

高湍流度时全气膜涡轮叶片表面冷却 和换热特性的实验研究^{*}

姚春意¹, 朱惠人^{1,2}, 刘存良^{1,2}, 张博伦¹, 周道恩¹

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 陕西 西安 710129;

2. 西北工业大学 陕西省航空动力系统热科学重点实验室, 陕西 西安 710129)

摘要: 为获得高主流湍流度时全气膜涡轮叶片表面的冷却和换热特性, 在跨声速风洞中实验研究了质量流量比 (MFR) 和主流雷诺数 (Re) 对叶片表面气膜冷却效率和换热系数比的影响。在叶片前缘布置了5排圆形孔, 在吸力面和压力面分别布置了3排和6排圆形孔, 实验结果由嵌入在叶片中截面的热电偶测得。实验中基于弦长的主流雷诺数的范围为 $3.0 \times 10^5 \sim 9.0 \times 10^5$, 叶栅出口马赫数 Ma 为0.8, MFR 的范围是5.5%~12.5%, 主流湍流度 Tu 为14.7%。实验结果表明: 主流雷诺数升高显著增强了叶片表面的换热, 使层流边界层到湍流边界层的转捩位置提前。对于吸力面 $S/C > 0.2$ 的区域 (S/C 为当地弧长与弦长之比), 气膜冷却效率受 MFR 影响明显, 当 MFR 大于7.7%时提高 MFR 会导致气膜冷却效率降低; 该区域的换热系数比在中低雷诺数时受 MFR 影响较小, 在高雷诺数时随 MFR 升高而升高。压力面 $S/C < -0.7$ 区域的气膜冷却效率随 MFR 升高而升高, $-0.7 < S/C < -0.4$ 区域的气膜冷却效率受 MFR 影响较小, 对于整个压力面而言, MFR 升高提高了叶片表面的换热系数。相对于叶片其它区域, 压力面后半段区域和吸力面的气膜冷却效率受雷诺数影响较大。

关键词: 高主流湍流度; 全气膜叶片; 气膜冷却效率; 换热系数比; 实验

中图分类号: V231.1

文献标识码: A

文章编号: 1001-4055 (2020) 06-1361-10

DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.190484

Experimental Study on Film Cooling and Heat Transfer Characteristics of a Fully-Cooled Turbine Vane at High Turbulence Intensity Condition

YAO Chun-yi¹, ZHU Hui-ren^{1,2}, LIU Cun-liang^{1,2}, ZHANG Bo-lun¹, ZHOU Dao-en¹

(1. School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710129, China;

2. Shanxi Key Laboratory of Thermal Sciences in Aero-Engine System, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710129, China)

Abstract: An experiment was performed in the transonic wind tunnel to obtain the film cooling and heat transfer characteristics of a fully cooled turbine vane at high mainstream turbulence intensity condition. The effect of mass flow ratio (MFR) and Reynolds number (Re) on the film cooling effectiveness and heat transfer coefficient

^{*} 收稿日期: 2019-07-11; 修订日期: 2019-08-30。

基金项目: 国家自然科学基金 (51776173); 装备预研中国航发联合基金 (6141B090213)。

作者简介: 姚春意, 博士生, 研究领域为航空发动机高温部件冷却。E-mail: npucy@foxmail.com

通讯作者: 朱惠人, 博士, 教授, 研究领域为航空发动机高温部件冷却及空气系统。E-mail: zhuhr@nwpu.edu.cn

引用格式: 姚春意, 朱惠人, 刘存良, 等. 高湍流度时全气膜涡轮叶片表面冷却和换热特性的实验研究[J]. 推进技术, 2020, 41(6): 1361-1370. (YAO Chun-yi, ZHU Hui-ren, LIU Cun-liang, et al. Experimental Study on Film Cooling and Heat Transfer Characteristics of a Fully-Cooled Turbine Vane at High Turbulence Intensity Condition[J]. Journal of Propulsion Technology, 2020, 41(6): 1361-1370.)

cient was studied. Five rows of cylindrical holes were arranged on the leading edge, three rows and six rows of cylindrical holes were provided on the suction side and pressure side, respectively. The experimental results were measured by the thermocouples embedded in the middle span of the vane. In the experiment, the inlet Reynolds number based on the chord length ranged from 3.0×10^5 to 9.0×10^5 , the exit Mach number of the cascade was 0.8, the mass flow ratio varied from 5.5% to 12.5% and the mainstream turbulence intensity was 14.7%. Experimental results show that the increase of inlet Reynolds number significantly strengthens the heat transfer on the vane surface and leads to advanced laminar-to-turbulent layer transition position. In the region of $S/C > 0.2$ on the suction side (S/C is the ratio of local arc length to the chord length), the film cooling effectiveness is significantly affected by MFR , increased MFR leads to decreased film cooling effectiveness when MFR is larger than 7.7%. The heat transfer coefficient of this region is slightly affected by MFR at low and medium Reynolds number conditions, while it increases with the increase of MFR at high Reynolds number condition. The film cooling effectiveness in the region of $S/C < -0.7$ on the pressure side increases with MFR increasing, while it is less affected by MFR for $-0.7 < S/C < -0.4$. Increased MFR results in enhanced heat transfer coefficient on the entire pressure side. Compared with other regions of the vane surface, the film cooling effectiveness on the suction side and the rear half of pressure side is obviously affected by the Reynolds number.

Key words: High mainstream turbulence intensity; Fully-cooled vane; Film cooling effectiveness; Heat transfer coefficient ratio; Experiment

1 引 言

对于航空发动机而言,提高涡轮进口温度可以有效提升效率和功率,但是过高的温度会使涡轮叶片发生蠕变甚至变形,严重威胁到发动机的安全,此时必须采取冷却措施。气膜冷却就是一种被广泛应用于涡轮叶片上的技术,气膜孔流出的冷气在壁面附近形成一层温度较低的气膜,隔绝了燃气与叶片表面的直接接触,保证了涡轮叶片安全可靠地工作。气膜冷却技术自被提出以来,科研工作者们对其进行了很多的基础研究^[1-2],通过对单排气膜孔的实验研究获得了吹风比^[3]、密度比^[4]、主流湍流度^[5]、长径比^[6]等参数对气膜冷却效率的影响规律。

真实涡轮叶片往往布置多排气膜孔,其表面的流动换热情况很复杂,研究者们为了获得多排气膜孔叠加时的冷却和换热特性做了一系列的实验研究。Harrington等^[7]在平板上布置了10排长径比为1.0的圆柱孔,发现吹风比为0.65时平均气膜冷却效率最高,吹风比继续升高会引起明显的二次流脱离壁面的现象,高主流湍流度($Tu=18\%$)显著降低了气膜冷却效率,同时指出Sellers^[8]叠加算法的预测值偏高。Kelly等^[9]使用和Harrington等^[7]一样的实验系统研究了多排气膜孔时的换热系数分布规律,发现主流湍流度对实验件表面的实际热流量影响很小。Schwarz等^[10]的实验结果表明,叶片表面曲率对气膜冷却效率具有很大的影响,因此一些全气膜涡轮叶

片上的换热实验逐渐开展起来。Gao等^[11]采用PSP技术测量了出口雷诺数 $Re=7.5 \times 10^5$ 时全气膜涡轮叶片表面的气膜冷却效率,结果表明前缘出流的冷气提高了吸力面和压力面的气膜冷却效率,同时发现通道涡导致吸力面冷气向中心移动,Wu等^[12]采用液晶测温技术在主流进口雷诺数 $Re=1.6 \times 10^5$ 时发现随着质量流量比($MFR=5.5\% \sim 12.5\%$)的增大,压力面的气膜冷却效率逐渐增大而吸力面整体上呈现先减小后增大的规律;在叶片中弦区域,雷诺数对气膜冷却效率影响较大而对换热系数影响很小。Dyson等^[13]在C3X叶片上布置了13排气膜孔,测量了叶栅出口雷诺数 $Re=7.0 \times 10^5$ 时的绝热气膜冷却效率,发现动量比对气膜冷却效率的影响规律在叶片不同区域是不同的。

航空发动机涡轮附近的流动一般都是跨声速流动,为了研究高速来流时全气膜涡轮叶片的冷却换热特性,Nirmalan等^[14]实验研究了出口马赫数为0.9时气膜出流对涡轮叶片表面换热系数的影响,发现不同压比(二次流压力/主流压力)时压力面的换热系数变化较大而吸力面的基本没有变化。Mhetras等^[15]在进口马赫数为0.45和进口湍流度为6%时实验研究,发现吹风比增大对压力面的气膜冷却效率影响较大而对吸力面影响较小。Xue等^[16]在出口雷诺数 $Re=8.5 \times 10^5 \sim 1.4 \times 10^6$ 下实验研究发现,相对于仅前缘有气膜孔的叶片,在吸力面和压力面各添加一排气膜孔使得叶片表面的气膜冷却效率显著提高,同时

发现吹风比对压力面的气膜冷却效率和换热影响较大而对吸力面影响较小,这也与 Mhetras 等^[15]得到的结果一致。付仲议等^[17]在高速风洞中研究了吹风比和主流湍流度对全气膜叶片气膜冷却效率的影响,发现吸力面冷却效率受吹风比影响较大,这和 Mhetras 等^[15]以及 Xue 等^[16]的结论差别较大,可能是由于二次流供气方式不同引起的;同时 Fu 等^[17]的实验结果表明高主流湍流度($Tu=14.7\%$)相比低主流湍流度($Tu=1.3\%$)可使平均气膜冷却效率降低 10%~25%。

以往的实验研究大都是在较低的主流湍流度和雷诺数条件下进行的,而航空发动机涡轮进口一般都是高速和高湍流度($Tu=7\%\sim 20\%$)的燃气^[18],为了获得接近真实涡轮进口雷诺数和湍流度时全气膜涡轮叶片表面的冷却换热特性,本文在跨声速风洞中进行实验,研究高主流湍流度时质量流量比,雷诺数对全气膜涡轮叶片表面气膜冷却效率和换热系数分布规律的影响。本文的实验结果和结论为涡轮叶片的冷却设计提供了参考,也可用于指导涡轮叶片热设计和热分析。

2 实验系统和方法

2.1 风洞结构和实验过程

风洞系统示意图可参考文献[19],主流系统由总体积为 300m³的干燥高压气源进行供气,其最高可提供 1.6MPa 的气源压力,叶栅前后的压力由调压阀、节流阀和引射器等部件进行调节,本实验的栅前压力是 95kPa~295kPa。本实验通过独立控制栅前和栅后压力来保证叶栅出口马赫数不受雷诺数影响,可以单独分析雷诺数对叶片冷却和换热特性的影响,这与弗吉尼亚理工大学的高速风洞^[16]是不同的。二次流系统由空压机进行供气,其出口最高可达 12 个大气压。由于实验条件限制,本文采用加热二次流的方式来产生主流和二次流 60K 左右的温差,二次流在压气机出口和进入叶片前都会被干燥机干燥。

实验开始前,主流系统封闭,所有阀门预设一定开度,二次流一直加热并旁通到大气中,待叶片温度均匀恒定且二次流温度恒定后实验开启,此时二次流迅速切入叶片内部并开始数据采集过程,温度采集系统的频率为 10kHz。每次实验过程为 9s 左右,第 3s 后叶栅的流动基本保持不变,因此之后获得的温度数据被处理为气膜冷却效率和换热系数,关于风洞结构以及实验过程的详细信息可以参考文献[19~20]。

2.2 实验段结构和实验件说明

实验段的结构如图 1 所示,实验通道进口截面尺

寸为 45cm×12cm,叶栅由 5 个放大的叶片模型组成,中间黑色叶片表示实验叶片,材料为 PEEK(导热系数 $\lambda=0.25\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$),其余叶片是用来创造周期环境的陪衬叶片。实验段的主流入射角为 90°,出气角为 13.5°。叶片弦长为 10.4cm,叶片高度为 12cm,栅距为 8.75cm。叶栅前布置有压力探针和热电偶,叶栅后布置有压力探针,测得的温度和压力平均值用来计算雷诺数和马赫数。

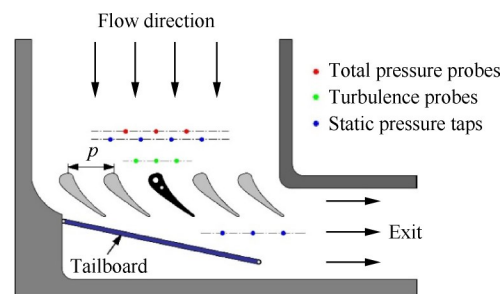


Fig. 1 Test section schematic

用来产生高主流湍流度的湍流格栅安装在叶栅前 35cm 处,如图 2 所示,其尺寸可参考文献[19],湍流格栅的流通面积与实验通道面积之比为 59%,与 Carullo 等^[21]在高速风洞中采用的湍流格栅类似。主流湍流度由热线风速仪(Dantec Streamline 90N10 Frame)测得,在实验叶片前布置三个湍流度测点,测点位置如图 1 所示,经过多次测量取三点平均值,本文中的主流湍流度为 14.7%。

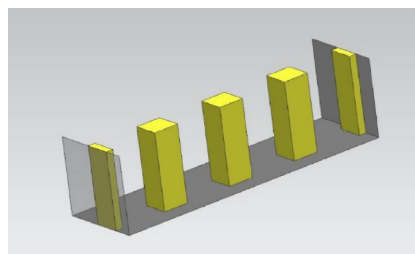


Fig. 2 Turbulence generation grids

图 3 为气膜冷却叶片的结构示意图(俯视图)。吸力面布置 3 排圆形孔($S_1 \sim S_3$),压力面布置 6 排圆形孔($P_1 \sim P_6$),前缘布置 5 排带复合角的圆形孔($L_1 \sim L_5$)构成喷淋气膜冷却。涡轮叶片由前后两个二次流腔供气,压力面孔排 $P_4 \sim P_6$ 由后腔供气,其余孔排由前腔供气。在气膜冷却实验叶片的中截面布置有 44 个 K 型热电偶,关于此叶片更详细的介绍可参考文献[17]。

2.3 实验工况

基于叶片弦长的叶栅进口雷诺数 Re 、出口马赫

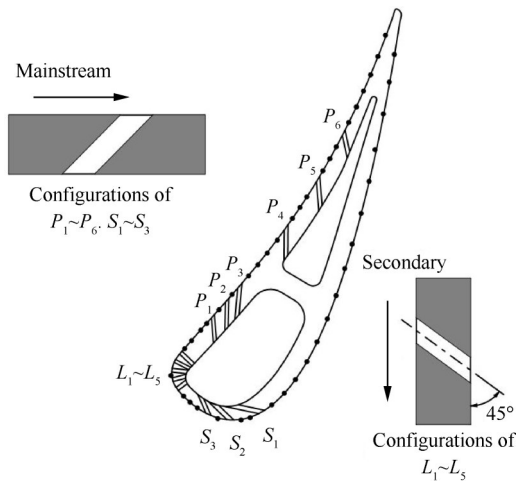


Fig. 3 Configurations of the test vane

数 Ma 、质量流量比 MFR 定义如下

$$Re = \rho_1 V_1 C / \mu_1 \quad (1)$$

$$Ma = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\left(\frac{p_{1t}}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)} \quad (2)$$

$$MFR = m_c / m_g = (m_{c1} + m_{c2}) / m_g \quad (3)$$

式(1)~(3)中, ρ_1, V_1, μ_1 分别为叶栅入口的气流密度、速度和动力粘性系数; C 为叶片弦长; p_{1t} 为叶栅前总压; p_2 为叶栅后静压; k 为绝热等熵指数, 取 $k=1.4$; m_c, m_g 分别是二次流质量流量和单个叶栅通道内的主流质量流量; m_{c1}, m_{c2} 分别为叶片前腔和后腔的二次流质量流量。具体实验工况如表 1 所示。

Table 1 Experiment conditions

Re	Ma	$Tu/\%$	$MFR/\%$
			5.5
3.0×10^5			7.0
6.4×10^5	0.80	14.7	8.4
9.0×10^5			9.9
			12.5

2.4 数据处理和实验误差

本实验基于一维半无限大假设条件, 采用瞬态测温技术测量叶片表面气膜冷却效率和换热系数, 其定义如下

$$\eta = \frac{T_{gr} - T_{aw}}{T_{gr} - T_c} \quad (4)$$

$$h = \frac{q_w}{T_{gr} - T_w} \quad (5)$$

有气膜冷却时, 叶片表面气膜冷却效率和换热系数的计算公式为

$$\frac{q_w}{T_{gr} - T_c} = h \cdot \frac{T_{gr} - T_w}{T_{gr} - T_c} - h \cdot \eta \quad (6)$$

式(4)~(6)中, q_w 为叶片表面热流量, T_{gr} 为叶片表面的当地主流恢复温度, T_w 为壁面温度, T_{aw} 为绝热壁温, T_c 为二次流温度, q_w 可通过“脉冲响应法”求得。具体的测量原理和方法可参考文献[20]。

可以看出式(6)为一次线性方程, 可写为以下形式

$$y = a \cdot (x - b) = a \cdot x + c \quad (7)$$

式(7)中的斜率 a 对应表面换热系数 h , 与 x 轴的截距 b 对应气膜冷却效率 η 。其中, 系数 b 通过系数 a 和系数 c 共同求解, 均是进行线性拟合的待求量

$$\left\{ \begin{aligned} a &= \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x}) y_i}{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \\ b &= \frac{\bar{x} \sum_{i=1}^n x_i y_i - \bar{y} \sum_{i=1}^n x_i^2}{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x}) y_i} \\ c &= \frac{\bar{y} \sum_{i=1}^n x_i^2 - \bar{x} \sum_{i=1}^n x_i y_i}{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \end{aligned} \right. \quad (8)$$

y 的不确定度为

$$\delta_y = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (y_i - a - bx_i)^2}{n-2}} \quad (9)$$

系数 a 和 c 的不确定度为

$$\left\{ \begin{aligned} \delta_a &= \frac{\delta_y}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}} \\ \delta_c &= \frac{\sum_{i=1}^n x_i^2}{n \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \delta_y \end{aligned} \right. \quad (10)$$

系数 b 的不确定度同样由 a 和 c 的不确定度求出, 即

$$\delta_b = \frac{\sqrt{b^2 \delta_a^2 + \delta_c^2}}{a} \quad (11)$$

结合式(9)和式(11)可以看出, 实验数据点数 n 越多和越分散, 拟合系数 a 的误差就越小, 因此实验时采用高频(10kHz)进行数据采集, 保证了在较短的实验时间内采集较多的数据。另外为了提高实验结

果准确性,每个工况都分别在实验叶片常温和加热的情况下进行一次实验,保证了数据点的分散度。更详细的误差分析可参考文献[22],实验各参数的相对误差值见表2。

Table 2 Experimental relative errors

Parameter	Re	Ma	h	η	Tu
Error/%	1.9	3.2	5.0	8.0	5.6

3 实验结果分析

3.1 光叶片换热结果

无气膜孔涡轮叶片表面的换热系数以 Nu 数的形式给出,如图4所示,横坐标 S/C 是无量纲长度, S 是叶片某一点到前缘的弧长。

Nu 数的定义为

$$Nu = \frac{h_o \cdot C}{\lambda} \quad (12)$$

式中 h 是叶片表面的换热系数, λ 是进口空气的导热系数。

从图4中可以看出进口雷诺数的提高显著增强了叶片表面的换热。在压力面,三个雷诺数下 Nu 数都有一个从 $S/C=0$ 处沿流向逐渐下降的过程,这是由于边界层逐渐变厚导致热阻变大; $Re=6.4 \times 10^5$, 9.0×10^5 时, Nu 数在 $S/C=-0.3$ 附近位置明显上升,表明边界层发生了层流到湍流的转换,在 $S/C<-0.4$ 的区域湍流边界层逐渐发展导致换热沿流向逐渐增强。在吸力面, $Re=3.0 \times 10^5$ 时的主流边界层在 $S/C=0.4$ 附近区域发生了层流到湍流的转换, $Re=6.4 \times 10^5$, 9.0×10^5 时,边界层在前缘附近即发生了转换。

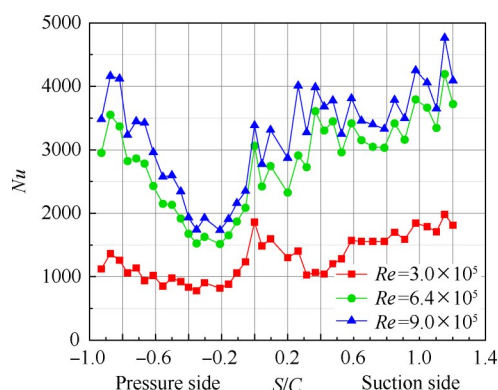


Fig. 4 Effect of Re on Nussult number

本文的换热实验结果也以 St 数的形式与平板上层流边界层和湍流边界层 St 数的经验关联式进行了对比,以有助于更好地理解叶片表面边界层的状态。

为便于表述,层流边界层的 St 数与当地 Re 数的关系用“层流经验式”表示,湍流边界层的用“湍流经验式”表示。

当地 Re 数和 St 数的定义式如下^[23]

$$Re_L = \frac{\rho_L V_L S}{\mu} \quad (13)$$

$$St = \frac{Nu_L}{Re_L \cdot Pr} = \frac{h}{\rho_L V_L C_p} \quad (14)$$

Bergman等^[24]给出了当地 Nu 数的关系式

层流边界层

$$Nu_L = 0.332 Re_L^{1/2} Pr^{1/3} \quad (15)$$

湍流边界层

$$Nu_L = 0.0296 Re_L^{4/5} Pr^{1/3} \quad (16)$$

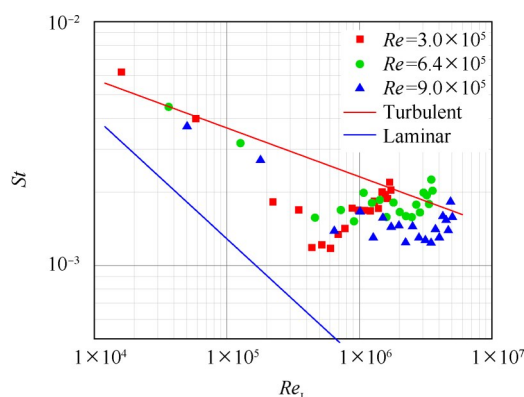
式(13)~(16)中,下标 L 代表当地参数, Pr 是普朗特数。

图5是叶片表面 St 数和经验关联式的对比。对于吸力面而言, $Re=3.0 \times 10^5$ 时的数据点最初保持层流经验式的下降斜率发展,与层流经验式不重合可能是由于压力梯度和主流湍流度造成的,在转捩点后数据点向湍流经验式移动。对于 $Re=6.4 \times 10^5$, 9.0×10^5 的工况,最开始的3个数据点下降速率和层流经验式一致,之后的数据点开始向湍流经验式移动,与 $Re=3.0 \times 10^5$ 不同的是 St 数没有一直增大,而是随着湍流经验式的趋势发展了一段长度,最后超过了湍流经验式,达到了旺盛湍流的状态,这和Nasir等^[25]在涡轮导叶上得到的规律是明显不同的,表明对于高速来流工况,继续升高雷诺数对不带气膜孔叶片吸力面换热系数的发展具有显著的影响。

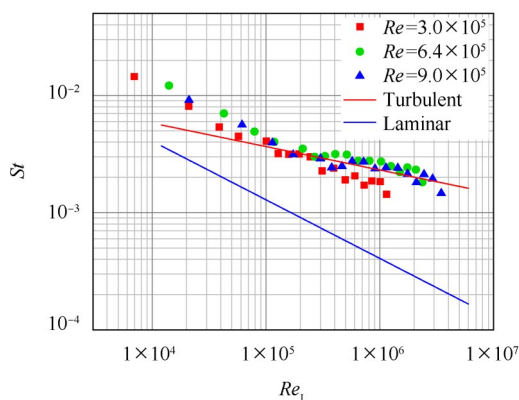
对于压力面而言, $Re=3.0 \times 10^5$ 时 St 数的下降斜率和层流经验式保持一致,整个边界层发展过程没有出现明显的转捩迹象,结合Nasir等^[25]的实验结果可以看出,主流湍流度较高使得换热增强,导致 St 数的大小在湍流经验式附近。而在 $Re=6.4 \times 10^5$, $Re=9.0 \times 10^5$ 的工况时, St 数的下降趋势在前半段和层流经验式一致,后半段和湍流经验式一致,表明了边界层从层流到湍流的转捩,和图4的分析也是吻合的。

3.2 质量流量比对气膜冷却效率的影响

图6是不同主流雷诺数时 MFR 对全气膜叶片表面气膜冷却效率的影响规律。整体来看,吸力面的气膜冷却效率沿流向逐渐下降,不同 MFR 之间的冷却效率差异相比付仲议等^[17]的实验结果较小,这是由于主流湍流度较高增强了主流和二次流的掺混,使得不同 MFR 时实际贴附壁面的冷气量差别不大。雷诺数 $Re=3.0 \times 10^5$ 时, $0.1 < S/C < 0.22$ 区域内的气膜冷



(a) Suction side

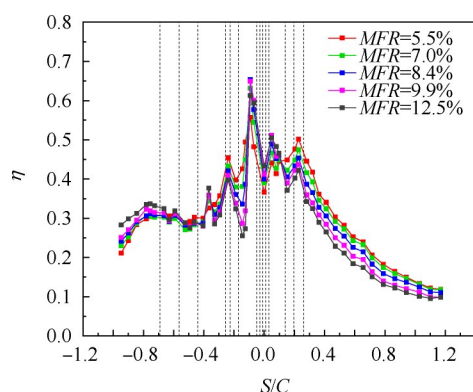
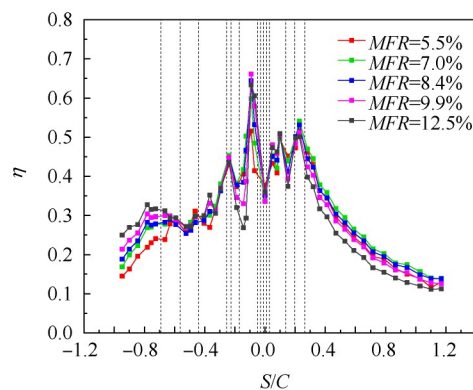
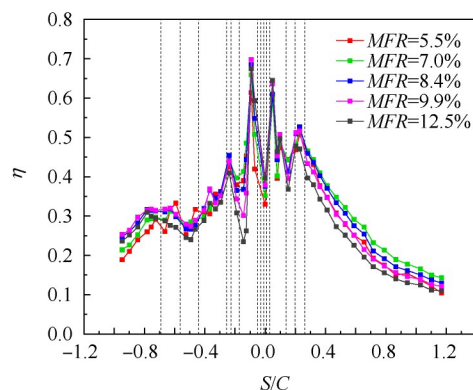


(b) Pressure side

Fig. 5 St number compared to the flat plate correlations

却效率比较高并且沿流向有升高的趋势,这主要是由于该处有三排气膜孔,孔出口的二次流较为集中且温度降低,冷却能力较强。吸力面 $S/C > 0.1$ 区域内的气膜冷却效率随着 MFR 的增大而逐渐减小,最佳 MFR 为 5.5%,这主要是由于 MFR 增大导致二次流出口的动量较大,其脱离壁面的趋势也就越严重,二次流脱离壁面后会与主流发生掺混,导致叶片表面气膜冷却效率下降。因此对于吸力面而言,过大的二次流流量不仅会浪费发动机有限的高压气体资源,对吸力面的气膜冷却效率也会产生不利的影响,这一点在涡轮叶片冷却结构设计中应当特别注意。而对于前缘区域 ($-0.1 < S/C < 0.1$),高 MFR 工况下气膜冷却效率较高,这主要是因为相对于叶片的吸力面和压力面,主流在前缘滞止减速导致前缘区域的静压较大,因此该处的二次流不易出流, MFR 增大提高了二次流腔的压力,使得更多的二次流流出从而产生较高的气膜冷却效率。

在压力面 $-0.3 < S/C < -0.1$ 的区域内可以明显地看到 MFR 增大导致气膜冷却效率降低,表明在这个区域过大的 MFR 会导致二次流脱离壁面,而在 $S/C = -0.35$ 附近区域高 MFR 时的气膜冷却效率突然升高,表明

(a) $Re = 3.0 \times 10^5$ (b) $Re = 6.4 \times 10^5$ (c) $Re = 9.0 \times 10^5$ Fig. 6 Effect of MFR on film cooling effectiveness

此时出现了二次流的再贴附现象,此处的冷却效率随 MFR 增大而增大。压力面 $S/C < -0.4$ 区域内布置的三排气膜孔由后腔供气,可以看到在 $-0.7 < S/C < -0.4$ 的孔间区域 MFR 对气膜冷却效率没有产生明显的影响,而每排气膜孔后的气膜冷却效率都较高,在 $S/C < -0.7$ 的区域,气膜冷却效率随着 MFR 的升高而逐渐升高。根据付仲议等^[26]对光叶片的压力系数测量结果,造成这个现象的原因可能是压力面越靠近尾缘的位置静压越低,二次流也就越容易出流,在不同 MFR 时前面两排气膜孔的出气量差别不大, MFR 越大导致 P_6 下游的二次流量越多,因而冷气抵抗主流

耗散的能力增强,气膜冷却效率有所提高。

对于雷诺数 $Re=6.4\times 10^5$ 和 $Re=9.0\times 10^5$ 的工况,叶片吸力面 ($S/C>0.2$) 的气膜冷却效率随着 MFR 的增大先增大后减小,最佳 MFR 为 7.0%,这与 $Re=3.0\times 10^5$ 的规律是不同的。在前缘区域气膜冷却效率在高 MFR 时较大,这和 $Re=3.0\times 10^5$ 时的规律是一致的,原因也已在上文中阐述。对于压力面而言,高雷诺数下其表面的气膜冷却效率规律比较复杂,从图中可以清楚地看到在未发生二次流再贴附现象时,每排气膜孔后第一个测点的气膜冷却效率都较高,然后沿着流向逐渐下降,雷诺数越高吹风比越小,这个现象就越明显。对于压力面 $S/C<-0.7$ 的区域,整体来看较高的 MFR 总会得到较高的气膜冷却效率,不同 MFR 对应的气膜冷却效率的差别在 $Re=6.4\times 10^5$ 最明显。

3.3 雷诺数对气膜冷却效率的影响

为了分析雷诺数对全气膜涡轮叶片表面气膜冷却效率的影响,选取了低中高三个 MFR 下的实验结果进行了对比,如图 7 所示。

对于吸力面 $S/C>0.2$ 的区域, $MFR=5.5\%$ 时雷诺数对气膜冷却效率没有影响,这主要是由于 MFR 较小时,二次流对边界层的扰动较小导致二次流和主流的掺混耗散过程较弱,因此叶片表面的冷却效率取决于二次流流量和主流流量的比例,当 MFR 相同时气膜冷却效率也就基本相同。而对于中高 MFR 的工况来说,此时二次流由于动量较高对涡轮叶片表面的主流流动状态产生了较大的影响,根据前文分析可知高 MFR 时二次流发生了脱离壁面的现象,与主流掺混较为严重,而且由于本实验的主流湍流度较高,因此二次流很容易耗散到主流中去,对于相同 MFR 工况,雷诺数较高时的二次流绝对流量较多,抵抗耗散的能力较强,因此雷诺数越高气膜冷却效率越高。

而对于压力面 $S/C<-0.6$ 的区域, $MFR=5.5\%$ 和 $MFR=8.4\%$ 时,气膜冷却效率随着雷诺数的增大先降低后升高, $MFR=12.5\%$ 时气膜冷却效率随着雷诺数增大一直降低。 $-0.6<S/C<-0.2$ 区域内由于气膜孔较多导致其表面都处于湍流状态,因此雷诺数的影响规律更加复杂。与 Fu 等^[27] 的实验结果相比,本实验中 MFR 对气膜冷却效率的影响较小,这可能是由于本实验采用的涡轮叶片在压力面布置了多排孔。以上实验结果表明雷诺数对气膜冷却效率的影响规律是区域性的而且与 MFR 有关,整体来看在高 MFR 时雷诺数的变化对压力面的尾缘和吸力面具有较大的影响,因此涡轮进口雷诺数变化时应当适当调整二

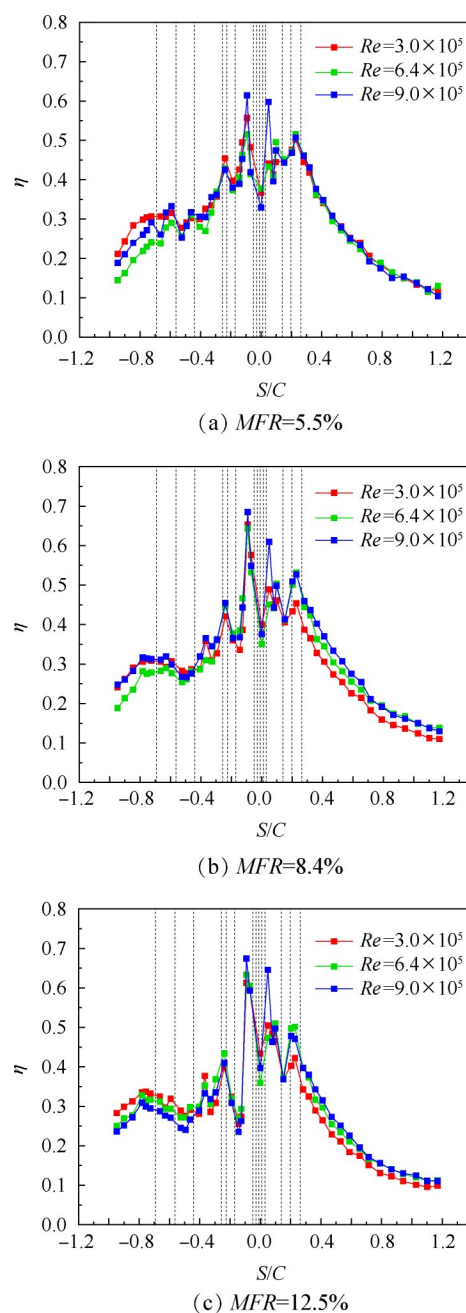


Fig. 7 Effect of Re on film cooling effectiveness

次流流量以保证气膜冷却效率不发生很大变化。

3.4 质量流量比对换热系数比的影响

图 8 给出了不同主流雷诺数工况下 MFR 对涡轮叶片表面换热系数比的影响,图中 h 为全气膜出流时叶片表面的换热系数, h_0 为相同主流条件下光叶片表面的换热系数。由于两个实验叶片的热电偶位置不完全对应,因此在数据处理时对光叶片表面的换热系数做插值处理。

从图中可以明显看出前缘 ($-0.1<S/C<0.1$) 的换热系数比整体较高,且和 MFR 有明显的正相关关系,最高值达到了 4.5 左右。根据光叶片的换热系数分

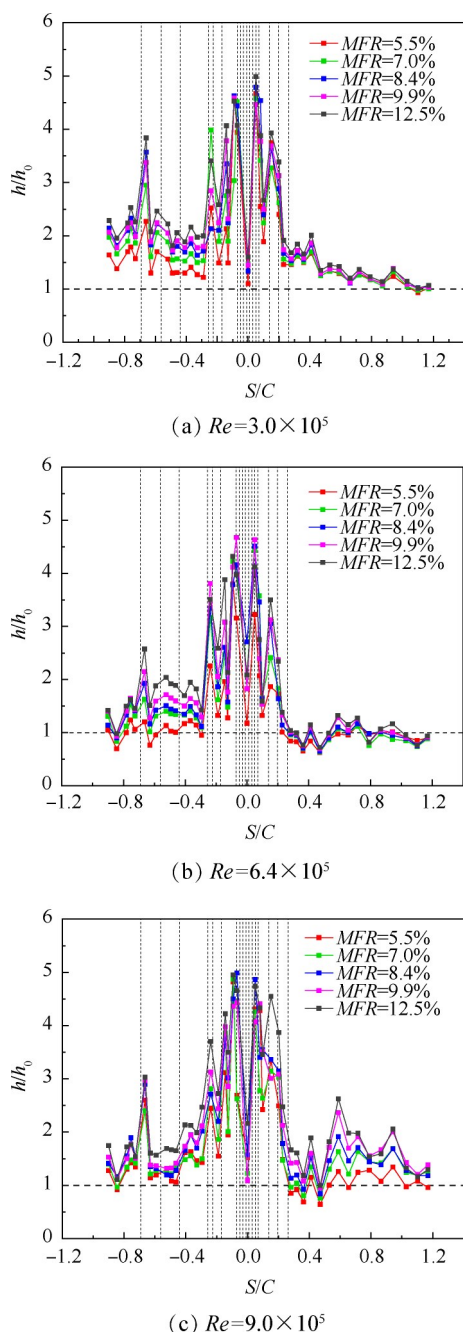


Fig. 8 Effect of MFR on heat transfer coefficient ratio

布可知主流在前缘滞止后沿吸力面和压力面都经历了层流边界层的发展过程,边界层的存在会增大流体的传热热阻,而前缘区域布置了多排气膜孔,气膜孔密度很大,大量二次流出流打破了前缘附近的层流边界层状态并极大地扰动了前缘附近的流体运动,因此显著增强了换热。值得注意的是对于 $S/C=0$ 的驻点区域,其换热系数比相对于其他前缘区域又相对较低,这是因为光叶片前缘驻点的换热本身就比较高,同时前缘气膜孔的二次流出流大都是向吸力面和压力面流动,对前缘驻点的扰动相对来说比较小。

在吸力面 $S/C > 0.2$ 的区域, MFR 对换热系数比的影响规律和雷诺数有较大的关系,在 $Re = 3.0 \times 10^5$ 和 $Re = 6.4 \times 10^5$ 时, MFR 对换热系数比的影响很小。而在 $Re = 9.0 \times 10^5$ 时, MFR 越高换热系数比越大。 $Re = 3.0 \times 10^5$ 时,二次流出流导致 $S/C > 0.2$ 区域的换热系数比处于 1.0 和 2.0 之间且在气膜孔出口附近较高,造成这个现象的原因主要是由图 4 和图 5 可知小雷诺数时光叶片吸力面前半段 $S/C < 0.4$ 的区域为层流状态,二次流出流对边界层的扰动增强了壁面附近的湍流程度因此增强了换热。而换热系数比沿着流动方向逐渐降低,这有两方面的原因,一是二次流出流造成扰动逐渐被主流吸收,二是光叶片的换热沿主流流动方向是逐渐增强的。 $Re = 6.4 \times 10^5$ 时, $0.3 < S/C < 0.5$ 的区域内换热系数比小于 1,这主要是因为 $Re = 6.4 \times 10^5$ 时,光叶片这个区域的边界层较薄,二次流出流在一定程度上加厚了边界层,导致换热系数降低, Eriksen 等^[3]在平板上, Fu 等^[27]和 Newman 等^[28]在叶片吸力面上也发现了类似现象。

在雷诺数 $Re = 9.0 \times 10^5$ 时, $0.2 < S/C < 0.4$ 区域内的换热系数比也小于 1.0,这和 $Re = 6.4 \times 10^5$ 是一致的,但是换热系数比受 MFR 影响明显,这应该是由不同雷诺数时虽然 MFR 相同,但是气膜孔的实际出气量随着雷诺数的增大而增大,吸力面由于曲率大和具有由主流指向叶片的正压力梯度这两个特点,使得二次流会发生脱离壁面再贴附的现象^[29],中低雷诺数时,不同 MFR 时的二次流更多地贴附到了壁面上,对主流扰动作用基本相同,而高雷诺数工况时,不同 MFR 时有较多的二次流在壁面附近与主流发生了掺混,较高的 MFR 对壁面附近流体的扰动较强,最终导致高雷诺数时吸力面的换热系数比整体上随着 MFR 增大而升高。值得注意的是,吸力面 $S/C = 0.41$ 的位置处换热系数比有极大值,这可能是由于吸力面二次流重新贴附壁面后对壁面附近流体产生较强的扰动引起的。

整体来看,压力面的换热系数比相比吸力面较高,每个气膜孔出口附近的换热系数比都比较高,这是由于其表面布置了多排气膜孔,二次流出流的叠加作用使得整个压力面附近的流动都处于湍流度比较高的状态, MFR 越高对换热的增强作用就越明显。 MFR 相同时,叶片表面的换热系数比随着雷诺数升高逐渐降低,这主要是由于雷诺数升高使得光叶片的换热系数也明显升高,因此在对涡轮叶片压力面中间区域 ($-0.6 < S/C < -0.2$) 进行气膜孔设计时,要重点考虑 MFR 对换热系数的影响来整体评估冷却效

果,而对于压力面后半段($S/C < -0.6$)以及吸力面,要重点考虑 MFR 对气膜冷却效率的影响。

4 结 论

本文通过实验得到以下主要结论:

(1)高主流湍流度($Tu=14.7\%$)时,雷诺数升高显著增强了叶片表面的换热,同时加快了边界层的发展过程,使吸力面的转捩点有明显的前移。相比吸力面,压力面的 St 数分布更接近平板上湍流边界层的经验公式。

(2)对于吸力面 $S/C > 0.2$ 的区域, MFR 超过 7.7% 后气膜冷却效率随 MFR 升高而降低;对于压力面 $S/C < -0.7$ 的区域,整体上气膜冷却效率随 MFR 升高而升高,在压力面中弦 $-0.7 < S/C < -0.4$ 的区域, MFR 对气膜冷却效率影响较小。

(3)在压力面 $-0.6 < S/C < -0.2$ 的区域,雷诺数对气膜冷却效率影响很小,而在其它区域雷诺数对气膜冷却效率的影响规律较为复杂且和 MFR 有关。

(4)叶片压力面和前缘的换热系数比随 MFR 增大而升高;吸力面的换热系数比在中低雷诺数时受 MFR 影响较小,而在高雷诺数时随 MFR 增大而升高。

在实验参数范围内,吸力面的综合冷却效果主要取决于气膜冷却效率,而压力面中间区域的综合冷却效果主要取决于换热系数。由于真实涡轮进口湍流度变化较大,因此不同主流湍流度时全气膜叶片表面的冷却和换热特性还有待研究。

致 谢:感谢国家自然科学基金、装备预研中国航发联合基金的资助。

参考文献

- [1] Bunker R S. A Review of Shaped Hole Turbine Film-Cooling Technology[J]. *Journal of Heat Transfer*, 2005, 127(4): 441-453.
- [2] Bunker R S. Evolution of Turbine Cooling[R]. *ASME GT* 2017-63205.
- [3] Eriksen V L, Goldstein R J. Heat Transfer and Film Cooling Following Injection Through Inclined Circular Tubes[J]. *Journal of Heat Transfer*, 1974, 96(2): 239-245.
- [4] Ekkad S, Han J C. A Review of Hole Geometry and Coolant Density Effect on Film Cooling[R]. *ASME HT* 2013-17250.
- [5] Schroeder R P, Thole K A. Thermal Field Measurements for a Shaped Hole at Low and High Freestream Turbulence Intensity [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2017, 139(2).
- [6] Andrews G E, Bazdidi-Tehrani F, Hussain C I, et al. Small Diameter Film Cooling Hole Heat Transfer: The Influence of the Hole Length[R]. *ASME* 91-GT-344.
- [7] Harrington M K, McWaters M A, Bogard D G, et al. Full-Coverage Film Cooling with Short Normal Injection Holes[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2001, 123(4): 798-805.
- [8] Sellers J P. Gaseous Film Cooling with Multiple Injection Stations[J]. *AIAA Journal*, 1963, 1(9): 2154-2156.
- [9] Kelly G B, Bogard D G. An Investigation of the Heat Transfer for Full Coverage Film Cooling[R]. *ASME GT* 2003-38716.
- [10] Schwarz S G, Goldstein R J, Eckert E R G. The Influence of Curvature on Film Cooling Performance[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1991, 113(3): 472-478.
- [11] Gao Z, Narzary D, Mhetras S, et al. Full-Coverage Film Cooling for a Turbine Blade with Axial-Shaped Holes[J]. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 2008, 22(1): 50-61.
- [12] Wu J, Zhang L, Cheng L, et al. An Experimental Investigation of Full-Coverage Film Cooling Characteristics of a Turbine Guide Vane[R]. *ASME GT* 2018-76088.
- [13] Dyson T E, McClintic J W, Bogard D G, et al. Adiabatic and Overall Effectiveness for a Fully Cooled Turbine Vane[R]. *ASME GT* 2013-94928.
- [14] Nirmalan N V, Hylton L D. An Experimental Study of Turbine Vane Heat Transfer with Leading Edge and Downstream Film Cooling [J]. *Journal of Turbomachinery*, 1990, 112(3): 477-487.
- [15] Mhetras S, Han J C, Rudolph R. Effect of Flow Parameter Variations on Full Coverage Film-Cooling Effectiveness for a Gas Turbine Blade [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2012, 134(1).
- [16] Xue S, Newman A, Ng W, et al. Heat Transfer Performance of a Showerhead and Shaped Hole Film Cooled Vane at Transonic Conditions [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2013, 135(3).
- [17] 付仲议, 朱惠人, 姚春意, 等. 亚声速涡轮导叶全气膜冷却特性实验研究[J]. 推进技术, 2019, 40(1): 158-165. (FU Zhong-yi, ZHU Hui-ren, YAO Chun-yi, et al. Experimental Investigation of Full Film Cooling Characteristics of Subsonic Turbine Guide Vane [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2019, 40(1): 158-165.)
- [18] Ames F E. Aspects of Vane Film Cooling with High Turbulence, Part I: Heat Transfer[R]. *ASME* 97-GT-239.
- [19] 姚春意, 朱惠人, 付仲议, 等. 主流湍流度对涡轮导叶吸力面 W 型气膜孔冷却效率影响的实验研究[J]. 推进技术, 2019, 40(12): 2779-2787. (YAO Chun-yi, ZHU Hui-ren, FU Zhong-yi, et al. Experimental In-

- vestigation for Effects of Mainstream Turbulence on Film Cooling Effectiveness of W-Shaped Film Hole on Suction Side of a Turbine Guide Vane[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2019, 40(12): 2779-2787.)
- [20] 刘 聪, 朱惠人, 付仲议, 等. 涡轮导叶吸力面簸箕型孔气膜冷却特性实验研究[J]. 推进技术, 2016, 37(6): 1142-1150. (LIU Cong, ZHU Hui-ren, FU Zhong-yi, et al. Experimental Study of Film Cooling Characteristics for Dust-Pan Shaped Holes on Suction Side in Turbine Guide Vane [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2016, 37(6): 1142-1150.)
- [21] Carullo J S, Nasir S, Cress R D, et al. The Effects of Freestream Turbulence, Turbulence Length Scale, and Exit Reynolds Number on Turbine Blade Heat Transfer in a Transonic Cascade [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2011, 133(1).
- [22] 李红才, 朱惠人, 任战鹏, 等. 短周期跨声速风洞叶栅换热实验验证[J]. 西安交通大学学报, 2013, 47(9): 49-54.
- [23] 杨世铭, 陶文铨. 传热学.(第4版)[M]. 北京: 高等教育出版社, 2006.
- [24] Bergman T L, Incropera F P, DeWitt D P, et al. Fundamentals of Heat and Mass Transfer [M]. USA: John Wiley & Sons, 2011.
- [25] Nasir S, Carullo J S, Ng W F, et al. Effects of Large Scale High Freestream Turbulence and Exit Reynolds Number on Turbine Vane Heat Transfer in a Transonic Cascade [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2009, 131(2): 203-213.
- [26] 付仲议, 朱惠人, 姚春意, 等. 亚声速涡轮导叶前缘气膜冷却特性实验研究[J]. 推进技术, 2019, 40(3): 583-592. (FU Zhong-yi, ZHU Hui-ren, YAO Chun-yi, et al. Experimental Investigation of Leading Edge Film Cooling Characteristics of Subsonic Turbine Guide Vane [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2019, 40(3): 583-592.)
- [27] Fu Z, Zhu H, Liu C, et al. An Experimental Investigation of Full-Coverage Film Cooling Effectiveness and Heat Transfer Coefficient of a Turbine Guide Vane in a Linear Transonic Cascade[R]. *ASME GT* 2016-56839.
- [28] Newman A, Xue S, Ng W, et al. Performance of a Showerhead and Shaped Hole Film Cooled Vane at High Freestream Turbulence and Transonic Conditions [R]. *ASME GT* 2011-45142
- [29] Qin Y, Chen P, Ren J, et al. Effects of Wall Curvature and Streamwise Pressure Gradient on Film Cooling Effectiveness[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 107: 776-784.

(编辑: 梅 瑛)