

突肩叶尖尾缘开槽对间隙流动 换热特性的影响

成锋娜¹, 常海萍¹, 张镜洋², 田兴江¹, 杜治能³

- (1. 南京航空航天大学 能源与动力学院 江苏省航空动力重点实验室, 南京 210016;
2. 南京航空航天大学 航天学院, 南京 210016;
3. 中国航空工业集团公司 沈阳发动机设计研究所, 沈阳 110015)

摘 要: 通过数值计算对带有尾缘开槽结构的突肩叶尖间隙流场结构、泄漏流量、泄漏损失、表面传热系数进行了对比研究. 研究结果显示: 相比全突肩叶尖, 吸力侧尾缘开槽突肩叶尖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. 压力侧尾缘开槽和吸力侧尾缘开槽均会增加间隙泄漏流量. 压力侧尾缘开槽突肩叶尖会增加间隙泄漏损失, 开槽长度越大损失越大. 研究范围内的吸力侧尾缘开槽均会减小间隙泄漏损失, 但存在最佳开槽长度. 压力侧和吸力侧尾缘开槽均会轻微地增加叶尖表面传热系数.

关 键 词: 涡轮; 叶尖间隙; 泄漏流量; 泄漏损失; 表面传热系数

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Tip leakage flow and heat transfer characteristics with effect of trailing edge cutback on squealer tip

CHENG Feng-na¹, CHANG Hai-ping¹, ZHANG Jing-yang²,
TIAN Xing-jiang¹, DU Zhi-neng³

- (1. Jiangsu Province Key Laboratory of Aerospace Power System,
College of Energy and Power Engineering,
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;
2. College of Astronautics,
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;
3. Shenyang Engine Design and Research Institute,
Aviation Industry Corporation of China, Shenyang 110015, China)

Abstract: Comparative study was carried out to investigate the leakage flow field, leakage mass flow rate, leakage flow loss and surface heat transfer coefficient of trailing edge cutback on squealer tips by numerical simulations. Research results show that the suction side trailing edge cutback on squealer tips can change the leakage flow path near the cutback area, and suppress the mixing of the leakage flow and the main stream effectively compared with the cavity tip. Both suction and pressure sides trailing edge cutback on squealer tips can increase the leakage mass flow rate. Pressure side trailing edge cutback on squealer tips can increase the tip clearance leakage flow loss with the increase of cutback length. Suction side trailing edge cutback on squealer tips within the studied range can decrease the tip leakage

收稿日期: 2015-04-29

基金项目: 国家自然科学基金(51406085); 江苏省研究生培养创新工程(KYLX_0306);
中央高校基本科研业务费专项资金

作者简介: 成锋娜(1988—), 女, 山西晋城人, 博士生, 主要从事航空发动机高温部件冷却技术研究.

flow loss, but there is an optimum cutback length. Both pressure and suction sides trailing edge cutback on squealer tips can increase the tip surface heat transfer coefficient slightly.

Key words: turbine; tip clearance; leakage mass flow rate; leakage flow loss; surface heat transfer coefficient

为了满足涡轮转子与机匣之间的相对运动,动叶顶部与机匣之间需留有一定量的间隙,叫做叶尖间隙(下文简称间隙). 涡轮工作过程中,主流燃气会在叶片压力侧和吸力侧压差驱动下加速流过间隙,形成间隙泄漏流动,从而造成严重的涡轮损失,可占到涡轮总损失的 1/3 以上^[1]. 此外,泄漏流会使叶尖表面的热负荷增大而遭受破坏. 因此,提高涡轮效率与安全性的关键是减小间隙泄漏流动造成的损失并对叶尖区域进行冷却.

叶尖结构的改变会影响叶尖区域的流动换热特性,其中最有效的一种突肩叶尖,其不仅能够允许更小的间隙,在相同的间隙高度下还可以使泄漏流量减小,从而减小泄漏损失和叶尖热负荷. 对突肩叶尖的研究包含突肩位置、突肩宽度、突肩高度、突肩长度、突肩数量及突肩角度等^[2-10],其中,在全突肩叶尖的基础上进行局部改进的“部分突肩”不仅可以保留突肩叶尖的优势,还能对局部泄漏流路径进行改变,从而获得流动换热优势,因此得到了许多学者的重视.

2004 年, Nasir 等^[11]研究了不同形式的部分突肩叶尖的表面传热系数,结果表明切除压力侧突肩可以减小叶尖传热系数;无论压力侧或吸力侧部分突肩均对总体的传热系数影响很小,却会改变当地传热系数分布. 2005 年 Camci 等^[12]在旋转实验台中的测试表明吸力侧部分突肩(前缘缺失)相比压力侧部分突肩和两侧部分突肩在减小泄漏流的级损失方面更加突出. 2008 年 Mhetras 等^[13]研究了存在冷却射流的全突肩叶尖和压力侧尾缘开槽突肩叶尖的气膜冷却效果,结果表明后者尾缘处的气膜冷却效果更好,且突肩高度越大气膜冷却效果越好. 2010 年 Acharya 等^[14]用数值和实验两种方式得到了压力侧和前缘带气膜孔的压力侧尾缘开槽突肩叶尖的表面传热系数和气膜冷却效率. 2012 年 Naik 等^[15]则对比了全突肩叶尖和压力侧前缘与尾缘均开槽的部分突肩叶尖,结果表明部分突肩在尾缘处气膜冷却效率较高但在前缘处仍较低.

综上可知已经存在研究部分突肩叶尖的许多文献,且大部分均从换热角度进行,而 Bindon

等^[16-17]指出间隙泄漏损失造成的损失中 39% 是在间隙内部产生的, 48% 是由于间隙流动与主流掺混所引起的, 故减小泄漏损失的关键在于降低泄漏流与主流的掺混损失. 若在突肩叶尖尾缘开槽, 不仅可使凹槽内的部分泄漏流从开槽处流出间隙, 且可以改变部分间隙上方泄漏流路径, 从而减弱间隙泄漏流与主流的掺混, 降低间隙泄漏损失. 本文以 GE-E³ 涡轮第 1 级动叶为研究对象, 对比研究了无冷却射流情况下 3 种压力侧尾缘开槽和 3 种吸力侧尾缘开槽叶尖结构的间隙泄漏流动以及叶尖换热特性, 详细分析了不同叶尖结构间隙内泄漏流场、流量以及损失分布, 并得到了不同叶尖结构的表面传热系数.

1 物理模型和数值计算方法

1.1 计算模型

为了与实验结果进行对比, 本文根据 GE-E³ 涡轮第 1 级动叶顶部型线放大 3 倍建立起三维模型, 叶型详细数据见文献[18]. 放大后的叶片轴向弦长为 86.1 mm, 叶片高度为 123 mm, 展弦比为 1.4, 突肩宽度为 2.3 mm, 叶栅距为 91.5 mm. 计算域采用具有周期性边界条件的单个叶片, 如图 1, 间隙为 1.97 mm, 为叶片高度的 1.5%.

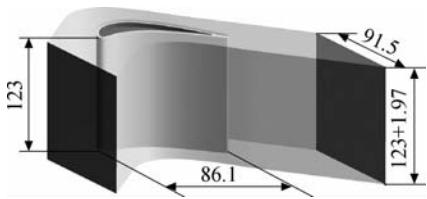


图 1 计算模型(单位:mm)
Fig. 1 Calculation model (unit:mm)

为了研究突肩叶尖尾缘开槽对间隙流动换热特性的影响, 对以下 6 种结构进行了计算和对比. 图 2 和图 3 分别给出了 3 种压力侧和吸力侧尾缘开槽结构, 其中 PS 和 SS 分别表示压力面和吸力面, cavity tip 表示全突肩叶尖, 压力侧开槽长度从 a-type 到 c-type 逐渐减小, 吸力侧开槽长度从 d-type 到 f-type 逐渐减小. 表 1 为不同开槽结构

的开槽位置, C_x 表示轴线弦长, C_{xps} 表示压力侧轴向弦长, C_{xss} 表示吸力侧轴向弦长。

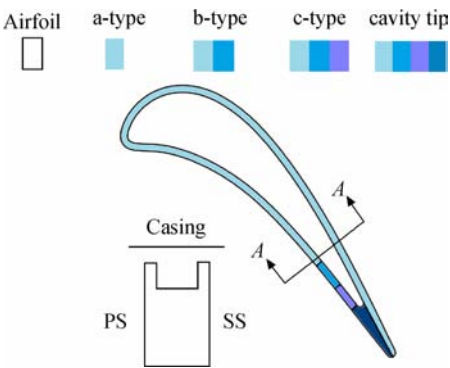


图 2 突肩叶尖压力侧尾缘开槽结构
Fig. 2 Geometry of the pressure side trailing edge cutbacks on squealer tip

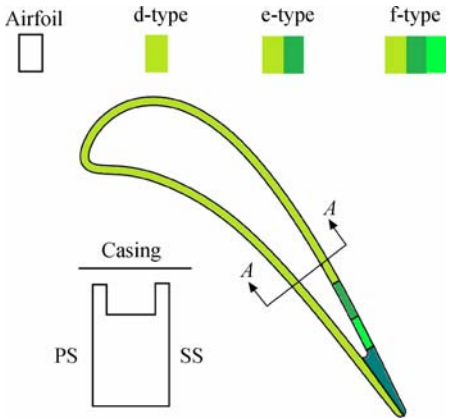


图 3 突肩叶尖吸力侧尾缘开槽结构
Fig. 3 Geometry of the suction side trailing edge cutbacks on squealer tip

表 1 不同开槽结构的开槽位置
Table 1 Cutback locations of different cutback geometries

突肩种类	开始位置	结束位置
a-type	75 % C_{xps}	尾缘
b-type	80 % C_{xps}	尾缘
c-type	85 % C_{xps}	尾缘
d-type	80 % C_{xss}	尾缘
e-type	85 % C_{xss}	尾缘
f-type	90 % C_{xss}	尾缘

1.2 网格划分

本文采用 ICEM 软件对计算模型进行网格划分,近壁处进行加密使计算表面的 Y^+ 在 3 左右

以满足增强壁面处理要求,如图 4. 间隙高度为 1.97 mm 时,间隙的网格数达到 30 层,凹槽内的网格数达到 80 层。

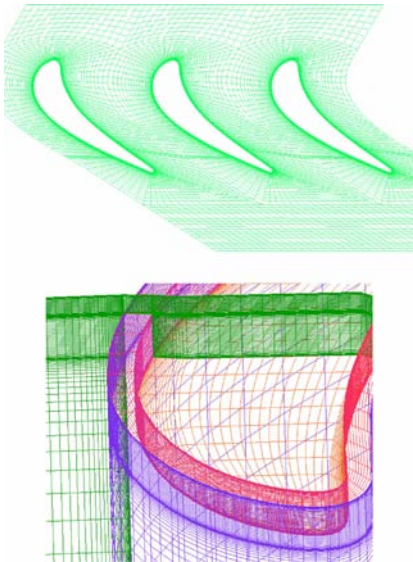


图 4 计算网格
Fig. 4 Computational mesh

网格独立性实验结果表明当全突肩叶尖的网格数量达到 187 万后叶尖的表面传热系数变化很小,故采用此方法进行网格划分,相对应的尾缘开槽突肩叶尖的网格数量超过 400 万。

1.3 计算方法及边界条件

计算采用和 Azad 等^[3]叶栅实验相同的边界条件,叶片表面为无滑移等温壁面,详细参数见表 2。

表 2 边界条件
Table 2 Boundary conditions

参数	数值
进口总压/kPa	143
进口温度/K	300
出口静压/kPa	108.3
进出口压比	1.32
进口气流角/(°)	32.01
壁面温度/K	350

采用计算流体力学软件 FLUENT,求解定常可压缩雷诺时均 Navier-Stokes 方程组,湍流模型选用 realizable $k-\epsilon$ 模型和增强壁面函数相结合的方式. Acharya 等^[14]对带气膜孔的突肩叶尖间隙泄漏流动换热进行计算时也采用了相同的计算模

型. 压力-速度耦合采用 SIMPLEC (semi-implicit method for pressure linked equations consistent) 算法; 解收敛的标准是各项残差精度均小于 10^{-6} , 残差曲线平直且进口流量稳定.

本文把数值计算结果和文献[3]的实验的结果进行了对比, 如图 5. 从图中可以看出数值计算结果中凹槽表面的前缘处高表面传热系数(h)区域值略大于实验值, 尾缘处低传热系数区域略小于实验值; 突肩尾缘处表面传热系数大于实验值, 这可能是由于计算中采用等壁温条件, 而实验中壁面温度存在差异. 总体上数值计算结果与实验结果吻合较好, 验证了计算方法的准确性.

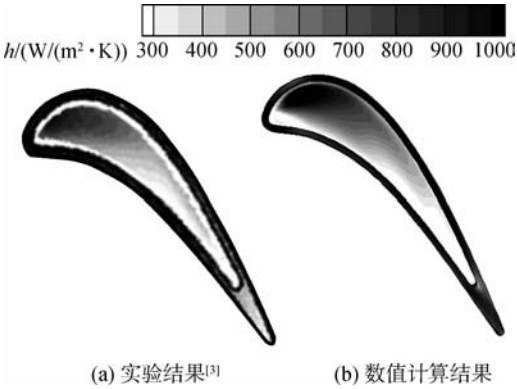


图 5 间隙高度为 1.97 mm 情况下突肩叶尖表面传热系数对比

Fig. 5 Comparison of surface heat transfer coefficient on squealer tip for the tip clearance height of 1.97 mm

1.4 参数定义

总压损失系数

$$C_{pt, total} = \frac{p_{in}^* - p_{out}^*}{p_{in}^* - p_{out}} \quad (1)$$

式中 p^* 为当地总压, p_{in}^* 为进口总压, p_{out} 为出口静压. 计算间隙泄漏损失系数 $C_{pt, tip}$ 时需要在叶尖部分的总压损失系数中减去叶型造成的损失 $C_{pt, profile}$ (叶片中跨处的总压损失系数), 即

$$C_{pt, tip} = C_{pt, total} - C_{pt, profile} \quad (2)$$

表面传热系数

$$h = q / (T_w - T_{aw}) \quad (3)$$

式中 q 为壁面热流密度, T_w 为壁面温度, T_{aw} 为绝热壁温, 无气膜冷却时 $T_{aw} = T_{\infty}$, T_{∞} 为主流温度.

2 计算结果及分析

2.1 不同叶尖结构下的间隙流场

图 6 为全突肩叶尖三维流线图, 图中 V 为当

地流速. 从图 6 中可以看出泄漏流进入间隙后从吸力侧前缘、中部及尾缘流出间隙, 泄漏涡形成于吸力侧前缘, 随后不断有流体卷入使得其在叶高和叶栅距方向发展增大. 泄漏流进入间隙的位置不同, 其流动的路径亦不同. 靠近机匣部分的流体直接穿过间隙从吸力侧流出 (绿色流线), 且流体在压力侧突肩和吸力侧突肩上方均由于流通面积减小而加速; 靠近凹槽部分的流体会向着凹槽底面流动 (红色流线), 在前缘中心处到达底面后与凹槽内的流体混合卷起回流旋涡, 随后此旋涡向吸力侧突肩移动, 到达后沿着吸力侧向尾缘发展, 在这个过程中不断有流体从压力侧流入凹槽, 同时有流体从吸力侧流出间隙. 流体流出间隙的位置会影响其与上游泄漏涡核的汇合, 进而影响泄漏流与主流的掺混损失.

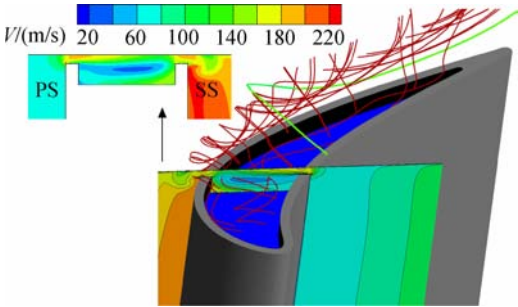


图 6 全突肩叶尖间隙泄漏流场

Fig. 6 Tip clearance leakage flow field of cavity tip

图 7 为全突肩叶尖尾缘处机匣表面压比 (即进口总压 p_{in}^* 与当地静压 p 之比) 分布云图. 图 8 为压力侧尾缘开槽的突肩叶尖机匣表面压比分布云图. 图 9 为压力侧尾缘开槽的突肩叶尖尾缘处间隙三维流场.

对比图 7 和图 8(a) 可以看出压力侧尾缘开槽后其附近区域的压比相比全突肩叶尖减小, 静压值增大, 叶片压力侧和吸力侧压差增大. 对比图 6 和图 9(a) 可以看出压力侧尾缘开槽后其附近流体在高压差驱动下从开槽处流入间隙. 随着压力侧尾缘开槽长度逐渐减小, 开槽处机匣表面低压比区域逐渐减小 (图 8(b)、图 8(c)), 分布与全突肩叶尖逐渐接近, 从开槽处进入间隙的泄漏流减少 (图 9(b)、图 9(c)). 综上可知压力侧尾缘开槽主要影响压力侧尾缘处进入间隙内的泄漏流量, 对间隙内泄漏流路径以及泄漏流与主流的掺混影响很小.

图 10 为不同吸力侧尾缘开槽的突肩叶尖机匣表面压比分布云图. 图 11 为吸力侧尾缘开槽的

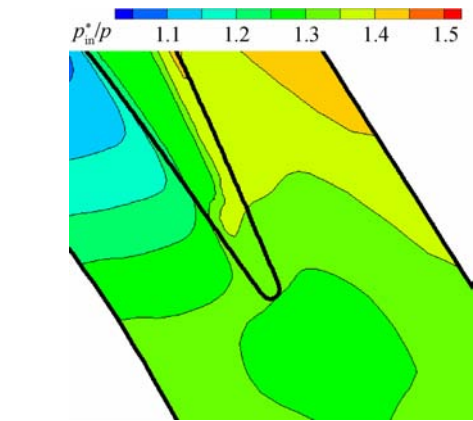


图 7 全突肩叶尖尾缘处机匣表面压比分布

Fig. 7 Pressure ratio distribution on the shroud surface near the trailing edge of cavity tip

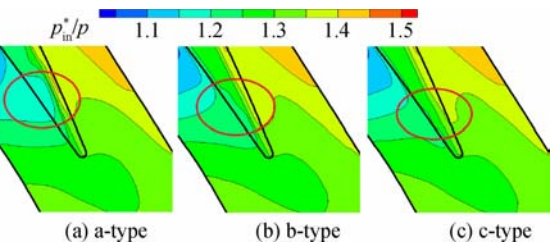


图 8 压力侧尾缘开槽突肩叶尖尾缘处机匣表面压比分布

Fig. 8 Pressure ratio distribution on the shroud surface near the trailing edge of pressure side trailing edge cutback on squealer tips

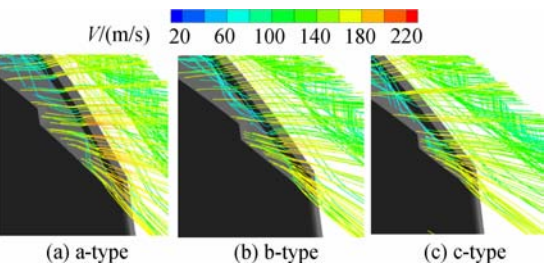


图 9 压力侧尾缘开槽突肩叶尖尾缘处间隙流场

Fig. 9 Tip leakage flow field near the trailing edge of pressure side trailing edge cutback on squealer tips

突肩叶尖尾缘处间隙三维流场. 图 12 为 85% C_x 处全突肩叶尖和吸力侧尾缘开槽叶尖速度比(即当地流速 V 与出口平均流速 V_{out} 之比)及流线分布,图 13 和图 14 分别为从吸力侧突肩上方和吸力侧开槽处流出的泄漏流量.

对比图 7 和图 10(a)可知,吸力侧尾缘开槽后其附近区域的压比值相比全突肩叶尖增大,静压值减小,叶片压力侧和吸力侧压差增大. 对比图

6 和图 11(a)可知,尾缘开槽后其附近流体(包括部分的凹槽内低速流体和间隙内的小部分高速流体)会从开槽附近流出间隙. 这部分流体在开槽下游形成了低速区域(图 12),被限制在了吸力侧附近,而不会向远处流动卷入泄漏涡. 随着吸力侧尾缘开槽长度逐渐减小(图 10(b)),开槽处机匣表面高压比区域减小,静压值增大,叶片压力侧和吸

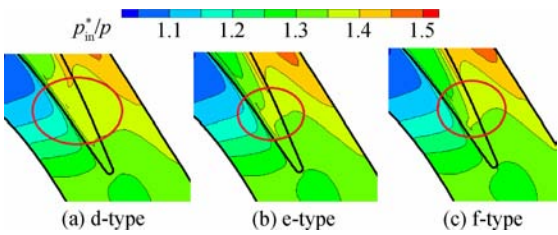


图 10 吸力侧尾缘开槽突肩叶尖尾缘处机匣表面压比分布

Fig. 10 Pressure ratio distribution on the shroud surface near the trailing edge of suction side trailing edge cutback on squealer tips

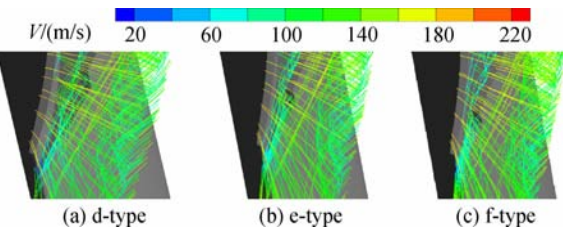


图 11 吸力侧尾缘开槽突肩叶尖尾缘处间隙流场

Fig. 11 Tip leakage flow field near the trailing edge of suction side trailing edge cutback on squealer tips

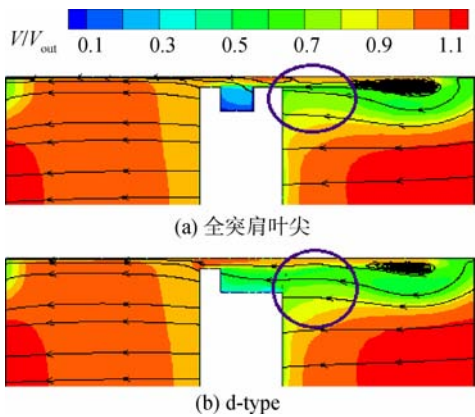


图 12 85% C_x 处全突肩叶尖和吸力侧尾缘开槽叶尖速度比分布及流线

Fig. 12 Velocity ratio distribution and streamline at 85% C_x of cavity tip and suction side trailing edge cutback on squealer tip

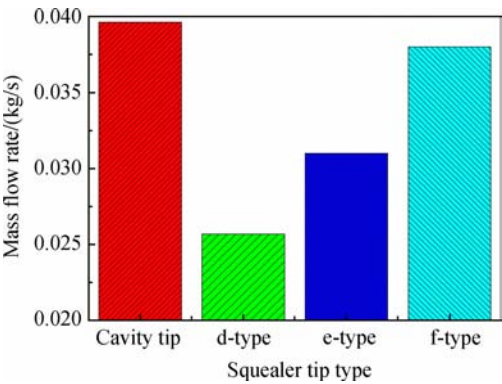


图 13 吸力侧尾缘开槽突肩叶尖上方流出的泄漏流量
Fig. 13 Tip leakage mass flow rate over the squealer tip of suction side trailing edge cutback on squealer tips

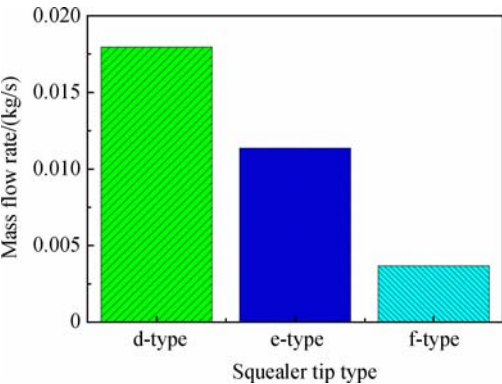


图 14 吸力侧尾缘开槽突肩叶尖开槽处及其上方流出的泄漏流量
Fig. 14 Tip leakage mass flow rate within and over the cutback part of suction side trailing edge cutback on squealer tips

力侧压差减小. 此时, 尾缘开槽附近流体流出间隙的位置向后推移(图 11(b)), 从开槽附近流出间隙的流体相应减少, 从吸力侧突肩上方流出间隙的流体增加(图 13 和图 14). 当开槽程度继续减小, 机匣表面的静压值与全突肩叶尖几乎相同(图 10(c)), 进入间隙的泄漏流量进一步减小, 但是由于开口的存在仍比全突肩叶尖大. 此时, 仍有小部分流体从开槽附近流出间隙(图 11(c)), 绝大部分流体从吸力侧突肩上方流出间隙.

综上可知吸力侧尾缘开槽以后使其附近的静压值减小, 部分泄漏流体在压差驱动下会从开槽附近流出间隙后与主流发生掺混.

2.2 不同叶尖结构对涡轮动叶泄漏损失的影响

Lee 等^[9]的研究结果表明, 泄漏流对动叶损失的影响仅存在于由叶尖向下的 25% 范围之内, 故计算叶尖总损失时仅计算此区域. 图 15 为不同

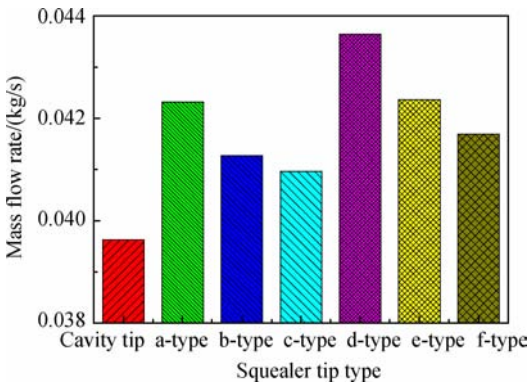


图 15 不同叶尖结构下的间隙泄漏流量
Fig. 15 Tip leakage mass flow rate of different tip geometries

叶尖结构下间隙泄漏流量对比图. 可以看出压力侧和吸力侧尾缘开槽均会使通过间隙的泄漏流量增大, 并且随着开槽长度减小泄漏流量逐渐减小, 这是因为失去突肩的部分会使其附近的泄漏流驱动压差增大.

图 16 为不同叶尖结构下的间隙泄漏损失对比图. 可以看出压力侧尾缘开槽相比全突肩叶尖会增加间隙泄漏损失, 开槽长度越大损失越大; 吸力侧尾缘开槽相比全突肩叶尖会降低间隙泄漏损失, 开槽长度与损失的减小并非呈线性关系, 而是存在最佳开槽长度 e-type. 这是因为间隙泄漏损失不仅与流出间隙的泄漏流量有关, 且与其流动路径和分布有关. 压力侧尾缘开槽时, 泄漏流流出间隙的分布基本相同, 但增加了泄漏流量, 损失增大; 吸力侧尾缘开槽时, 不仅增加了泄漏流量, 且泄漏流流出吸力侧的分布不同. 开槽长度为 e-type 时, 从开槽附近流出间隙的泄漏流位置相对靠后且长度不短, 使得被限制在吸力侧附近的流体造成的损失和从突肩上方流出间隙的泄漏流造成的损失叠加后较小, 为最佳开槽长度.

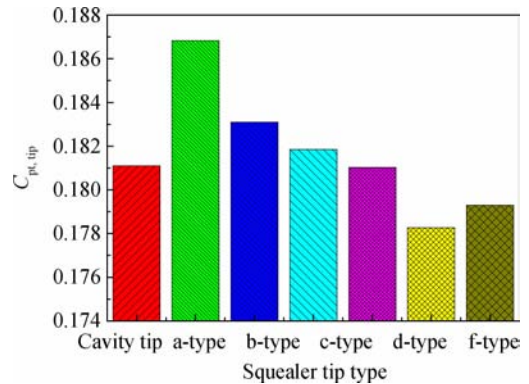


图 16 不同叶尖结构下的间隙泄漏损失
Fig. 16 Tip leakage flow loss of different tip geometries

图 17 为不同叶尖结构下出口总压 p_{out}^* 分布云图(机匣到 75% 叶高截面),总压值较低的区域代表损失较大的区域,即泄漏涡存在的区域。从图中可以看出压力侧尾缘开槽会增大泄漏涡在叶片间距方向的影响范围,而吸力侧尾缘开槽会减小泄漏涡在叶片间距方向的影响范围。

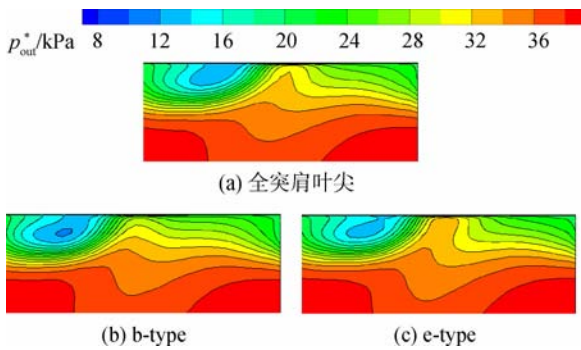


图 17 不同叶尖结构的出口总压分布
Fig. 17 Total pressure distribution at exit plane of different tip geometries

2.3 不同叶尖结构对涡轮动叶表面传热系数的影响

图 18 为不同叶尖结构的突肩叶尖表面传热

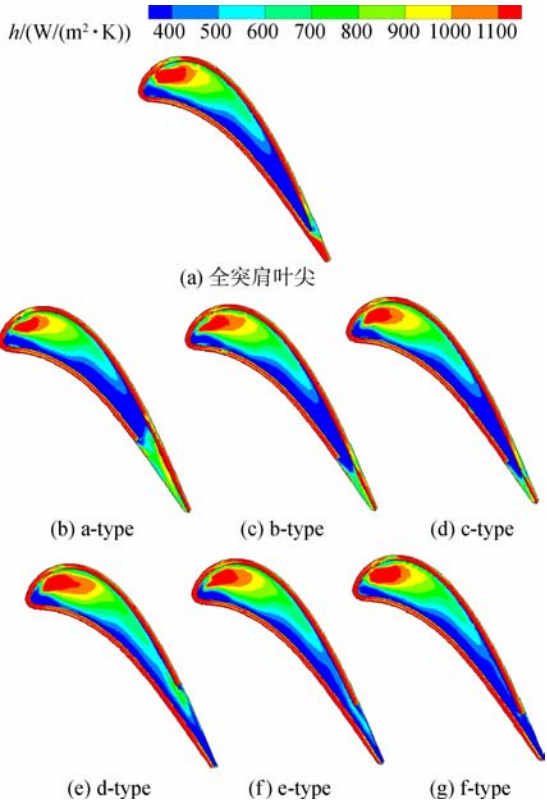


图 18 不同叶尖结构的叶尖表面传热系数分布
Fig. 18 Tip surface heat transfer coefficient of different tip geometries

系数分布图,可以看出凹槽的表面传热系数明显低于突肩表面。压力侧尾缘开槽可以减小前缘处高表面传热系数区域面积,但增加尾缘开槽处凹槽表面传热系数,随着开槽长度减小,前缘处的高表面传热系数区域面积逐渐增大,尾缘处开槽表面高表面传热系数区域面积减小,分布规律不断接近全突肩叶尖。吸力侧尾缘开槽会增大前缘处高表面传热系数区域面积和尾缘开槽处凹槽表面传热系数,随着开槽长度减小,前缘和尾缘开槽处高表面传热系数区域面积均逐渐减小,分布规律亦不断接近全突肩叶尖。由上可知,压力侧尾缘开槽突肩叶尖的高表面传热系数面积小于吸力侧尾缘开槽,因此平均表面传热系数略小。此外,在突肩叶尖压力侧或者吸力侧尾缘开槽后,由于经过突肩上方的泄漏流量增大,平均表面传热系数均比全突肩叶尖大;由于凹槽表面总体高表面传热系数区域面积增大,平均表面传热系数亦比全突肩叶尖大,因此开槽叶尖的表面传热系数略高于全突肩叶尖,但差距较小。

3 结 论

通过数值计算的方式研究了具有尾缘开槽结构的突肩叶尖,得到了突肩叶尖不同尾缘开槽长度下的间隙流场结构、泄漏流量、泄漏损失和叶尖表面传热系数,并与全突肩叶尖进行了对比,从而研究尾缘开槽对间隙流动换热特性的影响,得到如下结论:

- 1) 相比全突肩叶尖,吸力侧尾缘开槽突肩叶尖可以改变开槽附近泄漏流体的流动路径,有效抑制其与主流的掺混。
- 2) 相比全突肩叶尖,压力侧尾缘开槽和吸力侧尾缘开槽均会增加间隙泄漏流量。
- 3) 相比全突肩叶尖,压力侧尾缘开槽会增加间隙泄漏损失,开槽长度越大损失越大;吸力侧尾缘开槽会减小间隙泄漏损失,e-type 的损失最小。
- 4) 相比全突肩叶尖,压力侧和吸力侧尾缘开槽均会增加叶尖表面传热系数,但差距不大。

参考文献:

[1] Denton J D. Loss mechanisms in turbomachines [R]. ASME Paper 93-GT-435,1993.
[2] Azad G M S, Han J C, Bunker R S, et al. Effect of squealer geometry arrangement on a gas turbine blade tip heat transfer [J]. Journal of Heat Transfer, 2002, 124(3):452-459.
[3] Azad G M S, Han J C, Boyle R J. Heat transfer and flow on the squealer tip of a gas turbine blade[J]. Journal of

Turbomachinery,2000,122(4):725-732.

[4] Kwak J S,Han J C. Heat transfer coefficients on the squealer tip and near-tip regions of a gas turbine blade with single or double squealer[J]. Journal of Heat Transfer,2003,125(4):778-787.

[5] Kwak J S,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(2):5651-5663.

[6] Krishnababu S K,Newton P J,Lock G D,et al. Aero-thermal investigation of tip leakage flow in axial flow turbines: Part I effect of tip geometry and tip clearance gap[R]. ASME Paper GT2007-27954,2007.

[7] El-Gabry L A. Numerical modeling of heat transfer and pressure losses for an uncooled gas turbine blade tip effect of tip clearance and tip geometry [R]. ASME Paper GT2007-27008,2007.

[8] Prakash C, Lee C P, Cherry D G, et al. Analysis of some improved blade tip concepts[J]. Journal of Turbomachinery,2006,128(7):639-642.

[9] 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[J]. Experiments in Fluids, 2010, 49 (4): 1039-1051.

[10] 高杰,郑群. 叶顶凹槽形态对动叶气动性能的影响[J]. 航空学报,2013,34(2):218-226.

GAO Jie,ZHENG Qun. Effect of squealer tip geometry on rotor blade aerodynamic performance[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica,2013,34(2):218-226. (in Chinese)

[11] Nasir H,Ekkad S V,Kontrovitz D M,et al. 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.

[12] Camci C,Dey D,Kavurmacioglu L. Aerodynamics of tip leakage flow near partial squealer rims in an axial flow turbine stage[J]. Journal of Turbomachinery,2005,127(3):14-24.

[13] Mhetras S,Narzary D,Gao Z H,et al. Effect of cutback squealer and cavity depth on film-cooling effectiveness on a gas turbine blade tip [J]. Journal of Turbomachinery,2008,130(2):111-120.

[14] Acharya S,Kramer G,Moreaux L,et al. Squealer tip heat transfer with film cooling[R]. ASME Paper GT2010-23688,2010.

[15] Naik S,Georgakis C,Hofer T,et al. Heat transfer and film cooling of blade tips and endwalls [R]. ASME Paper GT2010-23288,2010.

[16] Bindon J P,Morphus G. The effect of relative motion, blade edge radius and gap size on the blade tip pressure distribution in an annular turbine cascade with clearance [R]. ASME Paper 88-GT-256,1988.

[17] Bindon J P. The measurement and formation of tip clearance loss[J]. Journal of Turbomachinery,1989,111(3):258-263.

[18] Timko L P. Energy efficient engine high pressure turbine component test performance report[R]. NASA CR-168289,1984.

(编辑:陈 越)