

# 基于端壁涡流发生器的压气机叶栅角区分离控制研究<sup>\*</sup>

刘艳明<sup>1</sup>, 汪亮<sup>2</sup>, 尚东然<sup>1</sup>, 朱榕<sup>1</sup>, 季路成<sup>1</sup>

(1. 北京理工大学 宇航学院, 北京 100081;  
2. 中国航发湖南动力机械研究所, 湖南 株洲 412002)

**摘要:** 为研究被动式涡流发生器抑制压气机叶栅横向二次流以控制角区分离的作用, 设计了在叶栅内部端壁处加装涡流发生器的控制方案, 采用数值模拟的方法, 详细分析了叶栅流场特性。结果表明: 涡流发生器可以有效地抑制叶栅内部横向二次流, 改善角区流动, 在最佳控制方案中, 总压损失系数下降8.1%; 放置于叶栅内部的涡流发生器能阻挡气流的横向流动, 其尾部产生的流向涡与横向迁移的端壁附面层相互作用, 抑制了通道涡向吸力面的发展, 并将主流高能流体卷入角区, 增加角区流体动量; 涡流发生器的长度和高度都会影响流向涡的强度, 流向涡的涡核高度与涡流发生器高度一致, 最终的控制效果由涡流发生器的长度和高度共同决定, 只有当它们被合理选择, 控制方案才能获得最佳控制效果。

**关键词:** 压气机叶栅; 涡流发生器; 横向二次流; 角区分离; 流向涡

中图分类号: V231.3 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2019) 06-1285-08

DOI: 10.13675/j.cnki. tjjs. 180425

## Investigation of Corner Separation Control for Compressor Cascade Based on Endwall Vortex Generator

LIU Yan-ming<sup>1</sup>, WANG Liang<sup>2</sup>, SHANG Dong-ran<sup>1</sup>, ZHU Rong<sup>1</sup>, JI Lu-cheng<sup>1</sup>

(1. School of Aerospace and Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China;  
2. AECC Hunan Aviation Powerplant Research Institute, Zhuzhou 412002, China)

**Abstract:** In order to study the passive vortex generator to suppress the crosswise secondary flow of the compressor cascade to control the separation of the corner zone, a control scheme for installing the vortex generator at the inner end wall of the cascade is designed. With the method of numerical simulation, the cascade flow field characteristics are analyzed in detail. The results show that VG can suppress the crosswise secondary flow effectively, which results in the improvement of corner region flow. In the optimum control scheme, the total pressure loss coefficient decreases by 8.1%. The VG placed inside of cascade can resist the crosswise flow and the streamwise vortex generated by VG can interact with the boundary layer in near end wall region, resulting in limiting the development of passage vortex from pressure to suction side. Meanwhile stream-wise vortex entrains high energy fluid to suction side corner region to increase momentum of corner fluid. Furthermore, the intensity of streamwise vortex are influenced by both length and height of VG, and the height of streamwise vortex core is same as the height of VG. Thus, the final control effect is decided by both length and height of VG. Only when they are chosen reasonably, the optimal effect can be achieved.

**Key words:** Compressor cascade; Vortex generator; Crosswise secondary flow; Corner separation; Streamwise vortex

<sup>\*</sup> 收稿日期: 2018-07-09; 修订日期: 2018-09-04。

基金项目: 国家自然科学基金 (51676015)。

通讯作者: 刘艳明, 博士, 副教授, 研究领域为内外流流动控制、叶轮机械气动热力学。E-mail: liuym@bit.edu.cn

## 1 引 言

航空工业的发展,对航空发动机性能提出了更高的要求。随着现代航空发动机向着高推重比的方向发展,对压气机的设计也要求更高的级压比和效率,而高的级压比意味着叶栅流道内会有较强的逆压梯度,容易使附面层内低能流体产生分离,进而导致损失的增加和效率的降低,严重影响压气机的性能和稳定性<sup>[1-3]</sup>。因此,采用相应流动控制技术来抑制压气机叶栅角区分离具有重要意义,众多国内外学者已对此进行了大量有价值的研究工作。如附面层抽吸气、翼刀技术、非轴对称端壁以及叶片弯掠技术等都能取得较好的控制效果<sup>[4-7]</sup>。

涡流发生器(Vortex Generators, VG)最早在 20 世纪中期由 Taylor 提出,最初被应用在飞机机翼上表面用于延缓边界层分离,并取得了较好的效果<sup>[8]</sup>。作为一种典型被动式流动控制部件,涡流发生器具有结构简单、成本低廉和易于工程应用的优点,因而在流动控制领域具有很高的研究价值和应用前景。

近年来,涡流发生器开始由外流引入内流,应用于叶轮机器的流动控制。Law 等<sup>[9]</sup>通过实验证明在跨声速转子前安装涡流发生器可以提高压比和效率。通过计算发现,在静叶吸力面加装涡流发生器能够减小角区分离的面积<sup>[10]</sup>。李嘉宾等<sup>[11]</sup>的研究结果表明,矩形和楔形涡流发生器都能够削弱叶栅内横向二次流,减小流动损失。Agarwal 等<sup>[12]</sup>在 Rotor 37 转子的吸力面上设计了多种涡流发生器方案,得到了稳定裕度增大、压比降低的结果。Hergt 等<sup>[13-15]</sup>针对某平面叶栅进行了多种涡流发生器方案设计,实验和计算结果均显示有效抑制了流动分离,改善了角区流动。Dias 等<sup>[16-17]</sup>设计了两种非传统涡流发生器,数值计算结果表明,叶栅内二次流被削弱,但总压损失有所增大。

上述研究的共同特点:涡流发生器都安装在叶栅外部端壁处或吸力面上。然而叶栅流道内的横向二次流是角区低能流体堆积、产生流动分离的主要原因之一<sup>[18]</sup>。将涡流发生器安放于叶栅流道内部,这样其尾部产生的流向涡离吸力面角区更近,不容易耗散,另外涡流发生器本身还能够起阻断横向二次流的作用,这方面的研究在国内外都未见展开。本文以可控扩散叶型(CDA)为研究对象,在叶栅内部端壁处设计了多种结构参数的矩形叶片式涡流发生器控制方案,通过分析不同方案下叶栅气动性能及内部的流场特性,研究了涡流发生器结构参数对叶

栅性能的影响以及控制叶栅横向二次流的作用机理,以便为今后涡流发生器在压气机中的应用提供参考。

## 2 物理模型和计算方法

### 2.1 模型参数、网格及计算方法

本文针对可控扩散叶型(CDA)进行研究,其主要几何参数由表 1 给出。数值计算采用商业软件 ANSYS FLUENT 完成,湍流模型为 Realizable  $k-\varepsilon$  model,近壁面采用标准壁面函数法,压力-速度耦合采用 SIMPLE 方法。固壁面均采用绝热无滑移条件,进口边界条件为实验测得的总压沿径向分布条件、总温以及气流进气角,来流冲角为  $0^\circ$ ,出口给定平均静压,周向交界面设定为周期性边界条件。

Table 1 Main geometry parameters of cascade

| Parameters                              | Number |
|-----------------------------------------|--------|
| Blade height $h/\text{mm}$              | 160    |
| Axial chord $B/\text{mm}$               | 77.7   |
| Pitch $t/\text{mm}$                     | 48     |
| Inlet $Ma$                              | 0.2    |
| Inlet boundary layer $\delta/\text{mm}$ | 18     |

本文采用矩形叶片式涡流发生器,厚度为 0.4mm,在前期计算中发现,涡流发生器的安装位置和安装角度对最终的控制效果影响较大,若安装位置靠近压力面,则不能有效阻挡低能流体向吸力面的迁移以及通道涡向吸力面的发展,若过于靠近吸力面,则会因壁面间相互作用太强而使流动变得更加复杂,如果安装角太小,就很难产生高强度的流向涡,要是过大又会导致涡破裂甚至涡流发生器背风侧发生分离,经过多次数值计算,本文得到了涡流发生器控制效果较好时的位置和安装角,即二者选择需同时考虑“能否产生较强流向涡”和“能否有效阻断通道涡发展”两个方面。如图 1 所示,涡流发生器前缘点位置固定,位于叶栅前缘额线上且距吸力面的距离为 1/5 节距,涡流发生器与轴向的夹角固定为  $45^\circ$ 。

采用混合型网格布置, S1 流面方向,即叶栅流道与涡流发生器的网格由于结构比较复杂,故采用非结构化网格(图 2),展向采用结构化网格,上下端壁、叶片及涡流发生器处的近壁面网格都进行了加密处理,所有方案网格总数在 95 万左右。

### 2.2 计算方法验证

采用与本文叶型相同的平面叶栅实验结果<sup>[5]</sup>对

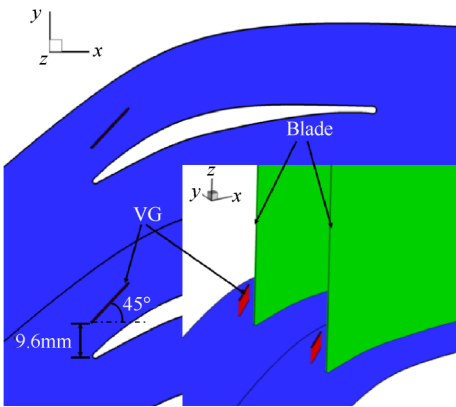
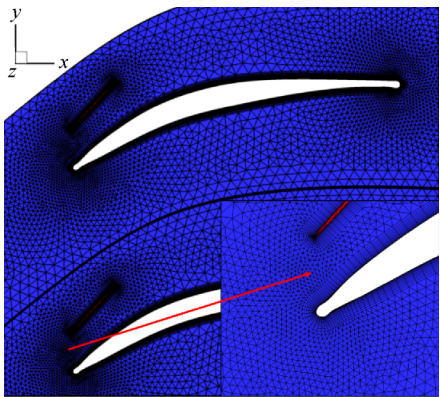
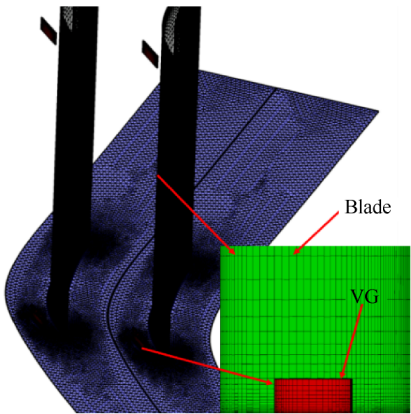


Fig. 1 Schematic of VG in the compressor cascade



(a) Plan view of cascade grid and detailed visualization of grid near VG



(b) 3D visualization of cascade passage grid

Fig. 2 Calculative grid topology

计算方法进行验证。图3给出了实验和计算所得到出口截面能量损失系数沿叶高的分布。

从图中可以看出,数值计算结果与实验结果在端壁高损失区附近吻合较好,叶中比实验结果略大,主要是因为实验过程中考虑到叶中损失较小,所以在叶中测量点布置较少造成的,但在误差允许范围内,可以认为本文采用的数值计算方法是可靠的。

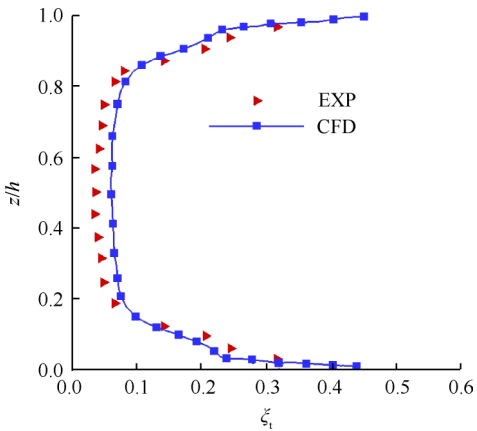


Fig. 3 Spanwise distribution of pitch-averaged energy loss coefficient at cascade outlet

2.3 计算方案设计

将涡流发生器的长度 $a$ 和高度 $c$ 组合成多种方案进行了计算,本文从中选取控制效果较好或具有代表性的5种方案进行分析,本文所分析方案的涡流发生器结构参数由表2给出。

Table 2 Parameters scheme of VG

| Case   | Length $a$ /mm | Height $c$ /mm |
|--------|----------------|----------------|
| No VG  | —              | —              |
| Case 1 | 5              | 6              |
| Case 2 | 15             | 6              |
| Case 3 | 25             | 6              |
| Case 4 | 15             | 3              |
| Case 5 | 15             | 9              |

3 数值模拟结果与分析

3.1 叶栅内部流场特性

图4给出了每种方案吸力面及端壁的流线分布图。由图可见,采用涡流发生器后,吸力面分离线位置均被推后,分离高度均减小,这是因为来流经过涡流发生器后会在其尾部产生一个流向涡,流向涡在涡心以下区域的诱导速度与端壁附面层的迁移方向相反,这样可以减少吸力面侧的低能流体,改善角区流动。在Case 1中,这种改变并不明显,因为方案一的涡流发生器较短,产生的流向涡强度弱,在到达分离位置时已经基本完全耗散,因此对角区流动的作用很微弱;Case 3的作用效果则最为显著,从图中可以看到,分离线起始位置由原型叶栅30%弦长处被推后至50%弦长处,分离高度由17%叶高降低到7%叶高,这是因为方案三的涡流发生器长度最长,产生的流向涡强度大,作用能力更强。此外,可以看到涡



流发生器本身能够阻挡端壁附面层的横向流动,这也是吸力面流动改善的原因之一,并且这种作用在长度最长的 Case 3 中最为明显。

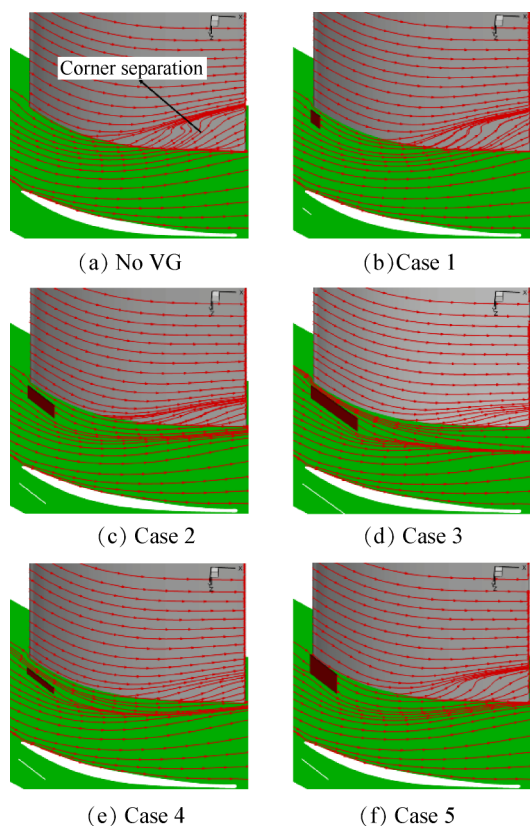


Fig. 4 Streamlines on suction surface and end wall of different cases

图 5 为各方案在 2% 叶高处的静压系数沿叶型的分布曲线,静压系数定义为

$$C_p = \frac{p_s - p_{s1}}{p_{t1} - p_{s1}} \quad (1)$$

式中  $p_{s1}, p_{t1}$  为叶栅进口静压和进口总压,  $p_s$  表示流场当地静压。

从图 5(a) 可以看到,各方案压力面的静压系数基本没有变化,这是因为涡流发生器离压力面较远,并且压力面本身附面层很薄,流动状况较好,故涡流发生器的加入对其附近流场的影响很小。而吸力面情况则有所不同,加入涡流发生器后,在其安装位置对应的轴向范围内,吸力面静压系数会有所下降,涡流发生器长度越长,对应的下降范围越宽,当长度相同时,涡流发生器高度越高,静压系数减小的幅度则会越大,一方面这是因为加入涡流发生器会产生附加流动损失,损失的产生会导致叶片对气流的作用力下降,并且不同结构参数的涡流发生器产生的附加损失也不一样,另外,这也和涡流发生器的安装角

度有关,为了能使涡流发生器尾部产生一定强度且与通道涡反向的流向涡,其靠近吸力面的一侧相对于来流属于背风面,背风区的低压特性也可能是导致这一现象的原因。图 5(b) 为吸力面尾缘静压系数的局部视图,可以看到,0~30% 弦长内静压系数的下降并没有影响叶栅对气流的最终增压效果,各涡流发生器方案尾缘的静压系数相比原型叶栅均有增大,其中,Case 3 的增大幅度最大,说明对吸力面分离的控制效果最好,叶栅的扩压能力最强,Case 1 和 Case 5 的增大幅度则很小,表明这两种方案作用效果较差,没有有效改善吸力面角区的流场,这点与前文壁面流线的分析结果一致。

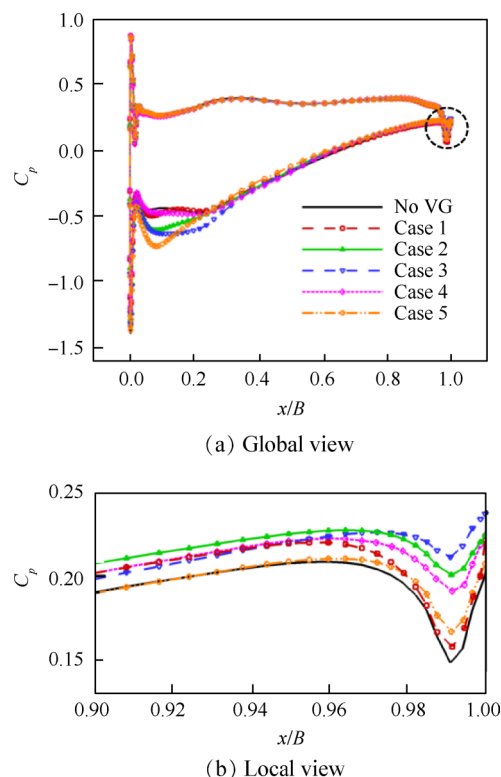


Fig. 5 Distribution of static coefficient along the blade at 2% blade height

为了更好地分析涡流发生器控制叶栅内二次流的作用机理以及不同参数涡流发生器作用效果的区别,图 6 给出了每种方案 20%B, 40%B, 60%B, 80%B, 93%B, 106%B 这 6 个截面的轴向涡量云图,图 7 给出了各方案出口截面(106%B)的轴向涡量云图和二次流线图。轴向涡量  $\Omega_x$  表达式为

$$\Omega_x = \frac{\partial \omega}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial z} \quad (2)$$

式中  $\omega, v$  分别表示气流速度矢量在径向和周向的速度分量。

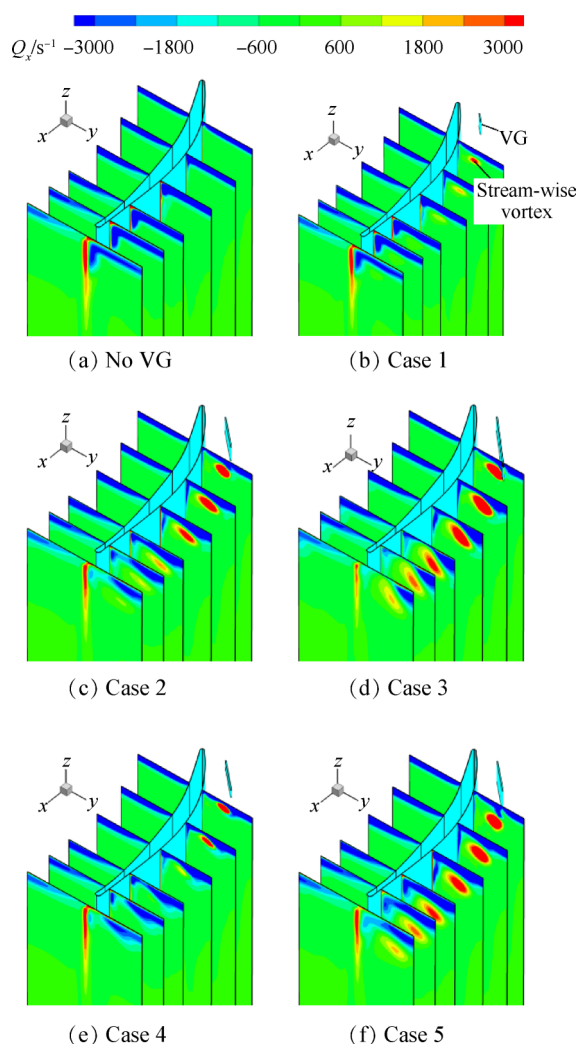


Fig. 6 Contour of  $\Omega_x$  on different sections at cascade different axial position

从图6中可以看到,涡流发生器尾部产生的流向涡核高度与涡流发生器高度一致,其方向和通道涡相反。对比可以看出,Case 1中流向涡的涡量和作用范围较小,耗散得很快,因此对通道涡的抑制作用有限,如图7(b)所示,Case 1出口截面的通道涡被分成两部分,但强度和作用范围并无太大改变,Case 2的涡流发生器较长,产生的流向涡很强,到达出口刚好完全耗散,从图7(c)可以看到,通道涡被有效削弱,位置由吸力面角区移到周向中部,吸力面分离被较好地抑制,在Case 3中,涡流发生器最长,流向涡的涡量和作用范围都很大,到了出口截面还有较强的涡量,如图6(d)和7(d)所示,通道涡被削弱了一大半,作用范围集中在节距中部,并且通道涡核高度相比Case 2有所升高,这是流向涡与通道涡之间的区域形成上洗作用的结果,另外,可以看到,Case 3中的流向涡并没有完全耗散,而是在和通道涡的作用过程中形成了新的涡核,这对出口流场的均匀性来说并非益处。

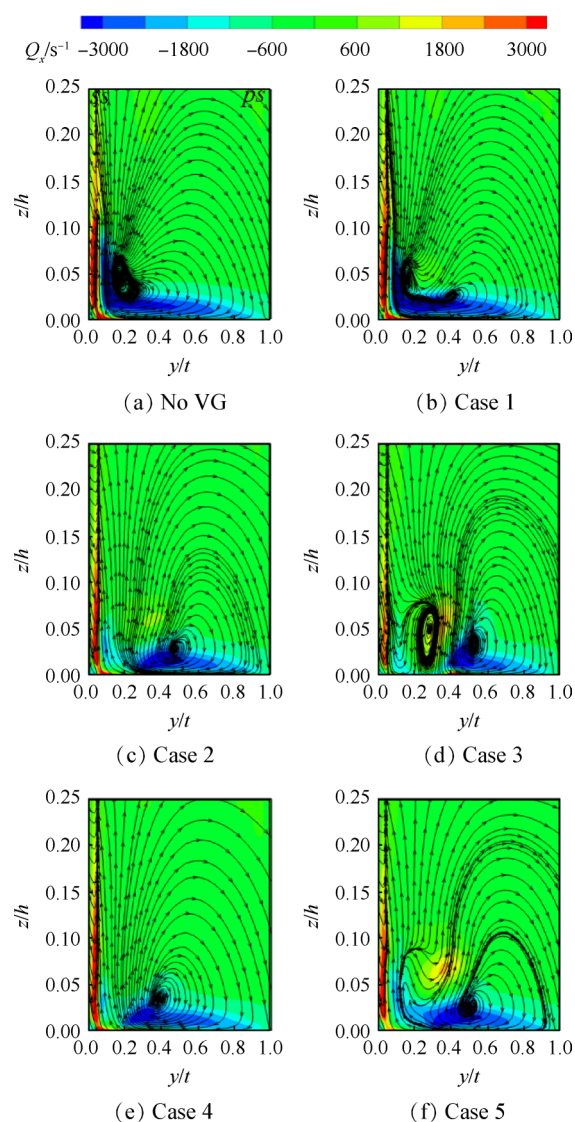


Fig. 7 Contour of  $\Omega_x$  and secondary flow streamlines at 106%B section

从图6(e)和图6(f)可以看出,Case 4中流向涡虽然作用半径较小,但其涡核高度较低,能够充分接触到近端壁附面层流体并抑制通道涡的发展,角区分离大幅减小,取得了很好的作用效果,而Case 5中流向涡虽然涡量和作用范围比Case 4中大,但其整体高度较高,距离端壁较远,未能充分阻挡端壁附面层的迁移,故作用效果不如Case 4,这点对比图7(e)和7(f)也能看出,此外,由于没有和通道涡充分作用,Case 5中流向涡耗散较慢,在出口仍有一定涡量,前面已经提到,这会带来新的不均匀流场。

### 3.2 叶栅出口各参数分布

总压损失是衡量叶栅流动损失的重要指标之一,图8,图9分别给出了各方案出口的总压损失系数云图和节距平均总压损失系数沿叶高的分布,表3列出了每种方案叶栅出口质量平均总压损失系数的大

小以及各涡流发生器方案相对于原型叶栅的减小百分比。总压损失系数的定义为

$$\omega = \frac{p_{t1} - p_t}{p_{t1} - p_{s1}} \quad (3)$$

式中  $p_{s1}, p_{t1}$  为叶栅进口静压和进口总压,  $p_t$  表示流场当地总压。

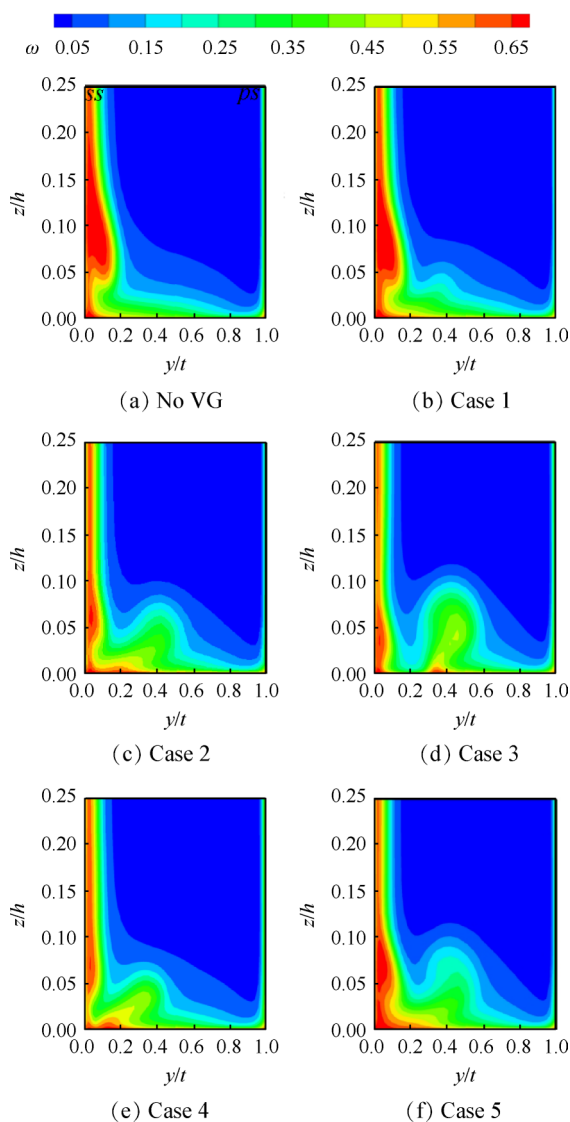


Fig. 8 Contour of total pressure loss coefficient at 106%B section

从图8(a)可以看到,原型叶栅的高损失区域面积较大,且主要集中在吸力面角区和吸力面0~20%高度,对比原型叶栅,各涡流发生器方案均能取得减小总压损失的效果,但不同参数的涡流发生器方案区别较大。对比图8中Case 1,Case 2和Case 3的总压损失分布可以发现,太短的涡流发生器方案总压损失的分布没有明显变化,说明Case 1没有很好地抑制通道涡的发展和流动分离,这点与前面的分析一

致,在涡流发生器较长的Case 2和Case 3中,吸力面侧0~25%叶片高度的高损失区域明显减小,这表明通道涡被抑制,角区聚集的低能流体大量减少,吸力面分离被有效削弱,但是在0.2~0.6节距内的总压损失却比原型叶栅增大,并且长度越长,总压损失增大越多,这是因为高损失的通道涡和部分低能流体被转移到节距中部,另外,加入涡流发生器所带来的附加流动损失也会集中在这一区域。将Case 2中涡流发生器高度减小到Case 4后,吸力面上的总压损失继续减小,并且在0.2~0.5节距内的高损失面积相比Case 2和Case 3也有所减小,而将Case 2中涡流发生器高度增加到Case 5后,控制效果会变差,吸力面10%叶高以下区域的总压损失比Case 2和Case 4中大幅增大,且0.2~0.5节距范围内的损失也比Case 4中大,说明Case 5没有很好地抑制通道涡的发展和阻挡附面层向角区的迁移,反而因为涡流发生器太高带来了更多新的总压损失。

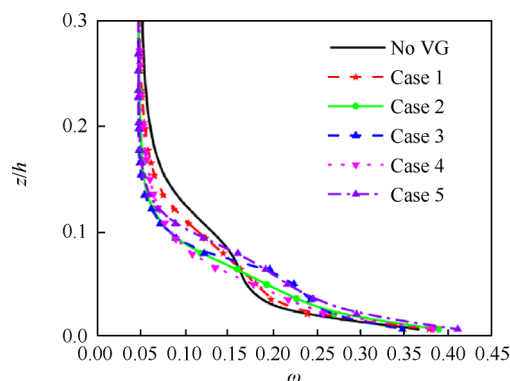


Fig. 9 Distribution of pitch-averaged total pressure loss coefficient along the height at 106%B section

从图9中可以看到,不同涡流发生器方案节距平均的总压损失系数曲线均与原型方案曲线相交于某个的高度点,在这个高度以上的区域,总压损失会比原型方案减小,而在这个高度下方,总压损失则会增大。Case 1在7%叶高以上的损失有所减小,而在此高度以下的损失则略微增大,总损失相比原型方案减小了3%,Case 5虽然在8%叶高以上范围的损失减小量比Case 1多,但由于涡流发生器尺寸太大,在8%叶高以下区域的总压损失比原型叶栅大幅增大,因而综合总损失仅比原型方案减小0.5%,Case 3总体趋势与Case 5类似,但Case 3的高损失范围更小,因此总体情况优于Case 5,相比原型叶栅总损失减小了5.5%,Case 2和Case 4的总体分布情况非常相似,总的损失分别减小了7.0%和8.1%,在Case 4中,5%叶



高以上的部分总压损失大幅减小,仅在0~5%内略微增大,这说明 Case 4 不仅没有因为流向涡的强度不如 Case 2, Case 3 和 Case 5 而影响对通道涡的削弱作用,而且还得益于涡流发生器尺寸较小所以在近端壁处只带来了较小的附加损失,这点在图 8 中也能观察到。

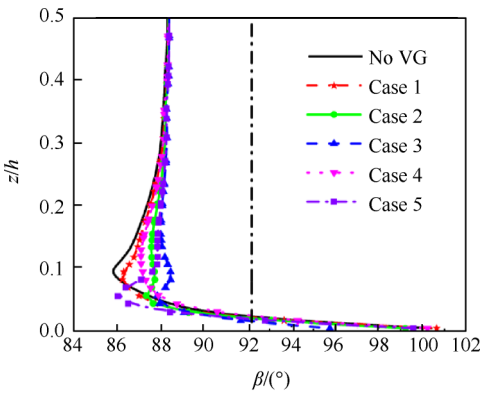
**Tabel 3** Mass-averaged total pressure loss coefficient at 106%B section

| Scheme | Mass-averaged $\omega$ | Relative increment/% |
|--------|------------------------|----------------------|
| No VG  | 0.0872                 | —                    |
| Case 1 | 0.0846                 | -3.0                 |
| Case 2 | 0.0811                 | -7.0                 |
| Case 3 | 0.0824                 | -5.5                 |
| Case 4 | 0.0802                 | -8.1                 |
| Case 5 | 0.0868                 | -0.5                 |

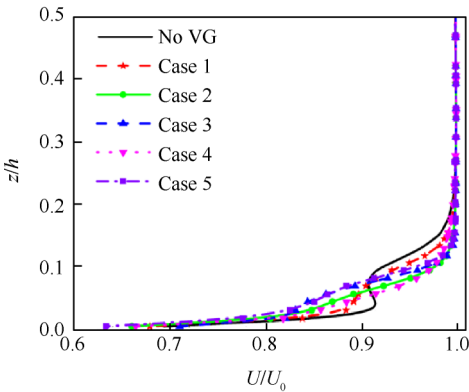
图 10 分别为叶栅出口节距平均出口气流角和气流轴向速度沿叶高的分布,其中出口气流角是指出口气流方向与周向(Y轴正向)的夹角,图 10(a)中的黑色点划线为叶栅几何出口角。由图可见,加入涡流发生器对 30% 叶高以下的区域影响较大,各控制方案均增大了气流折转角,Case 1 中流向涡的强度以及涡流发生器对横向二次流的阻挡作用很弱,故作用效果不明显,气流折转角增大较小,Case 2 和 Case 3 中的增大量较大,其中,Case 3 在 10% 叶高处的气流折转角增大了近 3°,这意味着在此方案中吸力面分离减弱,吸力面附面层变薄,叶栅对气流的折转能力增强,对比 Case 2, Case 4 和 Case 5 能够看到,在 7% 叶高以上的范围中,Case 4 中的气流折转角都比 Case 2 中要小,而在 0~7% 叶高区域内,情况则相反,Case 4 的气流折转角比 Case 2 中要大,这是因为 Case 4 在近端壁附加损失更小,类似的现象也存在于 Case 5 中并且更明显,Case 5 在 0~9% 叶高内的气流落后角要大于 Case 4,而且在 0~7% 叶高内甚至大于原型叶栅,这说明在此范围内低能流体大量增加,叶栅折转能力相比原型叶栅有所减弱,原因是 Case 5 的涡流发生器高度最高,带来的损失也更多,这点与前面的分析吻合。

叶栅出口轴向速度沿叶高的分布如图 10(b)所示,加入涡流发生器后,在某个高度点以上的区域气流轴向速度比原型叶栅增大,表明低能流体减少,损失减小,而在这个高度以下由于附加损失则会使气流轴向速度下降,这与总压损失沿叶高的分布趋势相似。可以看到,Case 1 虽然附加损失最小,在近端壁处速度减小得不多,但由于流向涡强度弱,因此将

主流区高速流体带入角区的效果也并不好,Case 2 在 6% 叶高以下产生了一定的速度损失,但在 6%~20% 内的气流动量明显增加,Case 3 和 Case 5 的速度分布曲线较为相似,均是在 8%~20% 叶高内气流动量增加较多,但在 0~8% 内则有较大的速度损失,Case 4 中的速度分布情况最好,5% 叶高以上的流体动能大幅增大,仅在 0~5% 内略微减小,即能以产生很小的附加损失为代价带来较大的速度增益,使得附面层内的速度分布更加饱满,有效地激活了附面层流体。



(a) Exit flow angle



(b) Axial flow velocity

**Fig. 10** Distribution of pitch-averaged exit flow angle and axial flow velocity along the height at 106%B section

4 结 论

本文采用叶片式被动涡流发生器控制压气机叶栅内横向二次流,在来流为不可压缩流动时,对不同结构参数的涡流发生器控制方案进行了数值研究。结论如下:

(1) 安放在叶栅内部的涡流发生器本身能够起到阻挡端壁附面层迁移的作用,使低能流体更难聚集在吸力面角区;涡流发生器产生的流向涡与通道涡方向相反,能将通道涡阻挡在节距中部,抑制通道涡向吸力面的发展,有效削弱了通道涡强度;并且流

向涡能将主流区流体卷入角区,激活角区的附面层流体,抑制了角区分离。

(2)较长和较高的涡流发生器产生的流向涡强,作用范围大,但自身也会带来较大的附加损失,另外,涡流发生器所产生流向涡的涡核高度与涡流发生器的高度基本一致,过高的涡流发生器产生的流向涡不能作用到近端壁附面层内,控制效果较差。

(3)加入涡流发生器能够减小叶栅出口的总压损失,改善角区的流动状况,权衡出口截面涡量、总压损失以及轴向速度的分布,可认为 Case 4 是本文最佳设计方案,在此方案中,总压损失减小了 8.1%,说明了此流动控制手段的有效性,也说明了不同尺寸的涡流发生器控制效果差别较大,需合理选择。其基本设计原则为:①涡流发生器结构能产生较强的流向涡,且能有效改善附面层发展状况。②涡流发生器排列位置能有效抑制通道涡的发展。③在满足上述两条基础上,尽可能减小涡流发生器高度和长度,从而减小附加损失。

致 谢:感谢国家自然科学基金资助。

#### 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]. *Journal of Turbomachinery*, 1999, 121(1): 67-77.
- [ 2 ] Qi L, Zou Z, Wang P, et al. Control of Secondary Flow Loss in Turbine Cascade by Streamwise Vortex[J]. *Computers & Fluids*, 2012, (54): 45-55.
- [ 3 ] Denton J D. Loss Mechanism in Turbomachines [R]. *ASME 93-GT-435*.
- [ 4 ] Evans S, Hodson H, Hynes T, et al. Controlling Separation on a Simulated Compressor Blade Using Vortex-Generator Jets[J]. *Journal of Propulsion and Power*, 2010, 26(4): 819-827.
- [ 5 ] 刘艳明. 翼刀控制压气机叶栅二次流的数值研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学, 2004.
- [ 6 ] Dorfner C, Hergt A, Nicke E, et al. Advanced Nonaxisymmetric Endwall Contouring for Axial Compressors by Generating an Aerodynamic Separator-Part I: Principal Cascade Design and Compressor Application[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2010, 132(2).
- [ 7 ] 钟兢军. 弯曲叶片控制扩压叶栅二次流的实验研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学, 1995.
- [ 8 ] Taylor H D. Summary Report on Vortex Generators [R]. USA: United Aircraft Corporation, R-05280-9, 1950.
- [ 9 ] Law C H, Wennerstrom A J, Buzzell W A. The Use of Vortex Generators as Inexpensive Compressor Casing Treatment[R]. *SAE 1976-0925*.
- [ 10 ] Chima R V. Computational Modeling of Vortex Generators for Turbomachinery[R]. *ASME 2002-GT-30677*.
- [ 11 ] 李嘉宾, 杨巨涛, 伊卫林, 等. 叶栅通道端区横向二次流的涡流发生器控制技术研究[C]. 北京:中国工程热物理学会热机气动热力学学术会议, 2016.
- [ 12 ] Agarwal R, Dhamarla A, Narayanan S R, et al. Numerical Investigation on the Effect of Vortex Generator on Axial Compressor Performance[R]. *ASME 2014-GT-25329*.
- [ 13 ] Hergt A, Meyer R, Engel K. The Capability of Influencing Secondary Flow in Compressor Cascades by Means of Passive and Active Method[R]. *CEAS 2007-216*.
- [ 14 ] Hergt A, Meyer R, Müller M, et al. Loss Reduction in Compressor Cascades by Means of Passive Flow Control [R]. *ASME 2008-GT-50357*.
- [ 15 ] Hergt A, Meyer R, Müller M, et al. Effects of Vortex Generator Application on the Performance of a Compressor Cascade[R]. *ASME 2010-GT-22464*.
- [ 16 ] Diaa A M, El-Dosoky M F, Abdel-Hafez O E, et al. Secondary Flow Control on Axial Flow Compressor Cascade Using Vortex Generators [R]. *ASME-IMECE*, 2014-37790.
- [ 17 ] Diaa A M, El-Dosoky M F, Abdel-Hafez O E, et al. Boundary Layer Control of an Axial Compressor Cascade Using Nonconventional Vortex Generators [R]. *ASME-IMECE*, 2015-52310.
- [ 18 ] 季路成, 李嘉宾, 伊卫林. 第三代三维叶片技术思路分析[J]. *工程热物理学报*, 2015, 36(5): 989-994.

(编辑:史亚红)