提出的基于多涡结构的进口流动向多个单个涡演变的流动模型。相比较而言, 对压气机叶栅内旋涡结构的研究较少, 康顺教授^[2]

* 收稿日期: 2008-11-12 修订日期: 2009-01-15。

基金项目: 国家自然科学基金 (50236020); 教育部博士点基金 (20060213007)。

作者简介: 陆华伟: (1980—), 男, 博士, 讲师, 研究领域为叶轮机气动热力学。E-mail: hwl66@163.com

将前人的研究成果进行总结后,提出了全新的压气机叶栅的旋涡模型.这是目前为止压气机中最为公认的旋涡模型.关于带根部间隙的叶轮机旋涡结构的研究,同样先从涡轮中开始,日本学者 Yamamoto 综合了许多学者的研究成果,提出了一个基于定常流动的带顶部间隙的涡轮叶栅的旋涡流场结构^[3],成为涡轮叶栅中的经典模型.而压气机中的旋涡结构研究以 1984 年 Inoue 和 Kuroumarou^[4]提出的压气机转子流道内和出口处的涡的三维结构图最为权威,该模型中提及了刮削涡的存在,但并未给予足够重视.

叶片弯曲成型理论首先在涡轮中获得成功应用^[5],而对于压气机弯曲叶片的研究始于剑桥大学的 Breughmans^[6]等人,之后, Bogod^[7], Sasaki^[8]及 Weingold^[9]等人的工作推进了弯曲叶片在压气机中的应用.哈尔滨工业大学以王仲奇教授为主导的科研集体 1990 年开始了大转角弯曲压气机叶栅的研究工作^[10-11],结果表明:弯曲静叶片产生了作用于流面上的径向力,减小了吸力面角区的扩压度,削弱了角区的分离流动,从而使损失降低,压升增大,并且对喘振裕度的提高也有帮助.而张华良^[12]的研究结果揭示叶片正弯使得极限流线流谱的奇点数目减小,从而使得流动趋于简单.

总结已有的研究工作,对于带叶跟间隙的压气机静叶流道内旋涡结构,目前为止还没有被清晰地揭示出来,而弯叶片在压气机中对于流场结构的影响也值得继续探讨,本文正是以这两个问题为研究对象,一方面给出带根部间隙的压气机静叶流道出口处的主要旋涡结构,另一方面期望从流场结构的角度给出弯叶片降低损失的流动机理.

2 试验台及叶型参数

实验是在哈工大低速重复级压气机实验台上进行的(见图 1),设计转速 3 000 r/min,动叶和静叶均采用了 NACA 65-24A₁₀-10 叶型,试验台及叶型具体参数见表 1.图 2 为静叶非对称正弯曲积叠线示意图,顶、根部弯曲角 Λ_{bt} 、 Λ_{bh} 分别为 18° 和 24°,弯高 L_{bt} 、 L_{bh} 均为 10% 叶高.入口气动参数采用 2 支 4 孔动压探针测量,布置在一级动叶前 2 倍弦长 ($z/B = 2$, z 为轴向距离; B 为静叶轴向弦长)位置;压气机总性能在距二级静叶出口 $z/B = 3.73$ 处测量,在一个流道内共布置了 3 支 4 孔径向动压探针,具体位置见图 1 所示.在压气机不同流量工况下,采用五孔探针分别测量了直、弯静叶出口处的截面流场,其轴向位置位于二级静叶后 $z/B = 0.1$ 处.

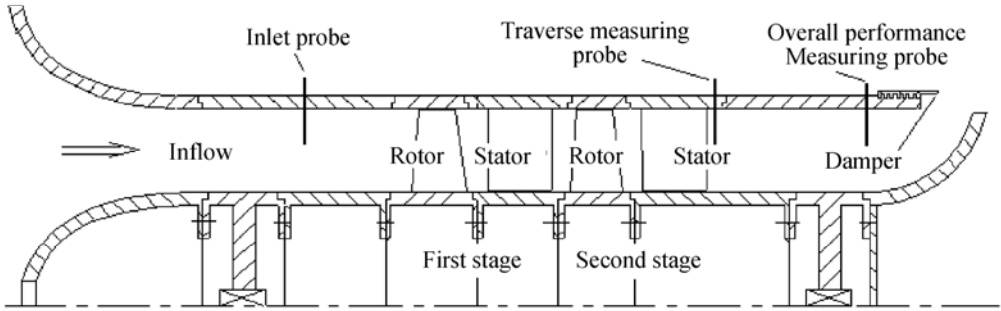


Fig 1 Double stages low speed axial compressor rig

Table 1 Parameter in the test

Rotating speed/(r/min)	3 000	Axial velocity/(m/s)	48
Mass flow rate/(kg/s)	8.7	Pressure ratio	1.045
Tip radius/mm	300	Hub radius/mm	200
Axial blade row gap at midspan/mm		30	
		Rotor	Stator
Aspect ratio (span/chord)		1.25	1.27
Inlet metal angle at midspan/(°)		53.59	28.21
Outlet metal angle at midspan/(°)		49.02	-8.64
Number of blade		20	20
Clearance/mm		0.75	1.5

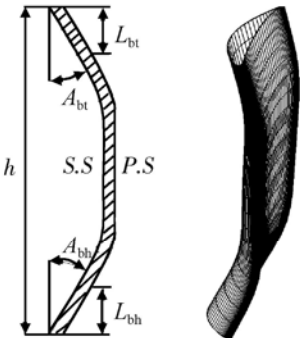


Fig 2 Dowed stator

3 实验方案及数据处理

关于流量工况的选择,如图 3 所示,设计工况选取流量系数 $C_{m_d} = 0.52$ (Design point), 近喘工况选取流量系数 $C_{m_s} = 0.4$ (Stall), 而近最大流量工况则选取 $C_{m_{ch}} = 0.62$ (Chocking)。图 4 为测量截面的测点分布: 周向共布置 39 点, 测量范围接近 1.5 个流道 (26°), 主流区间隔 1° , 尾迹区 6° 范围内加密 (间隔 0.5°); 径向布 30 点, 可测量 1.5% ~ 98.5% 叶高范围, 并在上、下端壁附近进行加密 (最小间隔 0.5 mm)。整个截面测量可以清晰地捕捉到二级静叶出口的详细流场信息。文中涉及的性能参数定义如下

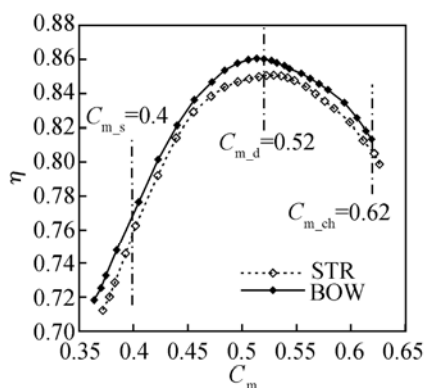


Fig 3 Choices of working condition

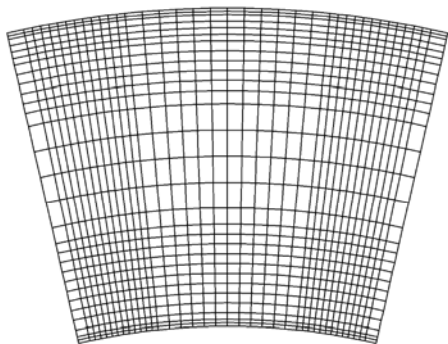


Fig 4 Distribution of measurement points

流量系数

$$C_m = C_{z_{in}} / U_{tip} \quad (1)$$

效率

$$\eta = H_s / N \quad (2)$$

滞止等熵压缩功

$$H_s = G^* \frac{k}{k-1} R^* T_1^* (\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1) \quad (3)$$

输入轴功

$$N = \frac{2\pi}{60} M^* n \quad (4)$$

总压升系数

$$\phi_{TT} = \frac{D_{out}^* - D_{in}^*}{\frac{1}{2} \rho_n^* U_{tip}^2} \quad (5)$$

喘振裕度

$$SM = \left(\frac{\pi_s m_s}{\pi_d m_d} - 1 \right) \times 100\% \quad (6)$$

式中 $C_{z_{in}}$ 为入口轴向速度, U_{tip} 为叶尖切向速度; p_{out}^*, p_{in}^* 分别为压气机出、入口总压; G 为质量流量, T_1 为入口总温, π 为压气机总压比, M 为输入扭矩, n 为转速; ρ_n 为入口测点密度。 π_d, π_s 分别为设计点和喘振点的压比, m_d, m_s 为设计点和喘振点的对应流量。

4 实验结果分析

4.1 设计工况下总压升系数的比较

图 5 为设计工况下二级静叶出口总压升系数分布云图, 图中 $P.S$ 代表压力面侧, $S.S$ 表示吸力面侧。从图中可以清晰地看到两片静叶的尾迹和其包围的整个流道。对比采用直、弯静叶的压气机 (见图 5 (a)、(b)), 正弯静叶流道中主流区总压升系数略低于直叶栅, 但在吸力面上、下角区位置的二级静叶尾迹宽度较直叶栅明显减小, 体现了弯曲叶栅具有将低能流体由端部向中部疏运的特点, 但是由于低能流体在中径附近的积聚, 导致了流道中部的损失有所增加。另外, 在流道底部由于轮毂的旋转摩擦作用, 生成了一个附面层高损失区, 弯叶栅中该高损失区接近压力面附近, 而直叶栅中则更偏向于吸力面侧, 这是由于正弯叶栅在根部的几何弯曲方向与轮毂旋转方向相同, 这导致了静叶根部气流泄漏量增加, 使得这个高损失区向压力面侧靠拢。

图 5 (c) 为节距平均沿径向的分布规律: 首先, 总压升系数呈现出沿径向大致对称的分布, 这与后文不同工况中的分布规律有所不同; 其次, 定量地比较两者的大小, 可以发现在 50% 至 90% 叶高范围内以及 10% 叶高以下区域内正弯静叶的扩压能力略高于直静叶, 10% 到 50% 叶高范围内明显小于后者, 90% 叶高以上范围内则大致相当; 第三, 虽然正弯对端壁角区低能流体的径向迁移作用能在一定范围内提高压气机扩压能力, 但由于叶中部流场的恶化, 整体扩压能力还是较直静叶要弱一些。但同时弯叶片对气流的扩压能力在径向分布上却较直叶片更为均匀, 这有利于下一级动叶沿叶展方向的均匀加功。

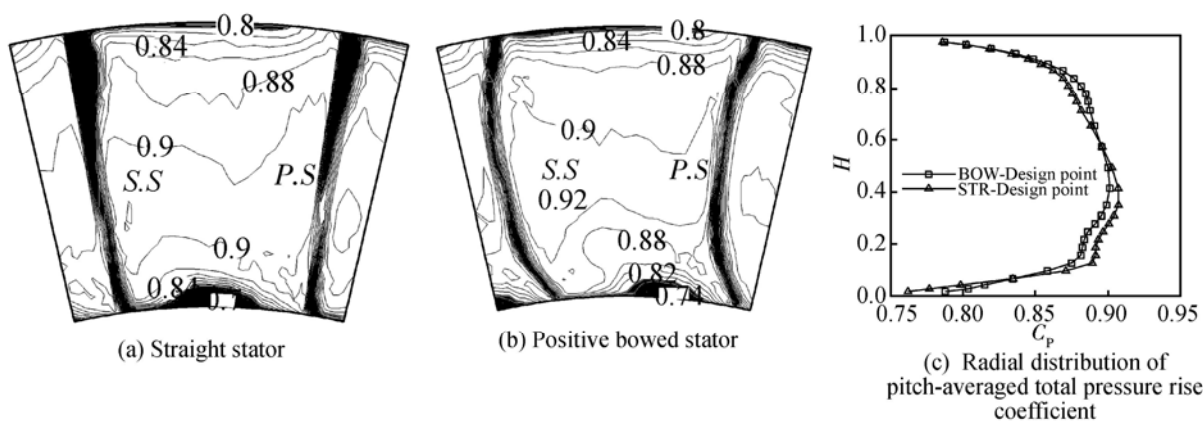


Fig 5 Comparison of total pressure rise coefficient at design condition

4.2 设计工况下横截面流线分布

图 6(a)、(b)为设计工况下采用直、弯静叶的压气机二级静叶出口横截面流线分布。从中可以观察到的主要涡系结构有两个, 分别是流道顶部由于近壁面压力梯度引起的上通道涡和流道底部压力面侧由于轮毂旋转和叶片刮削产生的刮削涡。比较直、弯静叶的流场结构, 主要存在以下几点差异: 首先是刮削涡的大小及位置不同, 直叶片的刮削涡在周向分布几乎布满整个流道底部, 在径向的影响范围也占据了大半叶高, 其与上通道涡发出的再附线在 75% 叶高处通过一个鞍点相连; 而弯叶片由于根部弯曲方向与旋转方向相同, 使得叶片的刮削作用大大减弱, 所产生的刮削涡无论从周向还是展向尺度上都要远远小于直叶片形成的刮削涡, 这对于损失的减少将会起到明显的作用。其次是吸力面侧叶顶角区的径向速度分量不同, 直叶片在这个区域里径向速度分量指向叶顶位置, 这将导致吸力面侧的附面层向角区的迁移, 加剧了角区的损失; 而使用弯叶片后, 该区域内的速度径向分量指向叶中, 这时角区的高损失流体将会向叶展中部迁移, 并被主流带走, 从而减少了角区损失。第三, 在吸力面中下部附近的流体径向速度分量指向叶顶, 这将起到与叶顶相同的作用, 这两者的联合作

用可以显著的减小吸力面叶根和叶顶的附面层堆积损失, 但会在一定程度上增加吸力面中径处的损失, 但是从整个流道来看损失还是总体呈下降趋势。最后, 在吸力面近叶根间隙位置, 吸力面侧的流线速度径向分量较直叶片更指向轮毂方向, 这是由于弯叶片的弯曲方向与轮毂旋转方向一致, 客观上增大了根部泄漏流动, 从图 5 中可以发现, 正弯静叶流道中根部高损失区更接近于压力面侧, 这正是泄漏增强的有力证明。

图 6(c)则显示弯叶片对气流的折转能力总体小于直叶片, 从图 6(a)、(b)中也可以发现, 弯叶片流道中部的主流区流线主要由叶顶指向叶根, 即周向速度分量约为 Q 这表明气流是接近轴向出气的, 而直叶片流道中部出口的轴向速度分量由压力面指向吸力面, 说明气流发生过偏, 从节距平均参数来看, 弯叶片气流出口角在 25% ~ 75% 叶高范围内接近 90° , 而直叶片则要过偏大于 2° 至 3° 左右, 但在上下端壁附近的出口角, 弯叶片较直叶片欠转的更多一些。

4.3 近端工况下总压升系数的比较

图 7(a)、(b)为直、弯静叶在近端工况下的总压升系数比较。可以看出, 近端工况下, 采用直静叶的压气机吸力面侧分离已经非常严重, 而采用弯曲静叶

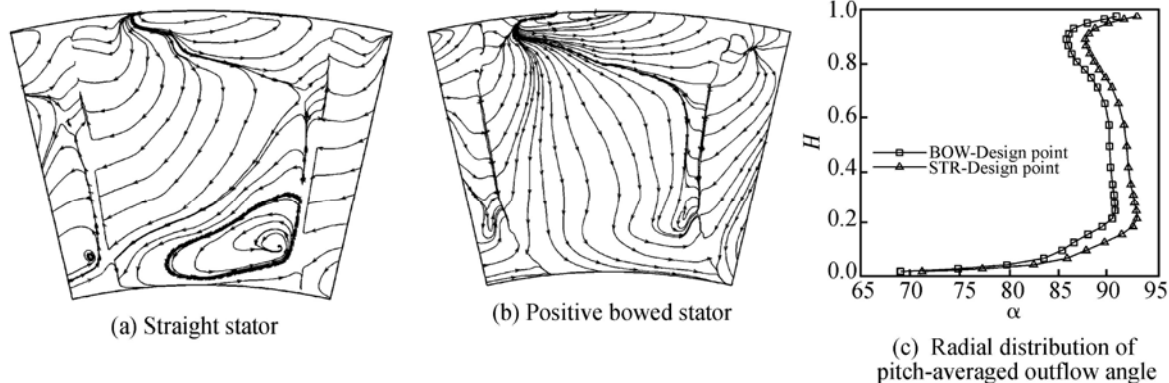


Fig 6 Comparison of flow field at design condition

的压气机在对应截面的附面层分离厚度总体要小于采用直静叶时,特别是在叶顶角区位置更为明显。这表明在大分离情况下正弯静叶对气流的径向迁移能力更强,更好地抑制了吸力面叶顶角区的分离损失。自叶片中径向下,弯叶片流道内附面层厚度与直叶片相差不大,甚至在 20% 相对叶高处略厚于直叶片,这是由于两端角区低能流体向中径迁移并堆积于此的结果。此外,比较轮毂摩擦产生的高损失区,正弯静叶中要略大于直静叶中,且位置更接近于压力面侧,这同样是由于泄露增强所导致的。但由于叶根弯曲使得低能流体向上迁移,此低能区内的损失值较直叶片仍然有所下降。

从图 7(c)中可以发现,总压升系数沿径向的分布规律与设计工况是有所不同,上半流道的扩压能力明显强于下半流道。对比直、弯静叶的扩压能力,弯叶片的总压升系数自 20% 相对叶高至中径范围略低于直静叶,其他区域均高于直静叶。这表明在近端工况下,正弯静叶在改善两端流动状态的同时导致中径附近的低能流体在一定范围内产生堆积,再加上根部间隙造成的两端迁移能力的不对称性,最终减小了弯叶片在 20% 相对叶高至中径范围内的扩压能力。这与图 7(a)、(b)中总压升系数分布相对应,正是由于

正弯静叶在大分离状态下有效地抑制吸力面上、下角区的分离,因此在整体上提高了压气机整机的扩压能力。此外,由于正弯静叶有效的抑制了近端工况下的吸力面分离,压气机的喘振裕度也由采用直静叶时的 40.81% 上升至 43.86%。

4.4 近端工况下横截面流线分布

近端工况下采用直、弯静叶的出口横截面的流线分布如图 8(a)、(b)所示。可以发现两者的流场整体结构较为相似:由于在近失速工况下气流的折转能力下降,势流区内周向速度分量由吸力面侧指向压力面侧,气流体现为欠偏转状态,而在分离区内由于回流作用,气流折转显示为过偏转性能。相比之下,采用正弯静叶后,其吸力面侧尤其是叶顶角区的分离得到明显抑制。观察流线方向可以发现,直静叶分离区内的径向速度分量主要指向叶顶,表明分离后的低能流体主要向叶顶聚积,从而导致叶顶角区的损失激增;而正弯静叶叶顶分离区内的流线径向分量则指向叶中方向,表明低能流体在弯叶片顶部径向分力作用下向叶片中部迁移,致使叶顶角区分离大大减小,从而降低了流动损失。但同时也发现,根部分离没有得到明显改善,究其原因主要是正弯静叶根部泄漏流动的增强削弱了低能流体向上迁移的能力,因此根部对

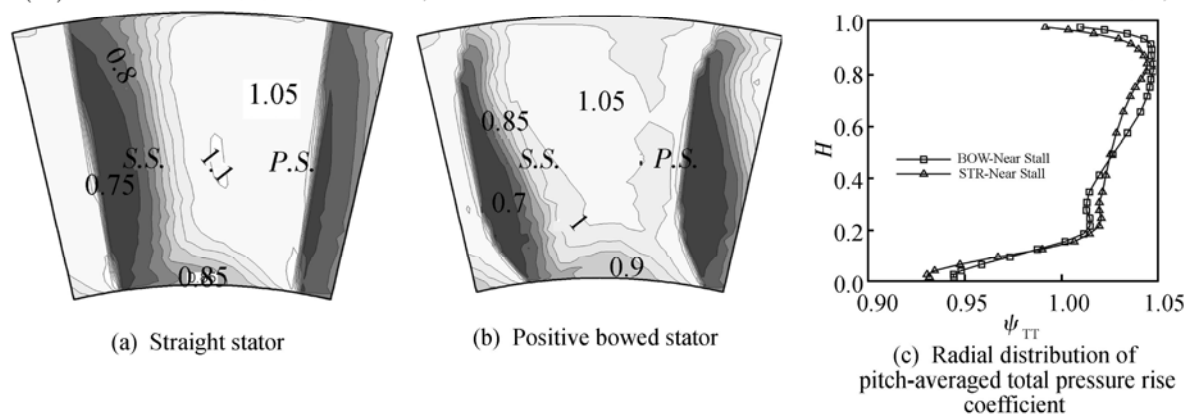


Fig 7 Comparison of total pressure rise coefficient at near stall condition

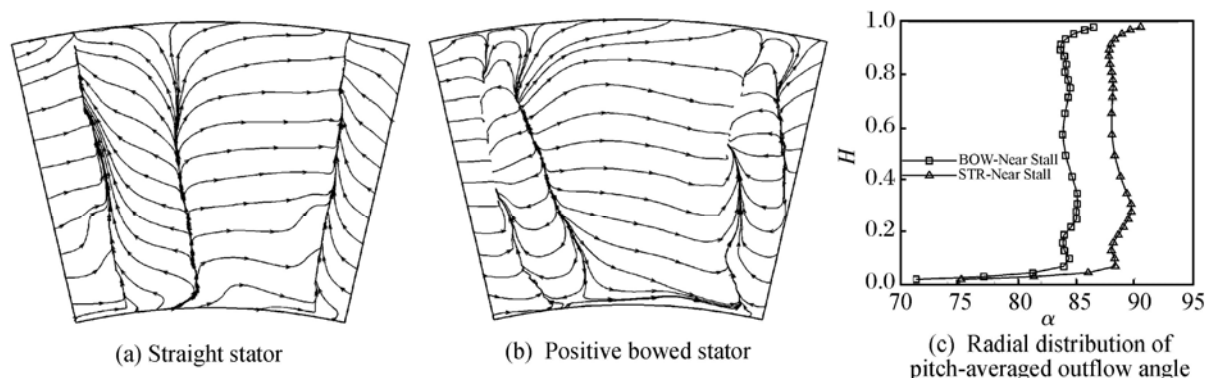


Fig 8 Comparison of flow field at near stall condition

分离的抑制相对较小。

对气流的折转能力,正弯静叶则明显的弱于直静叶,出口气流角的差值增加至 5° 左右(见图 8(c))。参考图 8(a)、(b)中二次流分布情况不难理解,随着正弯静叶吸力面侧分离减弱,势流区面积增大,而势流区内流线周向速度分量由吸力面侧指向压力面侧,相当于增大了流动欠偏转区域的面积,在数据处理过程中体现为出口气流角的下降。但是考虑到直叶片中气流出口角增大的原因主要体现在分离区域内,因此,这种增大的气流角同时也表征了流道内部流动损失的增加。另外,相对来说,弯叶片的气流出口角在叶展方向上的分布较直叶片要均匀一些,这也有利于下一级动叶的进气。

4.5 最大流量下总压升系数的比较

图 9(a)、(b)给出了近最大流量工况下的总压升系数分布。可以发现,总压升系数分布的趋势较设计工况下要平缓得多,且等势线间隔较为均匀。参考图 8(c)节距平均值沿径向的分布,可以发现其规律与近喘工况相反,流道根部的扩压能力要强于顶部。在这一工况下,主要特点是负荷较低,因此正弯静叶对角区分离的控制作用无法得到体现,其扩压能力全面低于直静叶。

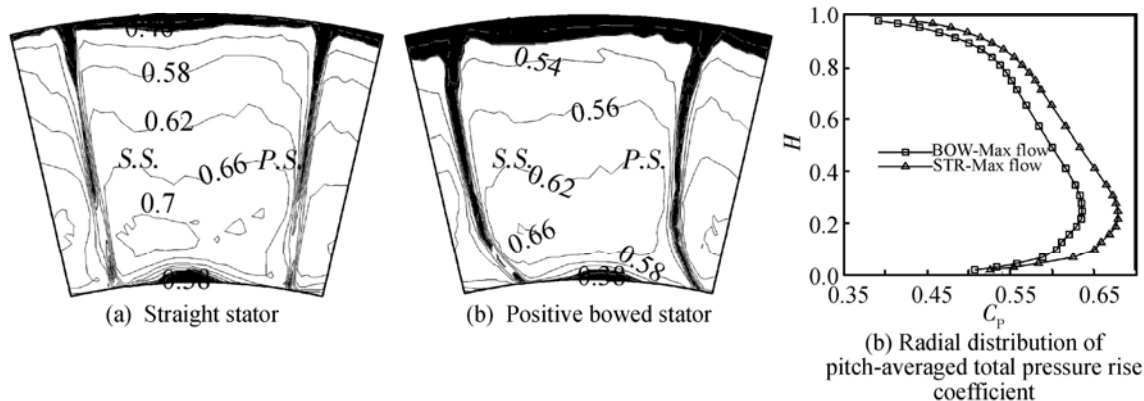


Fig 9 Comparison of total pressure rise coefficient at near maximum flow condition

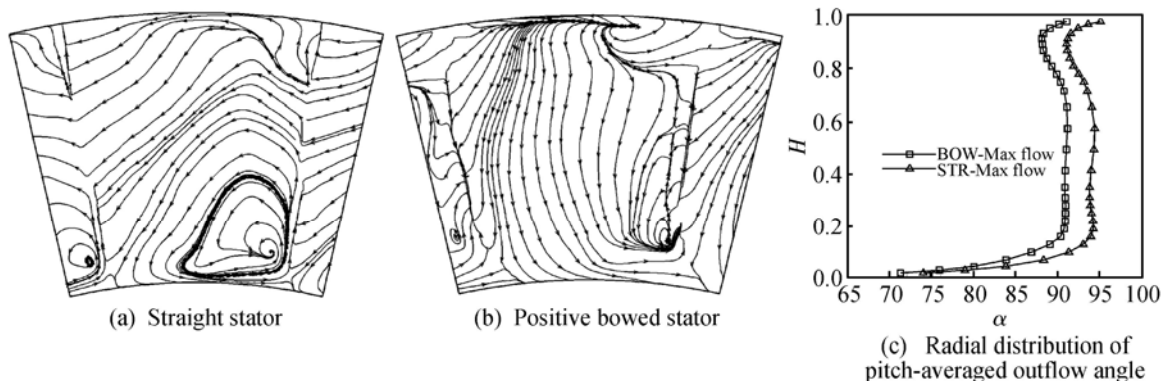


Fig 10 Comparison of flow field at near maximum flow condition

4.6 最大流量下横截面流线分布

图 10(a)、(b)是采用直、弯静叶的压气机在近最大流量工况下二级静叶出口的流线分布。在直静叶流道中,随着流量工况的增大,顶部扩压能力下降,近端壁横向压力梯度减弱,因此上通道涡无法形成。同样,由于顶部扩压能力的下降,对刮削涡的抑制作用减弱,同时流量的增大加强了轮毂旋转的牵引作用,根部刮削涡的强度和影响尺度明显增加。而在正弯静叶流道中,由于在叶跟的弯曲有利于近端壁的横向压力梯度的增强,因此流道顶部的上通道涡没有完全消失,而是退化成为一条再附线,仍然对刮削涡形成了一定的抑制作用,而叶根的正弯曲也削弱了因流量增加而增强的刮削作用,所以正弯静叶在近最大流量工况下的流线分布与设计工况时较为相似。这也从一个侧面反映了正弯静叶对流场的控制作用要强于直静叶。此外,出口气流角的规律与设计工况下类似(图 10(c)),此处不再赘述。

5 结 论

(1)正弯静叶的采用,有效地抑制了吸力面叶顶角区的分离,尤其在近喘工况下效果更为明显,并由此提高了压气机的喘振裕度。

(2)设计工况下,带根部间隙的压气机静叶流道内存在两个主要的旋涡结构.分别为上通道涡和刮削涡;其中刮削涡在直静叶流道中影响巨大,而在正弯静叶流道中由于根部的几何弯曲及泄露的增强,其影响尺度和强度远远小于直静叶流道中。

(3)近最大流量工况下,直静叶流道中刮削涡强度增强,而正弯静叶流道中则基本保持不变,表明正弯静叶对流场的控制能力强于直静叶。

(4)采用正弯静叶后,压气机对气流的折转能力有所下降;但出口气流角在展向分布更为均匀,有利于下一级动叶的均匀进气。

参考文献:

- [1] Wang H P. Flow visualization in a linear turbine cascade of high performance turbine blade[R]. *ASME 95-GT-7*.
- [2] Kang S. Investigation of the three dimensional flow within a compressor cascade with and without tip clearance[D]. *Dept. of Fluid Mechanics, Vrije Universiteit Brussel*, 1993.
- [3] Yamamoto A. Review: mechanism of secondary flows and losses within turbine blade rows[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1986, 14(4).
- [4] Inoue M, Kuromaru M. Three-dimensional structure and decay of vortices behind an axial flow rotation blade row [J]. *ASME J. of Eng. For Gas Turbine and Power*, 1984, 106(3).
- [5] 王仲奇. 一代新型轴流式透平机械叶片——叶片的弯扭联合气动成型理论及其实验结果[R]. 工程热物理能源利用学科气动热力学发展战略研讨会专题报告汇编, 1989, 55~ 65.
- [6] Breugheims 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(3): 578~ 584.
- [7] Bogod A B. Direct and inverted calculation of 2D axisymmetric and 3D flows in axial compressor blade rows[R]. *TsAGI, Moscow, Russia*. Nov. 1992.
- [8] 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(2): 161~ 168.
- [9] Sasaki T, Breugheims F A E. Comparison of sweep and dihedral effects on compressor cascade performance[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1998, 120(2): 454~ 464.
- [10] 钟兢军, 苏杰先, 王仲奇. 压气机叶栅中应用弯曲叶片的研究[J]. *航空动力学报*, 1998, 13(1): 7~ 12.
- [11] 张华良, 王松涛, 王仲奇. 叶片弯曲对大折转压气机叶栅内分离结构的影响[J]. *推进技术*, 2007, 28(1). (ZHANG Hua-liang WANG Song-tao WANG Zhong-qi Effect of bowed blades on the separation structures in high-turning compressor cascades[J]. *Journal of propulsion Technology*, 2007, 28(1).)
- [12] 张华良, 王松涛, 王仲奇. 对不同转角扩压叶栅内弯叶片的数值模拟[J]. *推进技术*, 2007, 28(4): 362~ 366. (ZHANG Hua-liang WANG Song-tao WANG Zhong-qi Numerical simulation for the influence of bowed blade in compressor cascades with different turning angles [J]. *Journal of propulsion Technology*, 2007, 28(4).)

(编辑: 郭振伶)