

叶片正弯曲对压气机叶栅叶片表面流动的影响^{*}

王会社¹, 袁 新¹, 钟兢军², 王仲奇²

(1. 清华大学 热能工程系, 北京 100084; 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: 为了研究叶片正弯曲对压气机叶栅气动性能的影响, 对具有可控扩散叶型(CDA)的直叶片和正弯曲25°叶片平面叶栅进行了实验研究和数值模拟, 获得了两种叶栅叶片表面流场显示结果以及不同冲角下叶片表面静压系数的分布。结果表明, 叶片正弯曲对其吸力面流动影响较大, 吸力面近出口处两端的径向二次流区相比于直叶栅而言明显增加。正弯曲叶片吸力面形成“C”型压力分布, 叶片负荷沿叶高和弦长重新分布, 这种负荷的重组是弯曲改变叶栅流场的主要因素。

关键词: 压气机; 叶栅; 叶片; 流场显示; 数值仿真

中图分类号: V232.4 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2004) 03-0210-05

Influence of positive curving on blade surface flow of compressor cascade

WANG Hui-she¹, YUAN Xin¹, ZHONG Jing-jun², WANG Zhong-qi²

(1. Dept. of Thermal Engineering, Tsinghua Univ., Beijing 100084, China;

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

Abstract: To investigate the influence of blade positive curving on the aerodynamics performance of compressor cascade, experiment and numerical simulation have been conducted with rectangle compressor cascades consisting of two type of blades, straight and 25° positive curved blades, with controlled diffusion airfoils. The flow visualization results and the static pressure coefficient distribution on blade surface are acquired. It concludes that blade positive curving has great influence on suction surface flow, and the radial secondary flow region on the suction surface endwall corner region near the cascade exit increases clearly than that of the straight blade. On suction surface of positive curved blade, the “C” type static pressure distribution along the blade height is created, and the load of the blade is changed along the blade height and chord, which are the main factors to affect the flow in cascade.

Key words: Air compressor; Cascade; Blade; Flow visualization; Numerical simulation

1 引 言

在膨胀叶栅和导向叶栅中, 决定叶栅流道内能量损失的主要因素是其流道内, 尤其是喉部以后静压沿叶高的分布。当对膨胀叶栅和导向叶栅叶片正弯曲后(即叶片压力面与端壁成锐角的弯曲叶片叶栅), 可以获得在叶栅流道根部区域内为负压力梯度, 而在顶部区域为正压力梯度的静压分布规律, 即所谓的“C”型静压分布准则。在这种压力梯度作用下, 叶栅两端

的附面层被吸入到主气流中, 并被主流带走, 从而降低了两端区的能量损失^[1,2]。文献[3]指出, 由于压气机中的强逆压梯度, 其流动与涡轮中的虽然有一定的相似性, 但也存在差异。在压气机叶栅中气流折转角小, 因而气流的离心力小, 由它产生的径向压力梯度小, 吸收端壁附面层的效应也就小; 另外由于压气机中是扩压叶栅, 叶型损失比较大, 低能流体吸到主流后还会影响到主流区的流动, 所有这些因素使得在压气机中采用弯曲叶片的效果可能不如透平中明显。压

* 收稿日期: 2003-07-10; 修订日期: 2003-11-01。

基金项目: 国家自然科学基金(50076009, 50076019); 国家“九七三”基金(G1999022306, G1999022307); 全国优秀博士学位论文作者专项基金(199932)资助。

作者简介: 王会社(1974—), 男, 博士后, 研究领域为发动机气动热力学。E-mail: wanghuishe@tsinghua.org.cn

气机叶栅中采用弯曲叶片对其流动的影响需要进一步的研究。

Bogod 等人^[4]研究了六种不同弯曲形式的出口导叶栅。Weingold^[5,6]等人采用先进的 CFD 技术发展了一种三维弯曲静子,用端弯来减少多级压气机中的角区失速,把端弯和 CDA,端部截面二次生成等技术结合起来,对三级压气机进行了计算和实验研究。对前掠(Swept forward)和正弯曲(Positive Dihedral) CDA 平面叶栅进行了实验研究^[7],发现前掠(叶片两端沿弦向前弯)性能优于后掠;正弯曲(端壁和吸力面成钝角)性能优于反弯曲,叶栅的性能对弯曲比对掠更敏感一些。在正弯曲叶栅中,其端部负荷减小,中部负荷增加,正弯 15° (15, 1/6) 的损失相对于直叶栅可降低约 20%。Breugelmans 指出^[8],不同的叶片倾斜角和不同的叶片倾斜高度对叶栅损失的降低有着很大的差别。文献[9, 10]对 CDA 叶型直叶片、正弯曲 15° , 20° 和 25° 叶片平面叶栅进行了详细的实验研究,发现在近 0° 冲角下叶片正弯曲 15° 和 20° 时叶栅损失较直叶栅明显减小;在变冲角情况下,正弯曲 15° 叶栅性能最优。

文献[1]认为,弯曲叶片表面压力分布尤其是吸力面的压力分布是影响弯曲叶片性能的最主要原因,因此,有必要在前人研究的基础之上,进一步研究正弯曲后叶片表面流动的变化情况。在文献[9, 10]实验研究的基础之上,本文对 CDA 直叶片和正弯曲 15° , 20° , 25° 和 30° 叶片平面叶栅进行了初步的数值模拟,发现正弯曲 25° 和 30° 叶栅的弯曲效果非常明显,但是考虑到实验结果只有 25° 叶栅的,且当弯曲角度达到 30° 后,流场变差,因此选择正弯曲 25° 叶栅做为本文的研究对象。

本文对 CDA 直叶片和正弯曲 25° 叶片平面叶栅在 -10° , -6° , 0° , 6° , 8° 和 10° 冲角下用计算流体力学软件 CFX5 进行了详细的数值模拟,并在 0° 冲角时采用墨迹法进行了叶片表面的流场显示。CDA 叶型和叶栅参数可参见文献[10]。数值模拟时采用 $k-\varepsilon$ 湍流模型。

2 结果及分析

2.1 叶片表面流场显示

图1给出了两种叶栅吸力面和端壁以及压力面的流场显示照片(由于叶片上下对称,为清晰起见,吸力面只给出了叶片下半叶高的显示图片)。在直叶片压力面上(图1(b)),墨迹点由近似于叶片前缘发出,除近两端壁外,极限流线平行于上下端壁,这意味着直叶片压力面上的流动是二维的。压力面上附面层很薄,气流流动状况良好,基本上为附着涡层。直叶片吸力面上的流动在大部分区域中是二维的,在这些区域中流线几乎为直的且平行于端壁。在靠近两端壁/吸力面角区处,流线出现弯曲。由于叶栅流道内沿流向静压呈升高趋势,叶片表面附面层内气流速度的降低和沿流向的逆压梯度的存在,加上通道涡的作用,造成了近两端区气流的明显的径向二次流。

在直叶栅端壁(图1(a))存在明显的气流由叶片压力面向吸力面方向的横向流动,在前缘处,端壁上形成了鞍点 S_1 ,马蹄涡由此产生,在距出口边大约 50% 弦长处,端壁上的流线 S_1C_1 开始爬升至叶片的吸力面。马蹄涡吸力面分支 H_1 与吸力面交于点 A_1 ,在 S_1A_1 两侧的所有流线趋于 S_1A_1 。压力面分支 H_p 沿着 S_1C_1 运动,这是通道涡的分离线。

正弯曲叶栅压力面上的流线在整个展向范围内与直叶片压力面的情况非常相近(图1(d)),除在近两端壁区外,流动基本是二维的,近端壁处流线的偏转没有直叶栅的程度大,这是由于叶片弯曲后附加的叶片力的展向分量作用的结果^[9]。在吸力面上(图1(c)),叶栅两端近出口处的径向二次流区相比于直叶栅叶片吸力面上(图1(a))近端壁角区而言明显增加, A_1 点和 C_1 点向叶片尾缘移动, S_1C_1 和 S_1A_1 的长度增加,也就是说,由于叶片的正弯曲,叶栅流道中马蹄涡的吸力面分支存在时间增加,通道涡由压力面运动到吸力面的时间增加。这说明正弯曲降低了叶栅端壁的横向压力梯度,有助于减弱端部的二次流动。

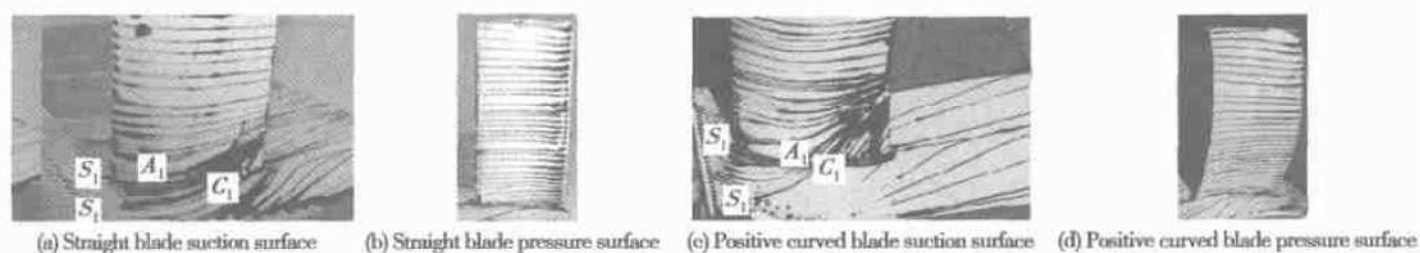


Fig. 1 Pictures of flow visualization

另外由图还可以看出,正弯曲叶片吸力面后部的径向二次流区高度明显增加,这是由于叶片正弯曲后两端指向中部的负压力梯度造成的^[9]。

通过流场显示还发现,直叶栅的鞍点 S_1 正好位于叶片前缘,由于叶片正弯曲,鞍点向流道中间移动,正弯曲 25° 时大概位于 15% 节距处。

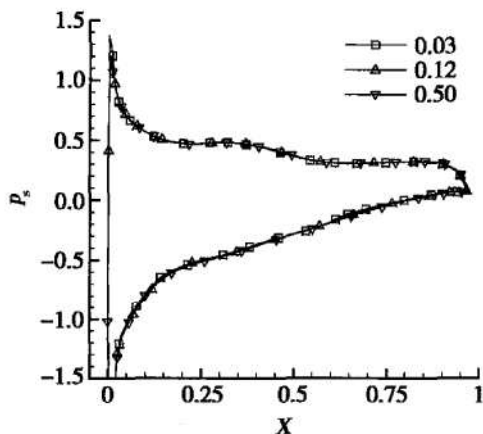
2.2 沿叶高叶片负荷的变化

图 2 给出了直叶栅(图 2(a)(数值模拟), 2(c)(实验))和正弯曲叶栅(图 2(b)(数值模拟), 2(d)(实验))叶片在 0° 冲角下三个不同高度处叶片压力面和吸力面间的静压差,也就是静压系数(P_s)沿叶型(相对弦长 X)的分布,这些图形所包围的面积可以反映出叶片在各高度处的叶片负荷。图中标示 003, 012, 050 分别代表相对叶高 $\bar{h} = 0.03, 0.12, 0.5$ 。

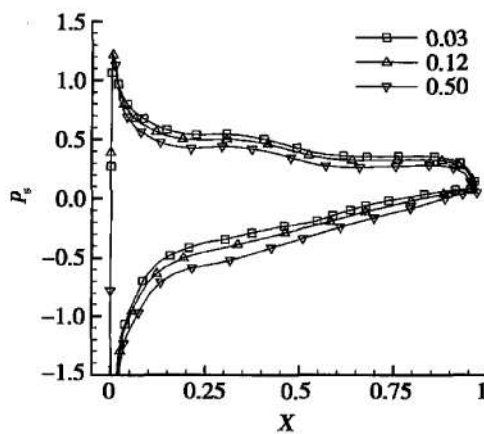
数值模拟与实验相比,结果基本一致,但也存在差异。实验与数值模拟结果的差异主要是由于以下一些因素造成的:(1)压气机叶栅一般较薄,前缘和尾缘直径都很小,实验时,一旦在前缘点和尾缘点打完测压孔后,那么前缘点和尾缘点附近将不能再存在其它的测压孔。而采用非结构网格进行数值模拟时,由于前后缘流场变化比较剧烈,可专门针对前缘和尾缘

进行加密,也就是说,数值模拟时前缘和尾缘的“点”要远远多于实验。(2)实验时实验点也就是测压孔附近的压力要受到实验时抽气的影响,也要受到抽气气流所经过的胶管的影响。而数值模拟时则不存在这个问题。因此实验结果与数值模拟结果会有一定的差异。

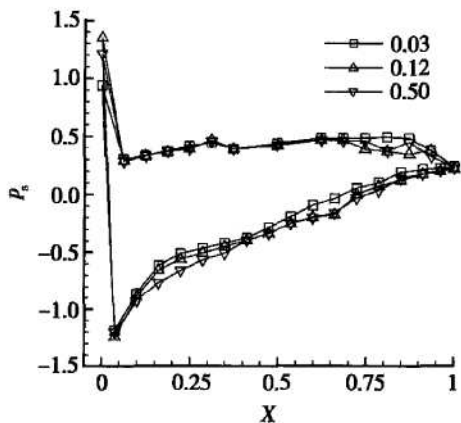
由图可见,在直叶栅中(图 2(a)),三个叶高的叶片负荷基本一致,叶片正弯曲后(图 2(b)),三个叶高的叶片负荷分布发生了明显的变化。在直叶栅中(图 2(a)),相对叶高 $\bar{h} = 0.03$ 处的负荷与 $\bar{h} = 0.12$ 和 $\bar{h} = 0.5$ 处相比小的非常有限。但是在正弯曲叶栅中(图 2(b)),相对叶高 $\bar{h} = 0.5$ 处叶片负荷所包围面积要明显大于其他两个高度,叶片中部负荷增加明显,这说明叶片正弯曲导致了叶片负荷沿叶高的重新分布。另外,叶片正弯曲后,不只是静压系数曲线所包围的面积发生了变化,其不同高度处吸力面和压力面的静压系数分布也不再接近一致,而是有了明显的区别,不同于直叶栅吸力面和压力面三个高度处的分布大致接近。对正弯曲叶片(图 2(b)),随高度增加,压力面和吸力面的静压系数降低,且吸力面静压系数降低的更多,与实验结果(图 2(c, d))相比,实验结果在吸力面上和前尾缘表现的更复杂一些。



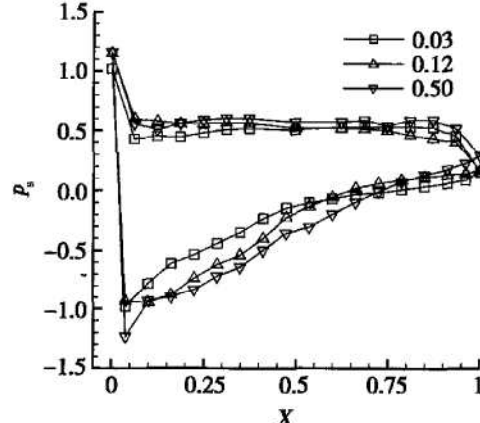
(a) Straight blade (numerical simulation)



(b) Positive curved blade (numerical simulation)



(c) Straight blade (test)



(d) Positive curved blade (test)

Fig. 2 Load change along blade height (test)

2.3 不同叶高处两种叶片负荷的比较

图3给出了两种叶栅沿展向三个相对高度($\bar{h}=0.03, 0.12, 0.5$)处静压系数(p_s)沿叶型(相对弦长 X)的分布情况, 图中STR代表直叶栅, CUR代表正弯曲叶栅。在整个轴向弦长范围内, 沿着流动方向, 压力面上基本都为顺压梯度, 吸力面上基本都是逆压梯度, 沿流向的逆压梯度越大, 则附面层发展的越快, 厚度增加且易于分离, 相应的尾迹动量损失厚度和能量损失系数就会随之提高。

由图3(a)可见, $\bar{h}=0.03$ 时, 直叶栅的负荷要大于正弯曲叶栅; 当 $\bar{h}=0.5$ 时, 直叶栅的负荷小于正弯曲叶栅(图3(c)); 在 $\bar{h}=0.12$ 处, 两者的负荷区别不明显(图3(b)), 这是因为正弯曲叶栅存在由两端指向叶栅中部的负压力梯度, 导致根部处叶片负荷有所降低, 中部负荷相对增加。

由图还可以发现, 在 $\bar{h}=0.03$ 和 $\bar{h}=0.12$ 处, 直叶栅压力面和吸力面上的静压系数都要小于正弯曲叶栅, 在 $\bar{h}=0.5$ 处, 情况正好相反。这是由于叶片正弯曲后, 其两端的低能流体更多地被输送至叶高中部, 导致正弯曲叶栅根部的速度要高于直叶栅, 而中部的速度要低于直叶栅。

在 $\bar{h}=0.03$ 和 $\bar{h}=0.12$ 叶高前15%弦长处, 正弯曲叶栅吸力面的逆压梯度要大于直叶栅, 而从15%弦长到95%弦长处, 则是直叶栅的逆压梯度大于正弯曲叶栅。在 $\bar{h}=0.5$ 处, 两者基本一致。

2.4 不同冲角下叶片吸力面静压分布

图4给出了两种叶栅叶片吸力面的静压系数等值线分布, 图4(a)从左到右依次为直叶栅 $-10^\circ, -6^\circ, 0^\circ, 6^\circ, 8^\circ$ 和 10° 冲角下的吸力面静压系数等值线, 图4(b)从左到右依次为正弯曲叶栅 $-10^\circ, -6^\circ,$

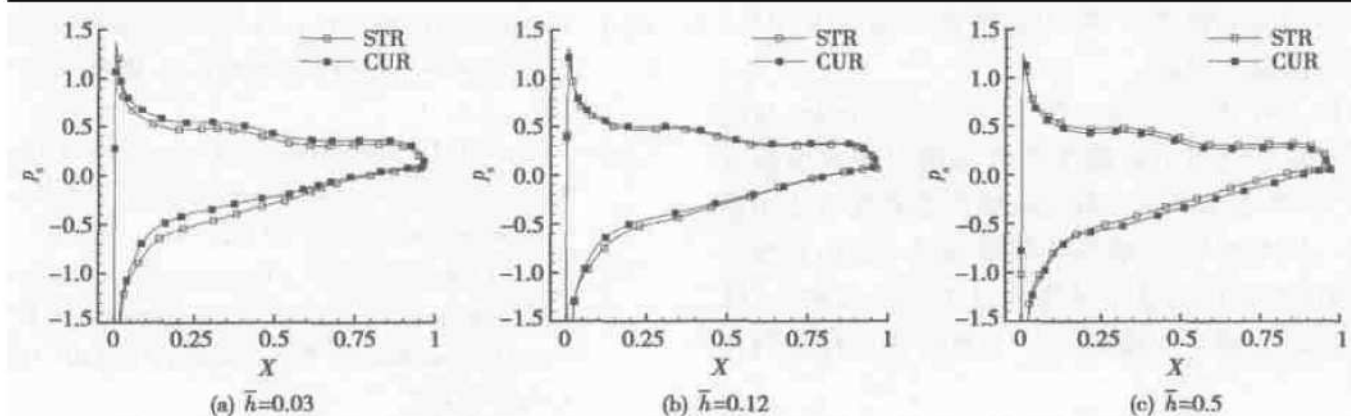


Fig. 3 Static pressure coefficient distribution along blade profile (numerical simulation)

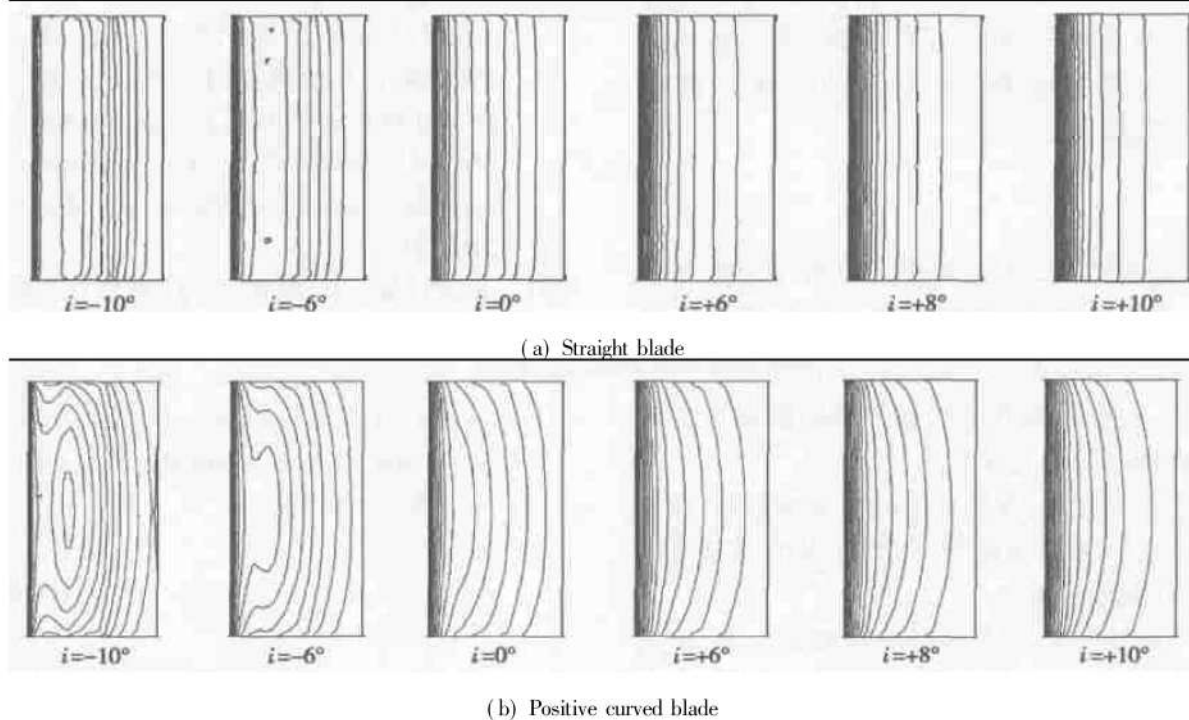


Fig. 4 Static pressure coefficient contour on suction surface (numerical simulation)

$0^\circ, 6^\circ, 8^\circ$ 和 10° 冲角下的吸力面静压系数等值线。每一个静压系数等值线图从前缘到尾缘共有等值线 30 条, 前缘为第一条等值线, 尾缘为第 30 条等值线, 每两条等值线之间的压差保持恒定, 其形状和疏密程度代表了压力梯度的大小。

由图 4 可见, 在直叶片中, 6 个冲角下其吸力面静压系数等值线始终为接近直线。叶片正弯曲后, 6 个冲角下, 在叶片吸力面都形成了较强的“C”型压力分布(图 4(b)), 进口处上下端壁形成的马蹄涡将被更快的吸进主流, 导致通道涡强度减弱(一般认为通道涡是由马蹄涡发展而来), 吸力面端壁角区低能流体也将被更多的输送至主流区(图 1(c))。由于直叶栅与正弯曲叶栅叶型相同, 正弯曲叶栅中部低能流体的堆积必然导致其流速要低于直叶栅相同部位流体的速度, 在强逆压梯度的作用下, 正弯曲叶栅中部低能流体的分离趋势增加, 吸力面中部流动状况变坏, 使叶栅中部损失增加。

由图 4 可见, 在 0° 冲角以上, 随冲角的增加, 弯曲叶片靠近尾缘处吸力面静压系数等值线的弯曲程度基本不变, 其前缘静压系数等值线疏密程度发生明显的变化。随冲角增加, 静压系数等值线不断向前缘簇集, 叶栅的增压作用越来越多的发生在前缘附近, 叶片后半段压力梯度逐渐减小。对直叶栅也存在同样的规律。

在 -10° 冲角下, 虽然两者由前缘至大约 30% 弦长处的静压系数等值线都存在一个降压段, 但直叶栅的降压段遍布整个叶高, 而正弯曲叶栅的降压段只存在于大约 20% ~ 80% 叶高范围内。随冲角增加, 前缘降压段宽度逐渐减少。

3 结 论

(1) 叶片正弯曲后, 其压力面流动相对于直叶栅变化不明显, 在吸力面上, 叶栅两端近出口处的径向二次流区相比于直叶栅叶片吸力面上近端壁角区而言明显增加。正弯曲降低了叶栅端壁的横向压力梯度, 有助于减弱端部的二次流动。

(2) 叶片正弯曲后, 其负荷沿叶高重新分布, 叶片端部负荷降低, 中部负荷增加, 与直叶栅的负荷沿叶高均匀分布存在明显差异。

(3) 正弯曲叶片在吸力面形成两端压力高, 中间

压力低的“C”型压力分布, 这种“C”型压力分布沿叶高的弯曲程度受冲角影响较小, 而受叶片的弯曲角度影响较大。随冲角变化, 弯曲叶栅吸力面静压系数分布的变化规律与直叶栅基本一致。

参考文献:

- [1] WANG Z Q. Three dimensional theory and design method for twisted bowed blades[R]. Von Karman Institute for Fluid Dynamics, VKI Lecture Series 1999-02, Belgium.
- [2] 王仲奇, 郑 严. 叶轮机械弯扭叶片的研究现状及发展趋势[J]. 中国工程科学, 2000, 2(6): 40~ 48.
- [3] 苏杰先, 冯国泰, 闻 洁, 等. 弯曲叶片在压气机中的应用[J]. 工程热物理学报, 1990, 11(4): 404~ 407.
- [4] Bogod A B. Direct and inverted calculation of 2D axisymmetric and 3D flows in axial compressor blade rows[R]. TsAGI, Russia, 1992.
- [5] Weingold H D. Reduction of compressor stator endwall losses through the use of bowed stators[R]. ASME paper 95-GT-380.
- [6] Weingold H D. Bowed stators: An example of CFD applied to improve multistage compressor efficiency[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1997, 119: 161~ 168.
- [7] Sasaki T, Breugelmans F A E. Comparison of sweep and dihedral effects on compressor cascade performance[J]. Journal of Turbomachinery, Transactions of the ASME, 1998, 120(3): 454~ 464.
- [8] Breugelmans F A E. Turbomachinery blade design system[R]. VKI Lectures Series, 1999: 1~ 25.
- [9] 王会社, 钟兢军, 王仲奇, 等. 叶片正弯曲对压气机叶栅性能影响的实验研究[J]. 推进技术, 2002, 23(4). (WANG Hui-she, ZHONG Jing-jun, WANG Zhong-qi, et al. Effect of blade positive curving on aerodynamic performance of compressor cascades[J]. Journal of Propulsion Technology, 2002, 23(4).)
- [10] 王会社, 袁 新, 钟兢军, 等. 冲角对正弯曲叶片扩压叶栅气动性能的影响[J]. 推进技术, 2003, 24(2). (WANG Hui-she, YUAN Xin, ZHONG Jing-jun, et al. Influence of incidence on aerodynamic performance of compressor cascade with positive curved blade[J]. Journal of Propulsion Technology, 2003, 24(2).)

(编辑: 王居信)