

温度比对导叶端壁冷却特性的影响

王晓春¹, 苏杭², 李娟¹, 刘行¹

(1. 苏州科技大学 环境科学与工程学院, 江苏 苏州 215009;

2. 中国航空工业集团公司 中国飞机强度研究所, 西安 710065)

摘 要: 利用高温风洞及远红外热像技术,在两种主流/冷气温度比(1.53和2.29)和3种冷气/主流质量流量比(0.50%, 1.25%和1.50%)下,研究了温度比对导叶端壁综合冷却特性的影响。对比高、低温比下的实验结果发现:保持冷流温度不变,通过增加主流温度来提高温比,会使整个端壁表面冷却效率却显著增加;高温比改变了端壁表面的冷却特性,端壁不同位置冷却效率在高温比时增加的幅度不同,端壁高、低冷却效率区发生变化,适用于低温比的气膜孔布局方案可能并不适用于高温比;温比对端壁前缘冷却特性的影响较大,对端壁尾缘的影响较小。

关 键 词: 气膜冷却; 温度比; 综合冷却效率; 端壁; 红外热像仪

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Effect of temperature ratio on cooling characteristics of vane end-wall

WANG Xiaochun¹, SU Hang², LI Juan¹, LIU Xing¹

(1. School of Environmental Science and Engineering,

Suzhou University of Science and Technology, Suzhou Jiangsu 215009, China;

2. China Aircraft Strength Research Institute,

Aviation Industry Corporation of China, Xi'an 710065, China)

Abstract: Experimental investigations of the cooling characteristics of a vane end-wall were carried out in a hot wind tunnel using infrared thermograph technique. Two mainstream-to-coolant temperature ratios of 1.53 and 2.29, and three coolant-to-mainstream mass flow ratios of 0.50%, 1.25% and 1.50% were chosen. Comparing the results obtained at high and low temperature ratio, the following three conclusions can be drawn. The experimental method of increasing the temperature ratio by increasing the mainstream temperature and keeping the coolant temperature constant led to a significant increase in the overall cooling effectiveness of the end-wall surface. The cooling characteristics of the end-wall surface changed as the temperature ratio increased. As the temperature ratio had different effect of cooling effectiveness at different positions of the end-wall, the areas with high and low cooling effectiveness changed. The scheme of hole-layout suitable for low temperature ratio may not be applicable to high temperature ratio. The effect of temperature ratio on the cooling characteristics was great at the leading edge, but not evident at the trailing edge.

收稿日期:2018-08-07

基金项目:苏州市科技发展计划项目(SNG2018045);江苏省自然科学基金青年基金项目(BK20170382)

作者简介:王晓春(1987—),男,讲师,博士,主要从事透平高温部件内流-热-固特性研究。E-mail:sprawn@163.com

引用格式:王晓春,苏杭,李娟,等.温度比对导叶端壁冷却特性的影响[J].航空动力学报,2019,34(6):1344-1351. WANG Xiaochun, SU Hang, LI Juan, et al. Effect of temperature ratio on cooling characteristics of vane end-wall[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(6): 1344-1351.

Key words: film cooling; temperature ratio; overall cooling effectiveness; end-wall; infrared thermograph

先进战斗机涡轮进口温度在 2000 K 以上,已远超现有涡轮材料的熔点。由于涡轮导叶端壁直接暴露在如此高温的燃气中,因此为提高叶栅端壁的使用寿命,发展高效的端壁冷却技术十分重要。端壁表面常会布置多排气膜孔,以实现端壁表面的气膜全覆盖,进而提高端壁冷却效率。国内外学者对气膜冷却进行大量的研究,如清华大学袁新教授团队^[1-2]、任静教授团队^[3],中国科学技术大学王建华教授团队^[4-5],西北工业大学的朱惠人教授团队^[6]、南京航空航天大学张靖周教授团队^[7],美国宾州大学 Thole 教授团队^[8-9]和德州农工大学 Han 教授团队^[10]。

气膜冷却特性受众多因素影响,例如主流雷诺数^[2]、湍流度^[11]、压力梯度^[12]、气膜孔特征参数^[5-7]、冷流与主流的质量流量比^[13]和密度比^[14]等。先进燃气涡轮的冷、热气流温度比大于 2.0。目前,许多气膜冷却特性的实验研究是在很小的冷、热流温差下进行的,如通过液晶、温度敏感漆、压力敏感漆涂层测温的实验研究^[15-19]。对气膜效率的测量也常常在小温差下,采用冷、热气流密度比^[3,14]去模拟温度比。然而温度比反映的不仅是密度比,由温度比变化引起的流体黏性、比热容、导热系数等物性变化都会对综合冷却效果产生影响。袁瑞明等^[4]利用远红外热像系统研究了温比为 1.64 和 2.68、吹风比为 0.6~2.0 时,某一级

导向叶栅端壁的气膜冷却特性。研究发现高、低温比下,冷却特性的差异程度会随着吹风比的变化而改变。美国能源局的研究也表明,气膜冷却特性的影响因素较多,难以准确测量;远红外热像测温是适用于研究高温下气膜冷却特性的技术^[20]。

为了能更准确了解端壁在高温比下的气膜冷却特性,了解温度比对气膜冷却特性的影响,本文通过高温风洞和远红外热像系统对航空发动机涡轮叶片端壁的冷却特性进行了实验研究。实验采用 1.53 和 2.29 两种主流/冷气流温度比(文中简称温比)和 0.50%、1.25% 和 1.50% 三种冷气/主流质量流量比。研究发现以下结论:保持冷流温度不变,通过增加主流温度来提高温比,会使整个端壁表面冷却效率显著增加;但是端壁各个区域增加的幅度不同,因而端壁高、低冷却效率区发生变化,即:低温比下性能很好的气膜孔布局方案可能并不适用于高温比;这种不等增幅的情况主要体现在端壁前缘,而在端壁尾缘,高低温比下冷却效率的增幅接近。

1 实验设备和方法

1.1 实验系统

实验在中国科学技术大学进行,图 1 为实验采用的高温风洞平台示意图。该风洞实验系统包括进气系统、电加热系统、端壁测温系统和数据采

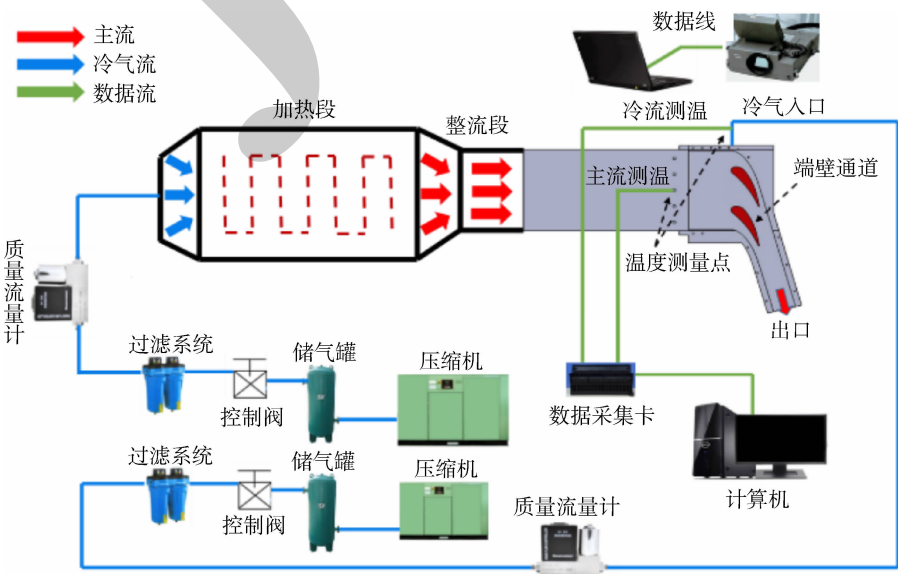


图 1 高温风洞实验系统

Fig. 1 Experimental system of hot wind tunnel

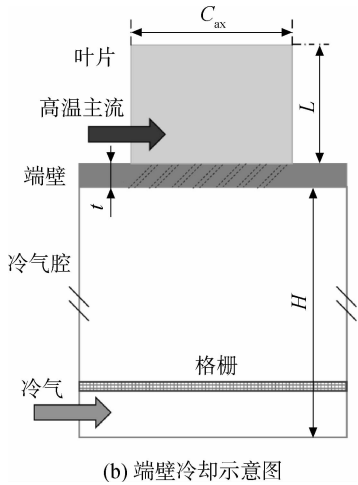
集系统。

进气系统由主流和冷却流组成。这两支气流由两套系统分别控制,以便于更精准地控制实验条件。为了能够获得稳定的主流进气,环境空气经德耐尔螺杆式压气机压缩后进入 4 个串联的储气罐中,然后依次流经三级空气过滤器、两台并联的 D-07 质量流量控制器(额定体积流量为 2 000 L/min)后,进入电加热系统获得设定温度的主流空气用以模拟主流燃气,最后流入端壁测温系统。冷却流介质也同样采用环境空气,由压气机(额定压力为 0.6 MPa、额定体积流量为 1 000 L/min)和储气罐提供,并且也经三级空气过滤系统和 D-07 质量流量控制器(额定体积流量为 30 L/min)过滤和调节。

电加热系统主要由高温电阻丝盘绕刚玉管和数字式温控系统(精度为 ± 1 K)组成,其最高加热温度可达 1 600 K。

1.2 端壁测温系统

图 2(a)展示了本次实验采用的叶片外形和几何参数,图中 C 表示弦长, L 表示叶高, P 表示间距, C_{ax} 表示轴向弦长, a 表示叶栅进口角度, b 表示叶栅出口角度, PS 表示压力面, SS 表示吸力面。实验叶片按照真实叶片 1 : 1 加工而成。实验叶片和端壁的材料均为耐高温的奥氏体铬镍不锈钢(310s),该材料与真实涡轮的材料(Ni-Al 合金)在相同的结构和流动工况时具有相似的温度分布和温度梯度变化规律^[21]。该实验材料导热率较高,因而实验获得的冷却效果是气膜和导热耦合作用的综合气膜冷却效果。为描述方便,分别选择叶栅通道的轴向和展向为直角坐标系的 x 向和 y 向,叶片滞止点为坐标原点,如图 2(a)所示。图 2(b)给出了端壁气膜冷却示意图。冷气从侧壁进入冷气腔,以避免冷气进气时对端壁局部的冲击。端壁厚度 $t=2$ mm,冷气腔高度 $H=350$ mm,冷气在腔内经过湍流格栅整流后,均匀进入气膜孔。在端壁温度测量实验段前的主流通



(b) 端壁冷却示意图

图 2 叶片参数和端壁冷却示意图

Fig. 2 Parameters of vanes and schematic diagram of the end-wall cooling

道内放置了水力半径为 5 mm 的圆孔型湍流格栅以确保主流的空间均匀性。

针对双叶片通道,实验前利用皮托管测量各叶片尾迹的速度。经比较,两个通道对应的速度最大偏差为 1%,因此该双叶片通道具有良好的周期性。除叶栅顶部用于采集端壁温度的蓝宝石玻璃窗外,其他边界均包裹 400 mm 厚的绝热石棉,以阻止端壁温度测量实验段与周围环境的热交换。

实验采用文献[22]推荐的优化气膜孔布局的端壁模型,如图 3 所示。为描述方便,将端壁划分为 A~E 五个区域。表 1 列出了每个区域的气膜孔个数 N ,直径 D ,平面角 θ_1 ,径向角 θ_2 和孔间距 P/D 。

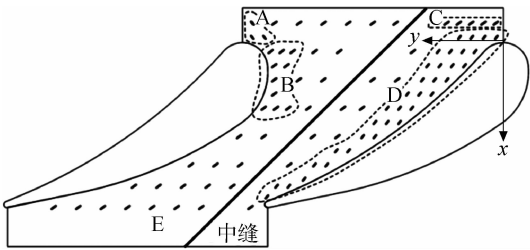


图 3 端壁气膜孔布局

Fig. 3 Film-hole layout at the end-wall

1.3 数据采集及处理

实验中,出口雷诺数(特征长度为叶片弦长) $Re_{ex}=0.8\times 10^5$ 。此外,还对 3 个参数进行控制,即:冷气/主流质量流量比(mass flow ratio,量符号记为 R_{mf})、主流/冷气流温比(temperature ratio,量符号记为 R_t)和综合冷却效率 Φ 。 R_{mf} 和 R_t 定义如下:

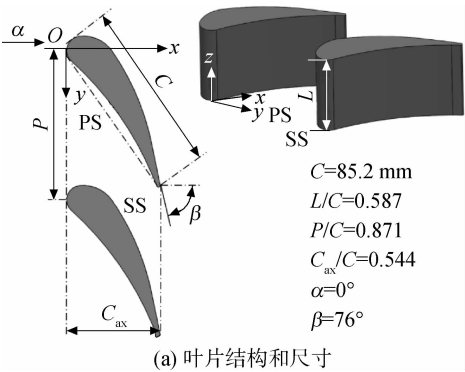


表 1 气膜孔结构的结构参数

Table 1 Structure parameters of film-holes

区域	N	D/mm	$\theta_1/(\text{^\circ})$	$\theta_2/(\text{^\circ})$	P/D
区域 A	3	0.4	45	-45	8.75
区域 B	10	0.4	45	45	8.75
区域 C	5	0.4	45	45	8.75
区域 D	34	0.4	45	30	8.75
区域 E	37	0.4	45	45	17.5

$$R_{mf} = \frac{\rho_c V_c}{\rho_\infty V_\infty}, \quad R_t = \frac{T_\infty}{T_c} \tag{1}$$

式中 $\rho_\infty V_\infty$ 和 $\rho_c V_c$ 分别指主流和冷流进口的质量流量,由质量流量计直接测量获得。通过调节冷却流流量获得 $R_{mf}=0.50\%$ 、 1.25% 和 1.50% 三种工况。

主流温度 T_∞ 取安装在主流进口处的 5 个 K 型热电偶测量的平均值,通过控制电加热系统得

$$\left| \frac{\Delta V}{V} \right| \leq 2\%, \quad \left| \frac{\Delta \rho}{\rho} \right| \leq 1\%, \quad \left| \frac{\Delta T}{T} \right| \leq 0.5\%, \quad \left| \frac{\Delta T_\infty}{T_\infty} \right| \leq 0.4\%, \quad \left| \frac{\Delta T_c}{T_c} \right| \leq 0.4\% \tag{3}$$

根据误差传递公式(式(4))可以得到 R_{mf} 、 R_t 和 Φ 的最大相对误差

$$\left\{ \begin{aligned} \left| \frac{\Delta R_{mf}}{R_{mf}} \right| &= \sqrt{\left(\frac{\Delta \rho_c}{\rho_c} \right)^2 + \left(\frac{\Delta \rho_\infty}{\rho_\infty} \right)^2 + \left(\frac{\Delta V_c}{V_c} \right)^2 + \left(\frac{\Delta V_\infty}{V_\infty} \right)^2} < 3.2\% \\ \left| \frac{\Delta R_t}{R_t} \right| &= \sqrt{\left(\frac{\Delta T_\infty}{T_\infty} \right)^2 + \left(\frac{\Delta T_c}{T_c} \right)^2} < 0.6\% \\ \left| \frac{\Delta \Phi}{\Phi} \right| &= \sqrt{\frac{(\Delta T_\infty)^2 + (\Delta T_c)^2}{(T_\infty - T_c)^2} + \frac{(\Delta T_\infty)^2 + (\Delta T_w)^2}{(T_\infty - T_w)^2}} < 5.0\% \end{aligned} \right. \tag{4}$$

2 结果及讨论

2.1 端壁表面温度分布

图 4 展示了在 $R_{mf}=1.50\%$ 、 $R_t=1.53, 2.29$ 时的端壁表面温度分布。可以发现,在 $R_t=1.53$

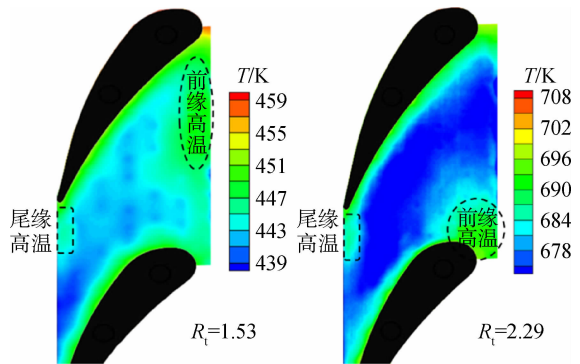


图 4 两种温比的端壁表面温度分布图($R_{mf}=1.50\%$)
Fig. 4 Surface temperature distribution of end-wall at two temperature ratios ($R_{mf}=1.50\%$)

到 $T_\infty=473,773\text{ K}$ 。冷气温度 T_c 由靠近冷流入口的冷气腔侧壁处两支 K 型热电偶测量获得。在两种主流温度下,实际冷气腔入口的冷流温度 T_c 分别为 309 K 和 338 K 。相应的 R_t 分别为 1.53 和 2.29 。

综合冷却效率 Φ 是包含了气膜冷却和端壁导热的耦合效应,其定义如下:

$$\Phi = \frac{T_\infty - T_w}{T_\infty - T_c} \tag{2}$$

式中 T_w 表示叶栅端壁表面温度,由日本电气股份有限公司生产的 TH5104R 型远红外热像系统记录。该设备分辨率为 0.1 K 。实验前对端壁表面进行发黑处理。在端壁表面设置了一个精度为 $\pm 0.01\text{ K}$ 的 K 型热电偶,以校正红外测温结果。

1.4 实验不确定度

实验数据由质量流量控制器、红外热成像系统和 K 型热电偶测量获得,各测量变量的误差如下:

时,高温区域主要位于近压力侧的前缘区域;当 $R_t=2.29$ 时,高温区域却变为吸力侧前缘区域,前缘高温区的位置在两种温比下已经完全变化;尾缘的高温区位置在两种温比下基本不变。

2.2 端壁表面冷却效率

图 5 给出 $R_{mf}=0.50\%$ 、 1.50% 、 $R_t=2.29, 1.53$ 时的端壁综合冷却效率 Φ 分布。图中同时标示了局部区域平均冷却效率 Φ_a ,以及整个端壁区域平均冷却效率 $\Phi_{a,e}$ 。可以发现

1) 温比相同时,大 R_{mf} 对应的端壁综合冷却效率更高。增大 R_{mf} ,即增加了冷流的质量流量,所以端壁综合冷却效率随之提高。

2) 比较图中 4 种工况下的综合冷却效率云图以及平均冷却效率 Φ_a 可以发现,高温比时的端壁表面综合冷却效率明显高于低温比时。冷却效率最高的工况为 $R_t=2.29, R_{mf}=1.50\%$,其次是 $R_t=2.29, R_{mf}=0.50\%$,随后依次是 $R_t=1.53, R_{mf}=1.50\%$ 和 $R_t=1.53, R_{mf}=0.50\%$ 。 R_t 从

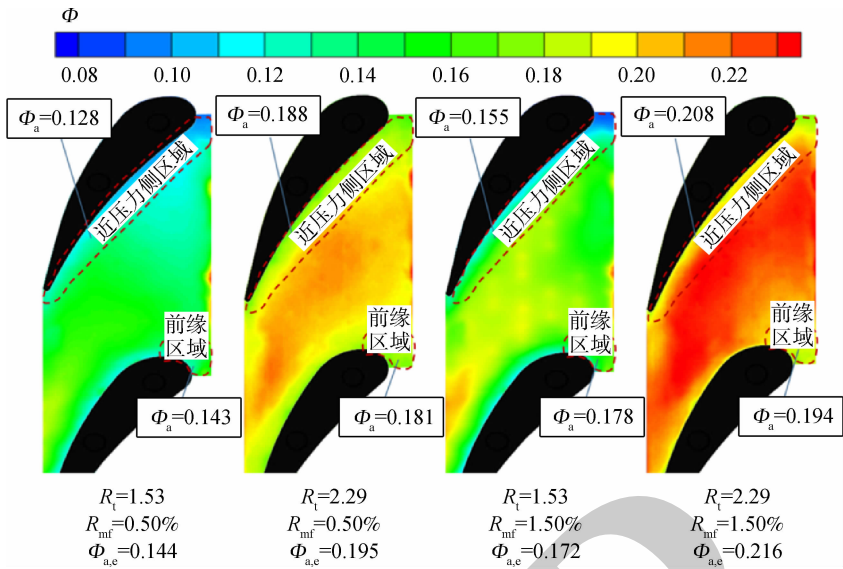


图 5 端壁在不同 R_{mf} 和 R_t 下的综合冷却效率分布

Fig. 5 Overall cooling effectiveness distribution of end-wall at different R_{mf} and R_t

1.53 增加到 2.29 对综合冷却效率的提升作用要明显高于 R_{mf} 从 0.50% 增加到 1.50%。

3) 端壁表面, 有两个区域冷却效率相对较低, 即近压力侧区域和吸力侧前缘区域, 如图中虚线框所示。对于 $R_{mf} = 0.50\%$, 1.50% 两种工况均可发现: $R_t = 1.53$ 时, 近压力侧为端壁冷却效率最低区域; 而 $R_t = 2.29$ 时, 吸力侧前缘为端壁冷却效率最低区域。

吸力侧前缘和近压力侧区域是端壁中冷却困难区域^[23-24], 图 5 也证明了这点。为了更直观地比较近压力侧和吸力侧前缘这两个冷却效率较低的区域与整个端壁平均冷却效率之差, 引入一个标准偏差值 $\Delta\Phi_a$

$$\Delta\Phi_a = \frac{\Phi_a - \Phi_{a,e}}{\Phi_{a,e}} \quad (5)$$

式中 $\Delta\Phi_a$ 表示局部某个研究区域的面平均冷却效率与整个端壁表面的面平均冷却效率的相对偏差。该偏差值用以体现局部区域冷却效果与整个表面冷却效果的差异。将两个区域在 4 种工况下的 $\Delta\Phi_a$ 绘制在图 6 中。

根据图 6 可以得出以下结论:

1) 对于吸力侧前缘区域, 在低温比时是冷却较好的区域。因为 $R_{mf} = 0.50\%$, 1.50% 时, 吸力侧前缘区域冷却效率基本等于或大于端壁面平均冷却效率 ($\Delta\Phi_a = -0.69\%$, 3.49%)。而在高温比时, 吸力侧前缘区域在两种 R_{mf} 下的 $\Delta\Phi_a$ 值分别为 -7.18% 和 -10.19% 。该区域变成了需要加强冷却的区域。

2) 对于近压力侧区域, 在低温比时, 两种 R_{mf}

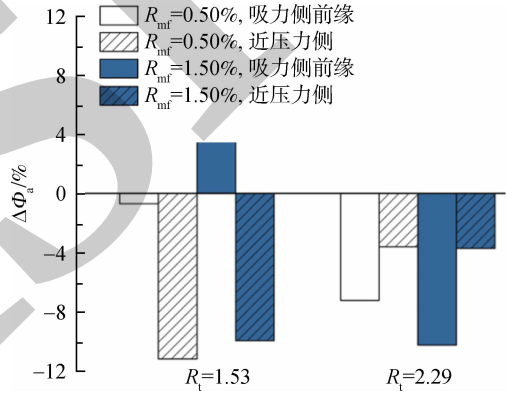


图 6 不同 R_{mf} 和 R_t 下, 相对面平均冷却效率 $\Delta\Phi_a$

Fig. 6 Relative area-average cooling effectiveness $\Delta\Phi_a$ at different R_{mf} and R_t

下的 $\Delta\Phi_a$ 值分别为 -11.11% 和 -9.88% 。说明该区域已经显著低于端壁面平均效率, 需要加强冷却。而在高温比时, 两种 R_{mf} 下的 $\Delta\Phi_a$ 值分别为 -3.59% 和 -3.70% , 大幅减小至低温比 $\Delta\Phi_a$ 值的 37.5% 以下。

3) 对于吸力侧前缘和近压力侧区域, 在 R_t 不变的情况下, R_{mf} 从 0.50% 增加到 1.50% 时, $\Delta\Phi_a$ 值偏差较大, 局部区域冷却效果相对于整个端壁的效果保持一致性。

可见, 吸力侧前缘和近压力侧这两个冷却困难区的相对冷却效率受 R_t 的影响很大, 而受 R_{mf} 的影响不大。 R_t 影响了端壁气膜冷却特征, 低温比下性能很好的气膜孔布局方案可能并不适用于高温比。

图 7 给出了 $R_{mf} = 0.50\%$, 1.50%、 $R_t = 1.53$, 2.29 时, 在端壁 4 个轴向位置 ($x = 0.125C_{ax}$,

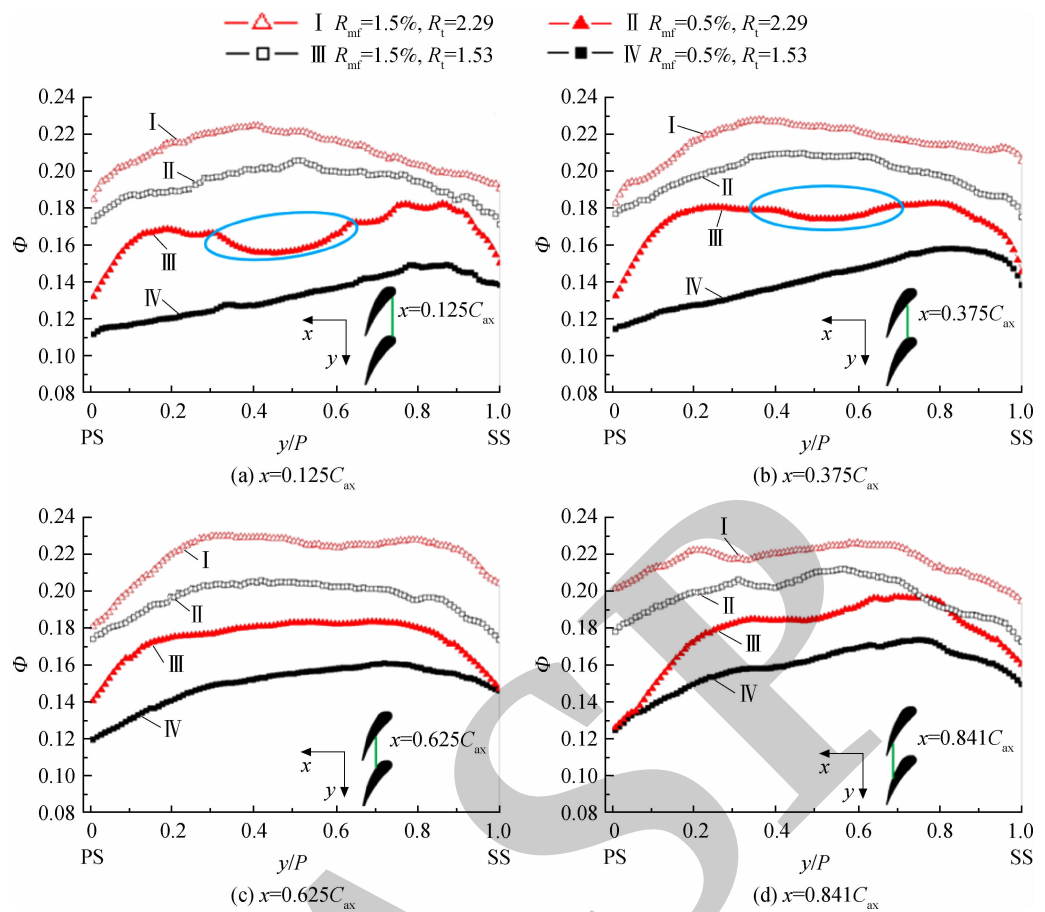


图 7 端壁在两种温比不同轴向位置的综合冷却效率分布

Fig. 7 Overall cooling effectiveness distribution at different axial locations for two R_t

0.375 C_{ax} , 0.625 C_{ax} 和 0.841 C_{ax})处综合冷却效率 Φ 沿展向(y 方向)的分布。可以发现

1) 在 4 个轴向位置上,温比相同时,大 R_{mf} 工况下的综合冷却效率更大(即曲线 I > III, II > IV)。

2) 在 4 个轴向位置上,综合冷却效率大体遵循 I > II > III > IV。 R_t 由 1.53 增加到 2.29 时,冷却效率大幅增加。温比增加对综合冷却效率的提升作用要明显高于 R_{mf} 。

3) 在端壁前缘 ($x=0.125C_{ax}$, 0.375 C_{ax}),冷却效率受温比的影响较大。这种影响体现在: ① R_{mf} 从 0.50% 增加到 1.50%,冷却效率 Φ 在低温比时的增幅(即 IV 到 III)要明显大于高温比时的增幅(即 II 到 I); ② 如图中椭圆框所示,曲线 III 的分布规律明显不同与曲线 I; ③ 从压力面到吸力面,曲线 IV 大致呈现逐渐增加的趋势,而曲线 II 则是先增加后减小。

4) 在端壁尾缘 ($x=0.625C_{ax}$, 0.841 C_{ax}),相同 R_{mf} 不同 R_t 下,冷却效率曲线趋势相近,基本都是先增后降的规律,冷却效率受温比的影响

较小。

图 8 比较了 $R_{mf}=0.50\%$, 1.25%, 1.50%、 $R_t=1.53, 2.29$ 时,整个端壁面平均冷却效率 Φ_a 。同时,在 R_{mf} 相同, R_t 由 1.53 增加到 2.29 时,端

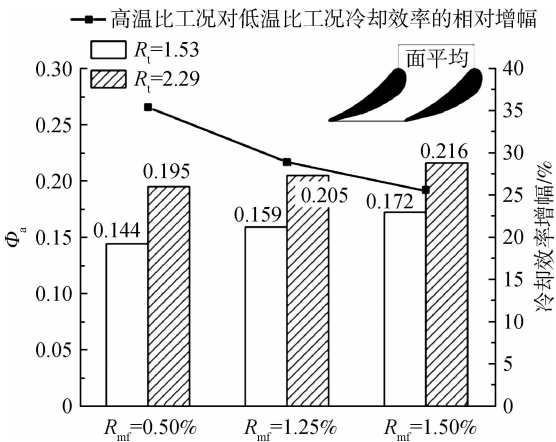


图 8 在不同 R_t 和 R_{mf} 下,端壁的平均冷却效率 Φ_a , 以及高温比对低温比冷却效率的相对增幅
Fig. 8 Area-averaged cooling effectiveness of end-wall at different R_t and R_{mf} , and the relative effectiveness increases of high R_t to low R_t

壁面平均冷却效率 Φ_a 增加的幅度也标示在图中。根据该相对增幅连线可以发现,随着 R_{mf} 的增加,高温比下平均冷却效率 Φ_a 的增加的幅度逐渐减小。

2.3 端壁表面冷却效率随温比变化的原因

端壁表面冷却效率显著提高的原因主要有 3 个。首先在气膜冷却方面, R_t 增加,引起主流与冷却流密度比的增加,进而导致相同 R_{mf} 下冷流与主流动量比的减小,最终使冷流被抬离端壁表面的份额减少,即冷流可以更多地覆盖在端壁表面,提高冷却效果。其次,在耦合换热方面,保持 T_c 近似不变、 T_∞ 增加,必然引起 T_w 的增加。冷流与端壁的对流换热必然增加。再者,气膜覆盖会降低主流对端壁的对流换热。 T_∞ 增加后,降低的换热量也会增加。

综合以上原因, R_t 的增加导致了气膜冷却效果增强以及冷气对气膜孔的对流换热增加。即,在气膜孔及气膜覆盖的下游区域冷却效率增幅较大。通过端壁导热作用,离这些区域越近,增幅越大。因而端壁不同位置冷却效率增幅不同。

3 结 论

实验使用高温风洞平台,通过精确改变主流温度 T_∞ (分别设置为 473 K 和 773 K),得到两种主流/冷气温比 $R_t = 1.53, 2.29$ 的工况。在 3 种冷气/主流质量流量比 $R_{mf} = 0.50\%, 1.25\%, 1.50\%$ 工况下,用红外热像仪系统采集了端壁真实的温度场,并据此研究了 R_t 对端壁综合气膜冷却特性的影响,得出以下结论:

1) 温比增加引起端壁表面冷却效率显著增加。通过比较两种温比下,端壁表面冷却效率云图、吸力侧前缘和近压力侧这两个冷却困难区面平均冷却效率以及端壁不同轴向位置的冷却效率,均可以发现,高温比下冷却效率显著大于低温比的结果。即保持冷流温度不变,增加主流温度的实验方式,会引起冷却效率的增加。这种增加并不是冷却方案改进的结果。

2) 随着 R_{mf} 的增加,高 R_t 引起端壁表面平均冷却效率增加的幅度会逐渐减小。

3) 温比改变了端壁表面的冷却特性,低温比下性能很好的气膜孔布局方案可能并不适用于高温比工况。首先,在低温比下,近压力侧为端壁冷却效率最低区域;而大温比下,吸力侧前缘为端壁冷却效率最低区域。其次,低温比下吸力侧前缘是端壁中冷却较好的区域,而高温比下该区域变

成了需要加强冷却的区域;低温比下近压力侧区域已经显著低于端壁面平均效率,而高温比下这种偏差程度大幅减小至低温比的 37.5% 以下。再次,不同温比下,在端壁前缘位置,端壁综合冷却效率沿展向的分布规律已经明显不同。

4) 温比对端壁前缘冷却特性的影响较大,对端壁尾缘的影响较小。首先观察端壁表面温度分布图中的两个高温区,分别在端壁前缘和尾缘。不同温比下,前缘高温区已经完全变化,而尾缘高温区的位置基本不变。其次观察端壁综合冷却效率沿展向的分布。在端壁前缘位置,不同温比下的冷却效率分布规律有着明显的不同;而端壁尾缘位置,不同温比下,冷却效率基本都是先增后降的趋势。

参考文献:

- [1] ZHANG Y, YUAN X, LIGRANI P. Film cooling effectiveness distribution on first-stage vane endwall with and without leading-edge fillets[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013, 66: 642-654.
- [2] 张扬, 齐士博, 袁新. 涡轮流场影响端壁气膜冷却的实验研究[J]. 工程热物理学报, 2011, 32(6): 941-944.
ZHANG Yang, QI Shibo, YUAN Xin. Experimental investigation on the turbine blade platform film cooling effected by the flow field[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2011, 32(6): 941-944. (in Chinese)
- [3] LI X Y, REN J, JIANG H D. Film cooling effectiveness distribution of cylindrical hole injections at different locations on a vane endwall[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2015, 90: 1-14.
- [4] 袁瑞明, 浦健, 王位, 等. 温比对第一级导叶端壁气膜冷却特性的影响[J]. 航空动力学报, 2018, 33(8): 1872-1879.
YUAN Ruiming, PU Jian, WANG Wei, et al. Experimental investigation of temperature ratio effect on film cooling characteristics at a first-stage vane end-wall[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(8): 1872-1879. (in Chinese)
- [5] PU J, WANG J H, MA S Y, et al. An experimental investigation of geometric effect of upstream converging slot-hole on end-wall film cooling and secondary vortex characteristics[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2015, 69(6): 58-72.
- [6] LIU C, ZHU H, BAI J, et al. Film cooling performance of converging slot-hole rows on a gas turbine blade[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2010, 53(23/24): 5232-5241.
- [7] YAO Y, ZHANG J Z, WANG L P. Film cooling on a gas turbine blade suction side with converging slot-hole[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2013, 65(3): 267-279.
- [8] THRIFT A A, THOLE K A, HADA S. Effects of orienta-

tion and position of the combustor-turbine interface on the cooling of a vane endwall[J]. Journal of Turbomachinery, 2012,134(6):291-301.

[9] THOLE K A,KNOST D G. Heat transfer and film-cooling for the endwall of a first stage turbine vane[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005, 48 (25/26):5255-5269.

[10] CHEN A F,SHIAU C C, HAN J C. Turbine blade platform film cooling with fan-shaped holes under simulated swirl purge flow and slashface leakage conditions[J]. Journal of Turbomachinery,2018,140(1):011006. 1-011006. 11.

[11] KOHLI A,BOGARD D G. Effects of very high free-stream turbulence on the jet-mainstream interaction in a film cooling flow[J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120 (4): 785-790.

[12] COLETTI F,ELKINS C J,EATON J K. An inclined jet in crossflow under the effect of streamwise pressure gradients[J]. Experiments in Fluids, 2013, 54 (9): 1589. 1-1589. 16.

[13] BALDAUF S,SCHEURLLEN M,SCHULZ A,et al. Correlation of film cooling effectiveness from thermographic measurements at engine like conditions[J]. Journal of Turbomachinery,2002,124(4):686-698.

[14] PIETRZYK J R, BOGARD D G, CRAWFORD M E. Effects of density ratio on the hydrodynamics of film cooling[J]. Journal of Turbomachinery, 1990, 112 (3): 437-443.

[15] SATTA F,TANDA G. Measurement of local heat transfer coefficient on the endwall of a turbine blade cascade by liquid crystal thermography[J]. Experimental Thermal and Fluid Science,2014,58(5):209-215.

[16] 张超,王湛,周嗣京,等. 压力敏感涂料的标定及在气膜冷却效率测量中的应用[J]. 航空动力学报,2011,26(12): 2691-2697.

ZHANG Chao,WANG Zhan,ZHOU Sijing,et al. Calibration of pressure sensitive paint and application to the measurement of film cooling effectiveness[J]. Journal of Aerospace Power,2011,26(12):2691-2697. (in Chinese)

[17] WRIGHT L M,GAO Z H,YANG H T,et al. Film cooling effectiveness distribution on a gas turbine blade platform with inclined slot leakage and discrete film hole flows[J]. Journal of Heat Transfer,2008,130(7):383-394.

[18] KUNZE M,VOGELER K,CRAWFORD M,et al. Single and multiple row endwall film-cooling of a highly loaded first turbine vane with variation of loading[J]. Journal of Turbomachinery,2014,136(6):061012. 1-061012. 14.

[19] BARIGOZZI G,FRANCHINI G,PERDICHIZZI A,et al. Film cooling of a contoured endwall nozzle vane through fan-shaped holes[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer,2010,31(4):576-585.

[20] STRAUB D L,SIDWELL T G,CASLETON K H,et al. High temperature film cooling test facility and preliminary test results[R]. ASME Paper GT2012-69767,2012.

[21] MONTOMOLI F,MASSINI M,YANG H,et al. The benefit of high-conductivity materials in film cooled turbine nozzles[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2012,34:107-116.

[22] SU H,PU J,WANG J H,et al. An experimental investigation of cooling characteristics at a vane end-wall with a locally enhanced hole-layout[J]. Experimental Thermal and Fluid Science,2018,96(1):137-145.

[23] CUNHA F J,DAHMER M T,CHYU M K. Analysis of airfoil trailing edge heat transfer and its significance in thermal-mechanical design and durability[J]. Journal of Turbomachinery,2006,128(4):738-746.

[24] TASLIM M E,WADSWORTH C M. An experimental investigation of the rib surface-averaged heat transfer coefficient in a rib-roughened square passage[J]. Journal of Turbomachinery,1997,119(2):381-389.

(编辑:王碧珺)