

# 肋条布局对涡轮动叶凹槽状叶顶传热和气动性能的影响研究\*

姜世杰, 李志刚, 李 军

(西安交通大学 能源与动力工程学院, 陕西 西安 710049)

**摘要:** 为提高凹槽状叶顶气热性能, 探究肋条布局对凹槽状叶顶间隙腔室内旋涡的调控作用和降低传热系数与气动损失的作用机制, 采用数值求解三维 Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) 方程和  $k-\omega$  湍流模型的方法研究了肋条布局对涡轮动叶凹槽状叶顶传热和气动性能的影响。基于 GE-E<sup>3</sup> 涡轮级动叶凹槽状叶顶结构, 在叶顶凹槽腔室内沿中弧线等间距设计了全肋条布局、吸力侧半肋条布局、压力侧半肋条结构和凹槽尾缘半肋条结构共 4 种肋条布局。数值模拟动叶叶顶传热系数分布与实验数据对比, 验证了所采用的数值方法和湍流模型的有效性。结果表明: 凹槽尾缘半肋条布局的叶顶平均传热系数比凹槽状叶顶结构、全肋条布局、吸力侧半肋条和压力侧半肋条布局分别低了 11.3%, 3.1%, 11.3% 和 2.8%; 压力侧半肋条布局与凹槽尾缘半肋条布局的动叶出口截面总压损失系数相近, 比凹槽状叶顶结构、全肋条布局和吸力侧半肋条布局分别减小了 1.4%, 2.7% 和 4.0%。肋条布局能够有效降低凹槽状叶顶间隙腔室内的旋涡强度, 减少叶片的气动损失; 同时上游凹槽腔室强度较弱的旋涡通过凹槽尾缘半肋条布局进入下游凹槽腔室, 降低了尾缘区域的传热系数。凹槽尾缘半肋条布局的动叶叶顶具有最佳的气热性能。

**关键词:** 涡轮动叶; 凹槽状叶顶; 肋条布局; 传热特性; 气动性能; 数值模拟

**中图分类号:** V231.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4055 (2020) 05-1103-09

**DOI:** 10.13675/j.cnki.tjjs.190329

## Effects of Rib Layout on Heat Transfer and Aerodynamic Performance of Turbine Rotor Blade Squealer Tip

JIANG Shi-jie, LI Zhi-gang, LI Jun

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

**Abstract:** In order to improve the performance of the turbine rotor blade squealer tip, the effects of the rib structure on the vortex inside the tip clearance and the mechanism of reducing the heat transfer coefficient and aerodynamic loss are investigated. Effects of the rib layout on the heat transfer and aerodynamic performance of the turbine rotor blade squealer tip were numerically investigated using the three-dimensional Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) solution and  $k-\omega$  turbulence model. Based on the GE-E<sup>3</sup> turbine rotor blade squealer tip structure, four kinds of rib layouts of full rib layout, half rib layout connected with suction side, half rib layout connected with pressure side, and half rib layout in the rear squealer cavity along the camber line were de-

\* 收稿日期: 2019-05-21; 修订日期: 2019-07-19。

基金项目: 国家自然科学基金重点项目 (51936008)。

作者简介: 姜世杰, 博士生, 研究领域为涡轮叶顶气热性能与设计。E-mail: j1058840459@163.com

通讯作者: 李 军, 博士, 教授, 研究领域为气动热力学与传热冷却。E-mail: junli@mail.xjtu.edu.cn

引用格式: 姜世杰, 李志刚, 李 军. 肋条布局对涡轮动叶凹槽状叶顶传热和气动性能的影响研究[J]. 推进技术, 2020, 41(5): 1103-1111. (JIANG Shi-jie, LI Zhi-gang, LI Jun. Effects of Rib Layout on Heat Transfer and Aerodynamic Performance of Turbine Rotor Blade Squealer Tip[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2020, 41(5):1103-1111.)

signed in equal spacing. The numerical prediction heat transfer coefficient distribution was well agreement with the experimental data. The accuracy of the numerical method and turbulence model was validated. The obtained results show that the averaged heat transfer coefficients of the blade tip with the half rib layout in the rear squealer cavity decreases by 11.3%, 3.1%, 11.3% and 2.8% by comparison of the squealer tip without rib layout and with full rib layout, half rib layout connected with suction side, half rib layout connected with pressure side. The similar total pressure coefficient of the rotor blade with half rib layout connected with pressure side and half rib layout in the rear squealer cavity is obtained. The total pressure coefficient of rotor blade with half rib layout connected with pressure side and half rib layout in the rear squealer cavity reduces by 1.4%, 2.7% and 4.0% compared to the squealer tip without rib layout and with full rib layout, half rib layout connected with suction side. The rib layout can efficiently decrease the vortex strength in the squealer tip cavity and corresponding aerodynamic loss. In addition, the weaker strength vortex in the upstream squealer tip cavity enters into the downstream cavity through the half rib in the rear cavity. This flow behavior reduces the heat transfer coefficient of the rear region in the squealer tip. The squealer tip with the half rib layout in the rear squealer cavity shows the best aerothermal performance.

**Key words:** Turbine blade; Squealer tip; Rib layout; Heat transfer characteristics; Aerodynamic performance; Numerical simulation

## 1 引言

燃气涡轮在航空推动和工业动力等领域具有广泛的应用。高温燃气在动叶叶顶压力侧和吸力侧间压差的作用下产生泄漏流动,引起叶顶泄漏损失,恶化叶顶壁面传热,降低了涡轮热功转换效率和冷却性能,叶顶泄漏损失大约占涡轮动叶总损失的30%<sup>[1]</sup>。因此,为提高涡轮动叶的气动性能和叶顶的冷却特性,开展叶顶构型对叶顶流动传热特性影响的研究,对减少叶顶泄漏损失、降低叶顶传热系数具有十分重要的意义<sup>[2]</sup>。

科研人员利用实验测量和数值方法对凹槽状叶顶间隙泄漏流动和传热性能开展了大量研究。Kwak等<sup>[3]</sup>实验研究表明,相比于平叶顶结构,凹槽状叶顶可以改善叶顶传热性能,并指出叶顶间隙尺寸增加导致叶顶壁面传热系数增大。Azad等<sup>[4]</sup>比较了凹槽状叶顶肩壁位置对其流动传热性能的影响。结果表明:肩壁位于叶顶吸力侧具有降低热负荷的最佳效果。杜昆等<sup>[5]</sup>数值研究了动叶与机匣之间相对运动下凹槽状叶顶的流动和传热特性,他指出相比于静止状态,动叶与机匣之间的相对运动增强了叶顶壁面的平均传热系数和叶顶前缘位置的冷却效率。崔涛等<sup>[6]</sup>针对双肋凹槽状叶顶结构的间隙泄漏特性开展了研究,他发现与前缘不开口叶顶结构相比,前尾缘开口凹槽状叶顶结构的泄漏损失降低了23%。Zou等<sup>[7]</sup>采用数值方法研究了凹槽状叶顶间隙内泄漏流动特性。结果表明:刮削涡是凹槽状叶顶间隙内的

主要涡系结构,它的产生增加了间隙内泄漏流的能量耗散,进而减小了叶顶间隙的泄漏流量和泄漏损失。周治华等<sup>[8]</sup>通过气热耦合数值方法,分析了凹槽状叶顶内冷却孔位置和吹风比等对气膜冷却性能的影响,结果表明当冷却孔设置在凹槽底部上游位置时,壁面 $Nu$ 数能够得到有效的降低。

为进一步提高叶顶的气热性能,近年来国内外学者在新型叶顶结构方面开展了许多研究工作。魏曼等<sup>[9]</sup>实验发现,叶顶吸力侧小翼使得泄漏涡轨迹向流道内偏移,当小翼宽度达到叶片厚度的1.2倍时,泄漏流动损失最小。Zhong等<sup>[10]</sup>采用实验和数值方法针对不同叶顶间隙尺寸的吸力侧小翼结构开展了研究,结果表明:吸力侧叶顶小翼在间隙尺寸较小时可以有效减弱泄漏流动强度。李琛玺等<sup>[11]</sup>利用全局优化算法和数据发掘技术对凹槽状叶顶气膜孔的尺寸和位置进行优化设计,优化后的叶顶冷却效率比之前提升了3.7倍。Saxena等<sup>[12]</sup>研究了带肋条结构叶顶的气热特性,指出当肋条布置方式与泄漏流相垂直时叶顶的泄漏量和热负荷有所减弱。Park等<sup>[13]</sup>实验研究指出肋条结构减弱了凹槽状叶顶前缘泄漏流的再附着现象,减小了叶顶泄漏流动损失。皮骏等<sup>[14]</sup>数值研究了冲击式凹槽叶顶的流动和传热特性,指出冲击式凹槽结构增强了凹槽内泄漏流的掺混,减小了泄漏流的动能,进而降低了叶顶的总压损失。Du等<sup>[15]</sup>数值研究指出当叶顶凹槽内等间距分布肋条数量从1增加到4时,叶顶的平均传热系数逐渐降低。

在凹槽状叶顶腔室内设计肋条结构可以有效地降低叶顶的传热系数和通道内的气动损失。本文考虑肋条长度和位置的影响,基于无肋条凹槽状叶顶结构,提出了全肋条、吸力侧半肋条、压力侧半肋条和凹槽尾缘半肋条4种肋条布局设计,分析对比了肋条布局对凹槽状叶顶传热特性和动叶气动性能的影响。探究了肋条布局对凹槽状叶顶间隙腔室内旋涡的调控作用和降低传热系数与气动损失的作用机制,为提高凹槽状叶顶气热性能的叶顶构型设计提供参考。

## 2 数值方法

### 2.1 几何模型

图1给出了GE-E<sup>3</sup>第一级涡轮的计算模型<sup>[16]</sup>。表1列出了相应的主要几何结构参数。图2给出了动叶计算网格和凹槽状叶顶区域的计算网格。采用ANSYS-ICEM生成结构化计算网格,计算域分为静叶域和动叶域两个部分,叶片流道两侧采用周期性设置;为防止计算过程中回流现象的产生,动叶出口边界设置在动叶尾缘下游1.8倍轴向弦长位置。叶片壁面进行加密以满足湍流模型对 $y^+ < 1$ 计算要求。

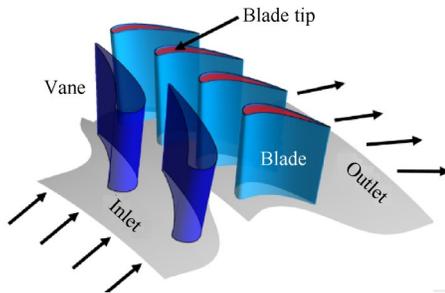


Fig. 1 Computational domain of a turbine stage<sup>[16]</sup>

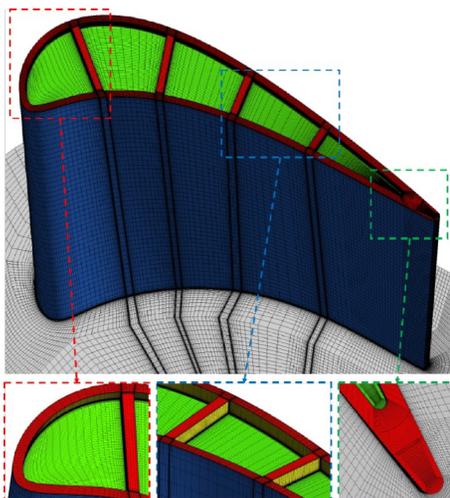


Fig. 2 Computational grid of rotor blade with squealer tip

Table 1 Geometry parameters of the turbine stage<sup>[12]</sup>

Parameters	Value
Vane	38
Blade	76
Axial chord/mm	28.5
Blade height/mm	40
Tip clearance height/mm	0.4
Rim thickness/mm	0.4
Cavity depth/mm	0.8

### 2.2 数值验证

采用ANSYS-CFX软件数值求解三维Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS)方程方法对叶顶流动传热特性进行研究。表2给出了根据实验工况得到的数值计算边界条件。涡轮静叶进口给定总温总压,涡轮动叶出口给定静压,壁面设定无滑移等温边界条件。计算采用二阶迎风格式,静叶和动叶交接面采用混合平面法,当连续方程、动量方程和传热方程均方根残差 $< 10^{-4}$ 时,认定计算结果处于收敛状态。

Table 2 Boundary conditions of the turbine stage

Item	Boundary conditions	Value
Inlet	Total temperature/K	709
	Total pressure/kPa	344.74
	Flow angle/(°)	0
	Turbulence intensity/%	5
	$Ma$	0.352
Outlet	$Re$	$2.86 \times 10^5$
	Static pressure/kPa	141.44
	$Ma$	0.761
	Wall temperature/K	496.3
	Rotating speed/(r/min)	8450

叶顶壁面传热系数 $h$ 定义为

$$h = q / (T_w - T_{ad}) \quad (1)$$

式中 $q$ 是当地壁面的传热量, $T_w$ 是壁面的温度, $T_{ad}$ 是靠近壁面的气体温度。本文中使用式(2)对换热系数进行计算,主要参考了Ma等<sup>[17]</sup>学者的方法。当壁面温度变化范围较小时,壁面换热系数主要取决于叶片的几何构型和进出口边界条件,与壁面温度无关。计算工况的原有壁面温度为496K<sup>[16]</sup>,因此当设定壁面温度 $T_1$ 和 $T_2$ 为490K和510K时,可以认为壁面温度变化范围较小,同时也可以避免由于分母插值较小带来的计算误差。

$$h = (q_1 - q_2) / (T_1 - T_2) \quad (2)$$

式中 $q_1$ 和 $q_2$ 是在壁面温度分别为 $T_1$ 和 $T_2$ 情况下的当地壁面传热量, $T_1=490\text{K}$ , $T_2=510\text{K}$ 。

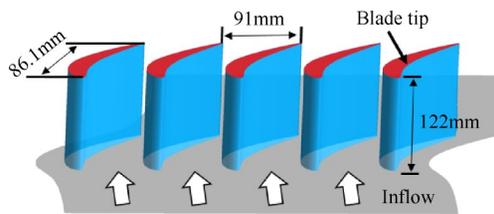


Fig. 3 Cascade for turbulence model validation

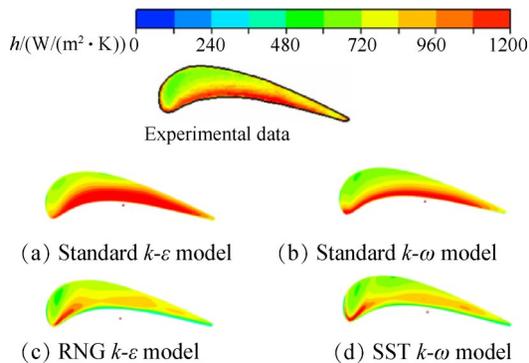


Fig. 4 Comparison of  $h$  contour distribution on the blade tip surface among the numerical results and experimental data

湍流模型验证实验中采用的直列叶栅为GE-E<sup>3</sup>第一级动叶顶部型线放大3倍得到的,图3给出了叶栅模型几何图。其叶栅高度是122mm,轴向弦长86.1mm,叶顶间隙是叶高的1.5%。数值计算采用与实验相同的边界条件:主流进口给定总压 $p_0=126.9\text{kPa}$ ,总温 $T_0=297\text{K}$ ,进口气流角 $32^\circ$ ,湍流强度9.7%,出口给定静压 $p_1=102.7\text{kPa}$ ,传热壁面为无滑移条件,给定恒定壁面温度340K。图4给出了采用标准 $k-\varepsilon$ ,标准 $k-\omega$ ,RNG $k-\varepsilon$ 和SST $k-\omega$ 四种湍流模型得到叶顶传热系数等值线云图与实验数据<sup>[16]</sup>的对比。由图可知,标准 $k-\omega$ 湍流模型叶顶传热系数分布与实验结果最为吻合。Ledezma等<sup>[18]</sup>和Yan等<sup>[19]</sup>也验证了标准 $k-\omega$ 湍流模型对叶顶区域传热特性预测的准确性。因此本文选择标准 $k-\omega$ 湍流模型研究肋条布局对凹槽状叶顶传热和气动性能的影响。

采用4套计算网格数目进行叶顶流动传热特性网格无关性验证。表3对比了250万,400万,550万和700万等4套网格数目的叶顶平均传热系数。当计算网格数量达到550万时,叶顶壁面平均传热系数的误差在0.1%以内,因此采用约550万网格数目进行计算分析。

### 2.3 肋条结构

图5给出了基于凹槽状叶顶设计的4种叶顶腔室肋条布局。如图5(a)所示,在凹槽状叶顶腔室沿中弧线方向等间距设计4个肋条,每根肋条均与叶顶

Table 3 Grid independent test

No.	Grid number	Averaged $h/(W/(m^2 \cdot K))$
1	$2.5 \times 10^6$	864.5
2	$4.0 \times 10^6$	857.6
3	$5.5 \times 10^6$	854.1
4	$7.0 \times 10^6$	853.0

中弧线相垂直,肋条厚度和高度与凹槽肩壁相同。在图5(b)中,定义无肋条的凹槽状叶顶为Case 1,全肋条布局Case 2是肋条与叶顶压力侧和吸力肩壁连接,全肋条布局将凹槽状叶顶腔室分隔成独立的5个腔室;吸力侧半肋条布局Case 3和压力侧半肋条布局Case 4的肋条长度只有Case 2的一半并分别与吸力侧和压力侧肩壁连接,叶顶腔室分割成连接的5个腔室;凹槽尾缘半肋条布局Case 5则是前两个肋条与压力侧和吸力侧肩壁连接,后2个肋条只有一半长度并只与压力侧肩壁连接,此时叶顶具有2个独立的腔室和在尾缘有3个连接的腔室。

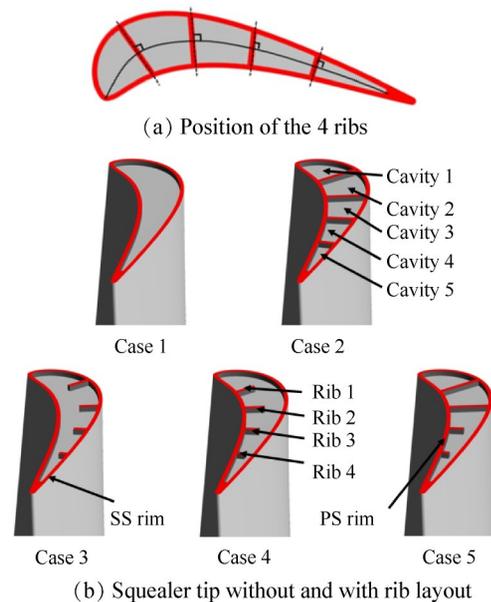


Fig. 5 Turbine rotor blade squealer tip without and with 4 different rib layouts

## 3 结果分析

研究分析了4种肋条布局下的凹槽状叶顶传热特性和动叶气动性能,并对比分析了无肋条凹槽状叶顶的气热性能。

### 3.1 传热特性

图6给出了凹槽状叶顶无肋条和4种肋条布局下叶顶传热系数等值线云图和壁面极限流线。

从图6中可以看出:对于凹槽状叶顶结构Case 1,凹槽底面压力侧形成泄漏流再附线,高传热系数

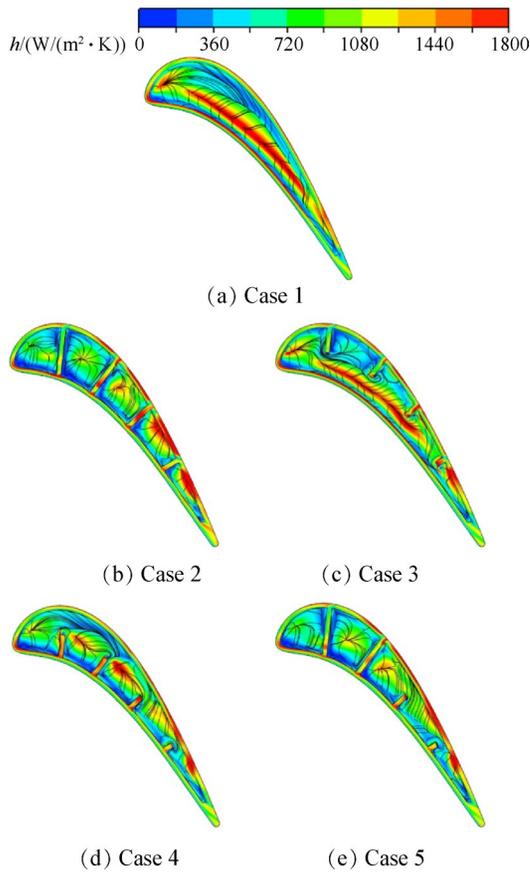


Fig. 6  $h$  contours and wall streamline distribution of squealer tip without and with 4 different rib layouts

区主要集中于该再附线附近。对于全肋条布局 Case 2, 高传热系数区主要出现在 Cavity 4 和 Cavity 5 的底部近吸力侧位置。对于吸力侧半肋条布局 Case 3, 高传热系数区分布位置和特点与 Case 1 类似, 高传热系数区仍分布在凹槽底面靠近压力侧位置。对于压力侧半肋条布局 Case 4, 高传热系数区主要出现在肋条末端下游的凹槽底面。对于凹槽尾缘半肋条布局 Case 5, 传热系数区分布综合了 Case 2 和 Case 4 的优点: Cavity 2 和 Cavity 3 壁面换热与 Case 2 相似, 换热

系数较小; Cavity 4 和 Cavity 5 壁面换热与 Case 4 相似, 换热系数较小; 此时的叶顶肋条结构换热情况最优。图 7 对比了凹槽状叶顶无肋条和 4 种肋条布局的平均传热系数。凹槽尾缘半肋条布局 Case 5 的传热性能最优, 其叶顶平均传热系数比凹槽状叶顶 Case 1, 全肋条布局 Case 2, 吸力侧半肋条布局 Case 3 和压力侧半肋条布局 Case 4 分别降低了 11.3%, 3.1%, 11.3% 和 2.8%。

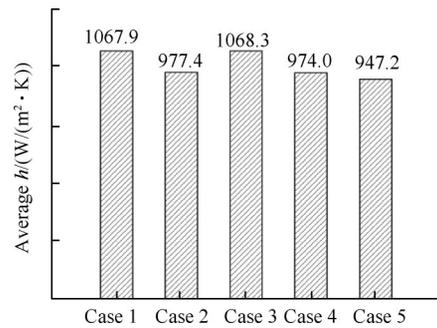


Fig. 7 Comparison of averaged  $h$  among squealer tip without and with 4 different rib layouts

### 3.2 叶顶间隙泄漏流动

图 8 给出了凹槽状叶顶结构 Case 1 的叶顶间隙流动形态和典型截面总压损失等值线云图。总压损失系数  $\zeta$  定义为

$$\zeta = (p_{t,i} - p_t) / (0.5 \cdot \rho \cdot V^2) \quad (3)$$

式中  $p_{t,i}$  是动叶进口的面积平均相对总压,  $p_t$  是当地的相对总压,  $\rho$  是旋转域内的流体平均密度,  $V$  是旋转域内的平均速度。

凹槽状叶顶间隙内流动结构主要受刮削涡 (Scraping vortex) 和腔室涡 (Cavity vortex) 相互作用的影响, 刮削涡和腔室涡组成的反向涡对会导致叶顶泄漏流进入凹槽内并冲击到叶顶表面, 产生高换热

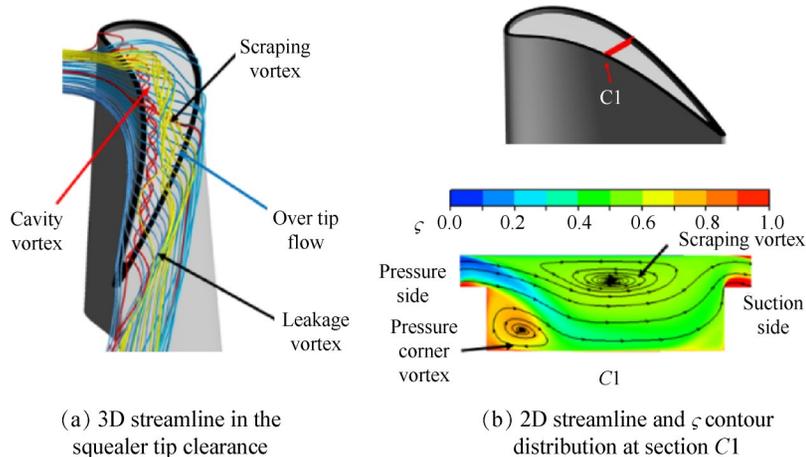


Fig. 8 Leakage flow pattern in the tip clearance of Case 1

区域。由图8(a)可知,叶顶泄漏流在间隙腔室内形成刮削涡和腔室涡。刮削涡和腔室涡旋转方向相反,从凹槽前缘流向尾缘。间隙泄漏流越过凹槽吸力侧肩壁,形成泄漏涡(Leakage vortex)。图8(b)给出了凹槽叶顶典型截面的总压损失系数等值线图 and 二维流线图。进入叶顶凹槽内的叶顶泄漏流在刮削涡和腔室涡的作用下冲击到凹槽底部,形成一条高传热系数条纹。

图9给出了全肋条布局 Case 2 的叶顶间隙泄漏流动形态和典型截面的总压损失云图分布。图9(a)给出肋条布局 Case 2 叶顶间隙内三维流线分布。在凹槽肩壁和肋条作用下,叶顶泄漏流在间隙内形成刮削涡和腔室涡。刮削涡位于凹槽上方,在肋条阻隔作用下无法进入凹槽内部,对凹槽底部传热几乎不产生影响。腔室涡位于叶顶的每一个腔室内部。Cavity 2 和 Cavity 3 的腔室涡结构相近,Cavity 4 和 Cavity 5 内的腔室涡结构相近。图9(b)给出了叶顶壁面传热系数等值线分布和 Cavity 2 与 Cavity 4 的二维流线图。在 Cavity 2 中,腔室涡由 Rib 1 和压力侧肩壁相交处进入凹槽内部,并分为肋后涡(Rib vortex)和压力侧角涡(Pressure corner vortex)。肋后涡由吸力侧流向压力侧后与压力侧角涡混合,偏转方向沿压力侧肩壁由 Rib 1 流向 Rib 2。而在 Cavity 4 中,由于 Rib 3 长度较短,肋条下游无法形成肋后涡结构,腔室涡在从压力侧肩壁进入凹槽后直接由 Rib 3 流向 Rib 4,冲击凹槽壁面。

图9(c)给出了 Case 1 典型截面的总压损失系数等值线分布和二维流线图。Cavity 2 的肋后涡和压力侧角涡强度较低,凹槽底部传热系数较弱。Cavity 4

内腔室涡强度较大并且充满凹槽内部,提高了凹槽壁面的传热系数。

图10给出了吸力侧半肋条布局 Case 3 的叶顶间隙泄漏流动形态。如图10(a)所示,与全肋条结构布局 Case 1 类似,腔室涡和刮削涡在凹槽压力侧形成从叶顶前缘伸向尾缘的连续结构。图10(b)给出了 Cavity 3 内典型截面 C1 和 C2 总压损失系数分布和二维流线图。C1 位于肋条 2 位置,C2 位于 Cavity 3 中间位置。在旋转方向相反的腔室涡和刮削涡共同作用下,叶顶间隙高温泄漏流直接冲击到凹槽底部,产生一条连续的高传热系数条纹。

图11给出了压力侧半肋条布局 Case 4 的叶顶间隙泄漏流动形态。如图11(a)所示,与全肋条布局 Case 1 相比,刮削涡在凹槽吸力侧形成从叶顶前缘伸向尾缘的连续结构,但腔室涡在肋条阻断作用下被分割在每个凹槽腔室内部。图11(b)给出了凹槽 3 内典型截面 C1 和 C2 总压损失系数分布和二维流线图。C1 截面内没有腔室涡形成,只在靠近吸力侧位置形成刮削涡,此时凹槽底部传热系数较低;而 C2 截面内压力侧肩壁附近形成腔室涡,在与刮削涡的共同作用下造成泄漏流冲击凹槽底部进而增加该位置传热系数。因此此时凹槽底部的高传热系数区分布在肋条末端下游位置,呈现出断续分布的特点。

刮削涡和腔室涡组成的反向涡对分布共有以上四种情况。在其它类型的叶顶肋条结构中,反向涡对的分布均为该四种分布情况的组合。因此仅找出满足叶顶壁面换热情况最优的叶顶肋条结构即可。在全肋条布局 Case 2 中,Cavity 2 和 Cavity 3 的壁面传热系数较小,而在压力侧半肋条布局 Case 3 中,Cavi-

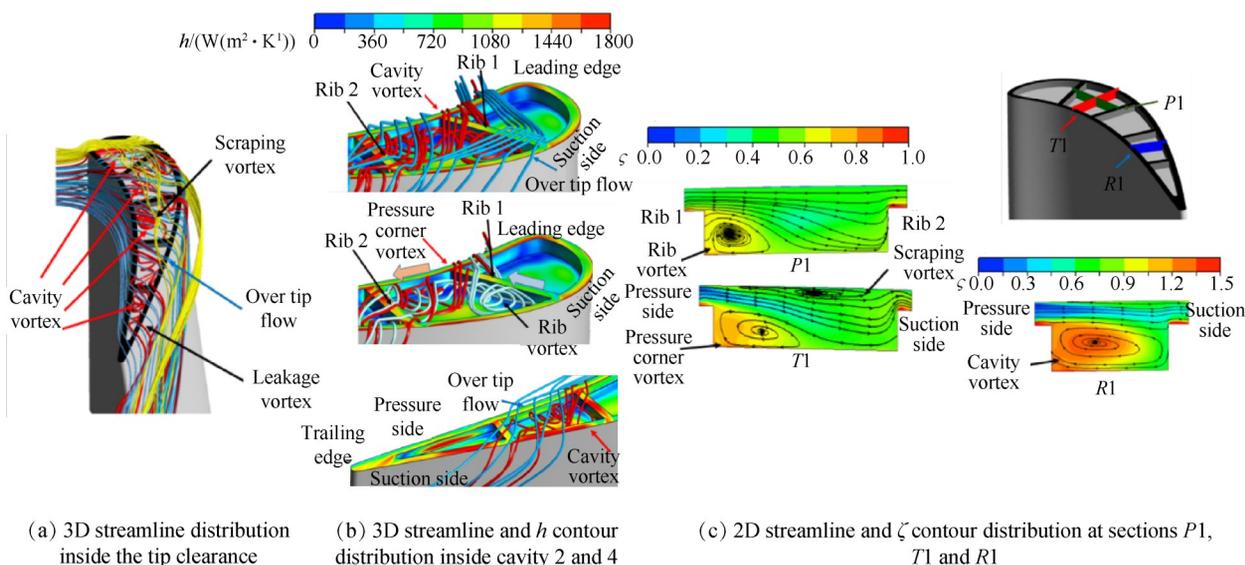


Fig. 9 Leakage flow pattern in the tip clearance of Case 2

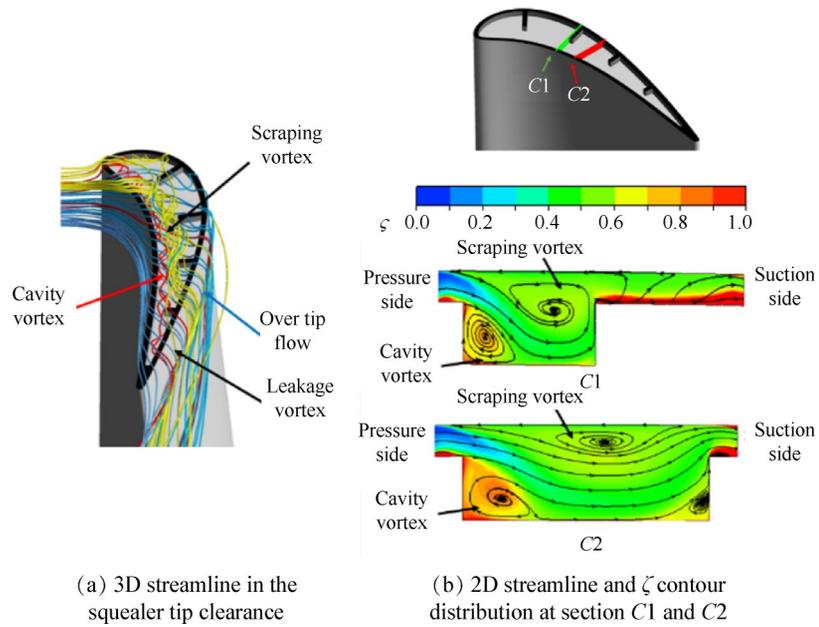


Fig. 10 Leakage flow pattern in the tip clearance of Case 3

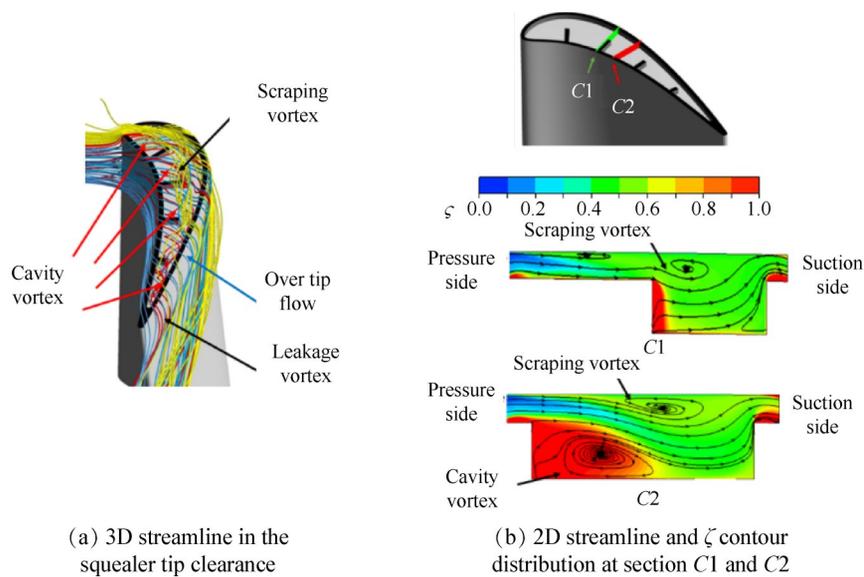


Fig. 11 Leakage flow pattern in the tip clearance of Case 4

ty 4 和 Cavity 5 的壁面传热系数较小。因此在凹槽尾缘半肋条布局 Case 5 中, 4 个肋条长度的选择是 Rib 1 和 Rib 2 采用全长并与压力侧和吸力侧肩壁连接; 而 Rib 3 和 Rib 4 只保留压力侧 50% 长度并与压力侧肩壁连接。图 12 给出了凹槽尾缘半肋条布局 Case 5 的叶顶间隙泄漏流动形态。如图 12(a) 所示, Cavity 2 和 Cavity 3 内腔室涡情况与 Case 2 相似, 分为压力侧角涡和肋后涡; 而 Cavity 4 和 Cavity 5 内腔室涡则与 Case 4 相似。图 12(b) 给出了凹槽腔室 4 内流动结构。此时腔室涡由上游凹槽内的腔室涡发展形成, 来自压力侧肩壁的泄漏流直接从凹槽上方流过叶顶间隙, 无法进入凹槽内部产生冲击作用。图 12(c) 给出了凹槽腔室 4 内典型截面 R1 总压损失系数分布和

二维流线图。此时腔室涡强度相比 Case 2 减弱, 凹槽壁面传热系数较小。

### 3.3 气动性能

为表征叶顶泄漏流对动叶气动性能的影响, 图 13 给出了动叶尾缘下游 10% 动叶轴向弦长位置截面上的总压损失系数等值线云图。该截面上从叶根到叶顶存在 3 处高总压损失系数区, 分别为下通道涡 (Lower passage vortex), 上通道涡 (Upper passage vortex) 和泄漏涡 (Leakage vortex)。肋条布局对凹槽状叶顶动叶出口截面上的高损失区域位置影响可以忽略, 但是降低了上通道涡和泄漏涡的强度, 相应的减少了动叶的气动损失。

图 14 给出了 4 种肋条布局时凹槽状叶顶动叶出

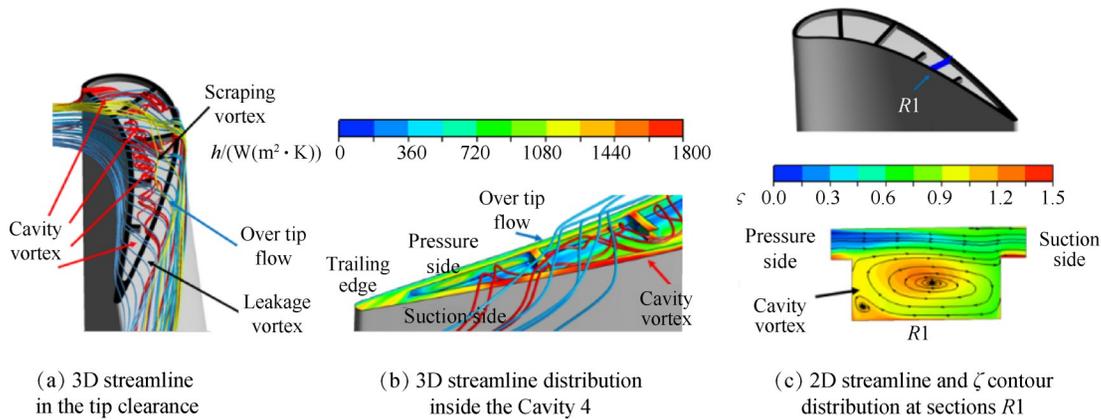


Fig. 12 Leakage flow pattern in the tip clearance of Case 5

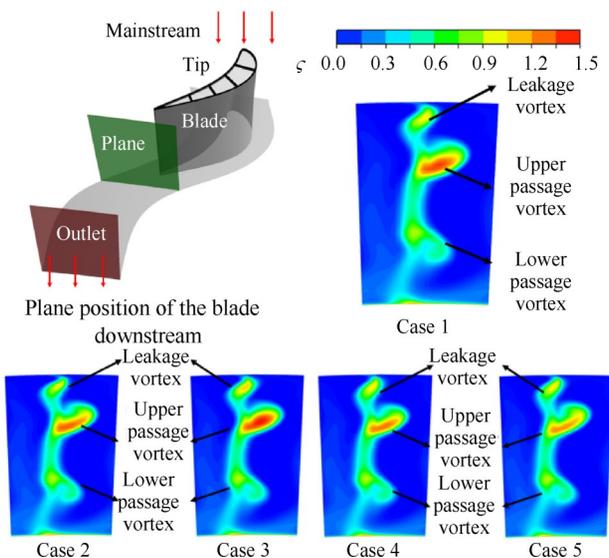


Fig. 13  $\zeta$  contour distribution at the plane of squealer tip without and with 4 different rib layouts

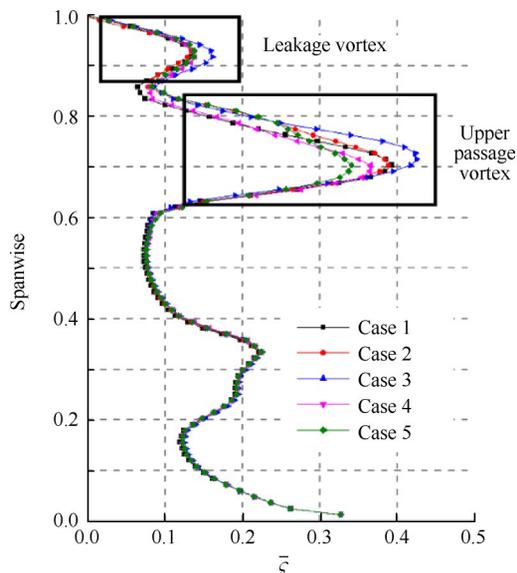


Fig. 14 Comparison of circumferential averaged  $\zeta$  along the blade span for squealer tip without and with 4 different rib layouts

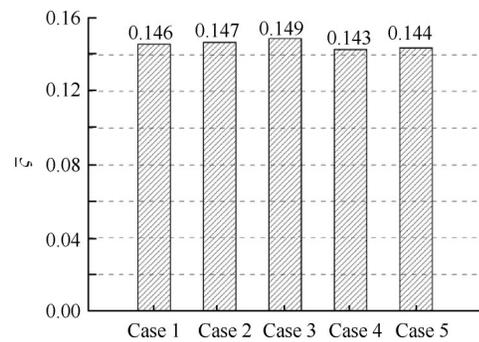


Fig. 15 Comparison of averaged  $\zeta$  at the plane of rotor blade squealer tip without and with 4 different rib layouts

口截面上周向平均总压损失系数沿叶高的分布。吸力侧半肋条布局 Case 3 总压损失系数最大,其次为凹槽状叶顶结构 Case 1 和全肋条布局 Case 2,压力侧半肋条布局 Case 4 和凹槽尾缘半肋条布局 Case 5 最小。图 15 比较了无肋条和 4 中肋条布局的凹槽状叶顶动叶出口截面上总压损失系数。压力侧半肋条布局 Case 4 与凹槽尾缘半肋条布局 Case 5 的总压损失系数相近,比无肋条凹槽状叶顶结构 Case 1,全肋条布局 Case 2 和吸力侧半肋条布局 Case 3 分别减小了 1.4%, 2.7% 和 4.0%。

### 4 结论

基于典型的凹槽状叶顶结构,设计了 4 种肋条布局,数值研究了 4 种肋条布局对凹槽状叶顶传热特性和动叶总压损失系数的影响。得到的结论如下:

(1) 凹槽尾缘半肋条布局通过凹槽腔室内的肋后涡和压力侧角涡相互作用,有效地降低了旋涡强度,在叶顶尾缘区域半肋条设计引入上游凹槽腔室的弱强度腔室涡,降低了凹槽状叶顶凹槽壁面的传热系数。

(2) 凹槽尾缘半肋条布局具有最低的叶顶平均传热系数,相比于无肋条典型凹槽状叶顶平均传热

系数降低了11.3%。

(3)凹槽尾缘半肋条布局和压力侧半肋条布局的凹槽状叶顶动叶出口截面具有相似的总压损失系数分布,相比于典型无肋条凹槽状叶顶,动叶出口截面总压损失系数减小了1.4%。

综合分析,凹槽尾缘半肋条布局的动叶叶顶具有最佳的气热性能。

致 谢:感谢国家自然科学基金面上项目的资助。

## 参考文献

- [ 1 ] Bunker R S, Bailey J C, Ameri A A. Heat Transfer and Flow on the First-Stage Blade Tip of a Power Generation Gas Turbine: Part 1 - Experimental Results[J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 2000, 122: 263-271.
- [ 2 ] Newton P J, Lock G D, Krishnababu S K, et al. Heat Transfer and Aerodynamics of Turbine Blade Tips in a Linear Cascade[J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 2006, 128:300-309.
- [ 3 ] Kwak J S, Ahn J, Han J C. Effects of Rim Location, Rim Height, and Tip Clearance on the Tip and near Tip Region Heat Transfer of a Gas Turbine Blade[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2004, 47: 5651-5663.
- [ 4 ] Azad G S, Han J C, Bunker R S. Effect of Squealer Geometry Arrangement on a Gas Turbine Blade Tip Heat Transfer[J]. *ASME Journal of Heat Transfer*, 2002, 124: 452-459.
- [ 5 ] 杜 昆, 宋立明, 李 军. 凹槽状叶顶涡轮叶片传热特性的数值研究[J]. 推进技术, 2014, 35(5): 618-623. (DU Kun, SONG Li-ming, LI Jun. Numerical Investigations on Heat Transfer Characteristics of Turbine Blade with Squealer Tip [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2014, 35(5): 618-623.
- [ 6 ] 崔 涛, 汪 帅, 张 伟, 等. 开口双肋凹槽式涡轮叶顶间隙流动数值研究[J]. 推进技术, 2017, 38(4): 815-827. (CUI Tao, WANG Shuai, ZHANG Wei, et al. Numerical Investigation of Opening Double Squealer Groove Turbine Tip Clearance Flow Character[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2017, 38(4): 815-827.)
- [ 7 ] Zou Z, Shao F, Li Y, et al. Dominant Flow Structure in the Squealer Tip Gap and Its Impact on Turbine Aerodynamic Performance[J]. *Energy*, 2017, 138: 167-184.
- [ 8 ] 周治华, 陈绍文, 李伟航, 等. 叶顶凹槽间隙气膜冷却的传热数值研究[J]. 推进技术, 2018, 39(3): 575-582. (ZHOU Zhi-hua, CHEN Shao-wen, LI Wei-hang, et al. Heat Transfer Numerical Research on Film Cooling of Tip Groove Clearance[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2018, 39(3): 575-582.)
- [ 9 ] 魏 曼, 钟兢军. 具有叶尖小翼的涡轮叶栅间隙流动的实验研究[J]. 推进技术, 2015, 36(12): 1825-1832. (WEI Man, ZHONG Jing-jun. Experimental Investigation on Tip Clearance Flow of a Turbine Cascade with Tip Winglet[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2015, 36(12): 1825-1832.)
- [ 10 ] Zhong F, Zhou C. Effects of Tip Gap Size on the Aerodynamic Performance of a Cavity-Winglet Tip in a Turbine Cascade[J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 2017, 139(10).
- [ 11 ] 李琛玺, 郭振东, 宋立明, 等. 凹槽状叶顶气膜孔优化设计与知识挖掘[J]. 推进技术, 2019, 40(2): 276-284. (LI Chen-xi, GUO Zhen-dong, SONG Li-ming, et al. Film-Cooling Holes Design Optimization and Knowledge Mining of a Squealer Tip[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2019, 40(2): 276-284.)
- [ 12 ] Saxena V, Nasir S, Ekkad S V. Effect of Blade Tip Geometry on Tip Flow and Heat Transfer for a Blade in a Low-Speed Cascade[R]. *ASME GT 2003-38176*.
- [ 13 ] Park J S, Lee S H, Lee W S, et al. Heat Transfer and Secondary Flow with a Multicavity Gas Turbine Blade Tip[J]. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 2015, 29(1): 1-10.
- [ 14 ] 皮 骏, 杜旭博, 孔庆国, 等. 冲击式凹槽叶尖流动传热特性[J]. 航空动力学报, 2019, 34(2): 331-340.
- [ 15 ] Du K, Li Z, Li J, et al. Influences of a Multi-Cavity Tip on the Blade Tip and the over Tip Casing Aerothermal Performance in a High Pressure Turbine Cascade[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 147: 347-360
- [ 16 ] Kwak J S, Han J C. Heat Transfer Coefficients of a Turbine Blade-Tip and near-Tip Regions [J]. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 2003, 17: 297-303.
- [ 17 ] 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 and Power*, 2017, 139(5).
- [ 18 ] Ledezma G A, Allen J J, Bunker R S. An Experimental and Numerical Investigation into the Effects of Squealer Blade Tip Modifications on Aerodynamic Performance [R]. *ASME TBTS 2013-2004*.
- [ 19 ] Yan X, Huang Y, He K, et al. Numerical Investigations into the Effect of Squealer-Winglet Blade Tip Modifications on Aerodynamic and Heat Transfer Performance[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016, 103: 242-253.

(编辑:史亚红)