

# 冲击式凹槽叶尖流动换热特性

皮 骏<sup>1</sup>, 杜旭博<sup>2</sup>, 孔庆国<sup>3</sup>, 刘斯童<sup>4</sup>

- (1. 中国民航大学 通用航空学院, 天津 300300;
2. 中国民航大学 航空工程学院, 天津 300300;
3. 中国民航大学 中欧航空工程师学院, 天津 300300;
4. 艾德蒙社区学院, 美国 华盛顿 98036)

**摘 要:** 针对冲击式凹槽叶尖的流动换热特性,采用数值模拟方法,详细分析了三种冲击式凹槽结构和三种凹槽助肋结构的间隙泄漏流场、叶尖二次流损失、叶尖总压损失系数和叶尖表面传热系数,同时考虑了助肋位置、数量和凹槽深度的影响。结果表明:叶尖凹槽前缘助肋抑制了间隙泄漏涡吸力侧分支,增强了泄漏流在凹槽内的分离流动。同一凹槽深度,双肋凹槽叶尖的相对总压损失最小,研究范围内减小约 13%。冲击式凹槽叶尖增强了泄漏流在凹槽内的掺混流动,减小了泄漏流的动能。同一凹槽深度,冲击式双肋凹槽叶尖的相对总压损失最小,研究范围内减小约 18%。冲击式凹槽叶尖减小了泄漏流在凹槽底面的再附,增大了泄漏流在叶尖突肩壁面的再附,突肩壁面出现高传热系数区域。

**关 键 词:** 冲击式凹槽; 叶尖泄漏流; 二次流损失; 总压损失系数; 表面传热系数

**中图分类号:** V231.1      **文献标志码:** A

## Investigation on flow and heat transfer characteristics of impulse squealer tip

PI Jun<sup>1</sup>, DU Xubo<sup>2</sup>, KONG Qingguo<sup>3</sup>, LIU Sitong<sup>4</sup>

- (1. College of General Aviation,  
Civil Aviation University of China, Tianjin 300300, China;
2. School of Aeronautical Engineering,  
Civil Aviation University of China, Tianjin 300300, China;
3. Sino-European Institute of Aviation Engineering,  
Civil Aviation University of China, Tianjin 300300, China;
4. Edmonds Community College, Washington 98036, USA)

**Abstract:** In order to study the aerothermal performance of impulse squealer tip, three impulse squealer and three assisted rib squealer configurations were investigated using numerical simulation method. The gap leakage flow field, tip secondary flow loss, tip total pressure loss and heat transfer coefficient were discussed in detail. The results showed that the squealer leading edge ribs suppressed the suction side branch of over tip leakage vortex, enhanced the over tip leakage flow separation in the squealer. With the same squealer depth, the relative total pressure loss of the double-ribbed squealer tips was the smallest, and the

收稿日期:2018-05-15

基金项目:国家自然科学基金委员会与中国民用航空局联合资助(U1633101);  
中央高校基本科研业务费民航大学专项(3122013H001)

作者简介:皮骏(1973—),男,副教授,博士,主要从事航空发动机振动故障分析方面的研究。

引用格式:皮骏,杜旭博,孔庆国,等.冲击式凹槽叶尖流动换热特性[J].航空动力学报,2019,34(2):331-340. PI Jun, DU Xubo, KONG Qingguo, et al. Investigation on flow and heat transfer characteristics of impulse squealer tip[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(2): 331-340.

maximum decrease was up to 13% within the research range. The impulse squealer tip enhanced the leakage flow mixing in the squealer, reduced the kinetic energy of the leakage flow. With the same squealer depth, the relative total pressure loss of the impulse double-ribbed squealer tip was the smallest, and the maximum decrease was up to 18% within the research range. The impulse squealer tip reduced the leakage flow re-attachment on the cavity floor, increased the leakage flow re-attachment on the rim and rib surface of the squealer, and a high heat transfer coefficient area appeared on the rim and rib surface.

**Key words:** impulse squealer; over tip leakage flow; secondary flow loss; total pressure loss coefficient; heat transfer coefficient

高压涡轮转子无冠叶尖与机匣端壁之间存在间隙,高温燃气流在叶片压力侧与吸力侧压力差作用下产生叶尖泄漏流动。叶尖泄漏流动造成涡轮级间效率的损失和叶尖高温场<sup>[1]</sup>,因此,获得良好的叶尖流动换热性能是涡轮机械设计者所要面临的重大挑战。

从20世纪70年代开始,国内外的专家学者开展了对叶尖泄漏流动机理的研究。Mayle和Metzger<sup>[2]</sup>在低速实验台上对平顶叶尖上的表面传热系数 $h$  (heat transfer coefficient)进行了研究,分析了叶尖泄漏流动机理。Bindon等<sup>[3]</sup>通过研究平顶叶尖和机匣端壁的压力分布发现,叶尖泄漏流动主要发生在叶尖弦向中部。Yamamoto<sup>[4]</sup>利用实验方法研究发现,叶尖泄漏流的总压损失受到叶尖间隙的影响。凹槽叶尖的应用是叶尖结构设计的重大突破,一些学者对叶尖突肩位置和几何尺寸进行了研究。Kwak等<sup>[5]</sup>用实验方法研究发现,吸力侧单突肩比双突肩叶尖得到更低的 $h$ ,且压力面的壁面 $h$ 受叶尖间隙影响较大。Cengiz等<sup>[6]</sup>指出,叶尖部分突肩结构能够减弱叶尖泄漏流强度,叶尖壁面的泄漏流再附较为复杂。Nasir等<sup>[7]</sup>研究发现,凹槽叶尖增大了泄漏流在叶尖前缘的再附,减小了泄漏流在叶尖后缘的再附。Wang等<sup>[8]</sup>对突肩宽度进行了研究,发现增加突肩宽度使叶尖凹槽内的分离涡减小,叶尖壁面平均 $h$ 增大。Zhou等<sup>[9]</sup>进一步对突肩宽度和高度的综合研究发现,减小突肩宽度使叶尖壁面的热载荷减小,增大突肩高度使压力面的泄漏流分离增大,减少了叶尖泄漏损失。钟芳盼等<sup>[10]</sup>在跨声速条件下研究发现叶尖凹槽减小了叶尖泄漏流出口角和主流流向角之间的偏离角度,降低了叶尖泄漏流造成的流动损失。成锋娜等<sup>[11]</sup>进行了突肩叶尖尾缘开槽的相关研究,发现吸力侧尾缘开槽可以改变开槽附近泄漏流的流动路径,有效抑制其与主流的掺混,减小叶尖泄漏损失。

近年来,又有专家学者对新型叶尖结构做了研究。Nho等<sup>[12]</sup>用实验方法在涡轮叶栅平台上对多种叶尖结构(平叶顶、单一或双突肩、凹坑,棱槽和斜坡叶尖)的研究结果表明,双突肩凹槽叶尖结构具有较低的总压损失和壁面传热系数。Zhong等<sup>[13]</sup>对叶尖小翼的研究结果表明,吸力侧小翼能够减弱叶尖泄漏流动的强度,使泄漏涡中心远离叶片吸力侧。Park等<sup>[14]</sup>对叶尖凹槽肋的研究结果表明,凹槽肋减弱了叶尖前缘泄漏流的再附,却增大了叶尖后缘泄漏流的再附,叶尖泄漏流动的总压损失减小。

为了减小无冠叶片的叶尖泄漏损失,本文提出一种新型叶尖冲击式凹槽结构。利用数值方法详细研究分析了冲击式凹槽叶尖的流动换热特性,同时考虑了凹槽深度、冲击式肋数量及其位置的影响,研究结论以期对涡轮叶片的叶尖凹槽结构设计提供参考和帮助。

## 1 物理模型和数值计算方法

### 1.1 计算模型

本文计算叶型来自文献[15],详细的叶型参数见表1。叶高 $h=70.2\text{ mm}$ ,取叶尖间隙高度 $\delta=0.702\text{ mm}=0.01h$ 。考虑凹槽深度的影响,取叶尖凹槽深度 $h_s$ 分别为 $2\delta$ 、 $3\delta$ 、 $4\delta$ 。叶栅计算域采用具有周期性边界的单个叶片计算域,计算域进口段长度为1倍叶片轴向弦长,气流进口边界层充分发展。出口段为1.5倍叶片轴向弦长,气流出口充分掺混。由于间隙泄漏流动的影响范围局限在叶尖附近,讨论叶尖泄漏损失时,将计算域底面设为对称面<sup>[16]</sup>,将半叶高处的流动损失作为叶型损失,计算域进口到叶栅进口的损失作为叶栅进口边界层损失。

考虑冲击式肋数量和肋位置的影响,本文共研究了7种叶尖凹槽模型,如图1所示:标准

凹槽叶尖模型(S),双肋凹槽叶尖模型(R),冲击式双肋凹槽叶尖模型(R-I),前缘肋凹槽叶尖模型(RL),冲击式前缘肋凹槽叶尖模型(RL-I),后缘肋凹槽叶尖模型(RT),冲击式后缘肋凹槽叶尖模型(RT-I)。

表 1 叶型数据  
Table 1 Details of blade models

| 参数                          | 数值   |
|-----------------------------|------|
| 弦长 $C$ /mm                  | 50.5 |
| 轴向弦长 $C_{ax}$ /mm           | 39   |
| 栅距 $s$ /mm                  | 47.3 |
| 展弦比                         | 1.4  |
| 进口气流角 $\alpha_1/(^{\circ})$ | 30.2 |
| 出口气流角 $\alpha_2/(^{\circ})$ | 63.8 |
| 叶高 $h$ /mm                  | 70.2 |

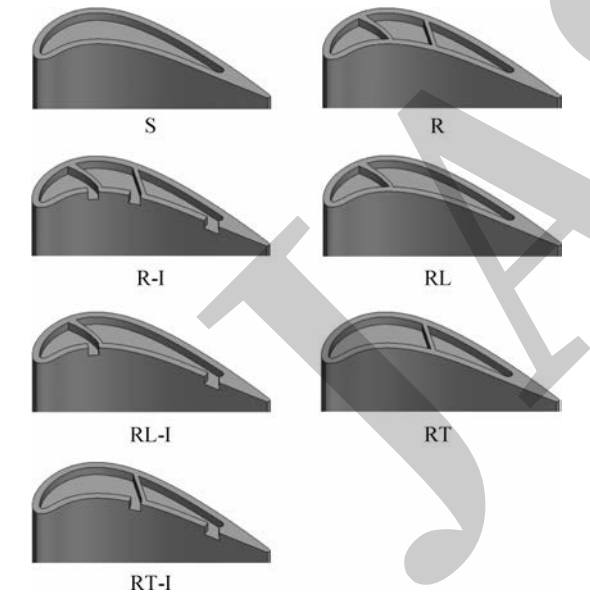


图 1 叶尖凹槽结构  
Fig. 1 Tip squealer configurations

1.2 网格划分

图 2 给出了计算域的整体及局部网格,计算域网格采用商用软件 Pointwise 划分六面体结构化网格。叶片附近边界层和凹槽内部均采用 O 型剖分以提高网格质量,同时对近壁面区域进行加密处理,网格节点增长率小于 1.2。间隙层内沿叶高方向的网格节点数为 31,凹槽内沿叶高方向的网格节点数为 45,叶片表面、凹槽表面的近壁面函数  $y^+ < 0.8$ ,计算域的网格数约为 550 万。

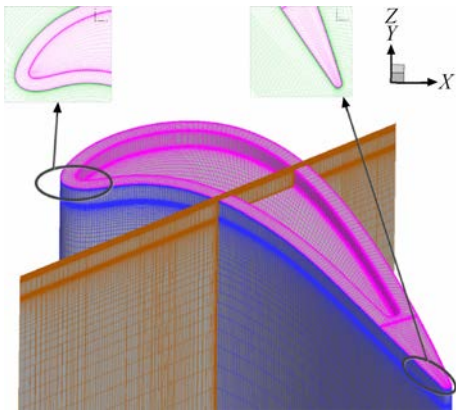


图 2 计算域网格  
Fig. 2 Computational domain and mesh employed in the present study

表 2 是网格无关性验证的结果,从表中可以看出,当总网格数大于 550 万之后,叶尖凹槽壁面平均  $\alpha$  之间的差别小于 0.5%,叶尖总压损失系数之间的差别小于 0.13%,可以认为计算结果与网格数量无关。

表 2 网格无关性验证  
Table 2 Mesh dependence studies

| 网格数量/ $10^4$                                        | 350     | 550     | 750     |
|-----------------------------------------------------|---------|---------|---------|
| 叶尖间隙网格节点                                            | 17      | 31      | 45      |
| 叶尖壁面平均 $y^+$                                        | 0.845   | 0.884   | 0.887   |
| 叶尖壁面平均<br>表面传热系数 $\alpha/$<br>( $W/(m^2 \cdot K)$ ) | 1354.12 | 1343.98 | 1344.03 |
| 叶尖总压损失系数                                            | 0.04435 | 0.04404 | 0.04410 |

1.3 计算方法及边界条件

本文数值模拟采用商用软件 ANSYS Fluent,求解定常可压缩雷诺平均 N-S 方程组。Ma 等<sup>[17]</sup>和 Zhou<sup>[18]</sup>的研究表明 S-A(Spalart-Allmaras)湍流模型在预测凹槽叶尖的间隙泄漏流动和换热方面与实验结果更加吻合,故选取 S-A 湍流模型,采用二阶离散化插值方法,收敛判据为迭代求解残差小于  $10^{-5}$ 。图 3 是用与文献[15]所做实验相同的模型,在相同边界条件下,叶尖表面传热系数与实验结果的对比。可以看出凹槽前缘高传热系数区域略大于实验结果,但总体上与实验结果吻合较好,验证了计算方法的可靠性。

主流边界条件给定进口总温、总压、气流角和出口静压,具体数值如表 3 所示。计算壁面传热系数时,所有壁面设为两个不同温度的等温壁面

条件,根据方程(7),计算得到 $\alpha$ ,当温度改变较小时,假定 $\alpha$ 独立于热边界条件。

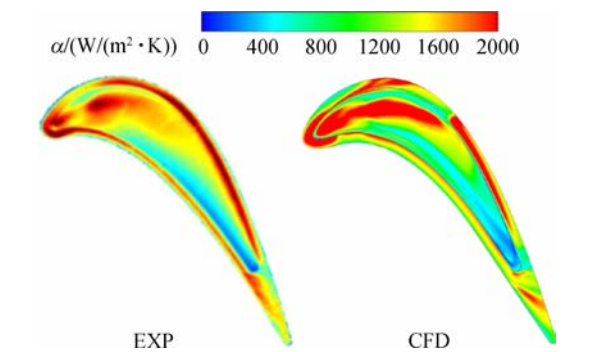


图 3 表面传热系数 $\alpha$ 的数值计算结果与实验结果对比  
Fig. 3 Comparison between the calculated results and the experimental results of  $\alpha$

表 3 边界条件  
Table 3 Boundary conditions

| 参数        | 数值   |
|-----------|------|
| 进口总压/kPa  | 180  |
| 进口总温/K    | 300  |
| 出口静压/kPa  | 101  |
| 进出口压比     | 1.78 |
| 进口气流角/(°) | 30   |

1.4 参数定义

压力系数

$$C_p = \frac{p_{0,i} - p}{p_{0,i} - p_{e,a}} \tag{1}$$

式中 $p_{0,i}$ 为进口气流总压, $p_{e,a}$ 为出口平均静压, $p$ 为当地静压。

总压损失系数

$$Y_{p,0} = \frac{p_{0,i} - p_0}{p_{0,i} - p_{e,a}} \tag{2}$$

式中 $p_0$ 为当地总压。

叶尖总压损失系数

$$Y_{p,tip} = Y_{p,total} - Y_{p,profile} - Y_{p,inlet} \tag{3}$$

式中 $Y_{p,total}$ 为叶栅总压损失系数, $Y_{p,profile}$ 为叶型损失系数(出口半叶高处的总压损失系数), $Y_{p,inlet}$ 为叶栅进口边界层损失系数(叶栅进口气流充分发展流动的端壁边界层损失,计算值约为0.00046)。

二次流动能

$$E_{sk} = \frac{(\mathbf{V} - \mathbf{V}_p)^2}{V_e^2} \tag{4}$$

式中 $\mathbf{V}$ 为当地速度, $\mathbf{V}_p$ 为出口半叶高处平均速

度, $V_e$ 为叶栅出口平均速度。二次流动能是描述二次流强度的无量纲参数。

无量纲螺旋度

$$H = \frac{|\mathbf{V} \cdot \boldsymbol{\omega}| C_{ax}}{V_e^2} \tag{5}$$

式中 $\boldsymbol{\omega}$ 为当地涡量, $C_{ax}$ 为轴向弦长。螺旋度为涡量与速度矢量的点积,当涡量与速度矢量方向垂直时,螺旋度为0。

二次涡动量螺旋度

$$H_{ske} = \frac{(\mathbf{V} - \mathbf{V}_p)^2 |\mathbf{V} \cdot \boldsymbol{\omega}| C_{ax}}{V_e^4} \tag{6}$$

在二次流动中,运用二次涡动量螺旋度,能够将涡量与速度矢量方向垂直的二次流动损失区别开来,从而能够有针对性的描述二次流损失。

表面传热系数

$$\alpha = q / (T_{aw} - T_w) \tag{7}$$

式中 $q$ 为壁面热流密度, $T_{aw}$ 为绝热壁面温度, $T_w$ 为壁面温度。

2 计算结果及分析

2.1 叶栅下游总压损失分析

图4是叶尖凹槽深度 $h_s = 3\delta$ 时,叶栅下游50%轴向弦长截面处,总压损失系数沿叶高方向的分布。

对比S和R模型可以看出,叶尖凹槽内增加双肋后,叶栅下游流场的高总压损失系数峰值减小,泄漏涡造成的总压损失影响范围减小。对比R和R-I模型可以看出,冲击式双肋叶尖凹槽使叶栅下游流场截面上的高总压损失系数峰值进一步减小,泄漏涡造成的总压损失影响范围略有增大。对比R、RL和RT模型可以得到肋位位置和数量对叶栅下游流场总压损失系数的影响。与R模型相比,RL模型在叶栅下游流场截面上的高总压损失系数峰值增大,泄漏涡造成的总压损失影响范围变化不大;RT模型叶栅下游流场截面上的高总压损失系数峰值大幅减小,但漏涡造成的总压损失影响范围也大幅增大,受泄漏涡影响区域中心沿叶高方向下移。对比R-I、RL-I和RT-I模型,与R-I模型相比,RL-I和RT-I模型叶栅下游流场截面上的高总压损失系数峰值变化不大,但泄漏涡造成的总压损失影响范围有所增大。在同一条件下,压力面缺槽引入冲击泄漏流,使叶栅下游流场截面上的高总压损失系数峰值减小,但泄漏涡造成的总压损失影响范围增大;从叶栅下游流场截面上的总压损失系数分布上

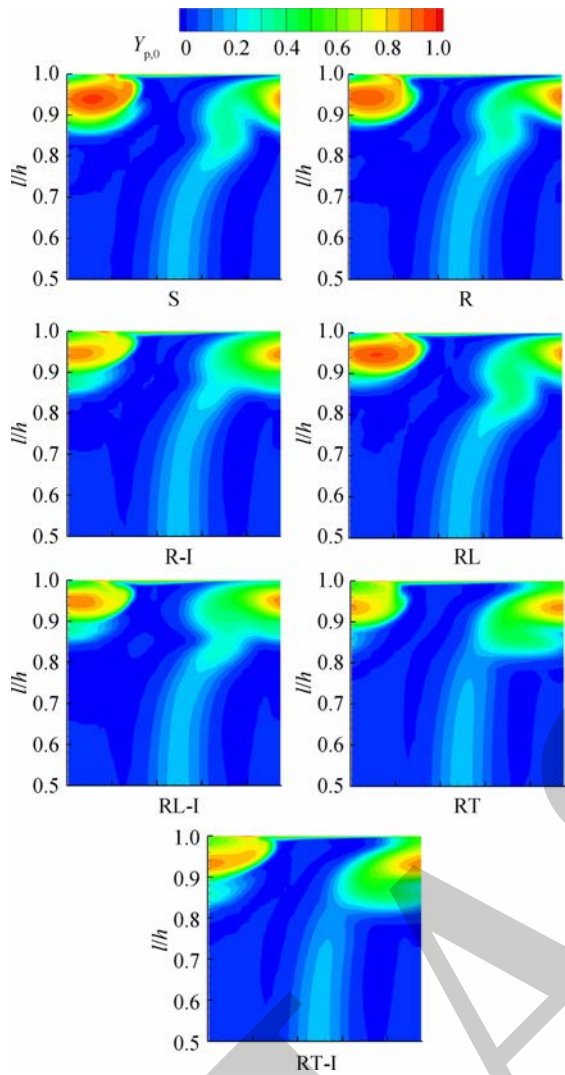


图 4 叶栅下游 50%  $C_{ax}$  截面上的总压损失系数分布 ( $h_s = 3\delta$ )

Fig. 4 Total pressure loss coefficient distribution at 50%  $C_{ax}$  downstream of the cascade ( $h_s = 3\delta$ )

看,R-I 模型的叶尖泄漏损失最小。

叶栅通道出口的损失主要有尾迹损失和端区二次流损失构成。在尾迹区,速度矢量与涡量几乎垂直,所以螺旋度  $H$  约等于 0,而在端区二次流中,速度矢量几乎与涡量矢量方向相同,所以利用二次涡动量螺旋度  $H_{ske}$  能够针对性的描述叶尖二次流损失。

图 5 给出了叶尖凹槽深度  $h_s = 3\delta$  时,叶栅下游 50%轴向弦长截面处,平均  $H_{ske}$  值沿叶高方向的分布。从图中可以看出,叶尖泄漏涡的影响范围局限在 83%叶高到机匣端壁。在 83% $h \sim 94\%$   $h$  范围内,助肋和冲击式助肋凹槽模型的平均  $H_{ske}$  均低于标准凹槽叶尖模型,表明该范围内受泄漏涡影响的二次流损失降低,但各助肋凹槽模型之间差别较小。在 94% $h \sim 97\%$   $h$  范围内,RT

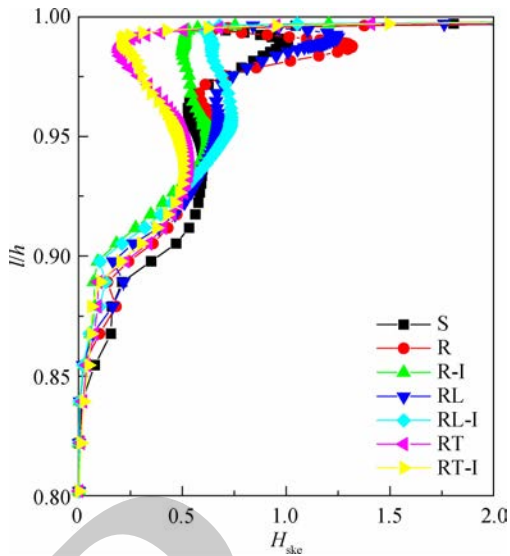


图 5 叶栅下游 50%  $C_{ax}$  截面上的  $H_{ske}$  分布 ( $h_s = 3\delta$ )  
Fig. 5  $H_{ske}$  distribution at 50%  $C_{ax}$  downstream of the cascade ( $h_s = 3\delta$ )

和 RT-I 模型的平均  $H_{ske}$  低于 S 模型,而 R、R-I、RL 和 RL-I 模型的平均  $H_{ske}$  高于 S 模型,助肋位置的影响在该范围内开始显现。在 97% $h \sim 98\%$   $h$  范围内,R 和 RL 模型的平均  $H_{ske}$  高于 S 模型,表明凹槽内双助肋和前缘助肋使叶尖靠近端壁区域的二次流损失增大;而 R-I、RL-I、RT 和 RT-I 模型的平均  $H_{ske}$  均低于 S 模型,其中 RT 和 RT-I 模型对该区域内二次流损失减弱作用尤其明显,表明凹槽后缘助肋能减小叶尖靠近端壁区域的二次流损失。综合来看,三种冲击式助肋模型均能够减小近叶尖区域的二次流损失,后缘助肋和冲击式后缘助肋模型对二次流损失的减小作用最强。

图 6 给出了叶尖凹槽深度  $h_s = 3\delta$  时,叶栅下游 50%轴向弦长截面处的叶尖总压损失。从图

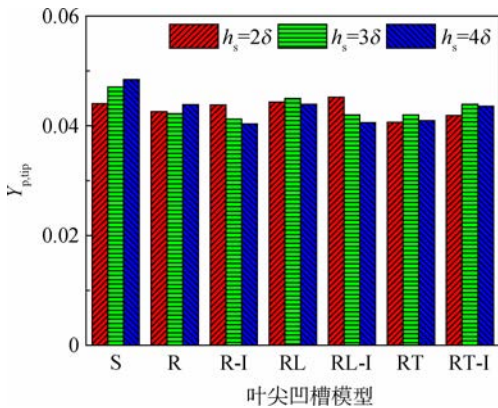


图 6 叶栅下游 50%  $C_{ax}$  位置处的叶尖总压损失  
Fig. 6 Overall tip total pressure loss of different case at 50%  $C_{ax}$  downstream of the cascade

中可以看出,对于标准双突肩凹槽叶尖,随着凹槽深度的增加,叶栅下游的叶尖总压损失随之增大。Zhou 和 Hodson<sup>[9]</sup>的研究表明在小突肩宽度条件下,随着凹槽深度的增加,叶尖泄漏流在凹槽内的分离相互作用减弱,泄漏流的动能较大,从而造成泄漏流与主流的掺混总压损失较大。对比 S、R、RL 和 RT 模型可以看出,在同一凹槽深度条件下,凹槽助肋都能够一定程度的降低叶尖总压损失,其中 RT 模型的叶尖总压损失最低,这和图 5 平均二次涡动量螺旋度的分析结论一致。在小凹槽深度( $h_s=2\delta$ )条件下,压力侧缺槽引入冲击泄漏流使叶尖总压损失影响不大。随着凹槽深度的增加( $h_s=3\delta,4\delta$ ),同一冲击式助肋模型的叶尖总压损失随着凹槽深度的增加而减小。在槽深 $h_s=4\delta$ 时,R-I 模型的叶尖总压损失在所有模型中最小,与同一槽深的标准双突肩凹槽模型 S 相比,其叶尖总压损失减小了约 18%。

2.2 叶尖凹槽泄漏流动分析

为了直观地研究叶尖间隙泄漏流动的发展,对计算结果做连续截面处理,图 7 给出了叶尖凹槽深度  $h_s=3\delta$  时各模型叶尖涡量沿轴向的分布。涡量在沿轴向或流向截面上的形态会有差异,但对定性分析影响较小。叶尖泄漏流在凹槽中分离再附,复杂涡系之间的相互作用造成泄漏流的动能耗散,减弱泄漏流的强度,从而达到抑制泄漏流的目的。以右手定则为基准,为了便于描述,这里规定逆时针方向为正方向。图中分别用两种颜色的流线对主流通道的叶尖马蹄涡吸力侧分支(HSV)和马蹄涡压力侧分支(HPV)进行标记。沿吸力侧突肩,随着叶尖泄漏强度的增大,HSV 逐渐远离吸力侧,且其旋涡中心沿叶高方向下移。HPV 从压力侧逐渐发展到吸力侧,在叶尖后缘附近与 HSV 和泄漏流相遇。叶尖泄漏涡和马蹄涡是造成涡轮叶尖损失的重要成因。

对于 S 模型,叶尖前缘凹槽内形成了一个正反向旋涡对,且压力侧反向涡强度大于吸力侧正向涡强度。叶尖间隙泄漏涡吸力侧分支大约在 30%轴向弦长位置处,从吸力侧突肩离开叶尖。而间隙泄漏涡压力侧分支强度较强,加之叶尖凹槽内前缘和尾缘存在压力梯度,这造成凹槽内间隙流从前缘向尾缘的“堵塞”流动。从叶尖弦长中后部进入凹槽内的泄漏流没有经过明显的分离再附流动,直接以较大的动能从吸力侧突肩泄漏流出与主流掺混,造成了较大的叶尖总压损失。

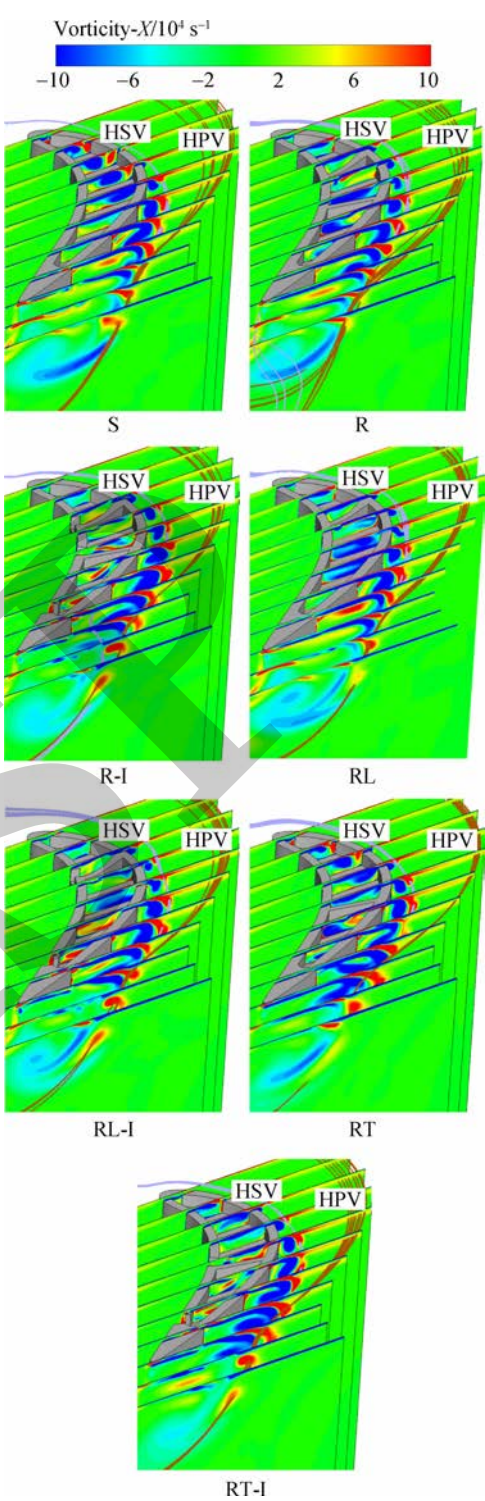


图 7 涡量沿轴向分布( $h_s=3\delta$ )  
Fig. 7 Vortex distribution in the axial direction ( $h_s=3\delta$ )

对于 R 模型,前缘助肋抑制了间隙泄漏涡的吸力侧分支,减弱了间隙涡压力侧分支,叶尖前缘的泄漏涡强度增大,叶尖前缘 HSV 远离叶尖吸力侧。由于前后缘助肋阻断了凹槽内间隙流从前缘和后缘的流动,泄漏流在叶尖弦长中后部凹槽

内有明显的分离和再附流动,泄漏流强度减弱;主通道内 HSV 中心沿叶高方向上移,HSV 与吸力侧的距离减小,HPV 与泄漏涡相互作用的起始位置沿轴向后移。

对于 R-I 模型,压力面缺槽引入少量泄漏流,这部分泄漏流沿助肋诱导方向与越过突肩进入凹槽内的泄漏流进行剧烈的掺混相互作用。R-I 模型凹槽内出现了复杂的掺混耗散流动,降低了泄漏流的动能,同时使泄漏流处于一种“紊乱”状态。这种状态使泄漏流在流出吸力侧突肩后,与 HSV 相互作用增强,由于两者的涡旋方向相反,相互作用的结果使主通道内的泄漏涡强度减弱。减弱后的泄漏涡在叶尖尾缘附近与 HPV 进一步相互作用,HPV 中心沿叶高方向下移,泄漏涡的强度进一步减弱。对比图 7 中的 R、RL 和 RT 模型,可以看出助肋位置和数量对叶尖泄漏流的影响。前缘助肋抑制了间隙泄漏涡吸力侧分支,阻断了凹槽间隙流从前缘到后缘的流动。而后缘无助肋的凹槽空间较大,更有利于泄漏流在凹槽内的分离掺混流动,所以 RL 模型叶栅下游的泄漏涡强度较低,R 和 RT 模型在叶栅下游的泄漏涡差别不大。再对比图 7 中的 R-I、RL-I 和 RT-I 模型,从涡量分布图上看,R-I 和 RT-I 模型在叶栅下游的泄漏涡强度都较低,差别不大,叶尖泄漏流动得到有效减小。相比之下,RL-I 模型在叶栅下游的泄漏涡强度较强,由于在狭长的后缘凹槽内存在逆压梯度,压力面尾缘缺槽引入的诱导泄漏流与突肩泄漏流相互掺混作用减弱,叶尖泄漏涡强度较大。

图 8 给出了 S 和 R-I 模型的叶尖间隙流流线。从图 8(a)中可以看出,在 S 模型叶尖前缘,叶尖间隙涡的形成及发展,强的分离再附流动。泄漏流在前缘卷吸成一对叶尖间隙涡,间隙涡吸力侧分支很快离开了叶顶,随后向叶片吸力面流动。间隙涡压力侧分支的强度和所占面积较间隙涡吸力侧分支要大,这条分支从弦长中部跨过叶尖区域,其分离线远离前缘。从图 8(b)可以看出,在 R-I 模型叶尖前缘,前缘助肋抑制了间隙涡吸力侧分支,前缘的诱导冲击泄漏流与间隙涡压力侧分支相互作用,前缘压力侧泄漏流速度降低。叶尖弦中和尾缘的诱导冲击泄漏流在逆压梯度下沿轴向往前流动,增强了凹槽内间隙流的掺混流动,叶尖泄漏流动能减小。

图 9 给出了 S、R 和 R-I 模型在 95% 叶高处的叶片压力系数分布。从图中可以看出,叶尖凹

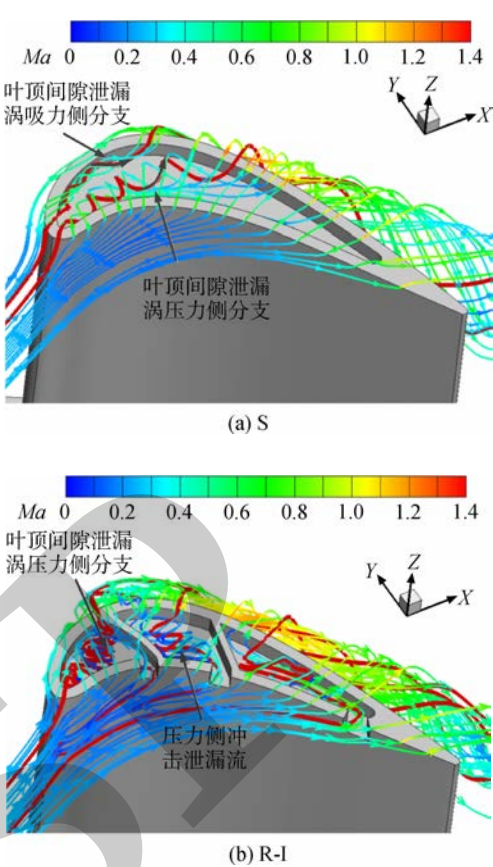


图 8 叶尖泄漏流流线( $h_s=3\delta$ )  
Fig. 8 Over tip leakage flow streamlines ( $h_s=3\delta$ )

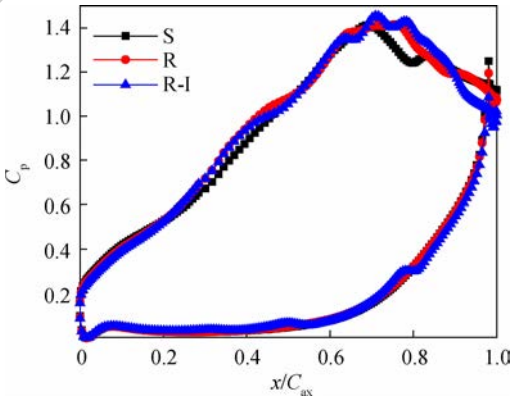


图 9 95% 叶高处的压力系数分布( $h_s=3\delta$ )  
Fig. 9 Pressure coefficient distribution at 95%  
( $h_s=3\delta$ )

槽助肋和冲击式助肋对近叶尖区域压力面的流动影响较小。压力系数在压力侧缺槽处有微弱的变化,总体上差别不大。叶尖凹槽助肋和冲击式助肋对靠近叶尖区域吸力面的流动影响较大。在 80% 轴向弦长吸力面位置附近,凹槽助肋和冲击式助肋使叶尖泄漏涡减弱,泄漏涡二次流对主流的影响减小,压力系数升高。在靠近尾缘处,冲击

式助肋模型的压力系数有所降低,从叶片载荷的角度看,凹槽助肋和冲击式凹槽助肋叶尖结构相比于标准凹槽叶尖有一定的优势。

2.3 叶尖凹槽换热分析

图 10 给出了叶尖凹槽深度  $h_s=3\delta$  时,各模型的叶尖壁面  $\alpha$  分布。

对于 S 模型,由于间隙泄漏涡吸力侧和压力侧分支的再附,叶尖前缘突肩壁面和凹槽底面上出现高  $\alpha$  区域。通过突肩壁面的  $\alpha$  分布可以看出,在压力侧突肩壁面上,泄漏流先分离后又再附;在吸力侧突肩壁面上,前缘间隙泄漏涡吸力侧分支再附(前)和压力侧分支再附(后)。

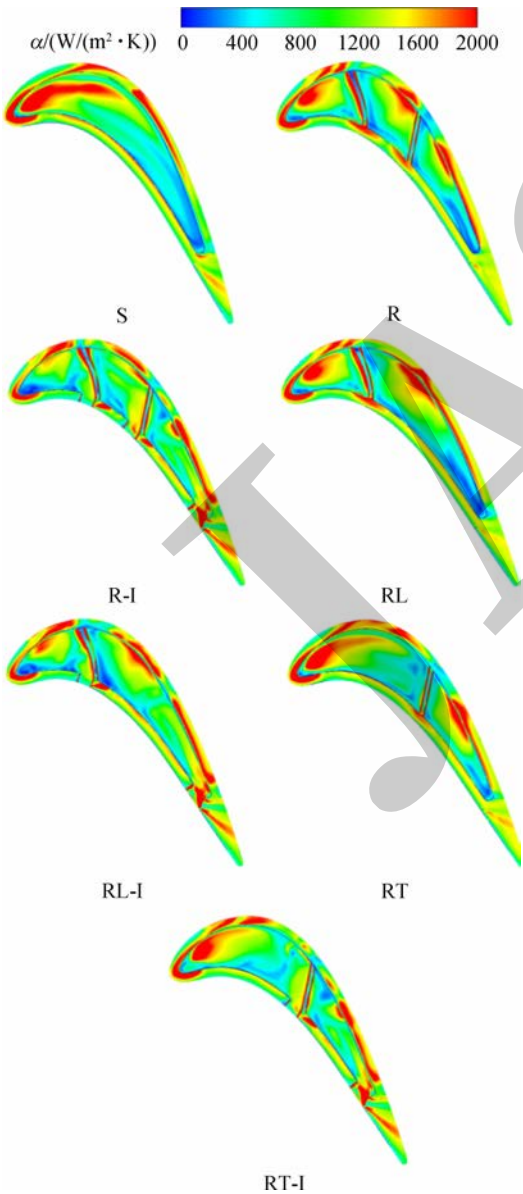


图 10 叶尖壁面的  $\alpha$  分布( $h_s=3\delta$ )

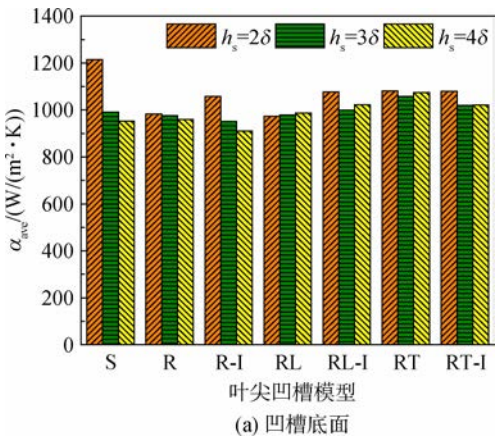
Fig. 10 Contours of  $\alpha$  on the blade tip surfaces ( $h_s=3\delta$ )

对比图 10 中 S、R、RL 和 RT 模型可以看出,一方面,凹槽助肋减弱了叶尖前缘壁面上的泄漏流再附;R 和 RL 模型的壁面  $\alpha$  分布相差不大,RT 模型对前缘的泄漏流再附减弱作用较小。另一方面,凹槽助肋增强了泄漏流在压力侧助肋附近壁面和吸力侧凹槽底面上的再附;R 模型的泄漏流再附增强幅度较大,RL 和 RT 模型的壁面高  $\alpha$  区域面积相差不大。

对比图 10 中 R 和 R-I、RL 和 RL-I、RT 和 RT-I 模型可以发现,一方面,叶尖压力面缺槽引入冲击泄漏流减弱了泄漏流在凹槽底面上的再附,R-I 模型凹槽底面的高  $\alpha$  区域几乎消失,RL-I、RT-I 模型次之。另一方面,压力侧缺槽引入冲击泄漏流使叶尖尾缘和吸力侧突肩壁面上的泄漏流再附增强,R-I、RL-I 和 RT-I 模型尾缘和吸力侧突肩壁面上的高  $\alpha$  区域面积扩大。

图 11(a)给出了各模型叶尖凹槽底面的平均  $\alpha$ 。对于 S 模型,随着凹槽深度的增加,凹槽底面的平均  $\alpha$  随之减小。在小凹槽深度( $h_s=2\delta$ )时,凹槽加装助肋和冲击式助肋均能够减小凹槽底面的平均  $\alpha$ ,其中 R 模型得到了最小的凹槽底面平均  $\alpha$ ,相比于同槽深 S 模型降低了约 17%。随着凹槽深度的增加( $h_s=3\delta, 4\delta$ ),在同一凹槽深度条件下,冲击式双助肋 R-I 模型的凹槽底面平均  $\alpha$  最小,叶尖换热特性最优。

图 11(b)给出了各模型叶尖突肩和助肋壁面的平均  $\alpha$ 。对比图 11(a)可以看出,各模型的突肩壁面平均  $\alpha$  均高于凹槽底面的平均  $\alpha$ 。对比图 11(b)中的 S、R、RL 和 RT 模型可以看出,同一凹槽深度,凹槽内加装助肋使叶尖突肩壁面的平均  $\alpha$  增大,R、RL、RT 模型的突肩壁面平均  $\alpha$  增幅依次减小。对比图 11(b)中的 R 和 R-I、RL 和 RL-I、RT 和 RT-I 模型可以看出,同一凹槽深度,压力面缺槽引入冲击泄漏流使叶尖突肩壁面平均  $\alpha$



叶尖凹槽模型  
(a) 凹槽底面

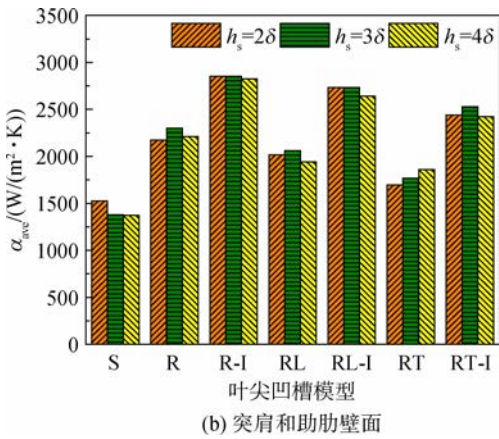


图 11 叶尖壁面的平均  $\alpha$

Fig. 11 Average  $\alpha$  on the blade tip surfaces

增大,R-I、RL-I、RT-I 模型的突肩壁面平均  $\alpha$  增幅依次减小。

综合由图 11(a)和图 11(b)得到的分析结论,凹槽助肋和冲击式助肋能够减弱泄漏流在凹槽底面的再附,但却增大了泄漏流在叶尖突肩和助肋壁面上的再附,突肩壁面出现高传热系数区域,这给高压涡轮传热设计带来挑战,也是后续对冲击式凹槽叶尖气膜冷却特性研究需要解决的问题。

### 3 结 论

本文通过数值模拟方法对冲击式凹槽叶尖的流动换热特性进行了研究,详细分析了不同冲击式凹槽叶尖的间隙泄漏流场,叶尖二次流损失、叶尖总压损失系数和叶尖表面传热系数,并且讨论了冲击助肋位置、数量和凹槽深度对叶尖流动换热特性的影响,得到以下结论:

- 1) 在小凹槽深度条件下,凹槽助肋和冲击式助肋对叶尖流动特性的影响不大;冲击式凹槽对叶尖流动特性的影响随凹槽深度增大而增大。
- 2) 叶尖凹槽前缘助肋抑制了间隙泄漏涡吸力侧分支,增强了泄漏流在凹槽内的分离流动,叶尖总压损失减小;同一凹槽深度,双助肋凹槽叶尖的总压损失最小。
- 3) 冲击式凹槽叶尖增强了泄漏流在凹槽内的掺混流动,减小了泄漏流的动能,叶尖总压损失减小;同一凹槽深度,冲击式双助肋凹槽叶尖的总压损失最小。
- 4) 冲击式凹槽叶尖减小了泄漏流在凹槽底面的再附,但却增大了泄漏流在叶尖突肩壁面的再附,突肩壁面出现高传热系数区域,给高压涡轮传热设计带来挑战。

### 参考文献:

[1] DENTON J D. Loss mechanisms in turbomachines[J]. Journal of Turbomachinery,1993,115(4):621-656.

[2] MAYLE R E,METZGER D E. Heat transfer at the tip of an unshrouded turbine blade[J]. Heat Transfer,1982,3: 87-92.

[3] BINDON J P. Pressure distributions in the tip clearance region of an unshrouded axial turbine as affecting the problem of tip burnout[R]. ASME Paper 87-GT-230,1987.

[4] YAMAMOTO A. Endwall flow/loss mechanisms in a linear turbine cascade with blade tip clearance[J]. Journal of Turbomachinery,1989,111(3):264-275.

[5] KWAK J S,HAN J C,LEE C P,et al. Heat transfer coefficients on the squealer tip and near squealer tip regions of a gas turbine blade[J]. Journal of Heat Transfer,2002,125 (4):778-787.

[6] CENGIZ C,DEBASHIS D,LEVENT K. Aerodynamics of tip leakage flows near partial squealer rims in an axial flow turbine stage[R]. Journal of Turbomachinery,2005,127 (1):14-24.

[7] NASIR H,EKKAD S V,KONTROVITZ D M. Effect of tip gap and squealer geometry on detailed heat transfer measurements over a high pressure turbine rotor blade tip [J]. Journal of Turbomachinery,2004,126(2):221-228.

[8] WANG J,SUNDEN B,ZENG M,et al. Influence of different rim widths and blowing ratios on film cooling characteristics for a blade tip[J]. Journal of Heat Transfer, 2012,134(6):061701. 1-061701. 8.

[9] ZHOU C,HODSON H. Squealer geometry effects on aero-thermal performance of tip-leakage flow of cavity tips[J]. Journal of Propulsion & Power,2012,28(3):556-567.

[10] 钟芳盼,周超,周凯. 跨声速涡轮中两种叶片叶尖泄漏流的气动性能[J]. 航空动力学报,2013,28(10):2316-2325. ZHONG Fangpan,ZHOU Chao,ZHOU Kai. Aerodynamic performance of tip leakage flow of two different blade tips in transonic turbine[J]. Journal of Aerospace Power, 2013,28(10):2316-2325. (in Chinese)

[11] 成锋娜,常海萍,张镜洋,等. 突肩叶尖尾缘开槽对间隙流动换热特性的影响[J]. 航空动力学报,2016,31(2):383-390. CHENG Fengna,CHANG Haiping,ZHANG Jingyang,et al. Tip leakage flow and heat transfer characteristics with effect of trailing edge cutback on squealer tip[J]. Journal of Aerospace Power,2016,31(2):383-390. (in Chinese)

[12] NHO Y C,YONG J L,KWAK J S. Effects of tip shape on the gas turbine blade tip heat transfer[J]. Journal of Thermophysics & Heat Transfer,2015,26(2):305-312.

[13] ZHONG F P,ZHOU C,MA H,et al. Heat transfer of winglet tips in a transonic turbine cascade[R]. ASME Paper GT2016-56804,2016.

[14] PARK J S,SANG H L,LEE W S,et al. Heat transfer and secondary flow with a multicavity gas turbine blade tip

[J]. Journal of Thermophysics & Heat Transfer, 2015, 30 (1): 1-10.

[15] MA H, ZHANG Q, HE L, et al. Cooling injection effect on a transonic squealer tip: Part I experimental heat transfer results and CFD validation[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines & Power, 2017, 139: 052506. 1-052506. 9.

[16] REZASOLTANI M, LU K, SCHOBIRI M T, et al. A combined experimental and numerical study of the turbine blade tip film cooling effectiveness under rotation condition [J]. Journal of Turbomachinery, 2015, 137(5): 051009. 1-051009. 12.

[17] MA H, ZHANG Q, HE L, et al. Cooling injection effect on a transonic squealer tip: Part II analysis of aerothermal interaction physics[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines & Power, 2017, 139: 052507. 1-052507. 9.

[18] ZHOU C. Aerothermal performance of different tips in transonic turbine cascade with end-wall motion[J]. Journal of Propulsion & Power, 2014, 30(5): 1-12.

(编辑: 李岩梅)