

## 弯曲叶片对压气机轮毂-角区失速的影响

罗 钜 胡 骏 李 亮 赵 运 生

(南京航空航天大学能源与动力学院, 南京, 210016)

**摘要:**为了数值模拟弯曲静子对某两级低速轴流压气机总体性能及轮毂-角区失速的影响,选取了第 1 级静子进行弯曲。弯曲静子积叠线为贝塞尔曲线-直线-贝塞尔曲线(Bezier-line-Bezier, BLB)形式,弯高为 20% 叶片高度,弯角为 10, 15, 20, 25 和 30°。结果表明,弯曲叶片能有效抑制小流量范围内的轮毂-角区失速,从而改善压气机的性能。过度的弯曲会带来较大的叶型损失,从而导致大流量工况下压气机效率有所下降。扩散因子不能作为判断轮毂-角区失速是否存在的主要依据。

**关键词:** 弯曲叶片; 数值模拟; 轮毂-角区失速

**中图分类号:** V231.3

**文献标识码:** A

**文章编号:** 1005-2615(2012)02-0139-07

### Bowed Blade Effect on Hub-Corner Stall

*Luo Ju, Hu Jun, Li Liang, Zhao Yunsheng*

(College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, Nanjing, 210016, China)

**Abstract:** A numerical simulation is performed to analyze the effect of first stage bowed stator with different bowed angles on the total performance and the hub-corner stall for a two-stage low speed axial compressor. Bezier-line-Bezier (BLB) curve is chosen as the stacking line. The bowed height of BLB is 20% of blade height and the bowed angles are 10, 15, 20, 25 and 30°. The result shows that bowed blade can suppress the hub-corner stall at low flow rate, thus increasing the efficiency. Moreover, excessive bow can cause bigger profile loss, which decreases the efficiency at high flow rate. Diffusion factor based on the two-dimensional airfoil separation data cannot be used as the criterion to predict the hub-corner stall.

**Key words:** bowed blade; numerical simulation; hub-corner stall

随着对压气机性能要求的不断提高,如何更好地减小流动损失变得更加具有挑战性。众所周知,由于压气机通道内部流动是一种具有粘性、逆压梯度、非定常等特点的三维流动,大量的实验和数值研究表明<sup>[1-8]</sup>,在出口背压较高的小流量工况下,轮毂-角区失速的出现是压气机静子内部流动堵塞和损失增加的主要原因,其限制了压气机压升能力并使得效率降低。对于轮毂-角区失速这个概念,MIT 的 Lei<sup>[2]</sup>将其定义为当压气机出口静压提高到一定程度时,端壁和吸力面同时发生回流的严重分离现象。当轮毂-角区失速出现后,轮毂-角区分离涡最后将向上跃起和吸力面上的集中脱落涡相互掺混,

造成通道堵塞并增加总压损失。

作为一种控制端壁附面层二次流动的手段,弯、掠叶片三维设计技术在国内外已有很多学者开展了这方面的研究。Breugelmans 等人<sup>[3]</sup>最早在压气机叶栅上对弯、掠叶片进行了实验研究,随后 Weingold, Sasaki, Gallimore, Gümmer, Fischer 等人<sup>[3-8]</sup>对压气机弯曲静子进行了更为深入的实验和数值研究。国内哈尔滨工业大学王仲奇等<sup>[9]</sup>对弯曲叶片也开展了大量的研究工作。研究发现,当总压损失主要集中在端壁处时,叶片正弯曲能改善端壁处的流动,使得损失降低,而反弯的效果则与之相反。

作为弯曲叶片能够改善叶片端部气体流动的

机理解释,从流动本质而言叶片的弯曲引入径向分力这一点被国内外学者公认。与弯曲叶片在涡轮叶栅上的应用不同的是,压气机通道往往伴随着很强的逆压梯度,因而叶型损失较大,要考虑在轮毂-角区失速没有出现的大流量工况下避免因叶片弯曲造成过多的叶型损失;另外,在分离严重时存在着壁角涡、尾缘脱落涡以及吸力面附面层分离造成的集中脱落涡等多种复杂涡系相互作用的情况,弯曲叶片对流场的作用主要体现在对通道内涡系空间位置、强度和分离形态等的改变,具有明显的空间“三维”特点。同时对于多级压气机而言,还存在着转/静子匹配、相邻叶排间的相互影响等问题需要考虑。

本文正是以探索弯曲叶片的不同积叠线形式以及不同弯高、弯角对压气机通道内部轮毂-角区失速和其他主要涡系影响的变化规律为目的,以南京航空航天大学叶轮机气动实验室的两级低速轴流压气机实验器 LSC 为研究对象进行了三维数值模拟研究。

## 1 数值模型

两级轴流压气机的四排叶片数分别为 19, 22, 18, 20, 轮毂比为 0.6, 外径为 900 mm, 具体参数见文献[10]。为了结合下一阶段即将进行的三维叶片实验,数值模拟的转速定为 1 000 r/min。

弯曲静子积叠线选取了贝塞尔曲线-直线-贝塞尔曲线(Bezier-line-Bezier, BLB)形式。为了便于进行弯高、弯角的参数化研究,BLB形式下的上下端部弯高和弯角均取相同的值。计算网格由 Numeca 软件中的 AutoGrid 模块生成,两级压气机通道网格采用 O 型拓扑结构,压气机进出口流道采用 H 型拓扑结构。第 1 级和第 2 级转子叶尖间隙分别为 1.5 和 1.2 mm, 为保证间隙内网格质量,间隙内采用蝶形网格,设置 13 个径向网格。两级压气机网格共包括约 210 万个网格节点,壁面第 1 层网格  $y^+ < 8$ 。网格的设置见表 1,计算网格如图 1 所示。

表 1 各网格块的网格点分布

叶片	网格拓扑	周向×径向×流向
$R_1$	进口段 H 型网格	45×65×33
	叶片 O 型网格	37×65×185
$S_1$	叶片 O 型网格	37×65×185
$R_2$	叶片 O 型网格	37×65×185
$S_2$	叶片 O 型网格	37×65×185
	出口段 H 型网格	45×65×57

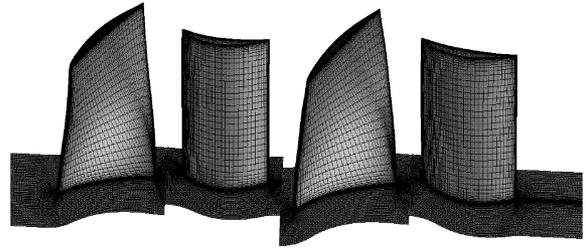


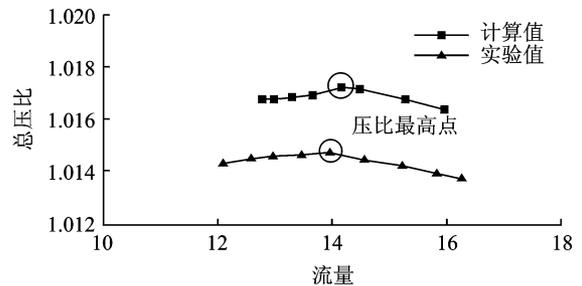
图 1 计算网格

N-S 方程求解器采用 Fine/Turbo 模块,时间推进采取四阶 Runge-Kutta 法迭代求解,湍流模型选取低雷诺数的 Spalart-Allmaras 模型。动静交界面采用混合平面模型。为了进一步提高收敛速度,采用多重网格方法和当地时间步长法。进口边界条件给定总压 101 325 Pa,总温 288.15 K,气流方向为轴向进气,在出口处考虑径向平衡方程给定中径处静压值,出口背压从 102 320 Pa 逐渐增高直至计算发散点为止。选择绝热壁面及无滑移边界条件。

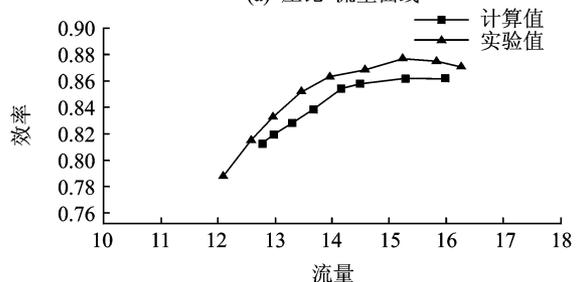
## 2 计算结果及分析

### 2.1 压气机总体性能计算和实验对比

图 2 所示的是压气机在转速为 1 000 r/min 时计算得到的总压比-流量和效率-流量特性曲线的计算和实验对比。由图 2 可知,计算的压比值与实验值相差很小,仅偏高 0.3% 左右,计算的效率比实验值最大相差一个百分点左右。从整个流量范围来看,计算和实验值吻合得较好。因此,选用的计算设置有较高的可靠性。



(a) 压比-流量曲线



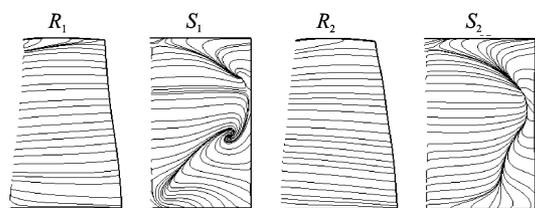
(b) 效率-流量曲线

图 2 原型压气机计算和实验特性曲线

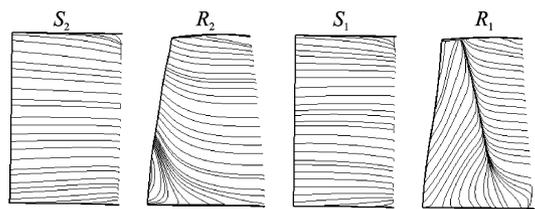
实验和计算的特性线上都显示出原型压气机的流量在  $14 \text{ kg/s}$  左右直至近失速工况下的小流量范围内压比持续下降,效率在此流量范围内也迅速降低,从  $14 \text{ kg/s}$  的  $0.85$  跌落至  $12.8 \text{ kg/s}$  的  $0.81$ 。造成这种现象的原因是在小流量范围内轮毂-角区失速的尺度和强度迅速增加堵塞了流道,限制了压升能力,同时轮毂-角区分离涡与主流气流强烈掺混,引起了较大的总压损失。

## 2.2 原型压气机级间参数和极限流线分布

图 3,4 分别给出的是压气机在近失速工况下叶片表面以及第 1 级静子  $S_1$ 、第 2 级静子  $S_2$  轮毂表面极限流线分布。可以发现在近失速工况时, $S_1$  回流在上下端部进口就已经发生,下半叶高的分离区高度几乎占据了半个叶高范围,上半叶高部分的分离区域高度相对更小,约 30% 叶高范围。叶片的吸力面极限流线比起大流量工况下变得更为复杂,上下端部区域进口和 70% 叶高近尾缘处出现了 3 个鞍点,靠近尾缘鞍点在上半叶高和下半叶高部分也出现两个螺旋结点。上下端部的鞍点和螺旋结点为典型的鞍点-螺旋结点分离形式,属于闭式分离,这意味着在大逆压梯度的作用下,流动极不稳定, $S_1$  吸力面表面的气体从叶片表面脱落,形成集中脱落涡。其离开吸力面后与主流相互掺混,造成了很大的总压损失。可以很清楚地看到, $S_1$  轮毂上形



(a) 静子吸力面侧,转子压力面侧



(b) 静子压力面侧,转子吸力面侧

图 3 近失速状态下叶片表面极限流线分布

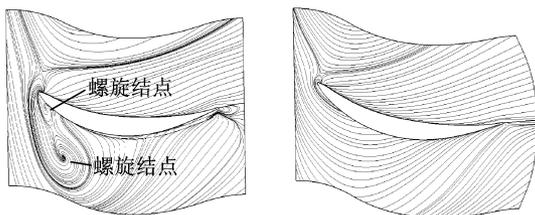
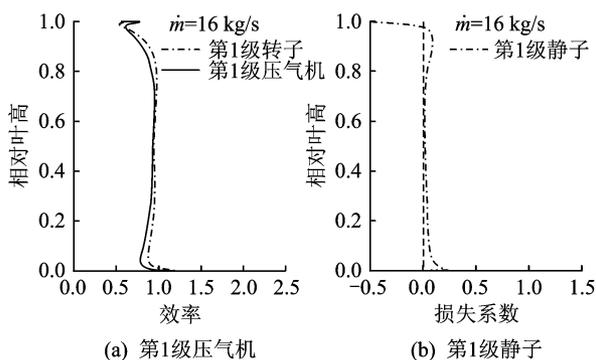


图 4 近失速状态下的  $S_1$  和  $S_2$  轮毂极限流线分布

成了一大一小的两个很明显的螺旋结点,它们和  $S_1$  吸力面下半叶高的螺旋结点一起意味着轮毂-角区失速在近失速工况时已经形成,这与 NASA 路易斯研究中心的 Hah 和 Loellbach<sup>[1]</sup> 在环形叶栅实验台和数值计算得到的结果是类似的。 $S_2$  吸力面表面上上下部接近前缘处也形成了两个鞍点,在近尾缘处 60% 叶高附近出现一个结点,这样的结构说明在近失速工况下  $S_2$  表面的附面层脱落后形成了尾缘脱落涡,相比集中脱落涡而言,其与主流区域的流体掺混并不强烈,造成的总压损失也相对较小。同时  $S_2$  轮毂表面的极限流线分布也并没有出现新的螺旋结点,这说明轮毂-角区失速并未在  $S_2$  通道中形成。

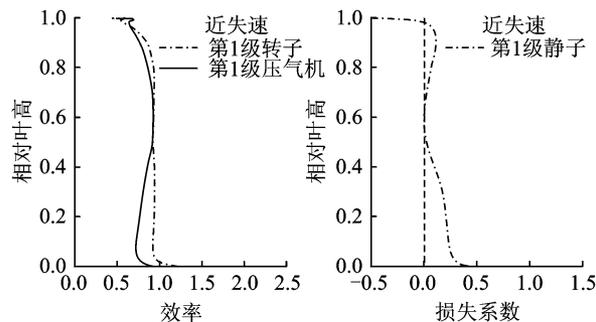
图 5~8 分别给出了大流量和近失速工况下第 1 级、第 2 级压气机/转子效率和静子损失系数沿叶高的径向分布。可以看到,在大流量工况下第 1 级压气机效率相比转子效率而言,中部相差无几,而在两端部叶高处,效率最大相差 0.1 左右,静子两端的损失系数相对叶中部分更高是造成两端级效率比叶中部分偏低的原因。第 2 级效率和静子损失分布特点与第 1 级类似。近失速时,在  $S_1$  两端特别是根部,由于轮毂-角区失速的出现使得损失急



(a) 第1级压气机

(b) 第1级静子

图 5 大量流工况下第 1 级压气机/转子效率和  $S_1$  损失系数沿叶高分布



(a) 第1级压气机

(b) 第1级静子

图 6 近失速工况下第 1 级压气机/转子效率和静子损失系数沿叶高分布

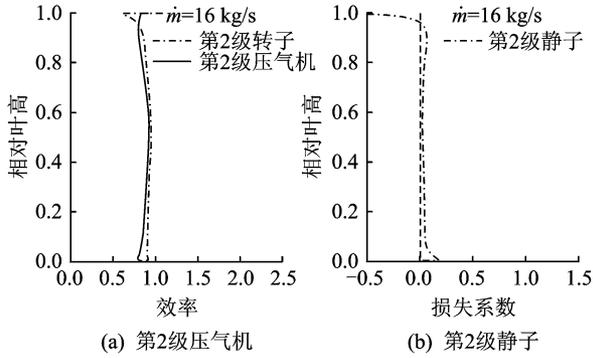


图7 大流量工况下第2级压气机/转子效率和静子损失系数沿叶高分布

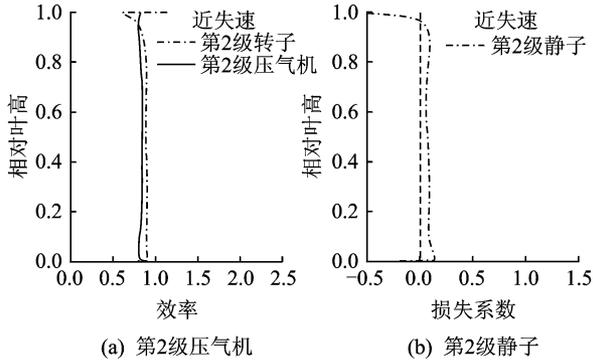


图8 近失速工况下第2级压气机/转子效率和静子损失系数沿叶高分布

剧增加,损失系数最大达到0.4,这是由于前面提到的轮毂-角区分离涡和集中脱落涡与周围气体掺混造成的。 $S_1$ 损失的急剧增加使得整个第1级压气机的级效率迅速降低,叶根处最低效率接近0.7。相比第1级压气机而言, $S_2$ 损失系数在近失速工况时沿叶高分布较为均匀,损失程度也不大,均在0.1左右。这使得第2级级效率与转子效率一样沿叶高分布较为均匀,基本在0.8左右,这是由于在近失速工况下第2级静子通道内没有形成高损失的轮毂-角区失速。

### 2.3 弯曲静子下压气机总体性能的数值模拟

根据以上的分析可知,该两级轴流压气机在大流量工况下 $S_1$ 和 $S_2$ 的吸力面角区分离比较微弱,分离形态属于开式分离;而当流量减小时,静子表面的分离形式由开式分离逐渐向闭式分离过渡。近失速点时,第1级静子吸力面和轮毂表面流谱变得更加复杂,吸力面下半叶高和轮毂表面出现的螺旋结点说明轮毂-角区失速已经形成,轮毂-角区分离涡和吸力面集中脱落涡最后将和周围的气流相互掺混,形成强烈的掺混损失,使得总压急剧下降。相比第1级静子而言,第2级静子中并没有出现轮毂

-角区失速,损失程度要小得多。基于以上分析,本文选取第1级静子作为对象,研究弯曲静子对压气机总体性能和轮毂-角区失速的影响。弯曲叶片造型方法是用第1级静子沿叶高的各个截面沿周向按照新的积叠线方向进行相应的平移。为了方便进行参数化数值研究,而并不是以简单得到气动性能最优叶型为目的,积叠线选为BLB曲线。BLB曲线两端为贝塞尔曲线,中间为直线。当吸力面与端壁面夹角为钝角时定义弯角为正,当夹角为锐角时定义弯角为负,角度值取贝塞尔曲线在端壁处的切线与端壁平面法线的夹角。由于弯高20%弯角 $0\sim 10^\circ$ 范围内压气机性能曲线几乎重合,本文选取弯角为 $10, 15, 20, 25$ 和 $30^\circ$ 的情况进行研究。

图9,10展示了使用BLB形式弯曲静子与原型压气机总压比-流量和效率-流量特性的对比。由于BLB形式下叶片中部采取的是直叶片形式,并没有因为叶片弯曲给压气机带来较大的叶型损失。除了 $20, 25$ 和 $30^\circ$ 弯角等几种形式分别在大流量范围内效率最大下降0.4,0.6和0.8个百分点左右,其余几种形式在大流量下基本没有降低压气机的效率。

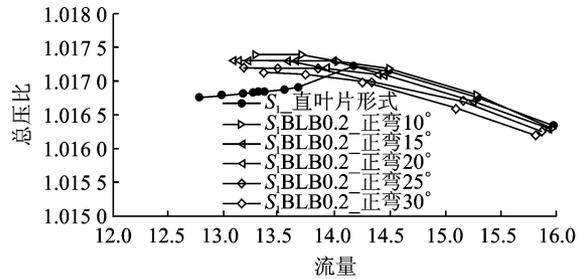


图9 BLB形式静子的压气机流量-压比特性

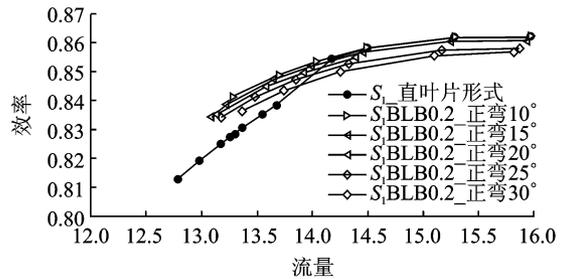


图10 BLB形式静子的压气机流量-效率特性

在流量为 $14.2 \text{ kg/s}$ 直至近失速点的小流量范围内,从特性曲线可以看到,原型压气机效率从0.854迅速下降,这是由于通道内增加的逆压梯度已经使得轮毂-角区失速的强度和尺度急剧增加,严重影响了压气机的效率和压升能力。从这时起弯曲静子带来的性能增益也开始变得十分明显。弯曲

静子对压气机小流量范围的性能有着可观的提高,除了 25 和 30°弯角叶片的效率最大增益没有超过 1 个百分点,其余弯曲叶片带来的效率增益均在 1 个百分点附近。

BLB 形式弯曲静子计算得到的近失速点流量相比原型压气机有少量的增加,近失速点流量增值为 0.1~0.6 kg/s。由于弯曲叶片的失稳点是稳态计算中离计算发散点最近的一个收敛解,近失速工况下,非定常效应较为明显,而稳态计算不能反映出非定常效应;此外,由于湍流模型不能完全真实地反映气体的分离起始位置和分离的程度,因此稳态计算得到的近失速点并不意味着就是气体实际的近失速点。根据文献[4,6]等报道,也的确存在着弯曲叶片实验得到的近失速点流量比计算偏小的现象,因此暂时不能定量地确定弯曲叶片对压气机损失裕度的具体影响,这有待下一步的弯曲叶片实验验证。虽然现有的湍流模型不能完全反映真实的复杂流动,但能够预测设计变化导致的气动参数变化趋势比预测精确的气动参数更为重要<sup>[1]</sup>。

从以上几种弯曲叶片的特性图对比可以得到以下几点结论:(1)弯曲叶片能有效抑制小流量范围的轮毂角区分离,提高压气机的性能;(2)弯角增大会使得叶型损失增加;(3)存在一个弯角最佳值,使得近失速点的流量最小。

#### 2.4 弯曲静子的表面极限流线和空间流线分布

为了进一步观察和研究弯曲叶片对轮毂-角区失速的影响,探索在小流量范围内弯曲叶片抑制轮毂-角区失速的作用机理,图 11 分别显示了在近失速工况下,不同弯角下的  $S_1$  吸力面和轮毂表面极限流线的计算结果(由于各弯角下的  $S_1$  静子通道的流场结构、静压分布等基本类似,图 12~14 中只选取 15°弯角的情况进行分析)。

由图 11 可知,10 和 15°弯角下的吸力面表面极限流线和直叶片类似,存在着 3 个鞍点和两个螺旋结点。但相对于直叶片,可以看到下半部分螺旋结点的尺度明显减小,回流区高度由直叶片的 60%叶高降至 40%叶高;从 20°弯角开始,吸力面表面的两个螺旋结点消失,在近尾缘处出现了一个

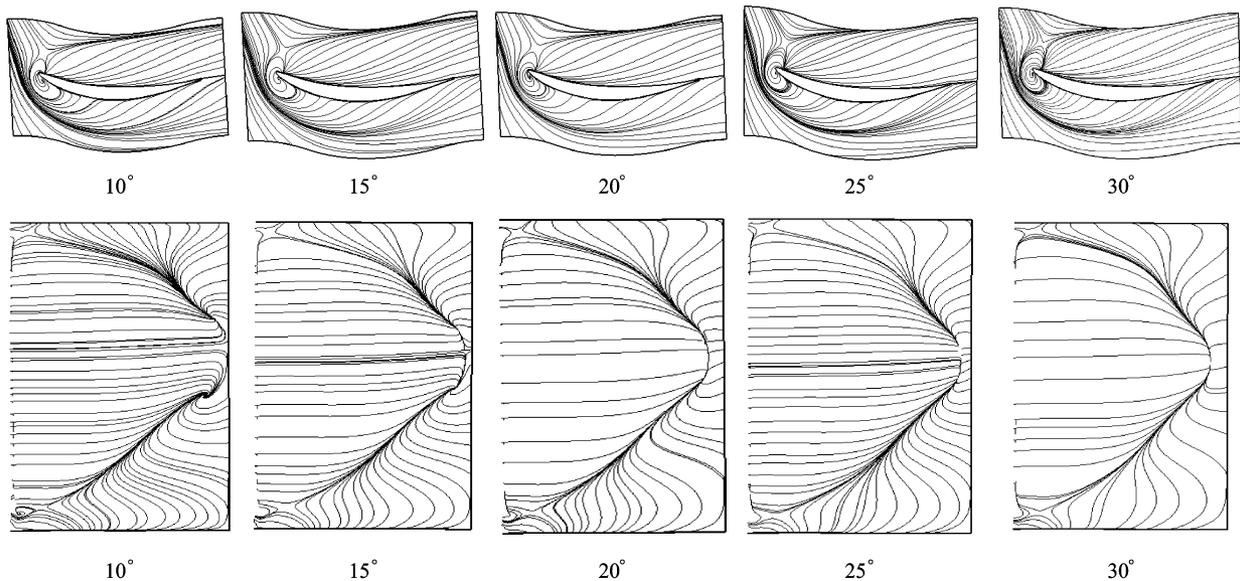


图 11 不同弯角的第 1 级静子在近失速工况下的轮毂和吸力面极限流线

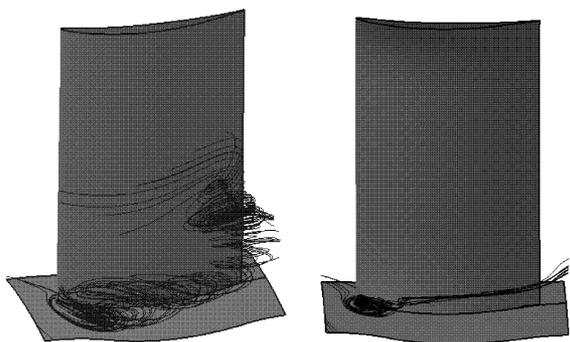


图 12 直叶片和弯曲叶片近失速流量点的涡结构

结点,这个变化表明了叶片吸力面表面的集中脱落涡已经转变成了掺混较弱的尾缘脱落涡,伴随而来的是总压损失的减小。弯曲叶片下,直叶片近失速时轮毂前缘的两个轮毂-角区分离涡的螺旋结点均转变为一个很小的螺旋结点。

图 12 的空间流线对比能够很好地解释直叶片和弯曲叶片在近失速流量点下吸力面和轮毂表面极限流线存在明显差异的原因。可以看到,图 12 左图中,直叶片时两个轮毂-角区分离涡转变成了一

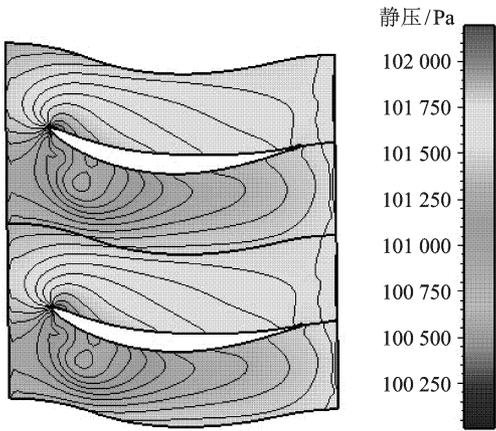


图13 近失速工况下直叶片轮毂静压分布

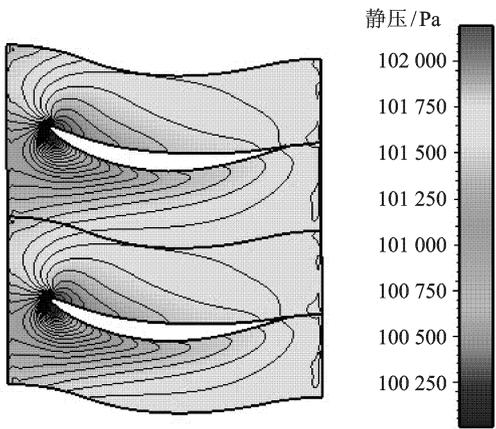


图14 近失速工况下弯曲叶片轮毂静压分布

个很小尺度的分离涡,在整个通道内,该分离涡的径向位移很小,没有与吸力面脱落涡相互掺混作用,避免了强烈总压损失的形成。

## 2.5 近失速工况下的轮毂表面静压分布

图13,14分别为近失速工况下直叶片和弯曲叶片轮毂表面静压等值线分布。可以明显地看到,直叶片时轮毂表面横向吸力面侧均为低压区,这样使得在整个通道长度内,端壁附近的低能流体在横向压力梯度作用下沿着压力面到吸力面的方向不断横向迁移到吸力面角区附近,当低能流体无法承受更大的逆压梯度时,在横向压力梯度和流向压力梯度的共同作用下,低能流体从轮毂表面分离并向上卷起形成很强涡量的轮毂角区分离涡。而采用弯曲叶片后,轮毂表面吸力面侧的低压区明显缩小,从前缘到尾缘低压区的横向范围持续缩小,在离尾缘大约15%轴向弦长距离时低压区基本消失。由以上分析可知,弯曲叶片减小了轮毂表面低压区面积,使得低能流体的横向流动减弱,减少了吸力面角区附近的低能流体堆积,从而大大地降低了轮毂

角区分离涡起始的尺度和强度,使得通道内的堵塞减小,压升能力和效率得到提高。

## 2.6 损失系数和扩散因子沿叶高分布

图15,16分别给出了近失速工况下直叶片和弯曲叶片对应的损失系数和扩散因子沿叶高的分布情况。

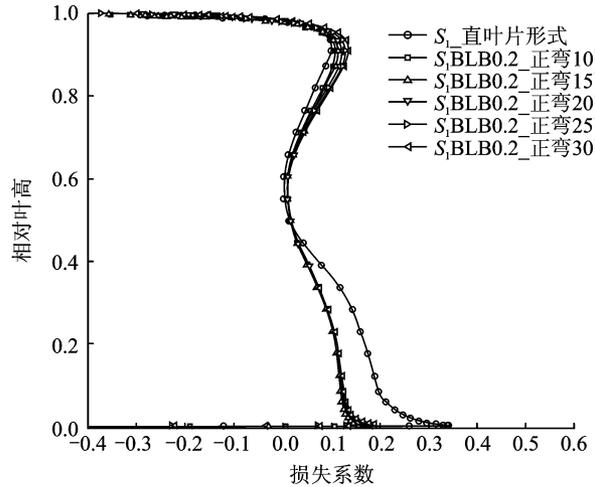


图15 直叶片和弯曲叶片近失速点损失系数沿叶高分布

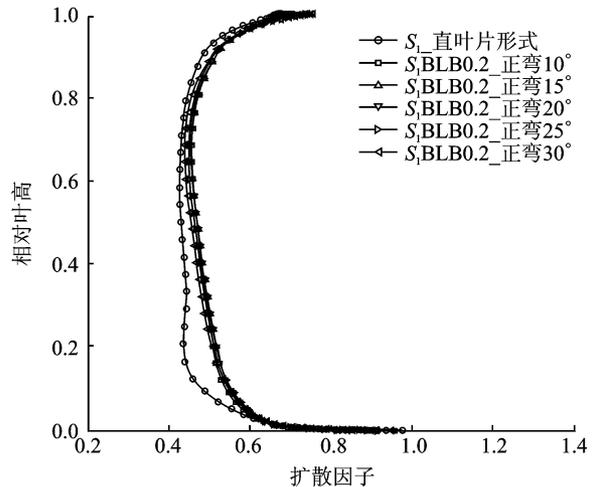


图16 直叶片和弯曲叶片近失速点扩散因子沿叶高分布

从图15可以看到,由于弯曲叶片能够有效地抑制近失速工况下轮毂-角区失速,从而相比起直叶片而言弯曲叶片的下半叶高部分,尤其是叶根处损失大为减小,损失系数从最大的0.34降至0.18,所有弯曲静子的损失系数分布基本相同,但更大的弯高和弯角会附带轻度增加的叶型损失,使得损失系数稍稍偏大;另一方面,弯曲叶片的上半叶高部分相比直叶片而言损失系数几乎不变,只有轻微地增加;对于中部0.5~0.7叶高部分,损失与直叶片相比基本没有变化。结合2.3和2.4节的分析可以看出:在轮毂-角区失速没有出现的大流量

工况下,端部弯曲的效果并不十分明显;而在小流量工况下,由于弯曲静子可以有效地抑制轮毂-角区分离涡的发展,使其转变为一个很小尺度的分离涡并不再和吸力面集中脱落涡掺混,减小了下半叶高的损失;而叶中部分并未因叶片的弯曲造成损失增大,也就是说,在小流量范围内,相对于二次流和一般的附面层分离,轮毂-角区失速的确是造成该压气机静子通道总压损失的主要机制<sup>[1]</sup>。

由图 16 可以看到,弯曲叶片上半叶高的扩散因子与直叶片基本相同,只是稍微有所增加。在下半叶高处,特别是在 20%叶高附近扩散因子有比较明显的增加,从 0.43 增至 0.52,这是由于弯曲叶片消除了轮毂-角区失速,因此减小了堵塞,使得气流的折转增加,从而提高了扩压能力。

值得指出的是,近失速时在上下端部无论是直叶片还是弯曲叶片扩散因子都超过了工程应用中的临界值 0.6,也就是说基于二维翼型分离数据的扩散因子不能作为判断具有明显三维特征的轮毂-角区失速是否存在的依据。这个结果与 MIT 的 Lei<sup>[2]</sup>结论一致。

### 3 结 论

本文利用数值方法分析了某两级轴流压气机在近失速流量点时第 1 静子在 BLB 积叠线形式下的不同弯角对压气机总体气动性能、静子内部流场和轮毂-角区失速的影响。得出了以下几点结论:

(1)不同弯角下的弯曲叶片均能够通过改变轮毂表面静压分布来减缓角区低能流体从压力面侧到吸力面侧的横向流动,从而有效地抑制小流量范围内的轮毂-角区失速,提高压气机的性能。

(2)弯角越大,带来的叶型损失也越大,弯曲叶片积叠线形式应以小弯高、小弯角为宜。

(3)对于没有轮毂-角区失速的叶中和上半叶高部分而言,叶片弯曲对流场的影响并不明显。

(4)扩散因子不能作为轮毂-角区失速是否存在的判定标准。

#### 参考文献:

[1] Hah C, Loellbach J. Development of hub corner stall and its influence on the performance of axial compressor blade rows[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1999,121(1):67-77.

[2] Lei V M, Spakovszky Z S, Greitzer E M. A criterion for axial compressor hub-corner stall[C]//ASME Paper 2006-GT-91332. Barcelona, Spain: International Gas Turbine Institute, 2006:475-486.

[3] Breugelmans F A E, Carels Y, Demuth M, et al. Influence of dihedral on the secondary flow in a two dimensional compressor cascade[J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 1984, 106(3):578-584.

[4] Weingold H D, Neubert R J, Behlke R F, et al. Bowed stator: an example of CFD applied to improve multistage compressor efficiency[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1997,119(2):161-168.

[5] Sasaki T, Breugelmans F A E. Comparison of sweep and dihedral effects on compressor cascade performance [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1998,120(2):454-464.

[6] Gallimore S J, Bolger J J, Cumpsty N A, et al. The use of sweep and dihedral in multistage axial flow compressor blading, part 2: low and high speed designs and test verification[C]//ASME Paper 2002-GT-30329. Amsterdam, the Netherlands: International Gas Turbine Institute, 2002: 49-59.

[7] Gümmer V, Wenger U, Kau H P, et al. Using sweep and dihedral to control three-dimensional flow in transonic stators of axial compressors[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2001,123(1):40-49.

[8] Fischer A. Performance of strongly bowed stators in a 4-stage high speed compressor[C]//ASME Paper 2003-GT-38392. Atlanta, USA: International Gas Turbine Institute, 2003:429-435.

[9] 王仲奇,苏杰先,钟兢军. 弯曲叶片栅内减少能量损失机理研究的新进展[J]. 工程热物理学报,1994,15(2):147-152.  
Wang Zhongqi, Su Jiexian, Zhong Jinjun, et al. New progress in the study of energy loss reduction of bowed-twisted cascade [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 1994,15(2):147-152.

[10] 屠宝锋. 风扇/压气机动态失速过程和多尺度非定常气动稳定性研究[D]. 南京:南京航空航天大学能源与动力学院,2009.  
Tu Baofeng. Dynamic stall inception and multi-scale unsteady aerodynamic stability investigation of fan/compressor [D]. Nanjing: College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2009.