

## 端壁造型对高压涡轮封严流和主流的影响

谢柏森<sup>1,2</sup>, 张燕峰<sup>2,3</sup>, 张子卿<sup>2,3</sup>

(1. 华北电力大学 能源动力与机械工程学院, 北京 102206;

2. 中国科学院 工程热物理研究所 轻型动力实验室, 北京 100190;

3. 中国科学院大学 航空宇航学院, 北京 100049)

**摘 要:** 轮缘封严流在保证高压涡轮正常工作的同时也会与通道主流发生相互作用, 导致掺混损失增加。以某典型高压涡轮叶栅为研究对象, 采用数值模拟的方法, 开展了轮缘封严流与主流相互影响机理研究。在此基础上, 探讨了非轴对称端壁对涡轮端区二次流的影响, 在不同封严流量下详细分析了涡轮内部损失变化情况。在封严流流量比为 0.7% 时, 非轴对称端壁减弱了端区横向压力梯度, 削弱了封严泄漏涡和马蹄涡压力面分支横向迁移的驱动力, 延缓了通道涡的形成; 当封严流流量比增大到 1.3% 时, 端区二次流的强度更大, 非轴对称端壁对端区流动损失仍然具有明显的抑制作用。必须指出的是非轴对称端壁可以削弱叶片吸力面局部的逆压梯度, 抑制角区流动分离。

**关 键 词:** 高压涡轮; 端区二次流; 封严流; 非轴对称端壁; 总压损失

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

## Influence of endwall profiling on purge flow and mainstream flow in the high-pressure turbine

XIE Bosen<sup>1,2</sup>, ZHANG Yanfeng<sup>2,3</sup>, ZHANG Ziqing<sup>2,3</sup>

(1. School of Energy Power and Mechanical Engineering,

North China Electric Power University, Beijing 102206, China;

2. Laboratory of Light-duty Gas-turbine, Institute of Engineering Thermophysics,

Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;

3. School of Aeronautics and Astronautics,

University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

**Abstract:** Because of the interaction between mainstream flow and the purge flow that can ensure the security of the engine, the flow loss increased accordingly. The typical high-pressure turbine cascade was selected, and the interaction mechanism between the purge flow and mainstream flow in the high-pressure turbine was studied by numerical simulation. On this basis, the influence of non-axisymmetric endwall on secondary flow was deeply discussed and the variation of the flow loss of turbine was analyzed in detail under two different purge flow conditions. When the mass flow ratio of the purge flow was 0.7%, the non-axisymmetrical endwall weakened the transverse pressure gradient near the hub and the driving force of the migration of the pressure side leg of horseshoe vortex and leakage vortex, and delayed the passage vortex formation. When the mass flow ratio of the purge flow increased to 1.3%, the intensity of secondary flow near the hub became stronger, but the non-axisymmetric endwall still had great effect on

收稿日期: 2021-12-20

基金项目: 国家自然科学基金(51876202); 国家重大科技专项(J2019-II-0002-0022)

作者简介: 谢柏森(1996—), 男, 硕士生, 主要从事涡轮气动热力学研究。

通信作者: 张燕峰(1983—), 男, 研究员, 博士, 主要从事航空发动机气动热力学研究。E-mail: zhangyf@iet.cn

引用格式: 谢柏森, 张燕峰, 张子卿. 端壁造型对高压涡轮封严流和主流的影响[J]. 航空动力学报, 2023, 38(9): 2241-2250. XIE Bosen, ZHANG Yanfeng, ZHANG Ziqing. Influence of endwall profiling on purge flow and mainstream flow in the high-pressure turbine[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(9): 2241-2250.

decreasing the flow loss. It must be noted that the non-axisymmetrical endwall can also weaken the local adverse pressure gradient on the blade suction side and inhibit flow separation in the corner area.

**Keywords:** high-pressure turbine; secondary flow; purge flow; non-axisymmetric endwall; total pressure loss

轮缘封严系统作为航空发动机涡轮的重要密封系统,其通过封严结构喷出封严冷气流来阻止高温、高压的主流燃气入侵盘腔,防止盘腔过热,保证涡轮运行的安全性及其使用寿命<sup>[1]</sup>。但封严冷气流会与涡轮通道主流发生复杂的相互作用,影响叶栅通道的端区流动特性,导致涡轮的气动性能发生恶化<sup>[2-3]</sup>。

Schrew 等<sup>[4]</sup>提出封严出流影响端区二次流结构是端区损失的来源之一。Hu 等<sup>[5]</sup>发现封严出流与马蹄涡发生相互作用,从而改变马蹄涡的强度。贾惟<sup>[6]</sup>分析了不同封严流流量对端区二次流的影响。张伸展等<sup>[7]</sup>研究封严流在不同封严结构内的流动变化及对主流气动性能的影响机理。

为了降低端区流动损失,不同的流动控制技术,如前缘改型<sup>[8]</sup>、翼刀<sup>[9-10]</sup>、三维造型<sup>[11]</sup>和非轴对称端壁<sup>[12]</sup>等在近几年都有了不小的发展。其中非轴对称端壁作为被动流动控制手段之一,其通过改变端壁曲率来影响叶栅通道的内部流场,对降低端区流动损失有良好的效果<sup>[13-14]</sup>。Rose<sup>[15]</sup>提出非轴对称端壁理论。Harvey 等<sup>[16-17]</sup>通过实验和数值模拟证明了非轴对称端壁可以降低流动损失。Regina 等<sup>[18]</sup>通过实验验证了封严出流会影响非轴对称端壁的实际效果。虽然近几年分别对轮缘封严流和非轴对称端壁的相关研究已经有了不小的进展,但目前国内关于非轴对称端壁对轮缘封严流和端区二次流之间相互作用的研究有限,非轴对称端壁、轮缘封严流和端区二次流的相互作用机制仍不清晰。

本文以某典型高压涡轮叶栅作为研究对象,采用数值模拟的方法,研究了轮缘封严流与主流相互影响机理,开展利用非轴对称端壁对涡轮端区二次流的流动控制研究,详细分析了涡轮内部损失变化情况,为涡轮精细化气动设计研究提供一定的理论参考。

## 1 计算模型与方法

### 1.1 非轴对称端壁造型

本文利用 NUMECA 进行非轴对称端壁的优化设计,将计算模型参数化来提供控制参数,曲线类型选取 Bezier 曲线且沿周向等距分布。参数化后得到 20 个自由控制点,并将这 20 个控制点

的高度限制为叶高的 $\pm 10\%$ ,数据库生成的方式选取离散层随机数取样模式。

非轴对称端壁的基本原理是改变端壁的曲率来降低叶栅通道的横向压力梯度,即在叶片的近压力面上凸,增大当地气流速度,减小当地静压;在叶片近吸力面下凹,减小当地气流速度,增大当地静压,从而达到减小二次流的目的。图 1 为本文设计的非轴对称端壁高度( $h$ )云图。

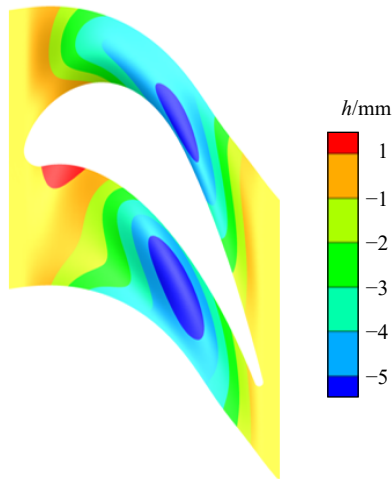


图 1 非轴对称端壁高度云图

Fig. 1 Contours of non-axisymmetric endwall height

### 1.2 计算模型

本文以某典型高压涡轮叶栅作为研究对象,其叶型几何参数如表 1 所示。轮缘封严几何结构参数如图 2 所示,封严结构出口距叶片前缘

表 1 叶型几何和气动参数

Table 1 Geometry and aerodynamics parameters of the blade

| 参数        | 数值     |
|-----------|--------|
| 弦长/mm     | 61.08  |
| 轴向弦长/mm   | 43.92  |
| 栅距/mm     | 50.445 |
| 叶高/mm     | 120    |
| 攻角/(°)    | 1.4    |
| 进口气流角/(°) | 44     |
| 出口气流角/(°) | 18.47  |
| 进口马赫数     | 0.26   |
| 出口马赫数     | 0.89   |

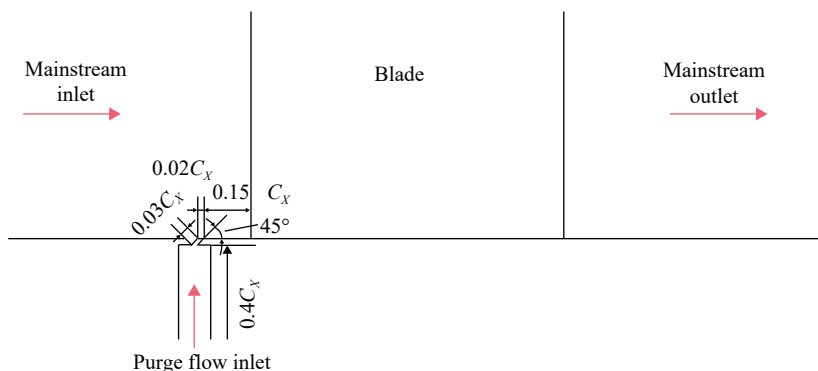


图2 轮缘封严结构

Fig. 2 Rim seal

$0.15C_x$  ( $C_x$  为轴向弦长), 封严冷气流从封严进口流入, 在封严出口流出, 并与主流发生相互作用。当主流通道压力高于封严腔内部时, 主流会通过封严间隙发生燃气入侵; 若主流压力低于封严腔内部则发生封严流的流出, 为了保证涡轮安全运行, 一般通过大量的封严气流密封主流, 达到封严出流的状态, 封严流入口边界条件设置为质量流量入口。

### 1.3 网格划分

图3为计算模型及网格, 其中包括叶片、非轴对称端壁及轮缘封严结构, 该网格利用 Auto-Grid5 绘制结构化网格。总网格数为 350 万, 并保证  $y^+ < 1$ , 其中主流流道网格数为 307 万, 轮缘封严及盘腔网格数为 43 万。

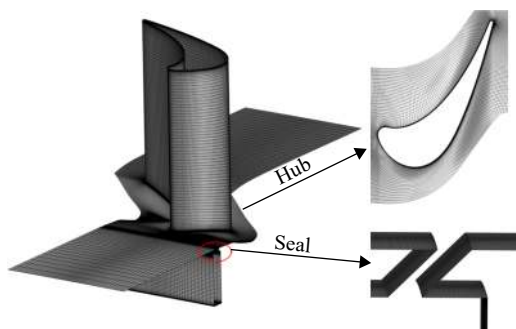


图3 计算模型及网格

Fig. 3 Numerical model and the computational grid

### 1.4 网格无关性验证

为了验证数值模拟计算结果和网格数的无关性, 利用 AutoGrid5 建立了 5 套网格, 网格总数分别为 200 万、250 万、300 万、350 万和 400 万。通过叶栅出口总压损失系数 ( $\omega$ ) 的变化来比较 5 套网格数对数值模拟计算结果的影响, 如图4所示。可以看出在网格数量达到 350 万后, 叶栅出口总压

损失系数的变化较小, 相对偏差在 0.1% 左右, 故后续的数值研究均采用 350 万网格数的计算模型。

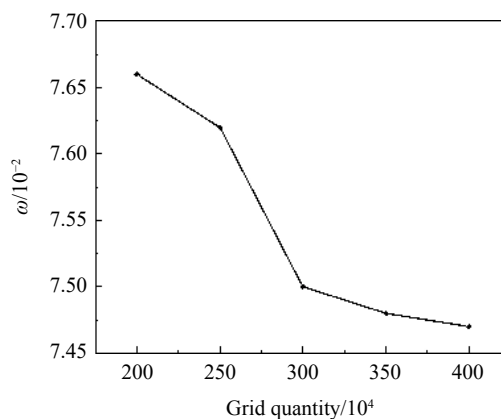


图4 网格无关性验证

Fig. 4 Grid independent verification

### 1.5 数值方法校核

本文的数值计算软件采用 CFX 软件, CFX 采用基于有限元法的有限体积法, 其流动控制方程为经过雷诺平均处理的 N-S (Navier-Stokes) 方程。湍流模型选取 shear stress transport (SST) 湍流模型, 该模型对于存在逆压梯度的分离流动计算的精度较高。差分格式均采用高精度离散格式, 该格式利用非线性混合因子使光滑流场接近于 2 阶精度, 在流场梯度较大的区域, 为了避免过高的色散误差引起的非物理振荡, 通过调整混合因子引入迎风特性。此外, 选择包含动能效应的总能量传热模型, 湍流 Prandtl 数设置为 0.9。本文数值计算的边界条件由实验工况给定, 入口边界层由实验测得, 工质为理想气体, 主流入口给定总温、总压以及气流角, 出口给定平均静压, 轮缘封严入口给定入口法向速度和周向速度。

图5对比了数值模拟与实验结果的静压系数 ( $C_p$ ) 分布和栅后  $0.4C_x$  处总压损失系数, 其中  $H$

为叶高。该实验在高速平面叶栅实验台完成,实验叶栅由4个平面叶片、1个压力面和1个吸力面组成5个流道<sup>[2]</sup>。主流供气由2台额定功率为1 000 kW的离心式空气压缩机提供,封严供气由1台额定功率为100 kW的螺旋压缩机提供,通过调节二次供气室入口和出口之间的流量差来控制进入封严结构的封严流流量。通过测试前的测量和调整,使进气均匀性和出风周期性满足相关要求。测量装置采用毕托管、三孔探针、精密质量流量计等装置进行测量,测量了测试段入口处和封严结构入口处的总温总压、叶片的载荷分布以及栅后 $0.4C_x$ 处叶栅通道的压力分布。由图5可以看出,数值模拟与实验吻合良好,在整体上趋势一致。上述验证说明本文所采用的数值计算方法在精度上可行,可以支撑对端区二次流的研究。

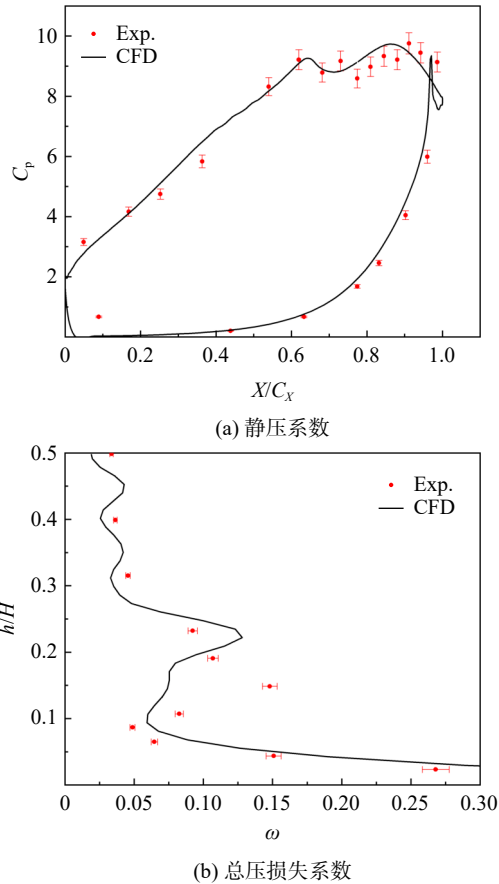


图5 数值模拟结果和实验结果对比

Fig. 5 Comparison of results of numerical simulation and experiment

## 1.6 参数定义

封严流质量流量比( $M_{fr}$ )定义为

$$M_{fr} = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_1} \quad (1)$$

式中 $\dot{m}_s$ 和 $\dot{m}_1$ 分别为封严流质量流量和主流质量流量。

静压系数( $C_p$ )定义为

$$C_p = \frac{p_{10} - p'}{p_{10} - p_1} \quad (2)$$

式中 $p_{10}$ 为主流进口质量平均总压, $p_1$ 为主流进口质量平均静压, $p'$ 为当地静压。

总压损失系数( $\omega$ )定义为

$$\omega = \frac{p_{eff} - p'_0}{p_{10} - p_2} \quad (3)$$

式中 $p'_0$ 为当地总压, $p_2$ 为主流出口质量平均静压, $p_{eff}$ 为进口主流和封严流的混合总压,其定义为

$$p_{eff} = \frac{\dot{m}_1 p_{10} + \dot{m}_s p_{s0}}{\dot{m}_1 + \dot{m}_s} \quad (4)$$

式中 $p_{s0}$ 为封严流进口总压。

流向涡量( $w_s$ )定义为<sup>[19]</sup>

$$w_s = w_x \cos \alpha + w_y \sin \alpha \quad (5)$$

式中 $w_x$ 和 $w_y$ 分别为涡量的轴向分量和周向分量, $\alpha$ 为质量平均流动角。

无量纲化的流向涡量( $C_{ws}$ )定义为

$$C_{ws} = \frac{w_s C}{V_{cl}} \quad (6)$$

式中 $C$ 为叶片弦长, $V_{cl}$ 为主流入口的中截面线平均速度。

## 2 计算结果分析

### 2.1 轮缘封严流对端区二次流的影响

图6为3种工况下动叶进口涡结构图,其中AEW(axisymmetric endwall)为轴对称端壁。旋涡识别方法使用 $Q$ 准则。流场中速度梯度张量可以分解成对称张量和反对称张量,当旋转大于变形,即 $Q$ 为正值时,则认为存在旋涡。 $Q$ 准则是常见的旋涡识别方法,适用于叶轮机械内部的二次流动,可以识别涡的位置以及各种大小涡。从图6对比中可以看出,当引入轮缘封严流后,叶片进口涡系更为复杂,这是因为轮缘封严流的周向动量与主流不同,在黏性剪切作用力的作用下,轮缘封严结构会在封严出口处诱导出新的涡系——封严泄漏涡<sup>[20]</sup>。对比图6(b)和图6(c)可以看出,随着封严流的增大,封严泄漏涡随之增强,由于封严泄漏涡涡量为正向,与马蹄涡压力面(PS)分支的涡量方向相同,因此封严泄漏涡在沿着叶片

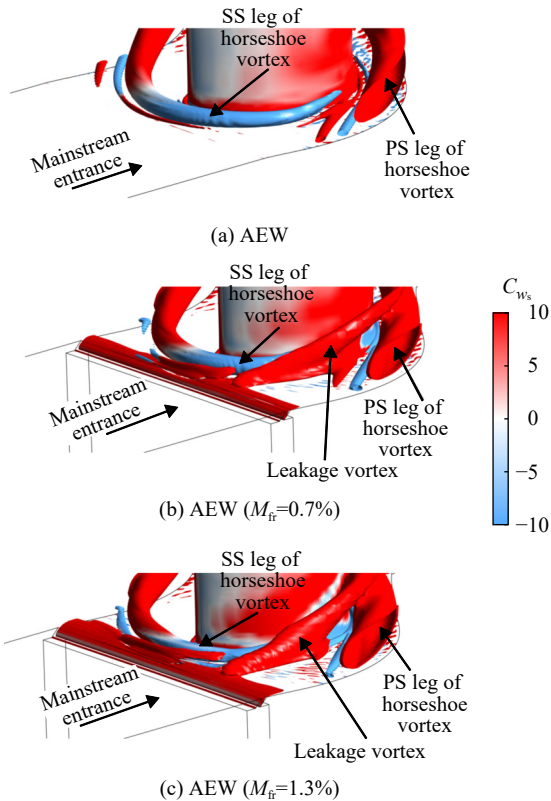


图6 叶栅进口涡结构

Fig. 6 Vortex structures at the cascade inlet

吸力面(SS)抬升过程中会与马蹄涡压力面分支混合,增大马蹄涡压力面分支涡强度。

图7为封严出流在叶片前缘处的流线分布图,图中流线均为轮缘封严流,可以看出一部分封严流在叶片吸力面前缘流出,形成封严泄漏涡沿着叶片吸力面流动;另一部分封严流在叶片压力面前缘流出,在横向压力梯度驱动下,随着马蹄涡压力面分支向叶片吸力面迁移。当封严流质量流量比为0.7%时,大部分的封严出流在吸力面形成封严泄漏涡,只有小部分封严流被卷入马蹄涡压力面分支;当封严流质量流量比增加到1.3%后,封严泄漏涡随之增强,同时在叶片压力面前缘,被卷入马蹄涡压力面分支的封严冷气流低能流体增多,马蹄涡压力面分支的核心涡量变化不明显但其旋涡尺寸增加。

图8为封严出流在叶片尾缘处的流线分布图,从图中可以看出轮缘封严流在叶栅通道流动的过程中会分成3个部分,大部分封严流沿流向呈顺时针方向旋转,与马蹄涡压力面分支相互掺混壮大通道涡的强度;另一部分汇入壁面涡,其旋转方向的通道涡相反;而一小部分的封严出流会沿着端壁流动,成为角涡的一部分。

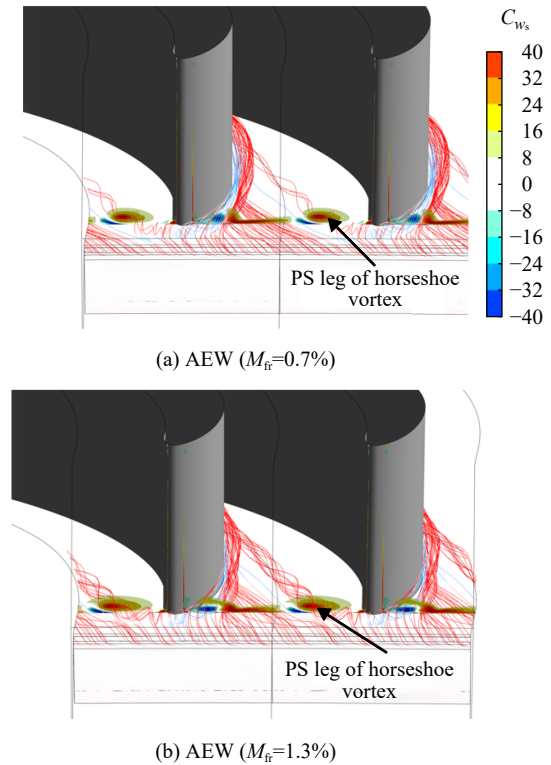


图7 封严出流在叶片前缘处的流线分布图

Fig. 7 Distribution of purge flow at leading edge of blade

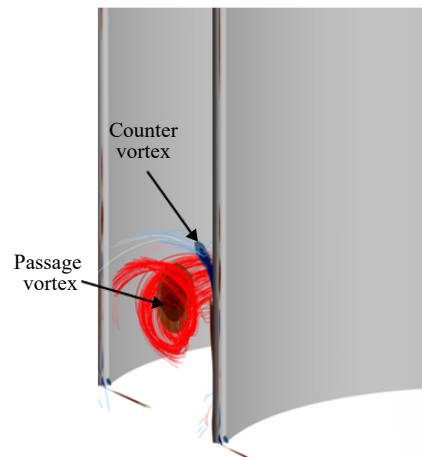
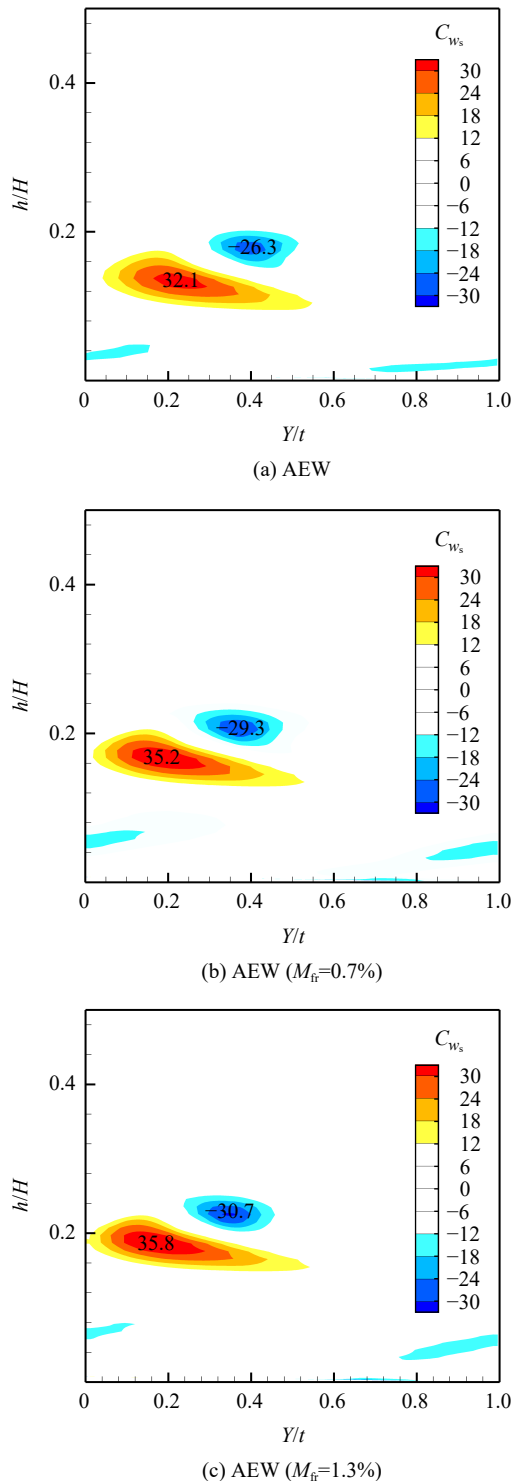


图8 封严出流在叶片尾缘处的流线分布图

Fig. 8 Distribution of purge flow at trailing edge of blade

图9为栅后 $0.4C_x$ 处流向涡量云图,其中 $t$ 为栅距,从图中可以看出,随着封严流流量增大,通道涡和尾缘脱落涡的径向位置有所升高,这是由于封严出流存在径向速度分量带来的挤压作用;同时通道涡和尾缘脱落涡的核心峰值和范围均增大,这是因为封严泄漏涡和马蹄涡压力面分支的涡量方向均为正向,在叶栅通道流动过程中两者相互掺混,导致通道涡涡量增加。同时一部分封严出流与壁面涡混合使得尾缘脱落涡涡量增大。

图9 栅后 $0.4C_x$ 处流向涡量云图Fig. 9 Contour of dimensionless streamwise vorticity on plane  $0.4C_x$  downstream of blade

## 2.2 非轴对称端壁对端区二次流的控制

轴对称端壁压力面静压较高,吸力面静压较低,因此形成较大的横向压力梯度,而非轴对称端壁在近压力面端壁上凸使得当地的气流速度增加,静压减小,在近吸力面端壁下凹使得当地的气流速度减小,静压增加,从而减弱了叶栅通道

之间的横向压力梯度。横向压力梯度的减小使得马蹄涡压力面分支从叶片压力面迁移到吸力面的驱动力减弱,同时壁面边界层中低能流体卷入通道涡的驱动力也减弱,这有利于抑制通道涡的强度。

图10为10%叶高处的叶片表面静压系数图,其中NAEW(non-axisymmetric endwall)为非轴对称端壁。从图中可以看出,封严流流量改变对叶片压力面影响不大。但在吸力面,随着封严流量增加,叶片中后段的静压系数不断升高,这是因为封严泄漏涡发展到适当的高度后,叶片吸力面压力减小,使得从叶片中部到尾缘的载荷增加所致。图中非轴对称端壁计算模型的横向压差明显减小,使得叶型负荷变成典型的后加载叶型,这表明马蹄涡的压力面分支从叶片压力面到达吸力面的时间被推迟,通道涡的发展受到抑制。同时从图上可以看出,轴对称端壁计算模型在叶片相对轴向弦长0.65和0.9处,吸力面出现两个峰值,这说明此处出现逆压梯度段,逆压梯度段的出现会加剧角区的流动分离,增大端区的流动损失。

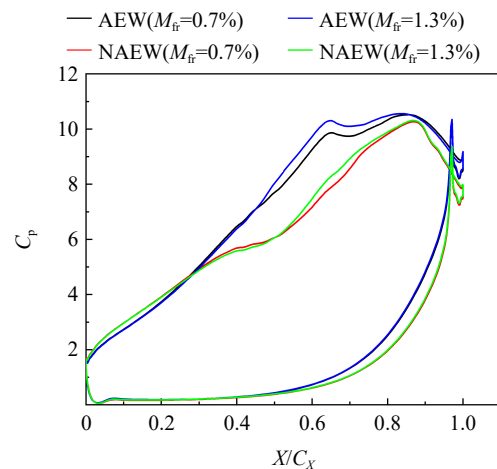


图10 叶片表面静压系数

Fig. 10 Static pressure coefficient on the blade surface

图11为相对轴向弦长0.65和0.9处的流向涡图。从图11(a)中可以看出,相比轴对称端壁计算模型,非轴对称端壁计算模型在相对轴向弦长0.65处角涡的范围大小降低,即非轴对称端壁抑制了此处角区的流动分离。其原因是在该处非轴对称端壁的吸力面局部下凹,使得当地静压升高,减小了此处的逆压梯度,导致角涡涡量减小。而轴对称端壁在相对轴向弦长0.65处静压较低,因此存在较大的逆压梯度段(如图10所示),该逆压梯度段加剧了此处角区的流动分离,产生涡量较大的角涡,该角涡在后续流动中向上抬升,使

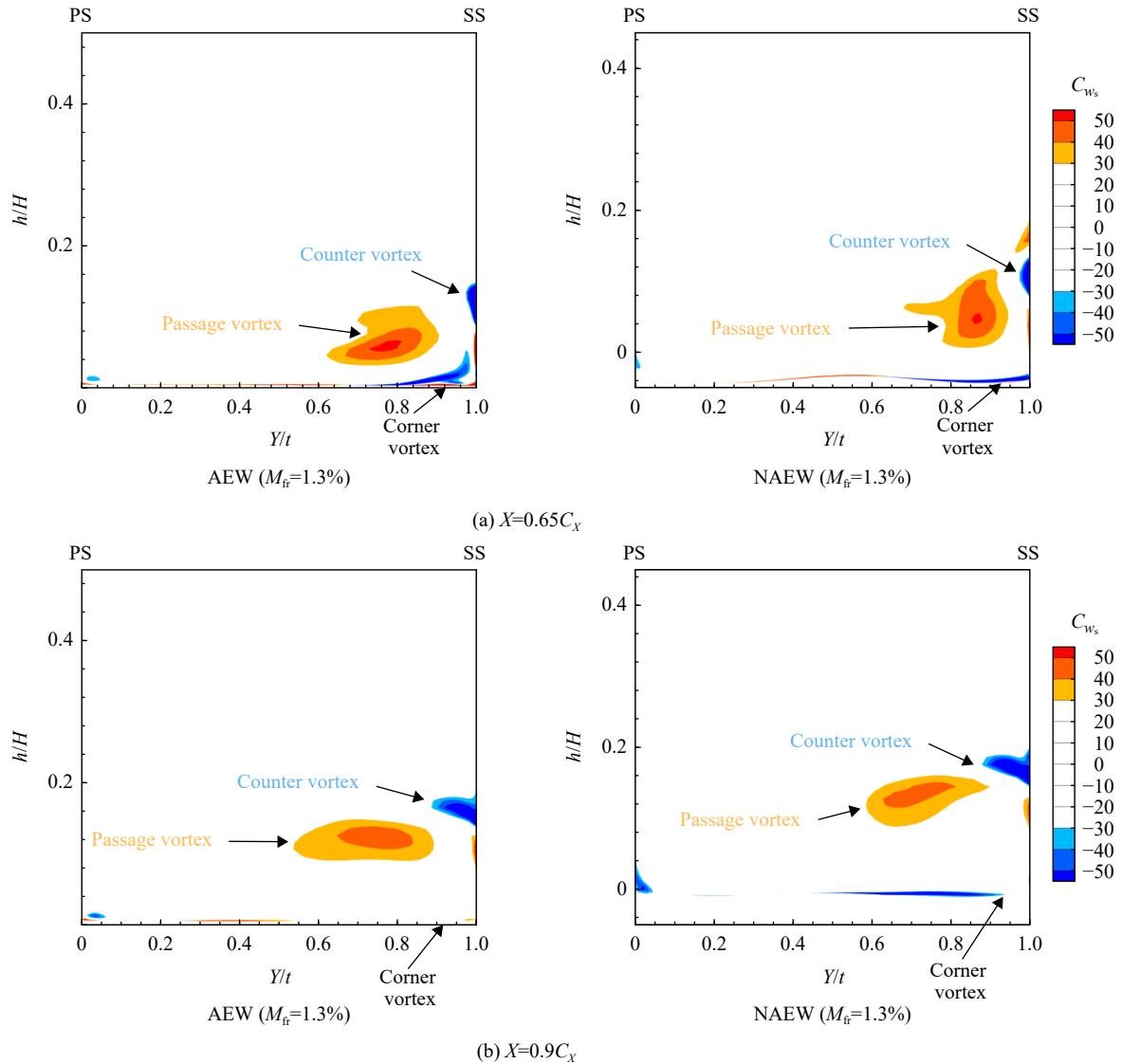


图 11 流向涡量云图

Fig. 11 Contour of dimensionless streamwise vorticity

得叶栅出口近端区Ⅱ(叶高 10% 处)的总压损失增大。而在相对轴向弦长 0.9 处非轴对称端壁的吸力面局部下凹,使得当地静压升高,静压系数快速下降,增大了此处的逆压梯度(如图 10 所示)。从图 11(b)中可以看出,相比轴对称端壁计算模型,非轴对称端壁计算模型在此处的角区加剧了流动分离及发展,使得角涡涡量增强,这使得非轴对称端壁模型在叶栅出口的近端区Ⅰ(叶高 5% 处)的总压损失略大于轴对称端壁。

图 12 呈现了轮缘封严流质量流量比为 0.7% 和 1.3% 时叶栅通道内总压损失系数沿流向空间分布,其中 SHV 和 PHV 分别为马蹄涡的吸力面分支和压力面分支, LV 为封严泄漏涡。图中截面 1、2、3、4 分别位于叶栅轴向弦长  $0.01C_x$ 、 $0.33C_x$ 、 $0.66C_x$ 、 $0.99C_x$  处。通过对比图 12(a)中两图的截

面 4 可以看出,非轴对称端壁计算模型由通道涡引起的总压损失系数核心区域明显减小,并且封严泄漏涡和通道涡的混合相比轴对称端壁计算模型推迟。这是因为非轴对称端壁使得叶栅通道的横向压力梯度减小,横向压力梯度减小使得马蹄涡压力面分支的驱动力减弱,因此在叶栅通道流动的过程中,马蹄涡压力面分支与封严泄漏涡相对独立发展,形成了两个较小的涡核,只有外层流体相互卷吸作用,这减小了通道涡在形成的过程中掺混损失的剧烈强度。因此,非轴对称端壁通过减弱横向压力梯度来推迟封严泄漏涡与马蹄涡压力面分支混合,使得封严流质量流量比为 0.7% 时非轴对称端壁计算模型的通道涡的总压损失系数远小于其他工况。对比图 12(a)和图 12(b)中非轴对称端壁计算模型的截面 4 可以看出,随

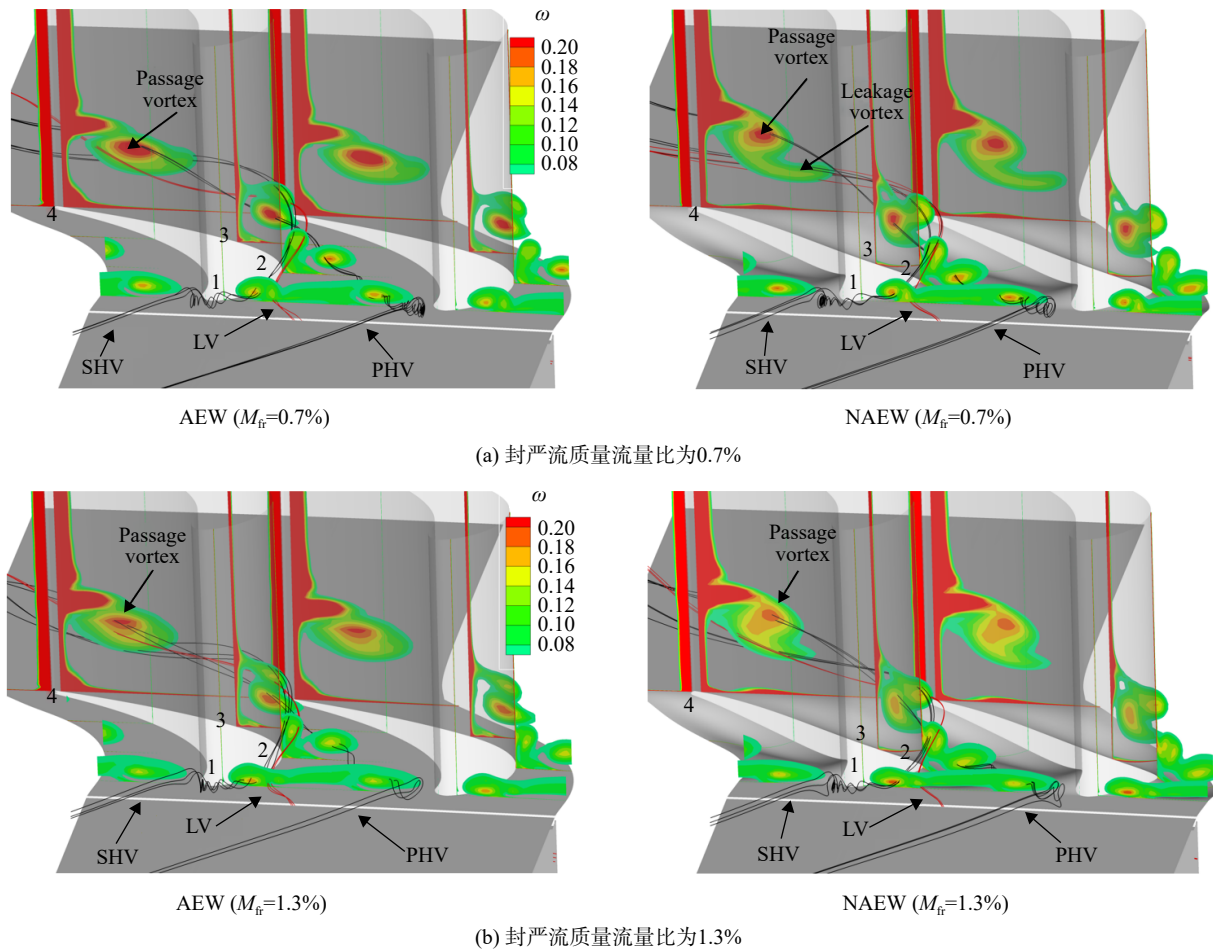


图 12 叶栅通道内总压损失系数沿流向空间分布

Fig. 12 Distribution along the flow direction of the total pressure loss coefficient in cascade passage

着封严流量增大,封严泄漏涡和马蹄涡压力面分支在此处的混合程度加剧,形成了1个更为完整的通道涡,这是因为封严流流量的增大会对掺混过程起推动作用。当封严流量越大,被卷入马蹄涡压力面分支的封严流低能流体越多,马蹄涡压力面分支涡量增强并且到达吸力面的时间缩短,因此封严流量的增大加剧了马蹄涡压力面分支与泄漏涡的混合。同时对比图12(b)中两图的截面4可以看出,相比轴对称端壁计算模型,非轴对称端壁计算模型减小了由通道涡引起的总压损失系数核心区域,同时对马蹄涡压力面分支与封严泄漏涡的混合仍然有所推迟。因此,非轴对称端壁可以通过减小叶栅通道间的横向压力梯度来抑制通道涡的形成,从而减小端区损失,但是大流量封严流会加剧封严泄漏涡和马蹄涡压力面分支的混合,其导致的混合损失增大,使得非轴对称端壁对端区流动的改善效果受到抑制。

图13为封严流质量流量比为0.7%时轴对称端壁和非轴对称端壁计算模型、封严流质量流量

比为1.3%时轴对称端壁和非轴对称端壁计算模型4种工况下的叶栅出口总压损失系数图,图中End Zone I为近端区I,End Zone II为近端区II。从图中可以看出:封严流量较小( $M_{fr}=0.7\%$ )时,非轴对称端壁计算模型由通道涡引起的总压损失系数峰值最小;而在封严流量较大时,( $M_{fr}=1.3\%$ )时,非轴对称端壁计算模型由通道涡引起的总压损失

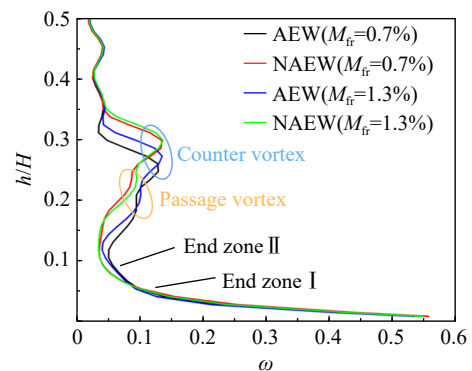


图 13 叶栅出口总压损失系数

Fig. 13 Total pressure loss coefficient at cascade outlet

系数峰值相比轴对称端壁计算模型有所减小,但减小的幅度有限。同时可以看出,在封严流质量流量比相同时,非轴对称端壁计算模型在近端区Ⅱ的总压损失系数相比轴对称端壁计算模型减小,而在近端区Ⅰ的总压损失系数相比轴对称端壁计算模型有所增大,这与前述相符。

图14为叶栅出口面平均总压损失系数( $\bar{\omega}$ )柱状图。当封严流量较小时( $M_{fr}=0.7\%$ )时,非轴对称端壁计算模型的叶栅出口面平均总压损失系数为0.0748,轴对称端壁计算模型的叶栅出口面平均总压损失系数为0.0781,总压损失系数减小了4.2%。但是,与无封严流工况下轴对称端壁计算模型的叶栅出口面平均总压损失系数为0.0729相比,总压损失系数增大了2.4%。当封严流量较大( $M_{fr}=1.3\%$ )时,非轴对称端壁计算模型的叶栅出口面平均总压损失系数为0.078,轴对称端壁计算模型的叶栅出口面平均总压损失系数为0.0813,总压损失系数减小了4%。但与无封严流工况下轴对称端壁计算模型的叶栅出口面平均总压损失系数0.0729相比,总压损失系数增加了6.5%。这表明随着封严流流量的增加,封严出流带来的额外掺混损失占主要作用,非轴对称端壁的改善效果受到限制。非轴对称端壁可以起到减小总压损失的效果,但难以完全抵消封严出流造成的额外掺混损失。

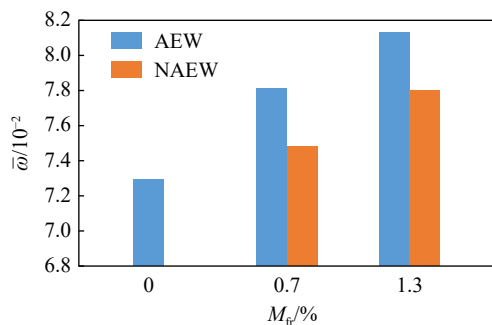


图14 叶栅出口面平均总压损失系数

Fig. 14 Average surface total pressure loss coefficient at cascade outlet

### 3 结 论

1) 非轴对称端壁减小了叶片通道之间的横向压力梯度,使得叶片变为典型的后加载叶片,这导致马蹄涡压力面分支从叶片压力面迁移到吸力面的驱动力减弱,同时减少了端壁边界层内的低能流体卷入通道涡,有助于减小通道涡的强度。

同时非轴对称端壁在吸力面相对轴向弦长0.65处局部下凹,使得该处静压上升,减弱了此处逆压梯度段,有利于抑制角区流动分离及发展,使得端区流动损失减小。

2) 当封严流质量流量比为0.7%时,非轴对称端壁削弱了封严泄漏涡和马蹄涡压力面分支横向迁移的驱动力,封严泄漏涡在叶栅通道流动过程中相对独立发展而不是与马蹄涡压力面分支剧烈掺混,延缓了通道涡的形成并使得流动损失系数减小了4.2%。当封严流质量流量比为1.3%时,一部分封严出流被卷入马蹄涡压力面分支,加剧了马蹄涡压力面分支和泄漏涡的混合,但非轴对称端壁通过减小叶栅横向压力梯度,使得流动损失系数减小了4%,对端区流动损失仍然具有明显的抑制作用。

### 参考文献:

- [1] SCOBIE J A, SANGAN C M, OWEN J M, et al. Review of ingress in gas turbines[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2016, 138(12): 120801.1-120801.16.
- [2] ZHANG Ziqing, ZHANG Yingjie, DONG X, et al. Flow mechanism between purge flow and mainstream in different turbine rim seal configurations[J]. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2020, 33(8): 2162-2175.
- [3] 杨帆, 周莉, 王占学. 轮缘封严气流与主流涡系交互作用的非定常数值研究[J]. *推进技术*, 2019, 40(2): 315-323.  
YANG Fan, ZHOU Li, WANG Zhanxue. Unsteady numerical investigation on vortex interaction between rim seal flow and mainstream[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2019, 40(2): 315-323. (in Chinese)
- [4] SCHREWE S, WERSCHNIK H, SCHIFFER H P. Experimental analysis of the interaction between rim seal and main annulus flow in a low pressure two stage axial turbine[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2013, 135(5): 1790-1791.
- [5] HU Jialin, DU Qiang, LIU Jun, et al. Flow development through HP&LP turbines: Part II effects of the hub endwall secondary sealing air flow on the turbine's mainstream flow[J]. *Journal of Thermal Science*, 2017, 26(4): 308-315.
- [6] 贾惟. 轮毂封严对涡轮端区流动影响的数值研究[J]. *热能动力工程*, 2018, 33(8): 20-29.  
JIA Wei. Numerical investigation of influence of rim seal purge flow on turbine endwall flows[J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2018, 33(8): 20-29. (in Chinese)
- [7] 张仲展, 温风波, 赵志奇, 等. 高压涡轮封严冷气对主流气动性能的影响[J]. *航空动力学报*, 2018, 33(5): 1215-1225.  
ZHANG Shenzhan, WEN Fengbo, ZHAO Zhiqi, et al. Effects of the rim seal coolant gas on aerodynamic performance of mainstream flow in high-pressure turbine[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2018, 33(5): 1215-1225. (in Chinese)
- [8] DEVENPORT W J, AGARWAL N K, DEWITZ M B, et al. Effects of a fillet on the flow past a wing-body junction[J]. *AIAA Journal*, 2012, 28(12): 2017-2024.
- [9] RUBECCHINI F, GIOVANNINI M, ARNONR A, et al. Reducing secondary flow losses in low-pressure turbines with blade fences:

- Part I design in an engine-like environment[R]. ASME Paper GT2019-91280, 2019.
- [10] GIOVANNINI M, RUBECHINI F, AMATO G, et al. Reducing secondary flow losses in low-pressure turbines with blade fences: Part II experimental validation on linear cascades[R]. ASME Paper GT2019-91284, 2019.
- [11] 米攀, 李清华, 安利平. 多级轴流压气机静子三维造型优化设计[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2017, 30(5): 13-17.  
MI Pan, LI Qinghua, AN Liping. 3D optimization design of multi-stage axial flow compressor stator[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2017, 30(5): 13-17. (in Chinese)
- [12] REZASOLTANI M, SCHOEIRI M T, HAN J C. Experimental investigation of the effect of purge flow on film cooling effectiveness on a rotating turbine with non-axisymmetric endwall contouring[J]. Journal of Turbomachinery, 2014, 136(9): 91009.1-91009.10.
- [13] HARVEY N W, ROSE M G, TAYLOR M D, et al. Non-axisymmetric turbine endwall design: Part I three-dimensional linear design system[J]. Journal of Turbomachinery, 2000, 122(2): 278-285.
- [14] HARTLAND J C, GREGORY-SMITH D G, HARVEY N W, et al. Non-axisymmetric turbine endwall design: Part II experimental validation[J]. Journal of Turbomachinery, 2000, 122(2): 286-293.
- [15] ROSE M G. Non-axisymmetric endwall profiling in the HP NGV's of an axial flow gas turbine[R]. ASME Paper 1994-GT-249, 1994.
- [16] HARVEY N W. Some effects of non-axisymmetric endwall profiling on axial flow compressor aerodynamics: Part I linear cascade investigation[R]. ASME Paper GT-2008-50990, 2008.
- [17] HARVEY N W, OFFORD T P. Some effects of non-axisymmetric endwall profiling on axial flow compressor aerodynamics: Part II multi-stage HPC CFD study[R]. ASME Paper GT-2008-50991, 2008.
- [18] REGINA K, KALFAS A I, ABHARI R S, et al. Aerodynamic robustness of endwall contouring against rim seal purge flow[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition. Dusseldorf, Germany: International Gas Turbine Institute, 2014: 1-14.
- [19] 朱俊强, 屈骁, 张燕峰, 等. 高负荷低压涡轮内部非定常流动机理及其控制策略研究进展[J]. 推进技术, 2017, 38(10): 2186-2199.  
ZHU Junqiang, QU Xiao, ZHANG Yanfeng, et al. Research progress on unsteady flow mechanism and control strategies of high-lift low pressure turbine[J]. Journal of Propulsion Technology, 2017, 38(10): 2186-2199. (in Chinese)
- [20] SCHUEPBACH P, ABHARI R S, ROSE M G, et al. Influence of rim seal purge flow on the performance of an endwall-profiled axial turbine[J]. Journal of Turbomachinery, 2011, 133(2): 021011.1-021011.10.

(编辑: 陈越)