

高压涡轮尾切凹槽叶尖冷却换热特性

王维杰¹, 卢少鹏¹, 马海腾², 张 强³, 滕金芳¹, 余文胜¹

(1. 上海交通大学 航空航天学院, 上海 200240;

2. 上海交通大学 机械与动力工程学院, 上海 200240;

3. 上海交通大学 密西根学院, 上海 200240)

摘 要: 为研究尾切凹槽状涡轮叶片叶尖的表面换热,通过瞬态风洞实验得到无冷却和带除尘孔两种情况下叶尖表面传热系数,并将其与数值模拟结果进行对比,实验结果的不确定度小于 5%。分析叶尖间隙流场情况,无冷却时,由于腔底的空腔涡和凸肩壁的分流泡,高表面传热系数集中在压吸力侧凸肩和腔底前缘处;腔底后半段沿压力侧存在条状低表面传热系数分布。有除尘孔冷却时,冷却气体分为高低能两股流体,高能流体随泄漏流流出,造成吸力侧凸肩存在多段高表面传热系数集中分布;低能流体紧贴凹槽压力侧向后流动,对应位置冷却效率可达 0.4 以上。

关 键 词: 涡轮叶片; 凹槽叶尖; 除尘孔; 叶尖泄漏流; 表面传热系数

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Cooling and heat transfer characteristics of high-pressure turbine blade with cutback squealer tip

WANG Weijie¹, LU Shaopeng¹, MA Haiteng²,
ZHANG Qiang³, TENG Jinfang¹, YU Wensheng¹

(1. School of Aeronautics and Astronautics,
Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China;

2. School of Mechanical Engineering,
Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China;

3. University of Michigan-Shanghai Jiao Tong University Joint Institute,
Shanghai 200240, China)

Abstract: In order to study the surface heat transfer of turbine blades with cutback squealer tip, surface heat transfer coefficient was investigated experimentally through a transient wind tunnel experiment for an uncooled blade and a blade with dust purge holes. The experimental outcome was compared with the numerical simulation result. The uncertainty of the experiment was less than 5%. By analyzing the over tip leakage (OTL) flow condition, it revealed that on the uncooled blade tip, due to the cavity vortex and the separation bubbles, high surface heat transfer coefficient values were scattered on squealer rims of both pressure side (PS) and suction side (SS), and on cavity floor near the leading edge. A strip of low surface heat transfer coefficient values appeared on the PS of the second half cavity. In

收稿日期: 2019-04-08

基金项目: 国家自然科学基金(51506120, 51376127)

作者简介: 王维杰(1996—),男,硕士生,主要从事涡轮叶尖换热研究。

引用格式: 王维杰,卢少鹏,马海腾,等. 高压涡轮尾切凹槽叶尖冷却换热特性[J]. 航空动力学报,2019,34(10):2131-2139. WANG Weijie, LU Shaopeng, MA Haiteng, et al. Cooling and heat transfer characteristics of high-pressure turbine blade with cutback squealer tip[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(10): 2131-2139.

the cooled case, coolant flow from dust purge holes was separated into two parts. The high-energy fluid merged into the OTL flow, resulting in multiple high surface heat transfer coefficient distributions on the SS rim, while the low-energy fluid flowed backward along the SS of the cavity. Cooling effectiveness can reach over 0.4 in this region.

Key words: turbine blade; squealer tip; dust purge holes; over tip leakage flow; surface heat transfer coefficient

高压涡轮动叶和机匣之间存在一定间隙,在横向压力梯度的作用下,气体流经间隙,形成叶尖间隙泄漏流。叶尖泄漏流不仅会造成涡轮效率的损失(其气动损失可占到总损失的 $1/3^{[1]}$),同时会导致涡轮叶尖部位和机匣热负荷集中。因此有效的叶尖结构设计和冷却布局对于提升高压涡轮效率及寿命具有重要意义。

在早期对涡轮叶尖间隙的研究过程中,1988年 Moore 等^[2]利用实验方法测量了涡轮叶尖间隙内压力分布,并对叶尖努赛尔数进行了修正。1995年, Sjolander 等^[3]对叶尖间隙流场进行了详尽的实验研究,并提出了叶尖泄漏流模型。2001年, Bunker^[4]对涡轮叶尖的结构、叶尖泄漏流和叶尖换热之间的关系进行了详细的阐述。在叶尖的各种几何构型中,目前广泛使用的是凹槽状叶尖,许多国内外学者对它的换热进行了研究。Krishnabanu 等^[5]运用数值方法,比较了平叶尖和单、双侧凸肩壁凹槽叶尖的泄漏流流场和表面传热系数分布,结果表明双侧凸肩壁凹槽叶尖在气动和换热性能上都优于另两种叶尖构型。钟芳盼等^[6]在跨声速工况下也得到类似的结论。杨佃亮等^[7]通过数值计算,研究了凹槽腔深度对于叶尖泄漏流和换热的影响,发现叶尖表面平均换热随凹槽深度增加而减小。杜昆等^[8]的数值模拟结果相同,且发现动叶与机匣之间的相对运动可以增加叶尖换热效果。在凹槽叶尖基础上, Mhetras 等^[9]发现在凹槽型叶尖的尾部凸肩壁开一小槽,能够使腔内积聚的冷气从中流出,同时对尾缘处进行冷却。成锋娜等^[10]数值模拟了带有尾切凹槽叶尖间隙的流场结构和表面传热系数,结果表明压力侧和吸力侧凸肩尾缘开槽均会轻微增加叶尖换热。

在叶尖表面开设除尘孔可以利用离心力和冷却气流防止沙尘在冷却通道内堆积,除尘孔对叶尖部分的冷却效果有重要影响。虞跨海等^[11]采用流热耦合分析,发现除尘孔射流可以有效降低叶尖平均温度。Hohlfeld 等^[12]将一个双通道平面叶栅的数值模拟结果与实验比较,实验结果证明了除尘孔冷却效果与叶尖间隙和冷却孔吹风比

有关。Zhang 等^[13]研究了除尘孔和压力侧气膜冷却孔共同作用下的冷却效果,通过旋转实验台比较了多种孔的位置分布影响。Ma 等^[14-15]对叶栅在超声速工况下进行数值模拟和实验,分析了叶尖泄漏流和冷却气流对叶尖换热性能的影响。

本文研究对象为带有尾切凹槽状叶尖的高压涡轮叶片。通过实验和数值模拟方法,获得无冷却和带除尘孔情况下叶尖表面传热系数分布,将两者进行比较,并分析叶尖间隙内流场情况对换热性能的影响。

1 实验方案

1.1 实验设置

高压涡轮叶尖换热实验采用上海交通大学气动换热实验室中的瞬态跨声速风洞,其结构如图 1(a)和图 1(b)所示。该风洞为暂冲式风洞,包含气源储气罐、稳压阀、加热网、实验段等部件。气源储气罐可储存 10 m^3 的压缩空气,压力可达 3 MPa。实验过程中空气由储气罐出发,经稳压阀后可稳定至实验所需压力。稳压阀使用基于卡尔曼滤波器的控制算法,实验过程中,不断改变阀门开度以保持实验段的压力稳定^[16-17]。气流后流经扩张段、蜂窝管及整流网,经加热网加热后进入实验段。加热网由 100 kW 直流电源供电,如图 1(c)所示。实验段被安装于一个直径为 1.8 m 的实验舱中,气流流出实验段后排入大气。实验段配有冷却装置为实验涡轮叶片提供冷气。更多关于此跨声速风洞的气流条件和设计的内容见文献^[18-19]。

图 2 为实验段和冷却装置的结构图。冷气由涡流管产生,经过稳压箱后进入叶片。实验前冷气装置需预先冷却 30 min 以达到热平衡状态。实验段主流区的气流经加热后流过叶栅,叶栅前安装有皮托管和总温探针(基于 Omega K 型热电偶,响应时间小于 80 ms)用于测量进口总压 $p_{0,i}$ 和进口总温 $T_{0,i}$ 。采集信号被传递至 NI PXIe DAQ 采集系统并转换成数字式输出。为获取涡轮叶片叶尖表面实时温度场,叶栅上方安装

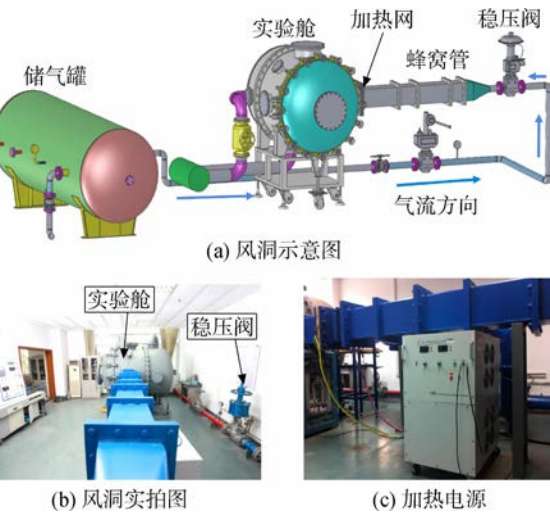


图 1 瞬态跨声速风洞及加热电源

Fig. 1 Transonic wind tunnel and heating power supply

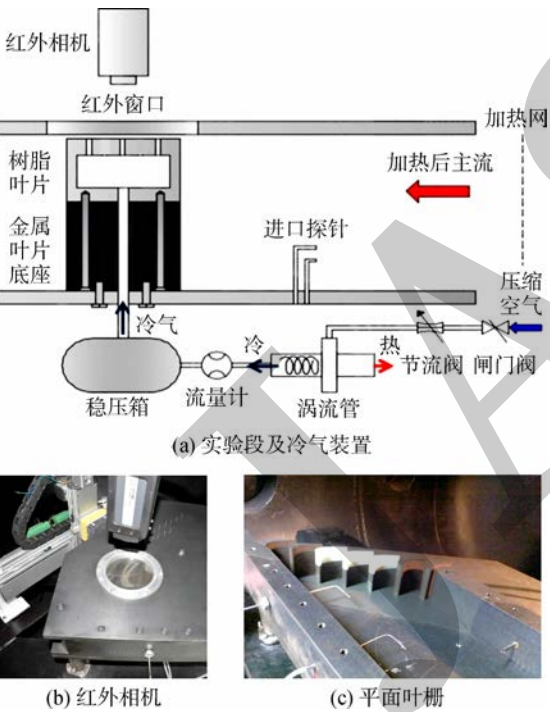


图 2 实验段及冷气装置

Fig. 2 Test section and coolant supply system

FLIR A325 型红外相机,相机分辨率为 320 像素×240 像素,帧频为 60 Hz,透过锌硒合金(ZnSe)的红外窗口拍摄叶尖表面温度。

为减小红外相机拍摄的误差,叶尖表面同样嵌入 Omega K 型热电偶用于校准温度,校准后的温度读数与红外相机所摄图像的灰度值(G)呈线性关系,如图 3(a)所示。经实验测量,在 95%置信区间,壁面温度 T_w 和进口总温 $T_{0,i}$ 不确定度都为 0.4%^[14],误差在可接受范围之内。实验过程中主流区进口总压 $p_{0,i}$ 、进口总温 $T_{0,i}$ 以及冷气总

压 $p_{0,c}$ 、冷气总温 $T_{0,c}$ 随时间变化的曲线如图 3(b)所示。风洞运行时,先打开稳压阀,待进口总压稳定于 180 kPa 后打开加热网,使进口总温快速上升至约 300 K,选取参数稳定后的 2 s 用于计算表面传热系数。冷气总温和总压分别保持在 270 K 和 198 kPa。

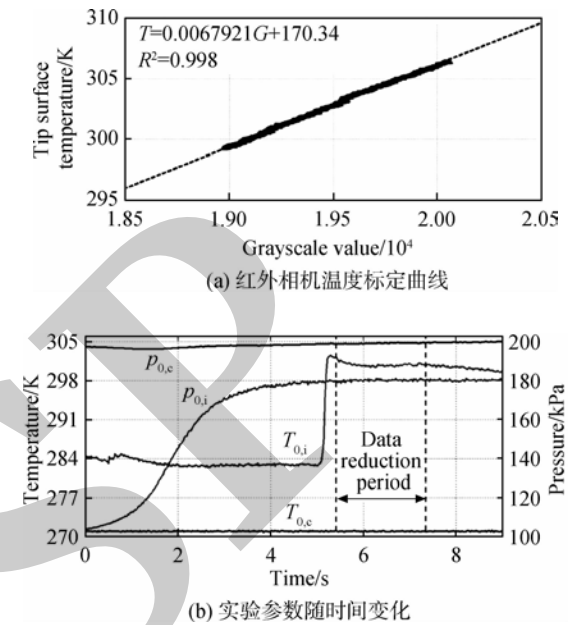


图 3 红外相机温度标定曲线及实验参数随时间变化^[14]

Fig. 3 Infrared radiation camera calibration curve and time histories of experiment parameters^[14]

实验段中的平面叶栅采用 6 个通道以满足周期性。叶片由典型高压涡轮叶型拉伸而成,通过螺栓固定于端壁。外侧 4 个叶片完全由金属制成。为了保证实验叶片的强度和叶尖部分不发生形变,中间 3 个叶片下半部分为金属底座,上半部分由低导热率的树脂材料制成,叶栅的几何参数如表 1 所示。

表 1 叶栅主要几何参数	
Table 1 Main parameters of cascade geometry	
参数	数值
弦长 c/mm	54.0
轴向弦长 c_x/mm	37.6
叶高 S/mm	50.0
栅距 t/mm	23.6
稠度 c/t	2.29
展弦比 S/c	0.93
叶尖间隙 τ/mm	0.675
叶尖间隙/弦长 $(\tau/c)/\%$	1.0

图 4 为实验采用的两种几何构型,图 4(a)为无冷却时的凹槽状叶尖,凹槽两侧凸肩壁宽 1.7 mm(3.1% c ,其中 c 为弦长),在压力侧尾缘处截去约 15 mm(28.0% c)作为尾切。图 4(b)为带除尘孔的叶尖,在无冷却叶尖结构的基础上,于凹槽底面开设三个除尘孔,叶片内部结构如图 4(c)所示。

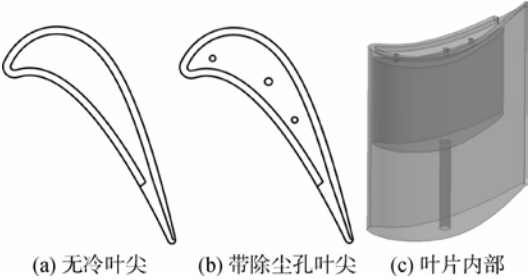


图 4 凹槽状尾切叶尖几何构型
Fig. 4 Squealer tip configurations

1.2 实验数据处理

由牛顿冷却公式可计算实验中待测的涡轮叶尖表面传热系数。

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

式中 q 为热流密度, h 为表面传热系数, T_{ad} 为绝热壁面温度,表达式为

$$T_{ad} = C_{ad}(r_c, \gamma, Ma) \cdot T_0 \tag{2}$$

式中 r_c 为恢复系数, γ 为气体的比热比, Ma 为气体的马赫数, C_{ad} 为绝热壁面温度因子。将式(2)代入式(1),两边同时除以 T_0 ,可得

$$\frac{q}{T_0} = -h \left(\frac{T_w}{T_0} - C_{ad} \right) \tag{3}$$

对红外相机拍摄得到的叶尖表面每一个像素的温度场,计算出 $\left(\frac{T_w}{T_0}, \frac{q}{T_0} \right)$ 后利用线性回归得到 h 和 C_{ad} 。

实验所用的树脂叶片导热率很低,计算热流密度 q 时采用一维半无限假设。本文使用由 Oldfield^[20] 提出的数据处理方法,利用离散信号的卷积与反卷积算法获得热流密度 q ,该方法具有准确快速的优点^[21],在之前的一些研究中已被广泛应用^[22-24]。

为验证线性回归计算表面传热系数 h 时的拟合情况,计算每个像素点的拟合优度 R^2 和不确定度。不确定度的计算过程如式(4),式中 σ 为拟合结果的标准差, σ_a 为拟合所得斜率的标准差, x 为拟合的拟合过程中的 T_w/T_0 , U 为拟合的不确定度。

$$\begin{cases} \sigma_a = \frac{\sigma}{\sqrt{S_{xx}}} \\ S_{xx} = \sum_{i=1}^n x^2 - \frac{1}{N} \left(\sum_{i=1}^n x \right)^2 \\ U = \frac{2\sigma_a}{h} \end{cases} \tag{4}$$

拟合结果的不确定度和 R^2 如图 5 所示。

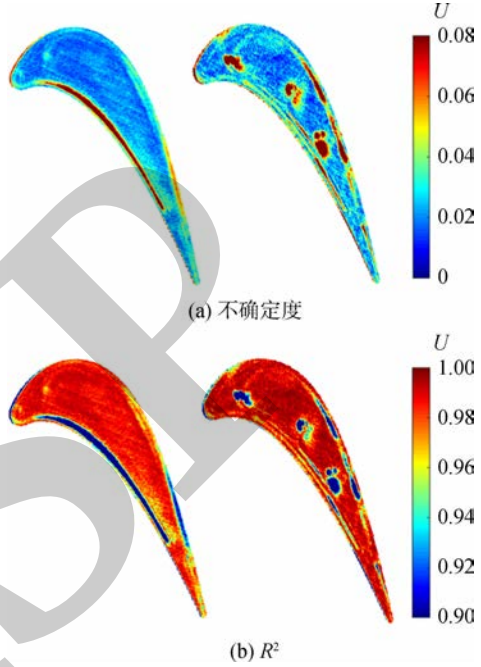


图 5 叶尖线性回归拟合表面传热系数时的 R^2 和不确定度

Fig. 5 Contours of R^2 and uncertainty for surface heat transfer coefficient in linear regression

在除尘孔周围和两侧凸肩处,线性回归的拟合度较差,主要原因是侧向导热对这些区域的影响较大。除此之外,叶尖表面的绝大部分区域 R^2 大于 0.96,不确定度小于 5%,数据拟合程度在可接受范围之内。

2 数值方法

2.1 计算设置

本文中数值计算采用 ANSYS CFX 软件,求解定常雷诺平均(RANS) Navier-Stokes(N-S)方程。

经比较验证,相比 Spalart-Allmaras(SA)湍流模型, shear stress transport(SST)模型计算的叶尖表面传热系数能更好地吻合实验数据^[14],因而本文采用 SST 模型用于数值模拟计算。

计算域为单通道,两侧设定为周期性交界面。由于数值模拟主要研究叶尖区域的换热

情况,叶根端壁二次流对叶尖泄漏流的影响可忽略不计,故下端壁的边界条件可设为对称面以减少计算量;其余所有固体壁面都设置为无滑移边界。

在固体壁面上设置两个不同的温度边界条件 ($T_1=280\text{ K}$ 和 $T_2=290\text{ K}$),计算出对应的热流密度 q_1 和 q_2 ,由式(1),联立两式可解得表面传热系数 h 。 T_1 和 T_2 与平均绝热壁面温度 T_{ad} 相接近,此时可认为固体壁面的温度边界条件对表面传热系数和泄漏流流场都不产生影响^[25]。

$$h=-\frac{q_1-q_2}{T_1-T_2}\tag{5}$$

有除尘孔冷却的计算域如图 6 所示。计算中主流和冷气的进出口边界条件都与实验条件相同,如表 2。主流区进出口马赫数分别为 0.26 和 0.94,基于弦长的叶栅出口雷诺数约为 1.2×10^6 ,冷气总压为主流来流总压的 1.1 倍。冷气进口流量为 1.142 g/s,冷气进口与主流区进口的吹风比为 0.931。

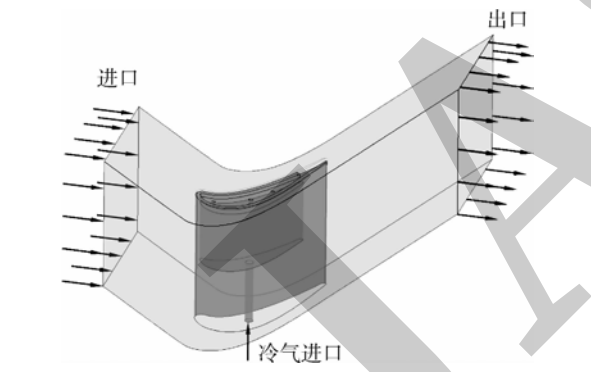


图 6 除尘孔冷却叶片计算域

Fig. 6 Computational domain of blade with dust purge holes

表 2 计算域边界条件设置

参数	数值
进口气流角/(°)	45.3
进口总压 $p_{0,i}$ /kPa	180
出口静压 p_e /kPa	101
冷气进口总压 $p_{0,c}$ /kPa	198
冷气总温 $T_{0,c}$ /K	270

2.2 网格划分

计算采用的六面体结构化网格由 ICEM 生成。为验证网格数量对计算结果的影响,对无冷

却叶片采用不同的节点数和加密方式,共划分 4 套网格,网格数量分别为 2×10^6 、 5×10^6 、 8×10^6 和 1.1×10^7 ,网格节点数以及相关性分析如表 3 所示。当网格尺寸增加到 5×10^6 时,整个叶尖平均表面传热系数增长在 1.5% 以内。在凹槽腔底平面, 8×10^6 与 11×10^6 两套网格计算结果仅相差 0.5%,远小于前 3 套网格之间的误差。4 套网格在叶尖表明的平均 y^+ 值在 0.8 左右,满足壁面边界层的计算精度要求。

表 3 网格相关性分析
Table 3 Mesh dependence analysis

参数	网格数量/ 10^6			
	2	5	8	11
间隙内网格层数	15	20	25	35
凹槽腔内网格层数	20	30	35	40
叶尖表面平均 y^+	0.80	0.81	0.81	0.81
叶尖平均表面传热系数	1167	1235	1249	1266
凹槽腔表面传热系数	1011	1052	1076	1081

不同网格尺寸下,无冷却叶片叶尖间隙泄漏流流量与进口流量比值($\dot{m}_{\text{out}}/\dot{m}_{\text{in}}$)沿弦长方向分布如图 7 所示,不同尺寸的网格计算结果接近。综合考虑计算效率和计算的准确性,采用 8×10^6 的网格用于本文的数值模拟。该网格在叶尖间隙内设置有 25 层网格,凹槽腔内设置 35 层网格,在叶片表面和叶尖间隙的边界层内,设置网格尺度从 $1\mu\text{m}$ 开始增长,确保在边界层内部有足够的网格层数。

带除尘孔叶片的计算域网格所使用的划分方式和节点数与无冷却情况相同,并在此基础上对除尘孔边界层网格进行加密,最终的网格数量约为 1.2×10^7 ,如图 8 所示。

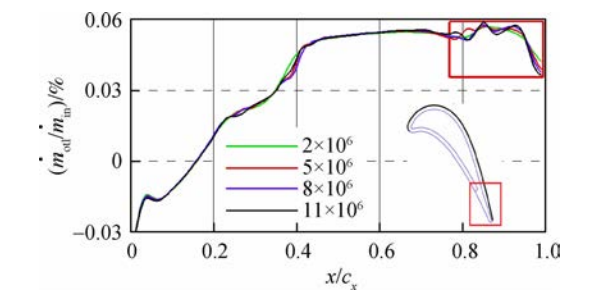


图 7 不同网格尺寸下无冷却叶片 $\dot{m}_{\text{out}}/\dot{m}_{\text{in}}$ 沿弦长分布
Fig. 7 $\dot{m}_{\text{out}}/\dot{m}_{\text{in}}$ on uncooled blade with different grid sizes along the chord

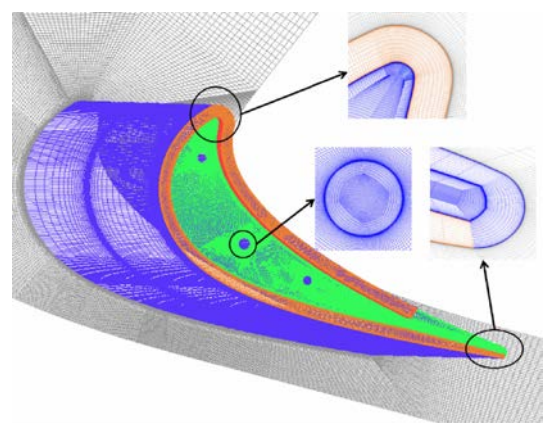


图 8 带除尘孔叶片计算域网格

Fig. 8 Computational domain and mesh on cooled blades

3 结果分析

3.1 无冷却凹槽状尾切叶尖

实验和数值模拟获得的无冷却凹槽尾切叶尖的表面传热系数分布如图 9 所示,数值模拟的表面传热系数分布与实验结果吻合较好,能较精确地捕捉高换热区和低换热区的分布。两侧凸肩表面大部分区域被高表面传热系数覆盖。在凹槽腔底,前缘处存在明显的两段高表面传热系数点(H_1 , H_2)。沿腔底压力侧存在条状低表面传热系数分布,且沿中弧线逐渐降低,直至尾切处消失。尾缘位置又重新被高表面传热系数区域覆盖。

无冷却凹槽状尾切叶尖的流场如图 10(a)所示。前缘点处的气流跨过凸肩后立刻冲击凹槽底部,造成 H_1 点的表面传热系数较高。随后,这部分气流逐渐在腔底发展成空腔涡(蓝色流线),最

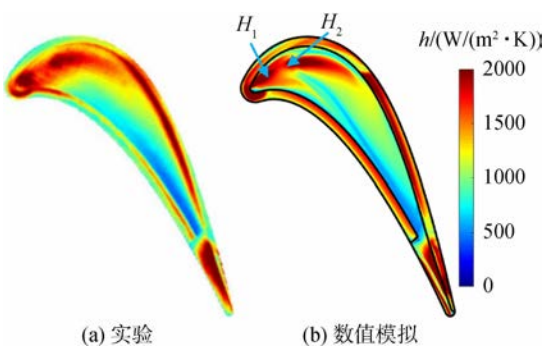


图 9 无冷却叶尖表面传热系数分布

Fig. 9 Surface heat transfer coefficient on the uncooled blade tip

终从吸力侧边缘流出。前缘来流和流经此处的叶尖泄漏流(黑色流线)受到空腔涡的挤压,在绕过空腔涡后集中于一点冲击凹槽底部,于 H_2 处形成高表面传热系数点。

为进一步分析叶尖的流场,在 3 个不同位置选取截面 A、B 和 C,其截面上的涡量分布和二维流线如图 10(b)所示(图中 PS 为压力面,SS 为吸力面)。泄漏流在流经两侧凸肩时,部分区域会发生分离,形成分离泡,造成两侧凸肩上的表面传热系数较高。在截面 A 和截面 B 处,泄漏流跨过空腔涡冲击腔底,在腔内吸力侧处又形成一个漩涡,方向与空腔涡相反。

在相对弦长较小的位置,间隙流难以完全平行地穿过间隙,在腔内下潜形成漩涡。随着相对弦长的增加,凹槽内逐渐被前方来流所占据,下潜进入腔内的泄漏流减少。在较为靠后的截面 C 中,间隙泄漏流径直流出叶尖间隙,几乎没有下潜进入凹槽腔内。因而在尾切之前,存在条状低表

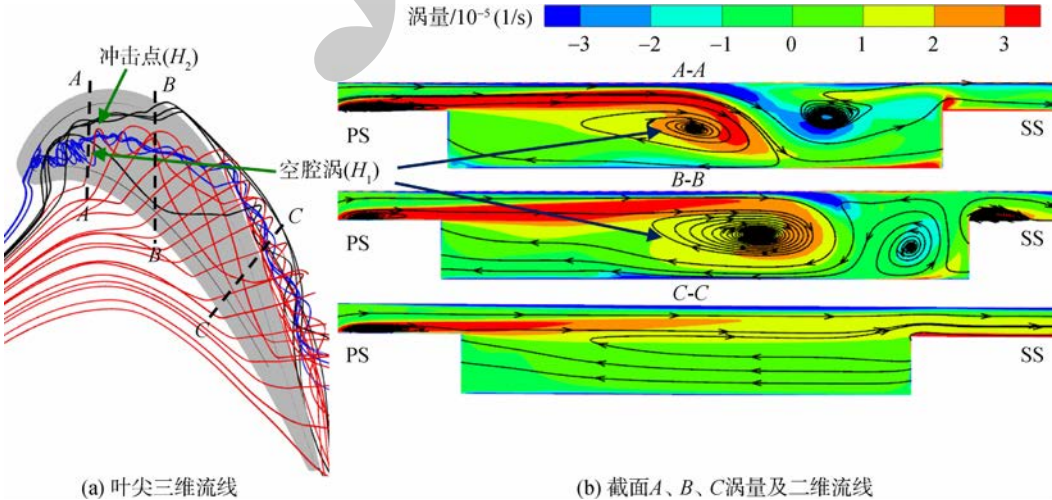


图 10 无冷却叶尖三维流线分布和截面 A、B、C 涡量及二维流线分布

Fig. 10 3-D streamlines on uncooled tip and vorticity contours and 2-D streamlines on cut plane A、B、C

面传热系数点。

3.2 带除尘孔凹槽尾切叶尖

带 3 个除尘孔的凹槽状尾切叶尖表面传热系数如图 11 所示,实验结果与数值模拟结果相近。与图 9 中无冷叶尖结果相同,叶尖在前缘附近、两侧凸肩和尾缘处出现高表面传热系数分布。受除尘孔冷气的影响,除尘孔周围表面传热系数升高,吸力侧凸肩表面传热系数出现高低交替变化的分布,凹槽内尾切附近低表面传热系数点消失。

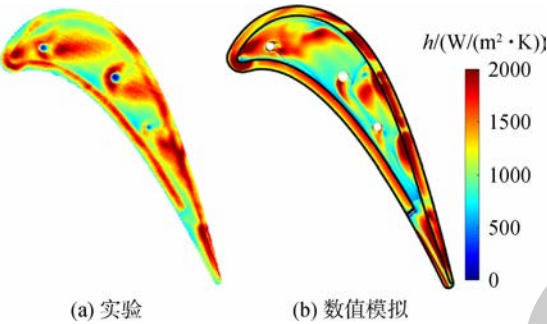


图 11 带除尘孔尾切凹槽状叶尖表面传热系数分布
Fig. 11 Surface heat transfer coefficient on cutback squealer tip with dust purge holes

除尘孔中发出的冷气流线如图 12(a) 所示,冷气主要分为高能流体(红色流线)和低能流体(蓝色流线)。高能流体是由除尘孔中心出发的气流,所占比例较大,该部分气流拥有较大的动能,从除尘孔中离开后立刻向上冲击机匣,再汇入泄漏流流出叶尖间隙;低能流体是由除尘孔边界出发的气流,占比较少,受边界层的影响,该部分气流的动能较低,离开除尘孔后,在凹槽腔体内紧贴压力侧侧面流动。绝大部分冷气流未流经尾切后的尾缘处。

为了观察除尘孔发出的冷气在叶尖不同位置的冷却效果,根据式(6)计算叶尖表面的冷却效率(η),结果如图 12(b)所示。

$$\eta = \frac{T_{ad,uc} - T_{ad,c}}{T_{ad,uc} - T_{0,c}}$$

(6)

式中 $T_{ad,uc}$ 为无冷却壁面绝热温度, $T_{ad,c}$ 为有冷却时的壁面绝热温度, $T_{0,c}$ 为冷气总温。

对比图 12(a)和图 12(b)可见,对凹槽腔底起到冷却作用的气流主要为除尘孔发出的低能流体,而高能流体仅在吸力侧凸肩上起部分冷却效果,导致此处表面传热系数呈现高低交替分布。

为了观察除尘孔冷气的流向,在孔的中心选取截面,绘制冷气质量占总质量之比 (coolant mass fraction, CMF) 的云图,如图 13 所示。

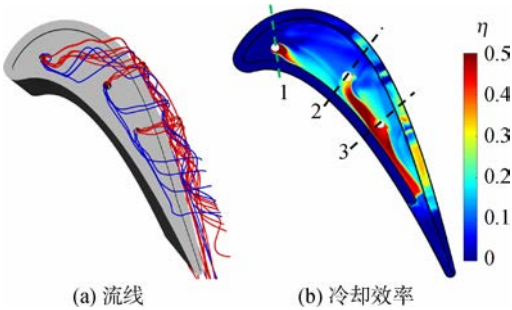


图 12 叶尖除尘孔冷气流线及冷却效率
Fig. 12 Coolant streamlines from dust purge holes and cooling effectiveness on blade tip

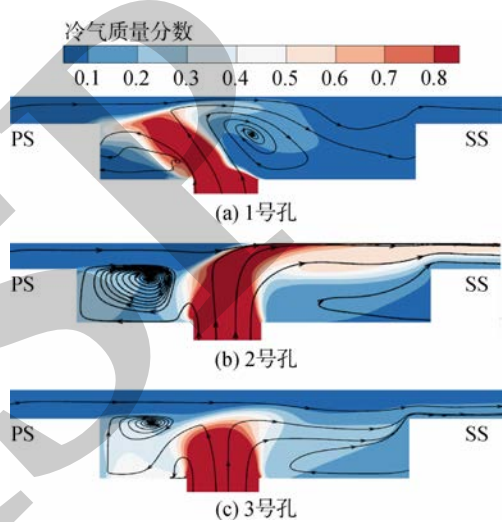


图 13 孔中心截面 CMF 分布和二维流线
Fig. 13 Coolant mass fraction contours and 2-D streamlines on cut plane A, B and C of blade tip with dust purge holes

图 13 中,高能流体在向上冲击机匣后汇入叶尖泄漏流,并将低能流体挤压至压力侧凹槽底部。2、3 号孔发出的低能流体在凹槽内压力侧形成漩涡。3 号孔出发的高能流体受到高动量泄漏流的抑制,先在腔内向吸力侧流动,再汇入泄漏流流出。3 个除尘孔中出发的高能流体均无法有效冷却叶尖表面,而低能流体被压缩至凹槽压力侧腔底,并由前方来流推动向后流动,提升此处的冷却效率。

4 结 论

以带尾切凹槽叶尖的高压涡轮叶片作为研究对象,通过实验和数值模拟方法获得无冷却和带除尘孔两种情况下的叶尖表面传热系数分布,瞬态风洞实验结果具有较高的可信度和准确性。通过分析叶尖间隙的流场情况,得到如下结论:

1) 无冷却情况下,前缘来流在凹槽腔形成空腔涡,泄漏流跨过空腔涡冲击腔底,形成两个高表面传热系数点。

2) 无冷却情况下,两侧凸肩上存在分离泡,表面传热系数较高。沿中弧线方向,随着前方来流挤压和泄漏流动量增大,下潜进入腔底的气流减少,尾切之前腔底表面传热系数降低。

3) 除尘孔出发的冷却气体分为两股,高能流体向上流动并汇入泄漏流,低能流体沿凹槽吸力侧向后流动。

4) 除尘孔发出的高能流体在吸力侧凸肩上起到部分冷却作用,此处有多段高表面传热系数集中分布。低能流体被压缩至凹槽压力侧腔底,并由前方来流推动向后流动,提升腔底的冷却效率。

本文侧重对叶尖泄漏流流动和换热情况的分析,因而未对不同冷气流量和叶尖间隙等情况进行研究,后续将对不同条件下的泄漏流场和换热情况进行实验和数值的研究。

参考文献:

[1] DENTON J D. Loss mechanisms in turbomachines[R]. ASME Paper 93-GT-435,1993.

[2] MOORE J, TILTON J S. Tip leakage flow in a linear turbine cascade[J]. Journal of Turbomachinery, 1988, 110(1):18-26.

[3] SJOLANDER S A, CAO D. Measurements of the flow in an idealized turbine tip gap[R]. ASME Paper 94-GT-74, 1994.

[4] BUNKER R S. A review of turbine blade tip heat transfer[J]. Annals of the New York Academy of Sciences, 2001, 934(1):64-79.

[5] KRISHNABABU S K, NEWTON P J, DAWES W N, et al. Aerothermal investigations of tip leakage flow in axial flow turbines: Part I effect of tip geometry and tip clearance gap[J]. Journal of Turbomachinery, 2009, 131(1): 011006. 1-011006. 14.

[6] 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)

[7] 杨佃亮,丰镇平. 凹槽对动叶尖部流动和换热的影响[J]. 工程热物理学报, 2007, 28(6):936-938.

YANG Dianliang, FENG Zhenping. Study on tip leakage flow and heat transfer for a squealer tip blade[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2007, 28(6):936-938. (in Chinese)

[8] 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 Liming, LI Jun. Numerical investigations on heat transfer characteristics of turbine blade with squealer tip[J]. Journal of Propulsion Technology, 2014, 35(5):618-623. (in Chinese)

[9] MHETRAS S, NARZARY D, GAO Z, et al. Effect of a cutback squealer and cavity depth on film-cooling effectiveness on a gas turbine blade tip[J]. Journal of Turbomachinery, 2008, 130(2):021002. 1-021002. 11.

[10] 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)

[11] 虞跨海,杨茜,岳珠峰. 排尘孔涡轮冷却叶片叶尖流动与传热研究[J]. 机械工程学报, 2012, 48(8):122-127.

YU Kuahai, YANG Xi, YUE Zhufeng. Tip flow and heat transfer prediction of cooling blade with dirt purge holes[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(8):122-127. (in Chinese)

[12] HOHLFELD E M, CHRISTOPHEL J R, COUCH E L, et al. Predictions of cooling from dirt purge holes along the tip of a turbine blade[R]. ASME Paper GT2003-38251, 2003.

[13] ZHANG X, YANG Z, TIAN S, et al. Numerical study of the film cooling with discrete-hole arrangement on a cut back squealer blade tip[R]. ASME Paper GT2015-43877, 2015.

[14] 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):052506. 1-052506. 9.

[15] 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 and Power, 2017, 139(5):052507. 1-052507. 11.

[16] ZHENG R, LI M, WANG Z, et al. Control of blow-down wind tunnel using combined extended and nonlinear predictive filters[R]. ASME Paper GT2015-42908, 2015.

[17] XI J, ZHANG Q, LI M, et al. Advanced flow control for supersonic blowdown wind tunnel using extended Kalman filter[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 2015, 137(1):014501. 1-014501. 12.

[18] EVANS R O, DAWES W N, ZHANG Q. Application of design of experiment to a gas turbine cascade test cell[R]. ASME Paper GT2013-94314, 2013.

[19] 陈韩. 对常规涡轮叶片瞬态传热测试及分析方法的改进[D]. 上海:上海交通大学, 2013.

CHEN Wei. Improvements on conventional transient thermal measurement on turbine blade[D]. Shanghai: Shanghai

Jiao Tong University, 2013. (in Chinese)

[20] OLDFIELD M L. Impulse response processing of transient heat transfer gauge signals[J]. Journal of Turbomachinery, 2008, 130(2):021023. 1-021023. 9.

[21] O'DOWD D O, ZHANG Q, HE L, et al. Comparison of heat transfer measurement techniques on a transonic turbine blade tip[J]. Journal of Turbomachinery, 2011, 133(2):021028. 1-021028. 10.

[22] ZHANG Q, HE L, WHEELER A P S, et al. Overtip shock wave structure and its impact on turbine blade tip heat transfer[J]. Journal of Turbomachinery, 2011, 133(4): 041001. 1-041001. 8.

[23] ZHONG F, ZHOU C, MA H, et al. Heat transfer of winglet tips in a transonic turbine cascade[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2016, 138(1): 012605. 1-012605. 13.

[24] ZHANG Q, O'DOWD D O, HE L, et al. Transonic turbine blade tip aerothermal performance with different tip gaps: Part I tip heat transfer[J]. Journal of Turbomachinery, 2011, 133(4):041027. 1-041027. 9.

[25] ZHANG Q, HE L. Impact of wall temperature on turbine blade tip aerothermal performance[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2014, 136(5): 052602. 1-052602. 10.

(编辑:叶 青)