阶梯形凹槽对涡轮叶顶泄漏流的影响

王天壹, 宣益民*

南京航空航天大学能源与动力学院, 南京 210016

* E-mail: ymxuan@nuaa.edu.cn

收稿日期: 2020-03-11; 接受日期: 2020-04-13; 网络版发表日期: 2020-07-14

国家科技重大专项(编号: 2017-III-0010-0036)资助

摘要 叶顶间隙泄漏流动是影响涡轮损失的重要因素, 在转子叶片叶尖采用被动控制结构是减少泄漏流流量, 降低泄漏损失的有效手段. 其中, 凹槽形叶顶是一种几何构型简单、且有效抑制泄漏损失的涡轮叶顶修形结构. 针对持续提高凹槽叶顶的泄漏流控制的需求, 本文综合分析凹槽叶顶泄漏流涡系结构和泄漏流控制机理, 对常规凹槽结构进行修改, 提出新型阶梯形凹槽叶顶结构, 详细讨论了不同形式的凹槽对间隙泄漏流动控制的影响. 研究表明: 修形的叶顶凹槽可以有效降低泄漏流流量, 减少泄漏损失. 随着凹槽深度增加, 凹槽内涡结构强度增加, 叶顶泄漏流流量降低. 沿泄漏流流动方向, 对于相同深度的凹槽, 凹槽底部为后台阶形式的凹槽对泄漏流的抑制作用要优于前台阶流动, 而前台阶形式的叶顶凹槽则不利于泄漏流流动的控制.

关键词 涡轮叶片, 叶尖间隙, 凹槽形叶顶, 流动控制

1 引言

叶尖间隙泄漏流动是影响涡轮效率的重要因素, 在转子叶片叶尖采用被动控制结构是减少泄漏流流量, 降低泄漏损失的有效手段之一. 凹槽形叶顶是一种比较有效的控制叶顶泄漏的结构. Metager^[1]指出, 叶顶凹槽可以有效减少间隙泄漏流流量. Amri^[2]数值研究了GE-E3发动机的第一级涡轮转子叶顶在增加凹槽后对间隙泄漏流动的影响, 发现在凹槽中形成了两个明显的漩涡, 进而导致间隙泄漏流量降低14%. Zou^[3]的研究发现, 凹槽形叶顶会在凹槽和间隙内形成刮削涡, 其作用类似于气动迷宫密封, 可有效减少泄漏流流量. Dieter^[4]以某四级低压涡轮为研究对象, 发现叶

顶凹槽对间隙泄漏流的发展有明显的抑制作用, 可以有效减小泄漏损失, 使涡轮效率增加1.25%. Lee^[5]的研究揭示, 由于叶顶吸力侧肋条的阻挡, 进入间隙内的大部分流体从吸力侧中部至尾缘处流入主流, 导致泄漏流量降低, 泄漏范围缩小, 泄漏损失减小, 并最终使得涡轮效率增加.

改善凹槽的具体结构可以在一定程度上提高凹槽对叶顶泄漏流的控制效果. Lee^[6]研究了5种不同深度叶顶凹槽的影响, 发现当槽深小于2.75%叶高时, 槽深的影响十分明显, 随着凹槽深度的增加, 泄漏涡强度减弱, 泄漏涡和通道涡之间的相互作用程度也减弱; 而当槽深大于5.51%叶高时, 增加槽深对间隙泄漏流已无较大影响. 杨佃亮^[7,8]则发现当相对槽深大于3%时, 随

引用格式: 王天壹, 宣益民. 阶梯形凹槽对涡轮叶顶泄漏流的影响. 中国科学: 技术科学, 2020, 50: 1288–1297

Wang T Y, Xuan Y M. Effect of stepped squealer tip on flow of leakage through turbine blade tip (in Chinese). Sci Sin Tech, 2020, 50: 1288–1297, doi: 10.1360/SST-2020-0085

凹槽深度的增加, 间隙泄漏流量不再发生变化. Tallman^[9]对叶顶凹槽形状进行优化, 发现优化后的变异形凹槽可以提高泄漏流控制效果. Mischo^[10,11]对叶顶凹槽进行了优化, 发现优化后的新型凹槽可以将涡轮效率提高0.38%, 而传统的叶顶凹槽结构只能将涡轮效率提高0.2%. Du等人^[12]研究了在凹槽内设置隔断形成多个凹槽结构对叶顶的换热量的影响. Yan等人^[13,14]研究发现, 凹槽和叶顶小翼相结合的结构与传统单纯的叶顶凹槽相比可以显著提高叶顶泄漏流控制能力. Yong等^[15]认为压力侧叶顶小翼与凹槽的结合对泄漏流控制更有益. 文献^[16~20]对叶顶喷气对凹槽叶顶的影响进行了研究. 这些研究表明: 叶顶冷气喷射和叶顶凹槽有明显交互作用, 冷却射流会在一定程度上提高凹槽叶顶的泄漏流控制效果. Sakaoglu等^[21]发现, 凹槽深度增加导致泄漏流流入凹槽内的流量减小, 凹槽底部的气膜冷却效率增加.

显然, 对于凹槽形叶顶对叶尖间隙泄漏流动的控制作用, 不同研究小组的结论仍然存在比较大的差异, 对于凹槽控制间隙流动的具体机理认识的仍不相同, 对于凹槽形状的改进大多在平行于叶顶的方向上, 而槽底结构的改进还鲜有涉及. 本文首先对叶顶凹槽内的流动结构及其对间隙流动控制作用进行分析, 厘清特定叶形下叶顶凹槽控制间隙流动的机理. 进而从调整凹槽内流动的涡系结构, 提高对间隙流的控制效果的角度出发, 通过改变凹槽的底部形式, 提出了阶梯形凹槽结构, 并分析了阶梯形凹槽对凹槽内部涡结构和叶顶间隙泄漏流动的影响. 希望本文提出的凹槽结构改进的研究可以为发展叶顶结构设计和泄漏流抑制方法提供参考.

2 研究对象和数值方法

2.1 研究对象

图1是描述亚音速涡轮叶片平顶和凹槽形叶顶两种叶顶结构在间隙附近区域的流动示意图. 平顶叶片的叶顶间隙流动在间隙内部泄漏流经历分离和再附过程, 形成明显的分离泡. 而对于凹槽形叶顶, 压力侧肋条使分离泡尺度减小, 部分间隙流体会进入凹槽, 冲击到吸力面肋条后折返在凹槽内形成回漩涡, 回旋涡会抬升间隙流动下边界, 对叶尖间隙流动形成阻碍作用, 从而达到间隙流控制的效果. 因此, 提高凹槽内涡结构

图1 (网络版彩图) 涡轮叶顶间隙流动示意图
Figure 1 (Color online) Turbine tip clearance flow diagram.

的影响范围和强度是提高凹槽对泄漏流控制作用的关键. 本文通过改变凹槽内结构, 开展不同凹槽结构的叶顶泄漏流机理与抑制方法的研究.

2.2 控制方程

叶尖间隙的高度往往小于叶高的1%, 由于叶尖间隙与复杂叶尖形状的组合效应, 形成涡轮叶栅流动中最为复杂的区域之一, 其中包括流动分离、强剪切流动和复杂涡系等流动形式, 具有流动结构复杂、几何结构空间尺度变化大和流动过程复杂等特点, 对流场数值模拟的模型适用性要求较高. 本文在数值计算中采用雷诺时均法对可压缩理想气体的N-S方程进行处理, 其具体的控制方程如下.

连续性方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0, \quad (1)$$

动量方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}(t_{ji} + \rho \tau_{ji}), \quad (2)$$

能量方程:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(e + \frac{1}{2} u_i u_i + k \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho u_j \left(h + \frac{1}{2} u_i u_i + k \right) \right] \\ &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[u_i (t_{ij} + \rho \tau_{ij}) \right] + \left(\frac{\mu}{Pr_L} + \frac{\mu_T}{Pr_T} \right) \frac{\partial h}{\partial x_j} + \left(\mu + \sigma \frac{\rho k}{\omega} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j}, \end{aligned} \quad (3)$$

式中, 针对湍流黏性系数的求解采用标准 $k-\omega$ ^[22] 模型,

其输运方程为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k, \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega, \quad (5)$$

式中, G 代表产生项, Y 代表湍流耗散项。

本文数值计算基于FLUENT商用软件平台, 采用基于密度的隐式耦合求解器进行求解, 该求解器在求解高速流的过程中具有精度高、鲁棒性好的特点。由于流场中的最大马赫数大于0.3, 需考虑气体的可压缩效应, 故而空气特性为可压缩理想气体。黏性系数采用Sutherland公式拟合。在差分格式上, 对控制方程中的对流项, 湍流动能和湍流动能的耗散项均采用二阶迎风格式进行离散。

2.3 几何模型, 网格划分和边界条件

本文采用文献^[23,24]的试验叶栅模型作为基础叶型, 采用周期性边界条件模拟叶栅通道多叶片排布, 计算的几何模型如图2所示: 实验叶片的轴向弦长为86.1 mm, 叶片高度为122 mm, 叶片展弦比为1.4, 叶片栅距为91.5 mm, 间隙为1.22 mm, 为叶片高度的1.0%。

为了研究叶顶凹槽内的流动结构及其对间隙流动控制作用, 首先探究厘清叶顶凹槽控制间隙流动的机理, 分析阶梯形凹槽对间隙泄漏流动的影响。本文共采用5种类型的叶顶结构(如图3所示), 分别为(a)平顶(Type-A), (b)凹槽深度为2.5%叶高(Type-B), (c)凹槽深度为5%叶高(Type-C), 以及两种新型叶顶结构, 即(d)前台阶形(Type-D)和(e)后台阶形凹槽结构(Type-E)。两种台阶形凹槽均采用凹槽内由前缘到尾缘的中弧线为台阶的划分线。其中前台阶形凹槽前部深凹槽槽深为5%叶高, 后部浅凹槽槽深为2.5%叶高; 而后台阶形凹槽前部浅凹槽槽深为2.5%叶高, 后部深凹槽槽深为5%叶高。两者的平均凹槽深度均约为3.75%叶高。

图4表示的是本文所采用计算模型的网格结构图和边界条件设置。采用结构化网格划分方法, 主流体域采用型拓扑结构为HOH型, 是一种广泛采用的、保证整体网格质量的拓扑结构。对壁面附近网格在垂直壁面方向上进行加密, 形成边界层网格, 第一层网格厚度设置约为0.02 mm, 控制总体壁面 Y^+ 小于1。

图5表示不同网格量下平顶叶顶泄漏流占叶栅进

图2 (网络版彩图)几何模型

Figure 2 (Color online) Geometric model.

图3 (网络版彩图)五种叶顶凹槽结构示意图

Figure 3 (Color online) Structure diagram of five types of blade squealer tip.

图4 (网络版彩图)网格结构

Figure 4 (Color online) Grid structure.

口流量的比值, 由图可知当网格量大于258万时泄漏量基本保持不变, 即符合网格无关的条件。本文在计算过程中确定的基础网格量为400万, 当叶顶结构调整时尽

量保证拓扑结构不变, 总网格量变化不大, 从而保证所有网格均满足网格无关性条件.

边界条件设置如图6所示: 计算域进出口均设置为压力边界条件, 进口压力126900 Pa, 进口平均总温297 K, 出口静压102700 Pa. 壁面采用无滑移边界条件, 且壁面速度梯度为0. 当收敛因子小于 1×10^{-4} , 且进出口流量之差小于进口流量1%时, 认为计算结果收敛, 数值计算完成.

3 结果与分析

3.1 参数定义

为量化不同叶顶结构的影响, 定义总压损失系数:

$$C_{pt, total} = \frac{p_{in}^* - p_{out}^*}{p_{in}^* - p_{out}}, \quad (6)$$

式中, p^* 为进口总压, p_{in}^* 为当地总压, p_{out} 为出口静压.

图5 叶顶泄漏量随网格量的变化

Figure 5 The variation of tip leakage mass flow rate with grid size.

图6 (网络版彩图)边界条件

Figure 6 (Color online) Boundary condition.

通过分析总压损失系数的分布, 可以明确不同叶顶结构对间隙泄漏流动的影响.

局部表面传热系数定义为

$$h = q / (T_w - T_{aw}), \quad (7)$$

式中, q 为当地壁面热流密度, T_w 为壁面温度, T_{aw} 为绝热壁温, 本文取为主流进口温度. 通过分析叶顶表面传热系数, 可以研究不同叶顶结构对叶片表面传热的影响.

3.2 结果验证

为验证数值计算的准确性, 本文针对GEE3的平顶叶栅的实验工况^[18]进行了验证, 其间隙高度为1%叶高. 图7表示50%叶高的壁面静压系数分布, 图8表示叶顶表面换热系数分布, (a)为实验测量值, (b)为本文预测值. 由图可知, 本文计算的压力和叶顶换热系数与实验相比, 不仅总体趋势一致, 而且在局部细节上预测结果也与实验相吻合, 从而验证了本文采用的计算方法的可靠性.

3.3 凹槽控制泄漏流

为分析不同凹槽深度对叶顶泄漏流的影响, 图9表示平顶(Type-A), 2.5%相对叶高的槽深的凹槽(Type-B)和5%相对叶高的槽深的凹槽(Type-C)的三种叶顶结构的间隙泄漏流流线图. 比较流线图可知, 三种叶尖间隙内流动结构在叶片靠近前缘区域存在一定区别, 流体进入间隙后, 靠近叶片前缘的流体进入凹槽, 接触吸力面肋条后, 形成旋转方向指向前缘的漩涡; 由叶片

图7 (网络版彩图) 50%叶高壁面压力分布

Figure 7 (Color online) Pressure distribution at 50% blade height.

图8 (网络版彩图)叶顶表面换热系数. (a) 实验^[13]; (b) 本文预测值

Figure 8 (Color online) Blade tip surface heat transfer coefficient. (a) Experiment [13]; (b) prediction in present paper.

图9 (网络版彩图)平顶、2.5%和5%叶高凹槽的叶顶间隙流线分布

Figure 9 (Color online) The streamline distributions of tip leakage flow for flat top, 2.5% and 5% blade height squealer tip.

中后部进入间隙的流体的流线区别较小, 几乎没有流体经历进入凹槽并流出的过程。

图10表示图9中3个截面位置的叶顶区域流线分

图10 (网络版彩图)三种凹槽深度下的三个沿流程截面流线分布

Figure 10 (Color online) Three streamline distributions along flow section under three squealer depths.

布. 由图可知, 流体进入间隙接触吸力面肋条后, 形成旋转方向指向前缘的回旋涡. 回旋涡的影响区域主要在凹槽靠近吸力面一侧, 而靠近压力面一侧则没有形成明显的涡结构. 对于浅凹槽结构, 由于凹槽的纵深比较大, 进入凹槽的流体在截面上难以形成完整涡结构, 而是接触吸力侧肋条后流动方向转折, 在沿凹槽向下迁移过程中, 与泄漏流掺混, 流出间隙. 而随着凹槽深度的增加, 凹槽内的流体形成强度较大的回旋涡结构, 这样的完整漩涡结构会抬升间隙内泄漏流的下边界, 从而增加凹槽对泄漏流量的控制作用.

图11表示50%间隙高度的截面的压力分布. 对于平顶叶片(Type-A), 间隙内流体静压较低, 特别是在靠近前缘附近区域, 由于分离泡的存在使得间隙内流体加速, 压力最小. 而引入凹槽(Type-B)后, 前缘区域分离泡对间隙内流体加速效应降低, 凹槽附近区域在凹槽内流体折返和输运的作用下, 间隙内压力更加均匀, 这也说明凹槽内流体对间隙泄漏流具有显著的阻碍作用. 随着凹槽深度的增加(Type-C), 叶顶区域的压力分布更加平均, 即凹槽对泄漏流的控制效果提高.

不同槽深凹槽的泄漏流控制效果可以利用泄漏流流量进行评估. 图12表示平顶(Type-A), 槽深为2.5%叶高的凹槽(Type-B)和槽深为5%叶高的凹槽(Type-C)的泄漏流流量占进口流量的百分比. 由图可知, 随着凹槽深度的增加, 叶顶凹槽对泄漏流量的控制作用增加. 与平顶相比, 槽深为2.5%叶高的凹槽使得叶顶泄漏流

流量下降13.3%, 而槽深为5.0%叶高的凹槽相对于平顶使得叶顶泄漏流量下降17.2%.

3.4 阶梯形凹槽结构的影响

由2.3节分析可以看出, 在间隙内形成强度更大, 结构更饱满的漩涡结构是提升凹槽对叶尖间隙泄漏流控制的关键. 增加凹槽深度可以比较有效的提升涡强度, 但是凹槽深度的增加必然会对叶片强度和冷却结构布置带来困难, 因此需要采用新的凹槽结构. 本节即针对凹槽内部回旋涡的具体结构形式, 对凹槽结构

进行修改, 引入前台阶梯形凹槽和后台阶梯形凹槽, 讨论两种阶梯形凹槽结构影响凹槽内旋流的关键因素.

图13表示两种阶梯形凹槽叶顶区域的流线分布. 由于凹槽底部台阶结构的存在, 使得凹槽内的流动结构复杂程度增加. 与常规凹槽相比, 一个显著的区别是凹槽内的主涡由一个改为两个, 两个漩涡的旋向相同, 对前台阶梯形凹槽的内部涡结构而言, 其后部的涡B结构较小, 强度也较小, 对泄漏流控制效果较差; 而后台阶梯形结构靠近吸力面的凹槽深度较大, 其形成的涡B与5%凹槽的回旋涡结构相近, 可以有效抬升泄漏流下壁面, 起到比较好的控制效果.

图14表示四种不同凹槽结构下叶栅通道内靠近叶顶的涡结构示意图. 截面为通道内压力损失分布. 由图可知, 前台阶梯形凹槽(Type-D)与槽深为2.5%叶高的凹槽(Type-B)涡结构相近, 而后台阶梯形凹槽(Type-E)与槽深为5%叶高凹槽(Type-C)的泄漏涡结构相近. 其中槽深为5%叶高凹槽(Type-C)与后台阶梯形凹槽(Type-E)的

图 11 (网络版彩图)不同槽深的50%间隙见面压力分布. (a) Type-A; (b) Type-B; (c) Type-C.

Figure 11 (Color online) Pressure distributions at 50% gap height section of different squealer depths. (a) Type-A; (b) Type-B; (c) Type-C.

图 12 (网络版彩图) 三种槽深的间隙泄漏流量

Figure 12 (Color online) Clearance leakage flow of three squealer depths.

图 13 (网络版彩图)两种阶梯形凹槽的流动结构

Figure 13 (Color online) Flow structure of two stepped squealer tips.

图 14 (网络版彩图) 凹槽叶顶端区涡结构分布

Figure 14 (Color online) Vortex structure distributions in the tip region of squealer blade tips.

通道涡生成位置比较靠后.

图15表示五种结构的叶尖间隙泄漏流流量. 从泄漏量对比可知, 前台阶形凹槽(Type-D)明显不利于泄漏流的控制, 其控制效果甚至小于槽深为2.5%叶高的平凹槽(Type-B). 而后台阶形凹槽(Type-E)的等效槽深

图 15 (网络版彩图) 五种叶顶结构的间隙泄漏流量

Figure 15 (Color online) Tip leakage flow rates of five blade tip structures.

为3.75%, 其控制效果甚至比槽深为5%叶高的平凹槽(Type-C)更好. 可见, 相较于平凹槽, 后台阶形凹槽是一种更为有效的泄漏流控制结构.

同时, 改变叶顶结构还会对叶栅流场的压力损失造成一定影响. 图16表示不同叶尖结构的总压损失分

图 16 (网络版彩图) 50%间隙高度截面的无量纲总压损失分布. (a) Type-B; (b) type-C; (c) type-D; (d) type-E.

Figure 16 (Color online) Non-dimensional total pressure loss distributions of 50% clearance height section. (a) Type-B; (b) type-C; (c) type-D; (d) type-E.

布. 由图可知尽管槽深为5%叶高凹槽(Type-C)和后台阶形凹槽(Type-E)具有更高的泄漏流控制效果, 但是它们的局部总压损失要高于槽深为2.5%叶高的平凹槽(Type-B)和前台阶形凹槽(Type-D), 尤其是对于凹槽尾部的区域. 这是由于槽深为5%叶高凹槽(Type-C)和后台阶形凹槽(Type-E)在凹槽内的输运能力更强, 而迁移到凹槽尾部的流体流出凹槽后与主流掺混造成较大的总压损失, 可见为减小凹槽结构叶顶的压力损失, 需要调整凹槽尾部到尾缘的距离, 减小掺混损失.

3.5 台阶形凹槽的换热系数

图17表示两种台阶形凹槽的叶顶表面换热系数分布. 凹槽形叶顶换热系数较大的区域集中在压力侧肋条上, 在凹槽底部靠近前缘附近由于回旋涡冲击形成高换热区; 前台阶形凹槽和后台阶形凹槽的区别也主要体现在凹槽底部, 前台阶形凹槽的前后换热差异较大, 主要原因是深凹槽内的流动速度很小. 而后台阶形凹槽的两侧换热则较为均匀.

4 总结

为进一步提高涡轮叶顶凹槽对间隙泄漏流的控制作用, 本文采用数值模拟方法, 首先对叶顶凹槽内的流动结构及其对间隙流动控制作用进行分析, 研究叶顶凹槽控制间隙流动的机理和影响因素. 进而从调整凹槽内流动的涡系结构、提高对间隙流的控制效果的角度出发, 在凹槽深度方向对凹槽结构进行改进, 提出了台阶形凹槽结构, 并着重分析台阶形凹槽对叶顶间隙

图 17 (网络版彩图) 两种台阶形凹槽的叶顶表面换热系数分布

Figure 17 (Color online) Heat transfer coefficient distributions on the blade tip surface of two stepped squealer tips.

泄漏流动的影响, 主要结论如下.

叶顶凹槽可以有效降低泄漏流流量, 减少泄漏损失. 随着凹槽深度的增加, 凹槽内部形成了更为完整的回旋涡结构, 间隙内压力梯度降低, 使得凹槽的控制效果增加.

前台阶形凹槽靠近压力面深槽内的速度很小, 难以对泄漏流形成有效的控制; 而后台阶形凹槽结构在台阶上下都形成了强度较大的回旋涡, 可以获得较好的泄漏流控制效果.

随着凹槽深度增加和后台阶形凹槽的采用, 在凹槽内流体流量增大, 使得凹槽后部的槽内出流与泄漏流掺混作用增强, 增大了整体的压力损失, 而凹槽底部形式对泄漏流结构大小影响较小.

从换热来看, 在凹槽底部靠近前缘附近由于凹槽内回旋涡冲击形成高换热区, 后台阶形凹槽的换热系数分布较前台阶形凹槽更为均匀.

参考文献

- Metzger D, Rued K, Chyu M. Cavity heat transfer on a transverse grooved wall in a narrow flow channel. ASME, 1986, 1986-HT-57
- Ameri A A, Steinthorsson E, Rigby D L. Effect of squealer tip on rotor heat transfer and efficiency. *J TurboMach*, 1998, 120: 753–759
- Zou Z, Shao F, Li Y, et al. Dominant flow structure in the squealer tip gap and its impact on turbine aerodynamic performance. *Energy*, 2017, 138: 167–184
- Dieter B, Herbert S. Leakage loss reduction by endwall contouring. AIAA, 2001, 2663
- Lee S W, Kim S U. Tip gap height effects on the aerodynamic performance of a cavity squealer tip in a turbine cascade in comparison with plane tip results: part 1—tip gap flow structure. *Exp Fluids*, 2010, 49: 1039–1051
- Lee S W, Chae B J. Effects of squealer rim height on aerodynamic losses downstream of a high-turning turbine rotor blade. *Exp Thermal Fluid Sci*, 2008, 32: 1440–1447
- Yang D L, Feng Z P. Study on tip leakage flow and heat transfer for a squealer tip blade (in Chinese). *J Eng Therm*, 2007, 28: 936–938 [杨佃亮, 丰镇平. 凹槽对动叶顶部流动和换热的影响. *工程热物理学报*, 2007, 28: 936–938]

- 8 Yang D L, Feng Z P. Effects of squealer tip on blade aerodynamic performance and tip heat transfer in gas turbine (in Chinese). *J Xi'an Jiaotong Univ*, 2008, 42: 838–842 [杨佃亮, 丰镇平. 叶顶凹槽对燃气透平动叶气动性能及叶顶传热的影响. *西安交通大学学报*, 2008, 42: 838–842]
- 9 Tallman J A. A computational study of tip desensitization in axial flow turbines. Dissertation for Doctoral Degree. Pennsylvania: The Pennsylvania State University, 2002
- 10 Mischo B, Behr T, Abhari R S. Flow physics and profiling of recessed blade tips: Impact on performance and heat load. *J TurboMach*, 2008, 130: 021008
- 11 Mischo B, Burdet A, Abhari R S. Influence of stator-rotor interaction on the aerothermal performance of recess blade tips. *J TurboMach*, 2011, 133: 011023
- 12 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. *Appl Thermal Eng*, 2019, 147: 347–360
- 13 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. *Int J Heat Mass Transfer*, 2016, 103: 242–253
- 14 Jiang S, Li Z, Li J. Effects of the squealer winglet structures on the heat transfer characteristics and aerodynamic performance of turbine blade tip. *Int J Heat Mass Transfer*, 2019, 139: 860–872
- 15 Seo Y C, Lee S W. Aerodynamic losses for squealer tip with different winglets. *J Mech Sci Technol*, 2019, 33: 639–647
- 16 He K. Investigations of film cooling and heat transfer on a turbine blade squealer tip. *Appl Thermal Eng*, 2017, 110: 630–647
- 17 Rezasoltani M, Lu K, Schobeiri M T, et al. A combined experimental and numerical study of the turbine blade tip film cooling effectiveness under rotation condition. *J Turbomach*, 2015, 137: 11008
- 18 Yan X, Huang Y, He K. Investigations into heat transfer and film cooling effect on a squealer-winglet blade tip. *Int J Heat Mass Transfer*, 2017, 115: 955–978
- 19 Sakaoglu S, Kahveci H S. Effect of turbine blade tip cooling configuration on tip leakage flow and heat transfer. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2019: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. Volume 5A: Heat Transfer. Phoenix, Arizona, USA. June 17–21, 2019. V05AT12A00
- 20 Saul A J, Ireland P T, Coull J D, et al. An experimental investigation of adiabatic film cooling effectiveness and heat transfer coefficient on a transonic squealer tip. *J TurboMach*, 2019, 141: 91005
- 21 Sakaoglu S, Kahveci H S. Effect of cavity depth on thermal performance of a cooled blade tip under rotation. *Int J Heat Mass Transfer*, 2019, 143: 118561
- 22 Wilcox D C. *Turbulence Modeling for CFD*. DCW Industries, Inc. La Canada, California. 1998
- 23 Timko L P. *Energy efficient engine: High pressure turbine component test performance report*. NASA Contractor Report, 1984
- 24 Kwak J S, Han J C. Heat transfer coefficient on a gas turbine blade tip and near tip regions. In: *8th AIAA/ASME Joint Thermophysics and Heat Transfer Conference*. 2002, AIAA-2002-3012

Effect of stepped squealer tip on flow of leakage through turbine blade tip

WANG TianYi & XUAN YiMin

College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China

Flow of leakage through the clearance of a turbine blade tip is an important factor that affects turbine loss. Setting up proper geometrical structures for the blade tip is an effective method for realizing passive control of leakage flow and suppressing loss due to leakage. Among these structures, squealer tip is a simple and widely studied control structure|and with focus on elucidating its vortex system structure and suppression mechanism, this study proposes a new stepped squealer blade tip structure by modifying that of a conventional one in order to further improve its control effect on the flow of leakage. Influences of different squealer tips on the control of the flow of leakage are discussed in detail. Results show that the modified squealer tip can effectively alter the flow of leakage and suppress loss due to leakage. With increase in the depth of the squealer tip, the strength of vortex structures in the groove increases and the flow of leakage through the tip decreases. With respect to the same depth of squealer tip, the back-stepped squealer tip exhibits better suppression effect on the flow of leakage than the front-stepped squealer tip along the direction of the flow of leakage. The front-stepped squealer tip is not effective for controlling the flow of leakage.

turbine blade, tip clearance, squealer tip, flow control

doi: [10.1360/SST-2020-0085](https://doi.org/10.1360/SST-2020-0085)