

主流湍流度对涡轮导向叶片气膜冷却特性影响的实验

周志翔¹, 刘存良², 张宗卫², 朱惠人², 贺宜红¹

(1. 中国航空工业集团公司 中国航空动力机械研究所, 湖南 株洲 412002;

2. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 采用基于窄带热色液晶的瞬态全表面传热测量技术,研究了主流湍流度对涡轮导向叶片吸力面圆柱形孔排气膜冷却特性的影响规律.结果表明:在实验工况范围内,主流湍流度从 0.59%提高至 6.85%,可以在气膜出流的上游区域促进气膜贴向壁面并扩大展向覆盖面积,从而改善气膜覆盖效果,但是在主流湍流度较大的工况下,气膜覆盖效果迅速变差;在气膜出流的下游区域,主流湍流度的提高使得气膜冷却效率逐渐降低;主流湍流度的增大,增强了无气膜冷却光滑叶片表面的对流换热;在气膜冷却条件下,气膜出流对叶片表面对流换热的增强效果随着主流湍流度的增大呈现出明显的区域性特点:表面传热系数比在上游区域是先增强后减弱;中游区域是逐渐减弱;下游区域则是逐渐增强.

关 键 词: 气膜冷却; 涡轮导向叶片; 主流湍流度; 冷却效率; 表面传热系数

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Experiment on effects of mainstream turbulence intensity on film cooling characteristics of turbine vane

ZHOU Zhi-xiang¹, LIU Cun-liang², ZHANG Zong-wei²,
ZHU Hui-ren², HE Yi-hong¹

(1. China Aviation Powerplant Research Institute,
Aviation Industry Corporation of China, Zhuzhou Hunan 412002, China;

2. School of Power and Energy,
Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: The effect rules of mainstream turbulence intensity on film cooling characteristics of cylindrical holes on the suction side of turbine vane were studied using the transient heat transfer measurement technique with narrow-band thermochromic liquid crystal in the whole region. The results show that the mainstream turbulence intensity increase from 0.59% to 6.85% in experimental conditions can make film sticking the wall and expand the lateral coverage area in the upstream region to improve the film coverage performance. But when the mainstream turbulence intensity is very large, the film cooling performance will rapidly deteriorate. In the downstream region of film injection, film cooling efficiency decreases gradually with the mainstream turbulence intensity increasing. Heat transfer on the smooth vane surface without film cooling can be enhanced by increasing the mainstream turbulence intensity. Under the conditions with film cooling, the effects of the heat transfer enhancement of vane surface caused by the film injection have distinctive regional

收稿日期: 2013-08-08

基金项目: 国家自然科学基金(51306152)

作者简介: 周志翔(1975—),男,湖南株洲人,高级工程师,硕士,主要从事航空发动机传热与冷却技术研究.

characteristics with the mainstream turbulence intensity increasing. The heat transfer coefficient ratio firstly increases and then decreases in the upstream region, gradually decreases in the midstream region, and slightly increases in the downstream region.

Key words: film cooling; turbine vane; mainstream turbulence intensity; cooling effectiveness; heat transfer coefficient

现代高性能航空发动机的涡轮叶片要承受远高于叶片材料耐热极限的燃气温度,气膜冷却是使得这一难题得以解决的关键技术之一。在涡轮叶片模型上深入研究各种气动参数影响下的气膜冷却特性,进一步挖掘气膜冷却潜力,是当今气膜冷却研究的热点之一。文献[1]是较早的涡轮叶片表面气膜冷却实验研究,实验叶片在吸力面布置了两排圆柱形气膜孔,实验测量了气膜孔位置和角度不同的两个叶片表面传热系数和气膜冷却效率。近年来,叶片表面气膜冷却的研究越来越多,文献[2]研究了壁面粗糙度对叶片表面传热系数和气膜冷却效率的影响,研究表明:壁面粗糙度的增加,降低气膜冷却效率,提高表面传热系数,减弱气膜冷却效果。文献[3]在叶片前缘、压力面和高度扭曲的吸力面,实验测量了密度比对气膜冷却效率的影响,结论与平板实验结果基本一致。文献[4]对比研究了双排圆柱形孔和单排扇形孔在涡轮叶片压力面上的气膜冷却特性,研究表明:低吹风比下双排圆柱形孔和单排扇形孔的冷却效果相当,但高吹风比下单排扇形孔的冷却效果更好。文献[5]采用基于热色液晶的稳态传热测量技术,在涡轮动叶模型上测量了圆柱形孔排与收缩扩张形孔排的气膜冷却效率分布,研究了主流雷诺数和二次流-主流流量比对这两种孔形气膜冷却效率的影响。更多的叶片气膜冷却研究可参考文献[6-10]。

高效、高可靠性冷却系统的设计需要气膜冷却特性的全表面分布信息。科研工作者不断改进全表面传热测量技术以实现这一目的:文献[11-12]利用基于窄带热色液晶的瞬态传热测量方法测量了扩张形孔和圆柱形孔的气膜冷却特性。文献[13-14]则分别利用基于宽带热色液晶的稳态传热测量方法测量了平板上圆柱形气膜孔在不同吹风比下的气膜冷却效率。

在航空发动机中,涡轮导向叶片工作在高主流湍流度的环境下。文献[15-16]研究了C3X叶片在高主流湍流度下的气膜冷却效率和表面传热系数,研究表明主流湍流度的提高可以对气膜冷却效率和表面传热系数产生显著的影响。由于涡

轮导向叶片有不同的叶型以及不同的气膜孔布局,本文针对某型涡轮导向叶片,研究了主流湍流度对其吸力面上的单排圆柱形孔气膜冷却特性的影响规律。本文采用基于窄带热色液晶的瞬态全表面传热测量技术,测量得到了气膜冷却特性(包括气膜冷却效率和表面传热系数)的全表面分布。

1 实验设备与测量方法

1.1 实验装置

图1给出了本实验所用的低速叶栅气膜冷却实验系统。气膜冷却实验系统包括主流系统和二次流系统两部分。主流系统包括离心风机、储气罐、气流稳定段、收缩段、快速加热器、实验段等部分。二次流由离心风机提供,气流经阀门、浮子流量计、空气加热器后到实验叶片内腔,最终通过气膜孔排喷出。二次流的流通方向由两组电磁阀组成的三通电磁阀控制:实验前,二次流排入大气;进行测量时,转换三通电磁阀开关,二次流进入实验段。实验过程中,摄像机与温度采集模块同时采集数据,并输入到计算机。在主流通道和二次流腔内布置有热电偶,通过9046温度采集模块,可以测量二次流和主流的温度。

实验段采用单叶片布局,开有气膜孔的实验叶片布置在实验段中央,两侧壁面使用叶盆、叶背曲线型面,不加工成叶片形状。根据相似原理,本实验对实验叶片及叶栅通道进行了放大。实验段简图如图2所示,实验段进口截面宽为187.04 mm;出口截面宽度为57.8 mm。实验段出气角为 18° (气流与叶栅额线夹角)。

实验通过栅格型湍流发生器调节主流湍流度,栅格型湍流发生器如图3所示。将叶栅通道进口处中截面叶片前缘连线中点位置(参见图1)的湍流度定义为实验工况的主流湍流度。通过在主流通道里不放置湍流发生器,分别在A-A、B-B位置(参见图1)放置湍流发生器,实现3种主流湍流度。通过热线风速仪的测量,这3种状态下的主流湍流度分别为0.59%、6.85%和14.24%。

实验包括无气膜冷却光滑叶片表面传热系数

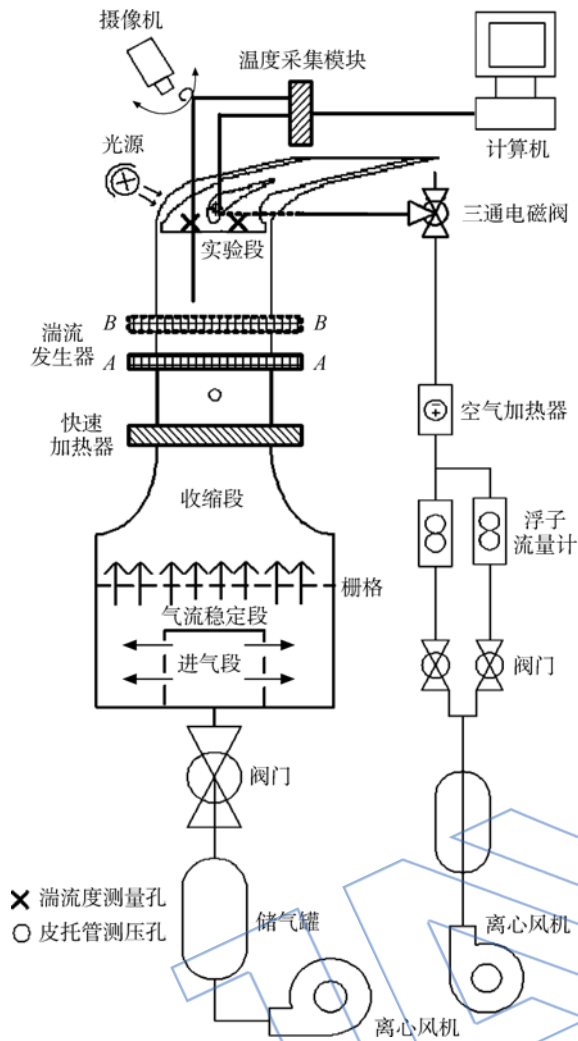


图1 实验系统简图

Fig. 1 Sketch of experiment system

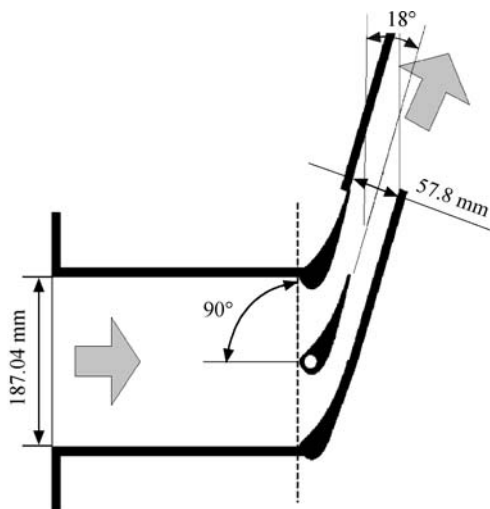


图2 实验段结构简图

Fig. 2 Sketch of test section

测量实验和气膜叶片气膜冷却特性实验两部分. 光滑叶片和气膜叶片采用相同叶型, 光滑叶片的材料为有机玻璃, 气膜叶片采用光固化快速成型工艺加工, 材料为光敏树脂. 气膜冷却叶片模型如图4所示. 实验叶片弦长 $C=119.10\text{ mm}$; 以前缘驻点为原点, 在叶背弧长 $S=-21.719\text{ mm}$ 处, 布有1排13个气膜孔, 孔间距为 6.48 mm , 气膜孔孔径为 1.55 mm , 气膜孔轴线与叶片型面夹角 $\alpha=55^\circ$.

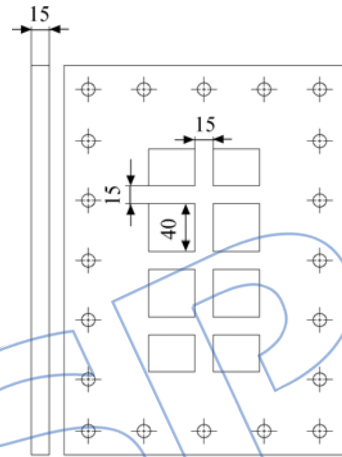


图3 栅格型湍流发生器(单位:mm)

Fig. 3 Grid turbulence generator (unit:mm)

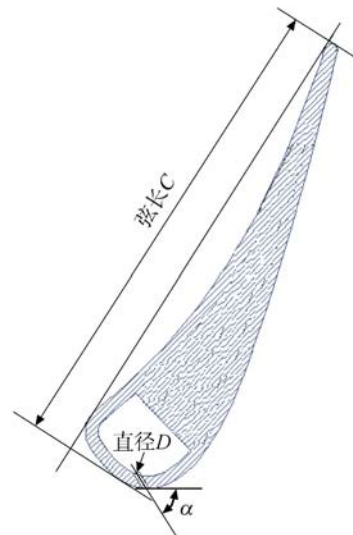


图4 气膜冷却叶片模型简图

Fig. 4 Sketch of film cooling vane model

1.2 测量方法

实验采用基于窄带热色液晶的瞬态全表面传热测量技术进行气膜冷却效率以及表面传热系数的测量. 瞬态全表面传热测量技术基于一维半无限大非稳态导热理论, 它是在流场已达稳定, 但温

度场还未稳定的条件下通过测量模型表面温度的变化过程以及主流、二次流温度的变化过程来得到测量板表面各点处的气膜冷却效率和表面传热系数. 关于气膜冷却特性的瞬态测量理论与技术可参考文献[12, 17]. 本文应用的气膜冷却特性(气膜冷却效率 η 和表面传热系数 h)瞬态测量计算公式为

$$T_s(t) = \sum_{n=0}^N A_n \eta \beta^{2n} \left[\sum_{k=0}^{2n} \frac{(-\beta\sqrt{t})^k}{\Gamma\left(\frac{k}{2} + 1\right)} - E_0 \right] + \sum_{m=0}^M B_m (1 - \eta) \beta^{2m} \left[\sum_{k=0}^{2m} \frac{(-\beta\sqrt{t})^k}{\Gamma\left(\frac{k}{2} + 1\right)} - E_0 \right] + T_i E_0 \quad (1)$$

其中表面传热系数 h 以气膜冷却条件下的绝热壁温为参考换热温度, 即 $h = q / (T_{aw} - T_s)$, 式(1)中 $\eta = (T_{aw} - T_g) / (T_c - T_g)$, $\beta = h / \sqrt{\rho c \lambda}$, $E_0 = e^{\beta^2 t} \cdot f_{er}(\beta\sqrt{t})$, f_{er} 为误差函数, T_g 为主流温度, T_c 为二次流温度, T_{aw} 为绝热壁温, T_s 为壁面温度, T_i 为叶片模型的初始温度. $T_s(t)$ 为时刻 t 叶片模型的当地表面温度; A_n 和 B_m 为二次流和主流温度随时间变化曲线拟合系数^[14]; ρ, c, λ 分别为叶片模型材料的密度、比热容和导热系数.

根据文献[12, 17], 实验要求在零时刻测量出叶片模型的初始温度, 实验过程中需测出主流温度、二次流温度、叶片模型表面壁温随时间的变化过程. 将测得的这些量代入式(1), 即可得到 η 和 h 的一个方程. 在相同流动条件下, 改变主流温度和二次流温度以及变化速率, 进行两次或多次实验, 得到关于 η 和 h 的方程组, 即可求解出某一点处的 η 和 h . 在本文中, 不同实验的主流或二次流温度的改变至少为 5 K, 而且每次实验中的主流与二次流的温差保证在 7 K 以上.

本实验中气流温度采用热电偶测量, 温度信号采样频率为 20 Hz. 主流温度叶片模型表面各点的 $T_s(t)$ 及 t 通过摄像机拍摄叶片模型表面热色液晶(液晶型号为 SPN/R35C1W, 带宽为 1 K)的变色过程测得. 为保证瞬态传热测量的半无限大假设成立, 每次瞬态实验测量的时间控制在 90 s 以内.

1.3 误差分析

本文实验测量误差包括测温误差 ΔT , 时间测量误差 Δt , 叶片模型材料热物性参数误差 ΔW ($W = \sqrt{\rho c \lambda}$). 其中, 热电偶的测温误差和热色液

晶的测温误差 $\Delta T = \pm 0.2$ K, 时间测量误差 $\Delta t = \pm 0.1$ s, 叶片模型材料热物性参数误差为 $\Delta W = \pm 20$. 根据文献[14]中的误差计算方法可以计算出: 本文表面传热系数测量结果的相对误差约为 8%; 气膜冷却效率测量结果的相对误差在 $\eta = 0.1$ 时约为 15%, 在 $\eta = 0.7$ 时约为 3%.

2 实验结果与讨论

2.1 实验工况

实验工况以主流雷诺数 Re 、二次流-主流的流量比 R_f 以及主流湍流度 T_u 来定义. 其中, 主流雷诺数 Re 的计算基于叶片弦长, 定义为

$$Re = \rho_g U_g C / \mu_g \quad (2)$$

其中 ρ_g, U_g, μ_g 分别为主流的密度、实验段入口处的速度、动力黏度.

R_f 定义为通过叶片上所有气膜孔的二次流总流量 $\dot{m}_c$ 与一个栅距的主流进口流量 $\dot{m}_g$ 之比

$$R_f = \dot{m}_c / \dot{m}_g \quad (3)$$

本实验的测量工况列于表 1.

表 1 实验工况

Table 1 Experiment conditions

Re	$R_f / \%$	$T_u / \%$		
100 000	1.33	0.59	6.85	14.24

2.2 气膜冷却效率结果分析

图 5 给出了测量得到的各个主流湍流度下的涡轮导向叶片吸力面气膜冷却效率分布云图. 图中的横坐标为吸力面叶背弧长与叶片弦长之比 S/C , 纵坐标为叶片高度与叶片弦长之比 H/C . 从图中可以看出, 在各个工况下, 气膜的轨迹呈现出聚敛的特征, 随着流向下游, 气膜覆盖的范围越来越小. 本文分析认为这是由于叶栅通道中的通道涡造成的. 由图 6 给出的叶栅通道涡系统简图^[18]可知, 叶栅通道涡使得二次流向叶片中部卷吸聚拢, 主流则被卷至叶片吸力面根部, 这就造成吸力面的气膜覆盖区域沿流向逐渐减小. 图 6 中 V_{sh} 为吸力面侧的马蹄涡系分支; V_{ph} 为压力面侧的马蹄涡系分支; V_p 为通道涡; V_{wip} 为通道涡诱导出的壁面涡; V_{slc} 为吸力面侧的前缘角涡; V_{plc} 为压力面侧的前缘角涡; V_{sc} 为吸力面侧角涡; V_{pc} 为压力面侧角涡.

对比图 5 中各个主流湍流度下的气膜冷却效率分布云图, 可知主流湍流度对于涡轮导向叶片

吸力面的气膜冷却效率分布影响很大,虽然不同主流湍流度工况下的气膜出流流量和主流流动状况都相同,但是各个工况下的气膜冷却效率分布特征却相差明显。

比较图 5(a)与图 5(b)可知,相对于低主流湍流度工况,主流湍流度为 6.85% 时,气膜孔排下游高冷却效率区域覆盖范围变宽,气膜冷却效率明显提高。这是因为:二次流从气膜孔排喷出后,在上游区域并没有完全贴附在壁面上,当主流湍流度增大后,主流与二次流的掺混裹挟着二次流贴向壁面,同时增强了气膜的展向(H 方向)扩散,这两方面的原因使得在距离气膜孔排较近的上游区域,大主流湍流度工况下的气膜冷却效率

升高,其中气膜冷却效率最高值提高了约 60%,而且气膜覆盖范围变广;但是在距离气膜孔排较远的下游区域,由于大湍流度主流与二次流在上游的掺混使得二次流温度迅速接近主流温度,从而使得下游区域的气膜冷却效率低于小主流湍流度工况。比较图 5(b)与图 5(c)可知,当主流湍流度继续增大到 14.24% 后,强烈紊流的主流与二次流的剧烈掺混不仅没有将二次流裹挟向壁面,而且几乎完全破坏了气膜的结构,降低了气膜冷却效率与气膜覆盖面积。

图 7 给出了各个主流湍流度下的展向平均气膜冷却效率的曲线图。由图可知:在气膜冷却上游区域,主流湍流度为 6.85% 下的平均气膜冷却效率最高,主流湍流度为 0.59% 工况次之,主流湍流度为 14.24% 工况最低;在气膜冷却下游区域,

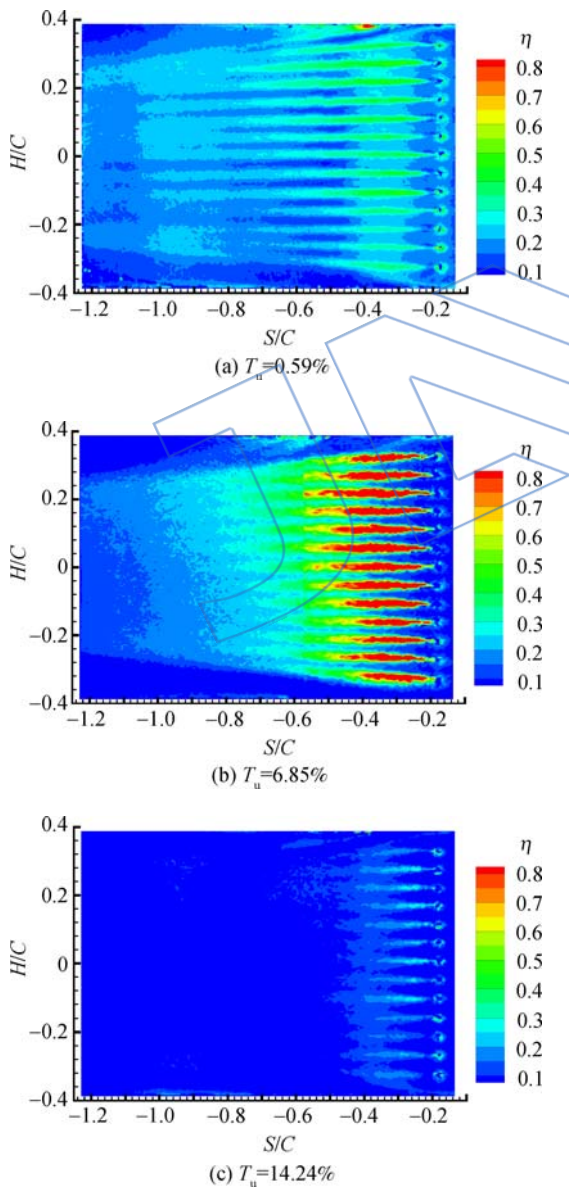


图 5 气膜冷却效率分布云图

Fig. 5 Contours of film cooling effectiveness distribution

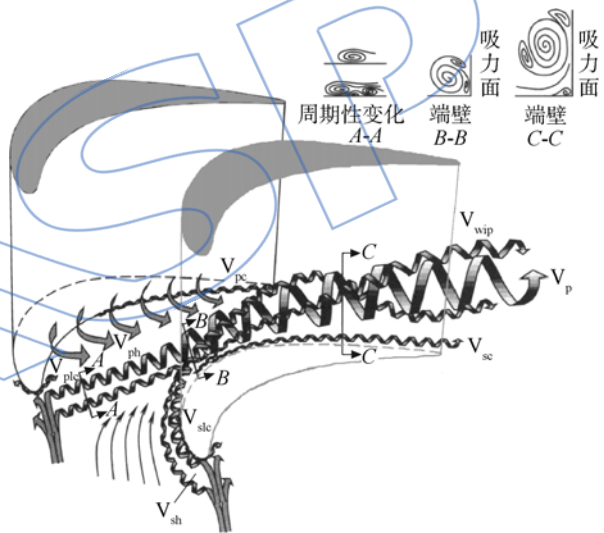


图 6 叶栅通道涡系统简图^[18]

Fig. 6 Sketch of vortex system in cascade channel^[18]

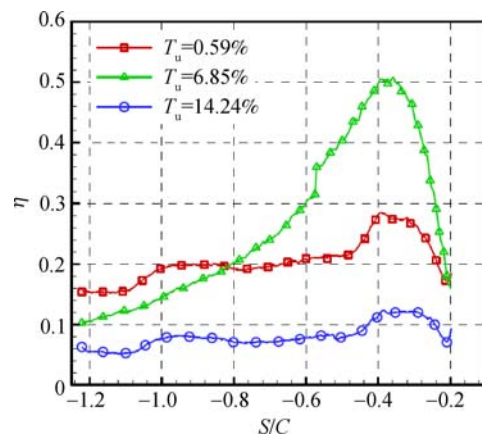


图 7 展向平均气膜冷却效率

Fig. 7 Lateral averaged film cooling effectiveness

由于提高主流湍流度增加了二次流和主流掺混耗散,主流湍流度越高,平均气膜冷却效率越低.但总体来讲,主流湍流度为6.85%下的平均气膜冷却效率最高,相对于0.59%工况提高了约30%,相对于14.24%工况提高了约190%.

2.3 表面传热系数结果分析

本文使用表面传热系数比,即气膜冷却条件下的表面传热系数与无气膜时表面传热系数的比值 h/h_0 来表征气膜冷却的对流换热特性.对于光滑叶片中 h_0 的测量,计算公式仍为式(1),因为此时没有二次流, $\eta=0$,方程只有一个未知数 h_0 ,因此进行一次实验测量即可.图8给出了各个主流湍流度下无气膜冷却光滑叶片表面传热系数分布云图.对比图8中的各图可知,不同主流湍流度状态下的无气膜冷却光滑叶片表面传热系数分布和变化规律类似.以图8(a)为例,叶片前缘区域($S/C > -0.2$ 范围,即图中P区域)的表面传热系数分布受叶栅来流冲击影响,对流换热最强.叶片吸力面的表面传热系数分布受到了叶栅通道涡的显著影响,在靠近叶根的区域有一个低表面传热系数区域X.随着 S/C 减小,主流冲击作用减弱,远离前缘区域对流换热逐渐减弱.在区域Y,对流换热先减弱后逐渐增强.这是因为:在叶片吸

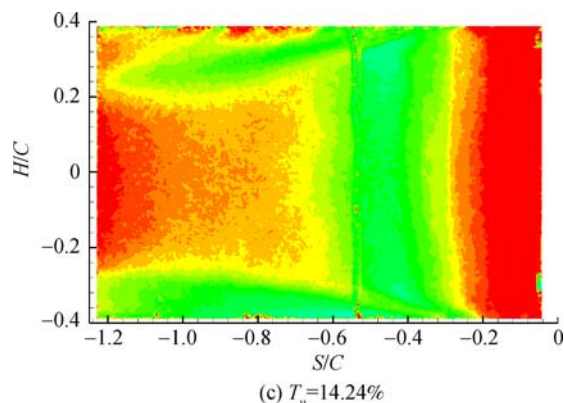
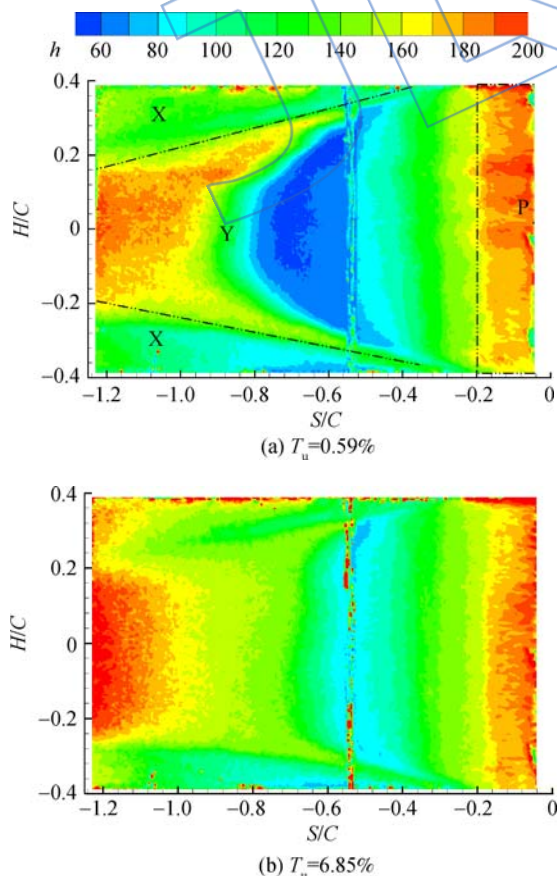


图8 无气膜冷却光滑叶片表面传热系数分布云图
Fig. 8 Contours of heat transfer coefficient distribution of smooth vane without film cooling

力面的逆压梯度区域存在流动分离和再附着,流动分离区域的边界层较厚,表面传热系数降低,流动再附着区域的边界层重新发展,表面传热系数显著升高,增强了吸力面下游区域的对流换热强度.

不同主流湍流度下的无气膜冷却光滑叶片表面传热系数的数值和强弱区域位置有所不同:高主流湍流度下,叶片表面传热系数要高于低主流湍流度工况;不同主流湍流度工况下,叶片吸力面气流发生分离和再附着区域和范围不同,主流湍流度越大,气流分离位置越远离前缘,气流再附着位置越远离尾缘,即吸力面低对流换热区域减小,尾缘附近高对流换热区域增大.

图9给出了各个主流湍流度下的气膜冷却叶片表面传热系数比分布云图.对比图9中的各图可知,不同主流湍流度状态下的气膜冷却叶片表面传热系数比分布和变化规律类似:由于气膜出流的影响,增强了壁面附近的流场扰动,强化了对流换热,使得表面传热系数比数值都大于1;在测量区域上游,气膜孔中心线附近是高表面传热系数比区域,这是因为气膜出流速度很高,提高了气膜孔附近表面传热系数;在 $-0.8 < S/C < -0.5$ 范围内,存在一个三角形高表面传热系数比区域.从前文对无气膜冷却光滑叶片表面传热系数分布云图(图8)分析中可知,此处是无气膜时因气流分离再附着形成低对流换热区域,当在有气膜出流时,气膜出流扰动破坏了气流分离形成的低对流换热区域,由表面传热系数比 h/h_0 定义可知,该区域表面传热系数比会相对较高.

在不同的主流湍流度下,表面传热系数比分布的不同在于:随着主流湍流度的增大,气膜孔排近下游的高表面传热系数比区域变宽;中游高表面传热系数比区域范围以及表面传热系数比的数

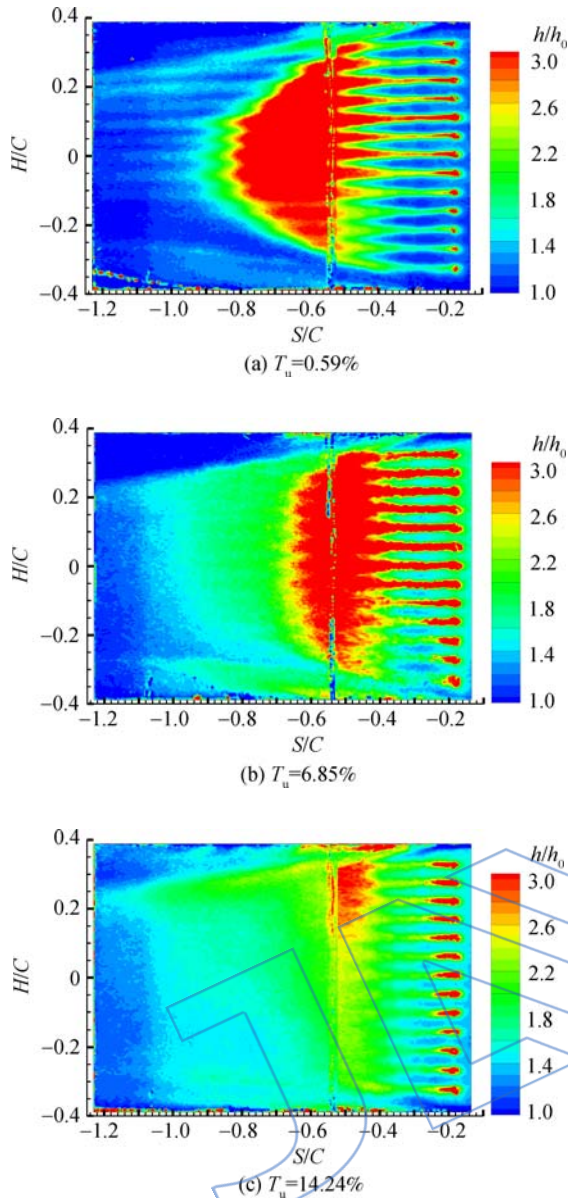


图9 表面传热系数比分布云图

Fig. 9 Contours of heat transfer coefficient ratios distribution

值逐渐变小,这是因为:主流湍流度增大后,气膜展向扩散加强,覆盖范围变宽,对应的高对流换热增强区域变宽;由无气膜冷却光滑叶片的表面传热系数分布规律(图8)以及表面传热系数比的定义 h/h_0 可知,气膜冷却条件下的中游高表面传热系数比区域对应的正是无气膜冷却光滑叶片的中游低表面传热系数区域,随着主流湍流度的增大,光滑叶片的中游低表面传热系数区域变小、表面传热系数值增大,从而造成对应的气膜冷却叶片的中游高表面传热系数比区域范围变小、表面传热系数比的数值降低。

图10给出了各个主流湍流度下的展向平均表面传热系数比分布曲线。由图可知:在距离气膜

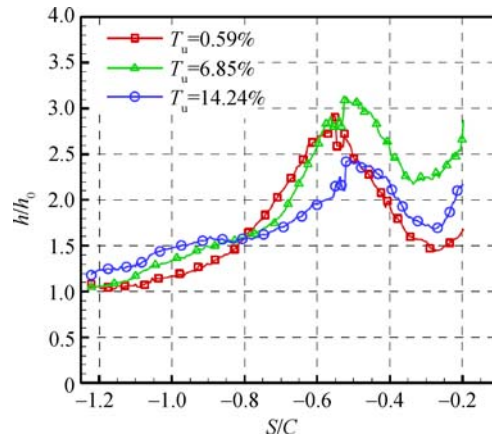


图10 展向平均表面传热系数比分布

Fig. 10 Lateral averaged heat transfer coefficient ratios distribution

孔排较近的上游区域,主流湍流度为6.85%下的展向平均表面传热系数比最高,相对于另外两个工况提高了约25%;在 $-0.8 < S/C < -0.5$ 的区域内,低主流湍流度下的气膜增强对流换热效果最明显,即展向平均表面传热系数比最大,随着主流湍流度的增大,气膜增强对流换热效果逐渐减弱,由上文的分析可知,这主要是由于中游区域的展向平均表面传热系数比的数值随着主流湍流度的升高而逐渐变小造成的;在距离气膜孔排较远的下游区域,气膜增强对流换热效果随着主流湍流度的增大而有所提高,即相同位置上的展向平均表面传热系数比随着主流湍流度的增大而升高。

3 结论

本文采用基于窄带热色液晶的瞬态全表面传热测量技术测量了涡轮导向叶片吸力面的圆柱形孔排气膜冷却特性,获得了气膜冷却效率和表面传热系数的全表面分布结果,重点研究了主流湍流度对气膜冷却特性的影响规律。

提高主流湍流度可以增强主流与二次流掺混,这一方面可以裹挟部分二次流流向壁面,并且增强气膜的展向扩散,从而有利于气膜覆盖效果的改善;另一方面它促进了二次流与主流的热交换,使得二次流温度迅速向主流接近,从而造成气膜冷却效果的恶化。在不同的主流湍流度下和不同的区域内,这两个作用的程度和效果各不相同,从而对气膜冷却产生了不同的影响规律。在本文的实验工况范围内,提高主流湍流度,使得气膜冷却上游区域的气膜冷却效率升高后又降低,而下游区域的气膜冷却效率则是随主流湍流度的提高

而逐渐降低.

主流湍流度的增大增强了无气膜冷却光滑叶片表面的对流换热. 在气膜冷却条件下, 主流湍流度对展向平均表面传热系数比分布的影响呈现出明显的区域性特点: 在上游区域, 随着主流湍流度的增大, 表面传热系数比先增大后减小; 在中游区域, 随着主流湍流度的增大, 表面传热系数比逐渐减小; 在下游区域, 随着主流湍流度的增大, 表面传热系数比又逐渐升高.

参考文献:

- [1] Lander R D, Fish R W, Suo M. External heat-transfer distribution on film cooled turbine vanes[J]. AIAA Journal of Aircraft, 1972, 9(10): 707-714.
- [2] Guo S M, Lai C C, Jones T V, et al. Influence of surface roughness on heat transfer and effectiveness for a fully film cooled nozzle guide vane measured by wide band liquid crystals and direct heat flux gages[J]. Journal of Turbomachinery, 2000, 122(3): 709-716.
- [3] Ethridge M I, Cutbirth J M, Bogard D G. Scaling of performance for varying density ratio coolants on an airfoil with strong curvature and pressure gradient effects[J]. Journal of Turbomachinery, 2001, 123(1): 231-237.
- [4] Dittmar J, Schulz A, Wittig S. Adiabatic effectiveness and heat transfer coefficient of shaped film cooling holes on a scaled guide vane pressure side model[J]. International Journal of Rotating Machinery, 2004, 10(5): 345-354.
- [5] 刘存良, 朱惠人, 白江涛, 等. 涡轮叶片上收缩扩张形孔排的全表面气膜冷却特性研究[J]. 航空学报, 2010, 31(4): 687-693.
LIU Cunliang, ZHU Hui ren, BAI Jiangtao, et al. Experimental research on the film cooling characteristics of converging-expanding hole rows on the turbine blade surface[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2010, 31(4): 687-693. (in Chinese)
- [6] Bogard D G, Thole K A. Gas turbine film cooling[J]. Journal of Propulsion and Power, 2006, 22(2): 249-270.
- [7] Guo S M, Lai C C, Jones T V, et al. The application of thin-film technology to measure turbine-vane heat transfer and effectiveness in a film-cooled, engine-simulated environment[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 1998, 19(6): 594-600.
- [8] Colban W, Thole K A, Haendler M. Experimental and computational comparisons of fan-shaped film cooling on a turbine vane surface[J]. Journal of Turbomachinery, 2007, 129(1): 23-31.
- [9] Wayne S K, Bogard D G. High-resolution film cooling effectiveness comparison of axial and compound angle holes on the suction side of a turbine vane[J]. Journal of Turbomachinery, 2007, 129(2): 202-211.
- [10] Zhang L, Moon H K. Turbine blade film cooling study: the effects of film hole location on the pressure side[R]. ASME Paper GT2007-27546, 2007.
- [11] Yu Y, Yen C H, Shih T I P, et al. Film cooling effectiveness and heat transfer coefficient distributions around diffusion shaped holes[J]. Journal of Heat Transfer, 2002, 124(4): 820-827.
- [12] 刘存良, 朱惠人, 白江涛, 等. 基于瞬态液晶全表面测量技术的圆柱形孔气膜冷却特性研究[J]. 航空动力学报, 2009, 24(9): 1959-1965.
LIU Cunliang, ZHU Hui ren, BAI Jiangtao, et al. Experimental research on film cooling characteristics of cylindrical hole with transient liquid crystal measurement technique[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(9): 1959-1965. (in Chinese)
- [13] 韩振兴. 热敏液晶测量技术及其在平板气膜冷却实验中的应用[D]. 北京: 中国科学院, 2005.
HAN Zhenxing. Liquid crystal thermography and its application in film cooling on flat plate[D]. Beijing: Chinese Academy of Sciences, 2005. (in Chinese)
- [14] 徐国强, 田宁, 陶智, 等. 液晶测温法对平板气膜冷却的实验研究[J]. 航空动力学报, 2007, 22(5): 704-708.
XU Guoqiang, TIAN Ning, TAO Zhi, et al. Experimental research on flat surface film cooling by TLC[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(5): 704-708. (in Chinese)
- [15] Ames F E. Aspects of vane film cooling with high turbulence: Part I heat transfer[J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120(4): 768-776.
- [16] Ames F E. Aspects of vane film cooling with high turbulence: Part II adiabatic effectiveness[J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120(4): 777-784.
- [17] Drost U, Bolcs A, Hoffs A. Utilization of the transient liquid crystal technique for film cooling effectiveness and heat transfer investigations on a flat plane and a turbine airfoil[R]. ASME Paper 97-GT-026, 1997.
- [18] Wang H P, Olson S J, Goldstein R J, et al. Flow visualization in a linear turbine cascade of high performance turbine blades[J]. Journal of Turbomachinery, 1997, 119(1): 1-8.