

非轴对称端壁抑制叶栅二次流分离的实验研究

沈鹏,刘洋,戴韧

(上海理工大学能源与动力工程学院,上海 200293)

摘要:应用热线测量和颗粒图像测速(PIV)技术,测量平端壁叶栅(FEW)和非轴对称端壁叶栅(CEW)的二次流动。基于叶栅内的涡结构和剪切应力,分析非轴对称端壁降低二次流损失的流动机理。实验结果表明:二次流在叶片吸力面的边界层分离导致壁面涡与主流流体的剪切掺混,这是叶栅二次流损失的主要来源;非轴对称端壁通过降低端壁横向压力梯度推迟二次流分离的发生,使壁面涡与主流区产生剪切掺混的范围缩小,并使端壁二次流的流向速度提高、壁面涡的强度降低,在上述两方面作用下叶栅内的剪切应力减小,叶栅二次流损失降低。

关键词:非轴对称端壁;边界层分离;二次流;PIV

中图分类号:TK47 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2021.07.006

[引用本文格式]沈鹏,刘洋,戴韧.非轴对称端壁抑制叶栅二次流分离的实验研究[J].热能动力工程,2021,36(7):32-38. SHEN Peng, LIU Yang, DAI Ren. Experimental research on contoured endwall depressing cascade secondary flow separation[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021, 36(7): 32-38.

Experimental Research on Contoured Endwall Depressing Cascade Secondary Flow Separation

SHEN Peng, LIU Yang, DAI Ren

(College of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, China, Post Code: 200293)

Abstract: The secondary flow in the turbine cascades with flat endwall (FEW) and contoured endwall (CEW) is measured by use of hot wire anemometer and particle image velocimetry (PIV) technologies. The vortical structure and shear stress of the cascades are used to analyze the flow mechanism of the secondary flow loss reduced by CEW. The experimental results show that the separation of secondary flow on the boundary layer of the blade suction surface, resulted in the shear mixing between main flow and wall vortex, which is the main source of secondary flow loss of the cascade. Application of contoured endwall reduces the crosswise pressure gradient of the endwall to delay the separation of the secondary flow, which reduces the shear mixing space between the endwall vortex and the main flow, accelerates the streamwise speed of secondary flow of endwall and reduces the strength of wall vortex, contributing to the reductions of the shear stress and secondary flow loss of the cascades under the effect of the above two aspects.

Key words: contoured endwall, boundary layer separation, secondary flow, PIV

引言

对于小展弦比透平叶栅,端部二次流损失约占单级总损失的三分之一^[1]。Wang 等人^[2]通过烟线显示法,描绘了较为完整的二次流模型。近年来,二

次流模型研究有了新的进展。Wang 等人^[3]通过 PIV 实验发现了与通道涡旋向相同的壁面涡结构。一般而言,通道涡位于端壁与叶根吸力面交界附近,壁面涡位于通道涡上方,更靠近 Langston 等人^[4]发现的吸力面上的分离线。而在叶栅下游,该分离线位于总压损失高区内。因此,二次流分离现象与壁

面涡的相关性更高,而与通道涡的相关性较低。

非轴对称端壁是一种有效降低二次流损失的被动控制方法。Hartland 等人^[5]的实验证明,采用傅里叶级数法造型的非轴对称端壁造型使叶栅总压损失减少 20%,二次流损失降低 30%。Schüpbach 等人^[6]的实验表明,引入衰减函数的非轴对称端壁使叶栅整级效率提高了 1%。Knezevici 等人^[7]对基于流向和展向的二维样条曲线生成的非轴对称端壁进行气动性能试验,降低了 9.6% 的总压损失和 14.8% 的二次流损失。李国君等人^[8]提出了基于三角函数的非轴对称端壁设计方法。Sun 等人^[9]提出双控制型线法,并结合自适应差分进化算法进行非轴对称端壁优化设计,提高了 0.53% 的总压恢复系数,降低了 11.45% 的总损失。这些文献认为,非轴对称端壁减小二次流损失的机理在于抑制了端区的横向流动,从而降低了通道涡的强度。然而,回顾上述实验结果,使用非轴对称端壁后,通道涡所在叶高区域的总压损失并没有显著减小;而总压损失降低较为显著的叶高区域对应的涡结构不是通道涡,而是壁面涡。Guo 等人^[10]的 PIV 实验结果证实非轴对称端壁对壁面涡结构有显著影响,但这一现象并未得到深入分析。

因此,基于张健等人^[11]设计的非轴对称端壁,采取热线测量和 PIV 测量方法,在叶栅三个特征截面上,获得二次流的旋流强度、二次流动能和湍动能,通过比较涡流强度和二次流与主流的剪切掺混,分析非轴对称端壁降低二次流损失的流动机理。

1 实验设备与方法

实验在上海理工大学平面叶栅实验室的低速平面叶栅风洞中进行。叶栅型线基于某 F 级燃气轮机高压级第一级动叶叶根型线,通过保角变换展开为平面叶栅,详细参数见表 1。叶栅流道的端壁可单独拆卸更换。非轴对称端壁基于 NURBS 曲面造型方法,经过两轮最优拉丁超立方设计获得,设计细节详见文献[11],几何结构如图 1 所示。

实验装置与测量平面位置如图 2 所示。通道周期性由两端叶片下游的尾板调节,评判标准为中间两排叶片叶中表面静压分布一致。来流条件使用单丝热线测量,热线探针(1201-6)为恒温型热线,采样频率 4 kHz,采样时长 1 s。恒温热线风速仪(IFA300,TSI)采用速度校准器(1128B)进行标定,标定结果采用 Kings 公式拟合,拟合误差小于 1%;

测量时入口总温变化幅度在 ±1 ℃ 以内。

表 1 平面叶栅几何参数
Tab. 1 Plane cascade geometric parameters

几何参数	数值
叶片数	6
轴向弦长 C_{ax} /mm	147.7
展弦比	1.187
叶栅高度 S /mm	196.7
叶栅稠度	1.665
安装角/(°)	63
几何入口角/(°)	47
几何出口角/(°)	61

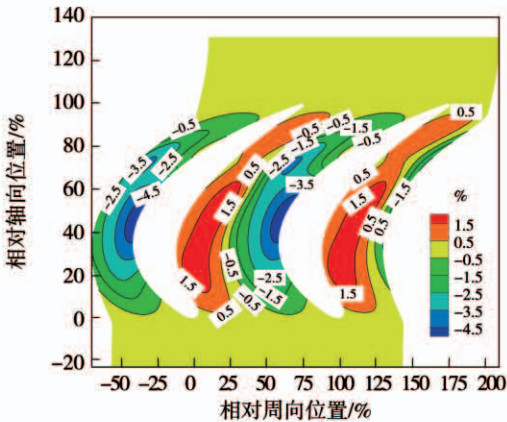


图 1 非轴对称端壁几何造型

Fig. 1 Contoured endwall geometric modeling

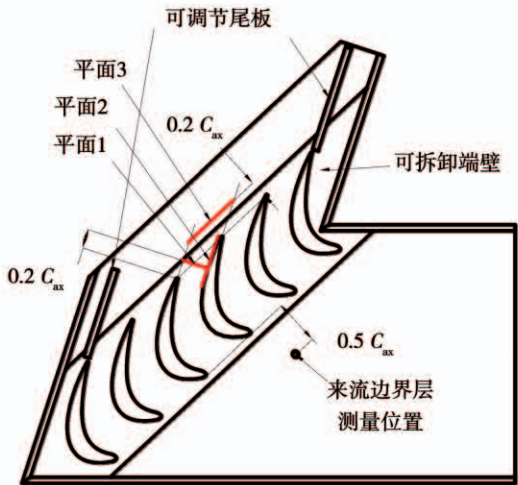


图 2 实验装置与测量平面位置

Fig. 2 Experimental devices and position of measurement planes

入口边界层测点位于中间流道中部,距前缘 0.5 倍轴向弦长,从端壁上方 2 mm 处到 50% 叶高位置

共 27 个测点。平面 3 为热线风速仪的测量平面,平行于额线,距叶栅尾缘 0.2 倍轴向弦长,周向以两个叶片尾缘为端点等分为 21 列,叶高方向从约 1.5% ~ 50% 叶高共 20 排测点,总测点数为 420。

PIV 测量使用 PowerView CCD 相机 (TSI, 630059),最高分辨率为 $2\,048 \times 2\,048$,片光源由 Vlite 200 脉冲调 Q Nd: YAG 激光器 (波长为 532 nm) 提供,测量区片光厚度约为 1 mm。示踪粒子采用丙三醇烟雾颗粒,其密度与空气接近,粒径约为 $2 \sim 4\,\mu\text{m}$ 。平面 1 与平面 2 为 PIV 的测量平面,其中平面 1 与喉口平面平行,距喉口 20% 轴向弦长;平面 2 与喉口平面垂直,尽可能贴近吸力面。图像后处理过程中 (Insight 3G, TSI),平面 1 互相关计算判读窗口为 $1.04\,\text{mm} \times 1.04\,\text{mm}$,平面 2 为 $2.63\,\text{mm} \times 2.63\,\text{mm}$,相邻窗口重叠率均为 50%。由同步器 (610034) 同步控制曝光时间与激光发射频率,以 7.25 Hz 的拍摄频率拍摄 20 张图片作为样张,基于格拉布斯判据以 1% 的危险度剔除粗大误差。

端壁静压孔位置基于数值模拟得到的静压分布结果,根据静压梯度排布。压力采集装置为压力扫描阀 Model 9116,以 1 000 Hz 的采样频率采样 60 s,获得端壁静压测量结果并取平均值。

来流速度与湍流度均用逻辑斯蒂函数拟合,其表达式为:

$$y = A_2 + \frac{A_1 - A_2}{1 + (x/x_0)^p} \tag{1}$$

入口来流条件测量结果如表 2 所示,拟合结果的相关系数均大于 0.98,表明测量与拟合表达式结果高度一致。根据拟合算得的主流速度与轴向弦长,可得叶栅入口主流速度 $U_\infty = 9.43\,\text{m/s}$,主流雷诺数 $Re_\infty = 9.17 \times 10^4$ 。

表 2 来流条件拟合系数

Tab. 2 Fit parameters of inlet flow condition

参数	来流速度	来流湍流度
A_1	7.891	5.345
A_2	9.432	0.357
x_0	4.229	7.709
p	2.672	3.454
R-square	0.990	0.981

2 结果与分析

2.1 端壁静压分布

近端壁处的静压分布以及在此基础上产生的压

力梯度是二次流的源动力。端壁静压系数分布如图 3 所示。静压系数表达式为:

$$c_p = \frac{p_s - p_{s0}}{p_t - p_{s0}} \tag{2}$$

式中: p_s —当地静压; p_{s0} —入口静压; p_t —入口总压。

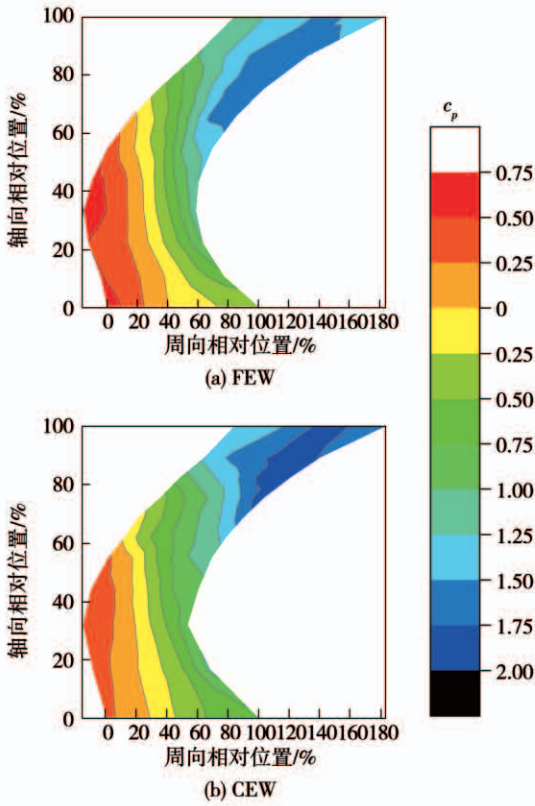


图 3 端壁静压系数分布

Fig. 3 Endwall static pressure coefficient distribution

使用非轴对称端壁后,压力面侧的静压系数整体略有降低,变化幅度较小;在吸力面侧,中段的静压系数有明显提高,达到了非轴对称端壁的预期效果,但在近尾缘区域静压系数反而有所降低。这种静压分布符合非轴对称端壁降低叶栅横向压力梯度的设计设想,可以阻止或减缓马蹄涡压力面分支向吸力面的横向迁移。

2.2 二次流与涡系结构

在压力梯度的推动下,叶栅边界层内出现二次流,并发展成复杂的涡系结构。图 4 为平面 1 通过 PIV 实验测量获得的无量纲二次流动能 C_{SKE} 等高线图与无量纲旋流强度 Δ 云图。随无量纲二次流动能增加,等高线由浅变深。该截面与喉口平行,因此可以将截面测得的动能近似作为二次流动能,计算

式为:

$$C_{SKE} = \frac{1}{U_\infty^2} (v'^2 + w'^2) \quad (3)$$

其中, v' 表示平行于喉口截面且垂直于叶高方向的速度分量。

非轴对称端壁降低了横向压力梯度,抑制了流体从压力面 (pressure surface, PS) 向吸力面 (suction surface, SS) 的横向迁移,因此端壁上方的二次流强度大幅降低。

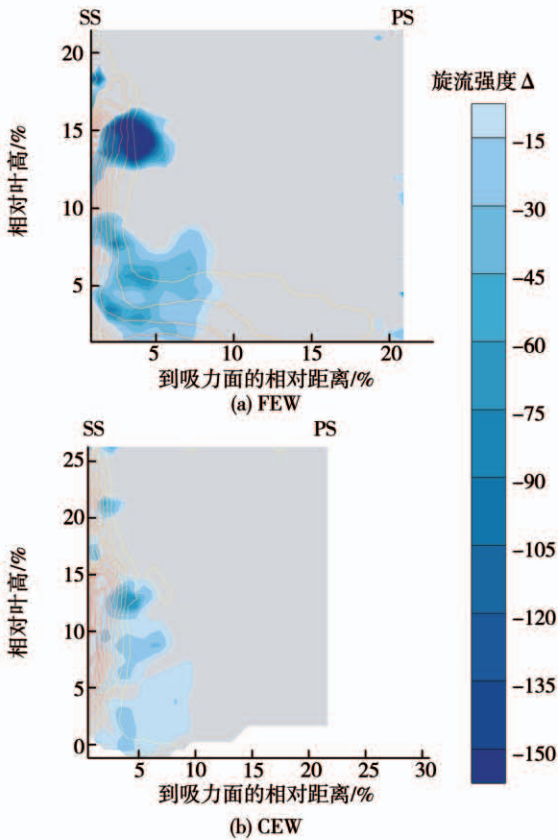


图 4 平面 I 二次流动能与无量纲旋流强度

Fig. 4 Secondary flow kinetic energy and non-dimensional swirling intensity in plane I

由于 PIV 拍摄结果为二维截面,采用 Adrian 等人^[12]提出的基于二维截面速度梯度推导的旋流强度分析涡的强度。当且仅当

$$\Delta = \frac{C_{ax}^2}{U_\infty^2} \left[\frac{1}{4} \left(\frac{\partial v'}{\partial y'} - \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + \frac{\partial v'}{\partial z} \frac{\partial w}{\partial y'} \right] < 0 \quad (4)$$

时,流场对应点有涡,其绝对值为无量纲旋流强度的平方。其中, y' 平行于喉口截面且垂直于叶高方向,以吸力面指向压力面为正; C_{ax} 为叶栅轴向弦长。

旋流强度相比常用的涡量,有以下两点好处:一

是能够排除剪切应力的干扰,更有利于涡的识别;二是对于旋向相同的涡,可以有效识别并区分二者涡的强度。

由于端壁对激光的反射和散射作用,角涡结构难以拍摄,因此分析的涡结构主要是通道涡与壁面涡。

平端壁叶栅中,旋流强度分布并不连续,主要分为两个部分:一部分位于端壁和叶片吸力面间的角区,旋流强度较低,为通道涡;另一部分位于吸力面侧约 15% 叶高附近,旋流强度高,为壁面涡。相比之下,非轴对称端壁的旋流强度分布较为连续,没有出现显著的壁面涡结构,截面的旋流强度峰值下降了 33.6%。

2.3 二次流分离与剪切掺混损失

流动损失即能量方程中的耗散项^[13],其表达式为:

$$\Phi_V = 2\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right)^2 + \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)^2 \quad (5)$$

二次流损失区别于叶型损失的主要特征,就是由于二次流与主流相互垂直,两者掺混过程中产生的剪切掺混损失。平面 1 中无量纲剪切应力表达式为:

$$\tau_{yz} = \frac{C_{ax}}{U_\infty} \left(\frac{\partial v'}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y'} \right) \quad (6)$$

图 5 为平面 1 的流线图与无量纲剪切应力云图。Jabbari 等人^[14]的实验结果表明,来流边界层流体在横向压力梯度的作用下,汇聚到吸力面并分为两支,其中一支沿吸力面向叶中抬升。由于通道涡的存在,二次流沿吸力面向叶中迁移时原本就受到逆压梯度作用,再与低动能的边界层流体发生剪切掺混,在吸力面表面容易发生流动分离现象,并将这种分离现象命名为二次流分离,此时二次流动能急剧减小。发生流动分离后,二次流的大部分受到逆压梯度的作用,形成了回旋的壁面涡,少部分进入吸力面上的分离区,两者交界处有较强的剪切掺混,体现为 15% ~ 20% 叶高间的剪切变形量高峰,其符号为负。二次流卷入壁面涡后,回旋到分离点下方约 10% 叶高处,与下游迁移到吸力面的二次流发生剪切掺混,产生另一个剪切应力高峰,其符号仍然为负。在与壁面涡剪切掺混后,下游二次流速度降低,局部产生了逆压梯度,从而重复上述过程,壁面涡也

借助这一循环向下游发展。因此,分离点上、下两个剪切变形率高区可以看作二次流分离出现,壁面涡产生并持续向下游发展的标志。

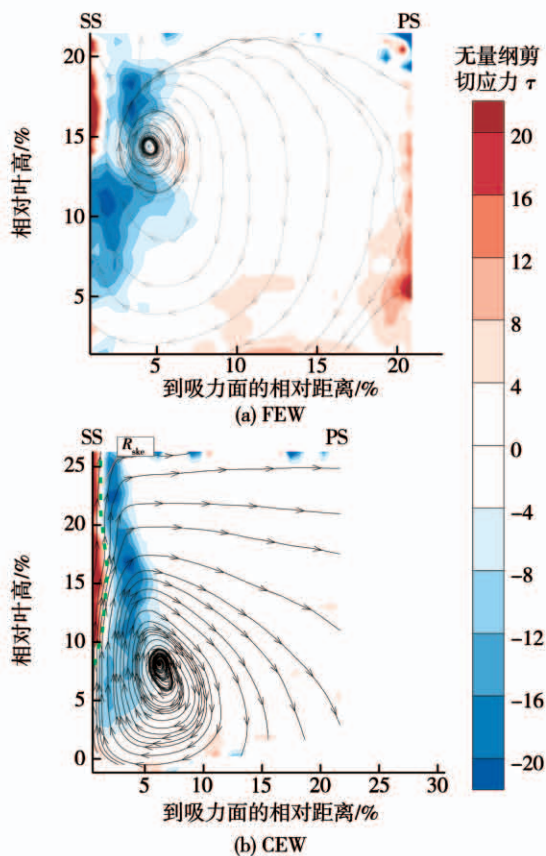


图5 平面1流线与无量纲剪切应力

Fig.5 Streamline and non-dimensional shear stress in plane I

使用非轴对称端壁后,二次流高区的脊线(R_{ske})与吸力面近似平行,近吸力面侧的剪切变形量为正且分布连续,表明平面1的二次流贴附在叶片吸力面上并形成较为稳定的边界层结构,二次流分离尚未出现,壁面涡结构尚未产生。此时,剪切变形率主要出现在二次流脊线两侧,分布较为连续均匀。

流动特征的差异导致了拍摄结果有效范围的差异。平端壁叶栅中,受二次流分离影响,其有效拍摄高度仅能达到约21%叶高;而非轴对称端壁叶栅中,没有明显的二次流分离,有效拍摄高度提高到约26%叶高处。

实际上,剪切应力及其引起的剪切掺混损失不仅出现在某几个局部截面中,而是伴随二次流涡系的产生以及向下游的发展同步出现。

图6为平面2的截面流线与无量纲剪切应力云图。其中,无量纲剪切应力表达式为:

$$\tau_{xz} = \frac{C_{ax}}{U_{\infty}} \left(\frac{\partial u'}{\partial z} + \frac{\partial w'}{\partial x'} \right) \quad (7)$$

式中: x' —垂直于喉口平面,指向流场下游为正;
 u' — x' 方向上的速度分量。

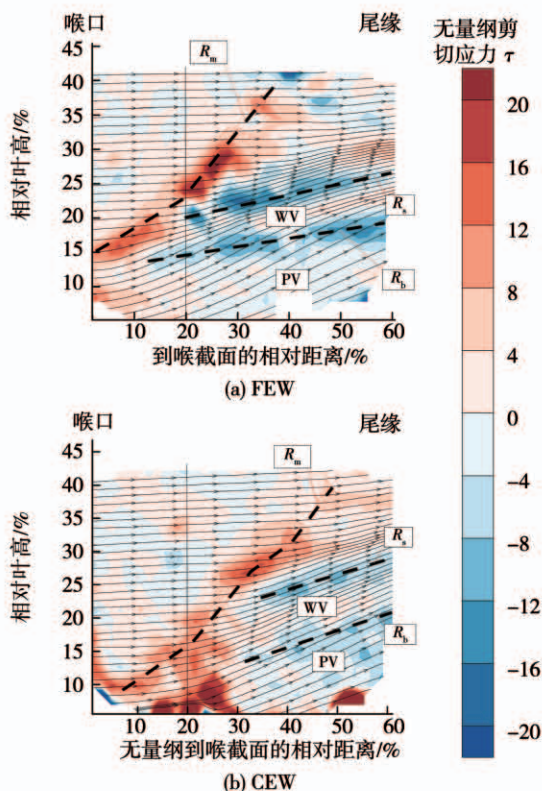


图6 平面2流线与无量纲剪切应力

Fig.6 Streamline and non-dimensional shear stress in plane II

无论是平端壁还是非轴对称端壁,均有三条高剪切应力脊线,分别为主流扩压线(R_m)、二次流分离线(R_s)和通道涡—壁面涡边界线(R_b)。 R_b 到拍摄下界之间为通道涡(PV), R_s 和 R_b 之间为壁面涡(WV), R_s 上方为二次流分离流体。 R_s 和 R_b 对应的剪切应力峰为负值,表明通道涡的流向速度>壁面涡>二次流分离流体。

非轴对称端壁中, R_b 上游、 R_m 下方存在正剪切应力高区,此处为马蹄涡分支的交汇点。由于拍摄范围的限制,平端壁叶栅中对应的交汇点未能被拍摄到,其大致位于喉口上游的某处。端壁静压的极小值点位于交汇点附近。因此,交汇点下游流体受到逆压梯度影响,近吸力面边界层流体容易发生分

离,即二次流分离。非轴对称端壁降低了叶栅中部的横向压力梯度,抑制了二次流向吸力面的迁移,因此相比于平端壁叶栅,交汇点向下游偏移,同时导致 R_m 在近端壁区域向下游偏移,起到了两方面的作用:一方面,二次流分离与壁面涡产生的起始位置随之向下游偏移,其引起的剪切掺混范围相应缩小,体现在非轴对称端壁叶栅中 R_s 和 R_b 的长度明显缩短;另一方面,非轴对称端壁叶栅中的二次流在吸力面表面发生二次流分离前,受到沿流向的顺压梯度的距离增加,因此其流向速度高于平端壁叶栅内二次流的流向速度,引起的二次流分离强度以及壁面涡的强度随之降低,体现在非轴对称端壁叶栅中 R_s 和 R_b 对应的剪切变形率低于平端壁叶栅,其峰值降低了 44.5%。

然而,在叶栅后段叶根吸力面侧静压低于原型,导致壁面涡形成后向叶中的迁移增强,体现在非轴对称端壁叶栅中 R_s 和 R_b 的斜率均高于平端壁叶栅,说明该非轴对称端壁造型仍有进一步改善的空间。

非轴对称端壁通过降低近端壁处的横向压力梯度,抑制来流边界层流体的横向迁移,抑制并推迟了二次流分离的发生,降低了叶栅通道内的剪切应力,减小了流道内的剪切掺混损失。

2.4 叶栅下游的二次流损失

剪切应力作为流场阻力的重要组成部分,可以通过尾迹体现。而尾迹中的低速流体与主流区流体的剪切掺混是流动损失的重要来源,其强度可以通过湍动能定量描述。图 7 和图 8 分别为无量纲流向速度分布云图和无量纲湍动能分布云图。其中,无量纲湍动能基于各项同性假设计算:

$$C_{TKE} = \frac{1}{2} \frac{(\tilde{u}^2 + \tilde{v}^2 + \tilde{w}^2)}{U_\infty^2} = \frac{3}{2} \frac{\tilde{u}^2}{U_\infty^2} \tag{8}$$

式中: $\tilde{u}, \tilde{v}, \tilde{w}$ 一各速度分量的波动量。

Bear 等人^[15]指出,二次流分离流体在叶栅尾缘处会形成与壁面涡旋向相反的脱脱落涡。该脱脱落涡在平面 3 中流向速度最低,湍动能最高。使用非轴对称端壁后,脱脱落涡的最低流向速度提高了 7.4%,湍动能峰值降低了 13.5%;壁面涡的强度降低,影响范围减小。

无论在平端壁还是非轴对称端壁中,通道涡区域的流向速度与主流区相差不大,与主流区掺混较弱,湍动能强度较低。因此,相比于壁面涡和脱脱落涡,通道涡引起的流动阻力和流动损失小得多,不是叶栅二次流损失的主要来源。

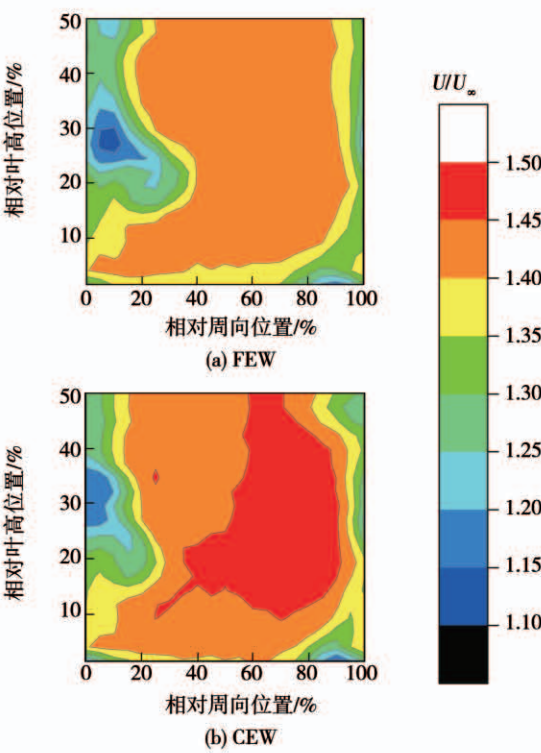


图 7 平面 3 无量纲流向速度分布云图
Fig. 7 Non-dimensional streamwise velocity distribution cloud chart in plane III

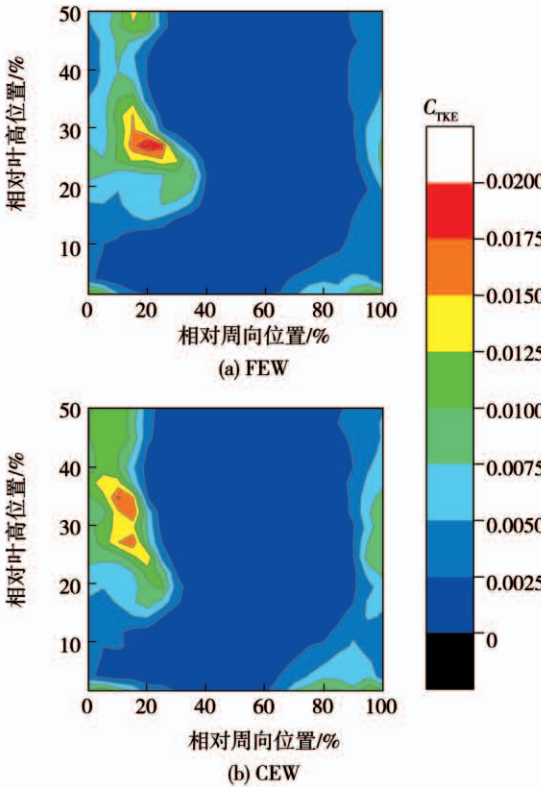


图 8 平面 3 无量纲湍动能分布云图
Fig. 8 Non-dimensional turbulence energy distribution cloud chart in plane III

3 结 论

(1) 根据 PIV 和热线测量结果,通过对流场中涡的旋流强度和剪切应力分析,比较清晰地看到了叶片压力侧马蹄涡卷吸端壁边界层在叶根吸力面侧汇聚后,在叶片吸力面表面沿叶高方向发生流动分离,形成二次流分离,并产生壁面涡结构这一过程。叶片尾缘附近,二次流分离流体形成脱落涡。壁面涡和脱落涡结构作为尾迹的一部分,其流向速度低于主流流体,因此会与主流流体产生强烈的剪切作用,引起剪切掺混损失。

(2) 非轴对称端壁的作用有两方面,一是提高叶根吸力面后段静压,降低端壁横向压力梯度,抑制马蹄涡向吸力面的横向迁移,推迟了马蹄涡在吸力面的交汇、二次流分离和壁面涡的产生,减小壁面涡结构的影响范围;二是提高端壁二次流的流向速度,降低二次流分离的强度,进而降低壁面涡和尾缘脱落涡结构的强度,从而降低叶栅二次流损失。

参考文献:

- [1] DENTON J D. Loss mechanisms in turbo machines [J]. Journal of Turbo machinery, 1993, 115(4): 621–656.
- [2] WANG H P, OLSON S J, GOLDSTEIN R J, et al. Flow visualization in a linear turbine cascade of high performance turbine blades [J]. Journal of Turbomachinery, 1997, 119(1): 1–8.
- [3] WANG S, SUN H, DI J, et al. High-resolution measurement and analysis of the transient secondary flow field in a turbine cascade [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A-Journal of Power and Energy, 2014, 228(7): 799–812.
- [4] LANGSTON L S, NICE M L, HOOPER R M. Three-dimensional flow within a turbine cascade passage [J]. Journal of Engineering for Power, 1977, 99(1): 21–28.
- [5] HARTLAND J C, GREGORY-SMITH D G, HARVEY N W, et al. Non-axisymmetric turbine end wall design: Part II experimental validation [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2000, 122(2): 286–293.
- [6] SCHOBEIRIL M T, LU K. Endwall contouring using continuous diffusion: a new method and its application to a three-stage high pressure turbine [J]. Journal of Turbomachinery, 2014, 136(1): 011006.
- [7] KNEZEVICI D C, SJOLANDER S A, PRAISNER T J, et al. Measurements of secondary losses in a turbine cascade with the implementation of nonaxisymmetric endwall contouring [J]. Journal of Turbomachinery, 2010, 132(1): 011013.
- [8] 李国君, 马晓永, 李 军. 非轴对称端壁成型及其对叶栅损失影响的数值研究 [J]. 西安交通大学学报, 2005, 39(11): 1169–1172.
- LI Guo-jun, MA Xiao-yong, LI Jun. Non-axisymmetric turbine end wall profiling and numerical investigation of its effect on the turbine cascade loss [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2005, 39(11): 1169–1172.
- [9] SUN Hao, LI Jun, SONG Li-ming, et al. Non-axisymmetric turbine endwall aerodynamic optimization design (Part I): turbine cascade design and experimental validations [C]. Düsseldorf: ASME Paper GT2014–25362, 2014.
- [10] GUO Z, BU H, SONG L, et al. Experimental test of a 3D parameterized vane cascade with non-axisymmetric endwall [J]. Aerospace Science and Technology, 2019, 85: 429–442.
- [11] 张 健, 陈 榴, 班 宇, 等. 透平叶栅非轴对称端壁的设计与优化 [J]. 工程热物理学报, 2017, 38(8): 1634–1640.
- ZHANG Jian, CHEN Liu, BAN Yu, et al. Design and optimization of non-axisymmetric endwall in turbine cascades [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2017, 38(8): 1634–1640.
- [12] ADRIAN R J, CHRISTENSEN K T, LIU Z C. Analysis and interpretation of instantaneous turbulent velocity fields [J]. Experiments in Fluids, 2000, 29(3): 275–290.
- [13] 王洪伟. 我所理解的流体力学 [M]. 北京: 国防工业出版社, 2014: 180.
- WANG Hong-wei. Fluid mechanics as I understand it [M]. Beijing: National Defence Industry Press, 2014: 180.
- [14] JABBARI M Y, GOLDSTEIN R J, MARSTON K C. et al. Three dimensional flow at the junction between a turbine blade and end-wall [J]. Wärme-und Stoffübertragung, 1992, 27: 51–59.
- [15] BEAR P, WOLFF M, GROSS A, et al. Experimental investigation of total pressure loss development in a highly loaded low-pressure turbine cascade [J]. Journal of Turbomachinery, 2018, 140(3): 031003.

(孙嘉忆 编辑)