

文章编号: 1000-6893(2009)05-0812-07

基于瞬态液晶测量技术的收缩-扩张形孔 气膜冷却特性

刘存良, 朱惠人, 白江涛, 许都纯

(西北工业大学 动力与能源学院, 陕西 西安 710072)

Film Cooling Characteristics of Converging-expanding Hole with Transient Liquid Crystal Measurement Technique

Liu Cunliang, Zhu Hui ren, Bai Jiangtao, Xu Duchun

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

摘要: 采用一种进行全表面测量的瞬态液晶测量技术测量了新型气膜孔(收缩-扩张形孔)的气膜冷却特性,研究了动量比对冷却效率和换热系数的影响,并与传统的圆柱形孔气膜冷却特性进行了对比,结果表明:收缩-扩张形孔中心线附近区域的冷却效率相对较低,而两孔之间区域的冷却效率相对较高,与圆形孔分布规律相反;在上游区域,两孔中间区域的换热系数比相对孔中心线附近区域较高,而在下游区域,两孔中间区域的换热系数比相对孔中心线附近又较低,与圆形孔相比也有较大不同。相对于圆柱形孔,收缩形孔的平均换热系数比在上游较高,在下游较低;收缩-扩张形孔喷出气膜对下游壁面区域的有效覆盖率远大于圆柱形孔,其展向平均冷却效率明显高于圆柱形孔;收缩-扩张形孔在动量比为 2 时的平均冷却效率最高。

关键词: 气膜冷却; 收缩-扩张形孔; 瞬态测量; 窄带液晶; 冷却效率; 换热系数

中图分类号: V231.1 **文献标识码:** A

Abstract: Film cooling characteristics of a converging-expanding hole were measured using a transient liquid crystal measurement technique which could process nonuniform initial temperatures. The impact of momentum flux ratio was tested, and comparison was carried out between the converging slot-hole and cylindrical hole. The results show that the film cooling characteristic distributions of a converging-expanding hole are quite different from those of cylindrical holes because of their different flow structures. Jets from the converging-expanding hole cover the entire downstream surface. And the cooling effectiveness in the hole centerline region is greater than that in the region between adjacent holes for a converging-expanding hole. In the upstream region, interaction of adjacent jets enhances heat transfer in the region between adjacent holes for a converging-expanding hole. However, in the downstream region the couple vortices make heat transfer lower than that in the centerline region. Under the same momentum ratios, the average normalized heat transfer coefficient of the converging-expanding hole is larger than that of a cylindrical hole in the upstream, but lower in the downstream. The laterally averaged effectiveness of the converging-expanding hole is much larger than that of the cylindrical hole, and it reaches its highest value when momentum flux ratio $I=2$.

Key words: film cooling; converging-expanding hole; transient measurement; liquid crystal; film cooling effectiveness; heat transfer coefficient

气膜冷却作为高性能航空发动机高温部件冷却的关键技术之一,已有数十年的发展历程,并且随着燃气温度的不断提高,仍在不断地发展改进,目的是在不断提高气膜冷却效率的同时,进一步减少冷却用气量,减小冷却气体喷出后造成的主流流动损失,因此在 20 世纪 90 年代,人们对气膜冷却技术的研究重点开始从圆柱形孔向出口扩张形孔转移,如扇形孔^[1-2]、纵向扩张形孔^[3-4]及簸箕

形孔^[5]均属于此类孔形,这种孔形都是在圆柱形孔基础上加工而成,由于出口具有扩张性,可以在一定程度上减弱射流在主流中的穿透,增加射流的展向扩散能力,对改善气膜冷却特性有一定的作用,但从本质上讲,这种孔形并没有改变喷出气膜与主流的相互作用机理^[6],而且单纯的扩张形孔还会造成较大的气动损失^[7]。进入 21 世纪后,人们从改变喷出气膜与主流的相互作用机理出发,研究改善气膜冷却特性的途径,取得了新的进展,如文献^[8]和^[9]分别通过在气膜孔口敷设突片及设计凹槽,可以从气膜孔外部来破坏原有的

耦合对涡,改善气膜冷却特性;文献[10]和[11]则提出了非线性气膜孔形,试图通过改变气膜孔内的流动结构来消除原有气膜孔所产生的耦合对涡的不利影响。本文作者曾采用数值模拟技术研究了一种非线性气膜孔(即收缩-扩张形孔)的气膜与主流的相互作用机理^[6],发现气膜从这种孔形喷出后,形成了与传统气膜孔形(圆柱形孔及出口扩张形孔)所产生的耦合对涡作用相反的对涡,不仅可以在较高动量比下提高气膜冷却效率,而且还可以减小主流通道的气动损失。作为文献[6]

工作的延续,本文设计加工了相应的收缩-扩张形气膜孔进行实验研究,采用液晶全表面测量技术进行测量,以获得被冷却表面完整的气膜冷却效率和换热系数分布图,同时也测量了圆形气膜孔的全表面冷却效率和换热系数分布云图作为对比。

1 实验装置与测试方法

1.1 实验装置

实验在如图 1 所示的实验系统中完成。主流

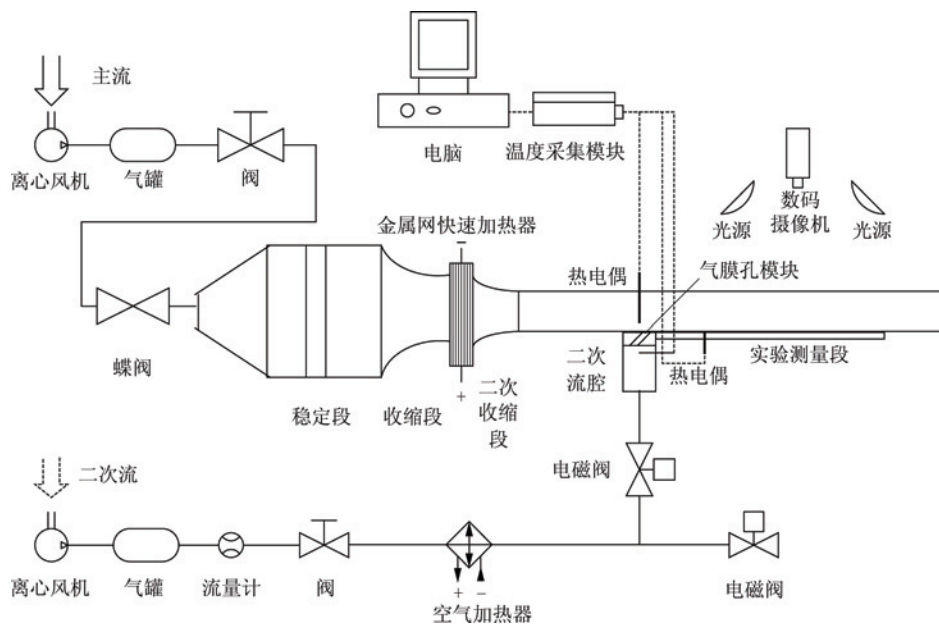


图 1 实验系统

Fig. 1 Experiment system

经气罐、稳定段、收缩段、金属网快速加热器和二次收缩段后进入实验测量段。二次流经流量计、空气加热器、二次流腔、气膜孔模块进入实验测量段。气膜孔模块上有一排气膜孔,收缩-扩张形孔排由 5 个气膜孔组成,孔间距为 $3.5D$ (D 为气膜孔直径);出口面积小于入口面积;孔轴线与壁面夹角为 35° 。圆柱形孔排同样由 5 个气膜孔组成,气膜孔直径、孔轴线与壁面夹角与收缩-扩张形孔相同,但孔间距为 $3D$ 。两种孔型的测量区域如图 2 所示。

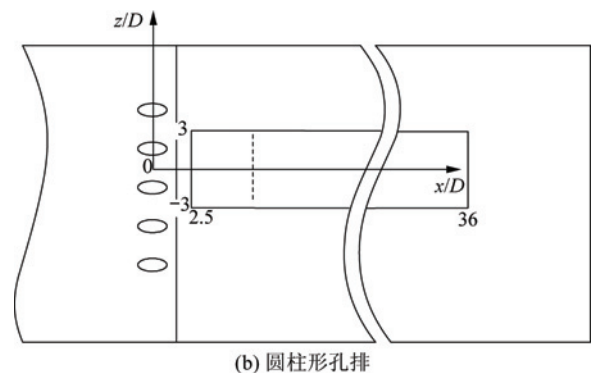
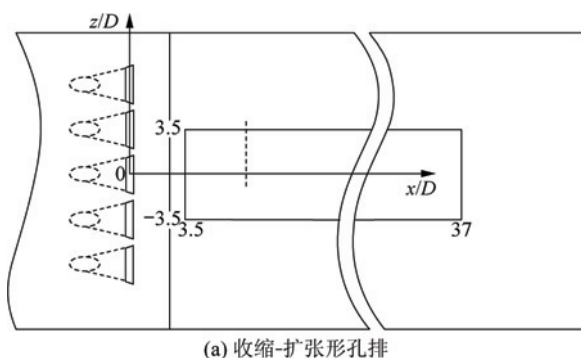


图 2 气膜孔排及测量区域示意图

Fig. 2 Diagrammatic sketch of test region and film-cooling hole row

1.2 测量方法

实验采用基于瞬态导热理论的热色液晶测量技术进行,该项技术在国外发展得较为成熟,已广



(a) 收缩-扩张形孔排

泛地应用于传热的单参数问题、双参数问题的实验测量中^[12-13]。本文所采用的测量技术是基于文献[13]中的气膜冷却(属于传热的双参数问题)瞬态传热测量方法改进而成的,主要特点是能够处理测量板内的纵向初始温度不均匀的情况,目的是缩短两次实验之间的间隙,提高实验效率。经推导,相应双参数问题(冷却效率 η 和换热系数 h)的基本计算公式为

$$T_s(t) = \sum_{n=0}^N A_n \eta \beta^{2n} \left[\sum_{k=0}^{2n} \frac{(-\beta \sqrt{t})^k}{\Gamma\left(\frac{k}{2} + 1\right)} - E_0 \right] + \sum_{m=0}^M B_m (1 - \eta) \beta^{2m} \left[\sum_{k=0}^{2m} \frac{(-\beta \sqrt{t})^k}{\Gamma\left(\frac{k}{2} + 1\right)} - E_0 \right] + \left[A^* E_0 + \frac{aB^*}{\beta} (1 - E_0) + \frac{2a^2 C^*}{2} \frac{2\sqrt{t}}{\sqrt{\pi}} - \frac{1}{\beta} + \frac{E_0}{\beta} + \frac{6a^3 D^*}{\beta} t - \frac{2\sqrt{t}}{\beta \sqrt{\pi}} + \frac{1 - E_0}{\beta^2} \right] \quad (1)$$

式中: $\beta = h / \sqrt{\rho c \lambda}$, ρ 为冷却气密度, c 为测量板材料比热, λ 为测量板导热系数; $E_0 = e^{\beta^2 t} \cdot \operatorname{erfc}(\beta \sqrt{t})$; $T_s(t)$ 为时刻 t 当地测量板表面温度; 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^[13]; A^* , B^* , C^* 和 D^* 为测量板表面温度随时间变化曲线拟合系数; a 为测量板热扩散系数的平方根。式(1)等号右侧第2部分即为考虑测量板初始温度分布不均匀时进行的修正,式(1)的使用条件是测量板内的初始温度分布具有以下形式:

$$T_i(y) = A^* + B^* y + C^* y^2 + D^* y^3 \quad (t = 0) \quad (2)$$

式中: y 为测量板厚度方向坐标。各项系数是通过在测量板内布置若干测温点,根据测量数据进行拟合分析得到的。

实验时要求在零时刻(即 $t=0$)测量出测量板的初始温度分布,用于拟合求解式(2)中的各项系数。而根据式(1),实验过程中只要同时测出主流温度、二次流温度、测量板表面温度 $T_s(t)$,代入式(1),即可得到 η 和 h 的方程,在相同气动条件下,改变主流或二次流温度变化速率,进行两次或多次实验就可依据相应的数学方法求解出测量板表面各点处的 η 和 h 。

实验中气流温度采用热电偶测量,采集频率为 10 Hz。测量板表面各点的 $T_s(t)$ 及 t 通过 3CCD 数码相机以 25 帧每秒的速率拍摄测量板表面窄带热色液晶的变色过程测得。液晶测温原

理及图像处理技术参见文献[14]。

1.3 误差分析

瞬态传热测量误差主要包括温度测量误差 ΔT , 时间测量误差 Δt 以及测量板物性参数误差 $\Delta \sqrt{\rho c \lambda}$ 。在本实验中热电偶测温误差以及液晶测温误差 $\Delta T = \pm 0.2 \text{ } ^\circ\text{C}$, 时间测量误差 $\Delta t = \pm 0.1 \text{ s}$, 测量板物性参数误差 $\Delta \sqrt{\rho c \lambda} = \pm 20$ 。根据文献[13]中的误差计算方法可以估计出换热系数测量结果的相对误差约为 6%, 冷却效率测量结果的相对误差约为 8%。

在大部分传热实验中,测量板表面的换热系数都存在空间梯度,由此带来的测量板内侧向导热引起的误差也是不可避免的。文献[15]的研究表明,在换热系数梯度不是很大的瞬态传热实验中($< 7.0 \times 10^4 \text{ W}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$),其内部侧向导热对瞬态测量结果的影响非常小($< 3.5\%$)。实验条件下的最大换热系数梯度约为 $2.0 \times 10^4 \text{ W}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$,因此可以忽略侧向导热引起的误差。

2 实验结果与讨论

2.1 实验工况

实验在主流雷诺数 $Re_D = \rho_g U_g D / \mu_g = 10\ 000$ 的条件下进行,其中 ρ_g , U_g , D 和 μ_g 分别为主流密度、主流速度、气膜孔直径和主流的动力黏性系数。相似性理论和大量的实验研究表明,影响气膜冷却换热系数和冷却效率分布的主要相似性参数是动量比^[16],在保证动量比相同及几何结构相似的条件,常温低速条件下的气膜冷却实验可以较真实地模拟实际高温、高速条件下的气膜冷却情况。实验测量了 4 个动量比: 0.5, 1.0, 2.0 和 4.0 下的冷却效率和换热系数,不同的动量比通过调节二次流流量来实现,动量比定义为

$$I = (\rho_c U_c^2) / (\rho_g U_g^2) \quad (3)$$

式中: ρ_c 和 U_c 分别为二次流密度和气膜孔入口截面上的二次流平均速度。

本文使用各个点上的换热系数比,即有气膜时换热系数与无气膜时换热系数的比值 h/h_0 来分析气膜冷却的对流传热特性。其中 h_0 与 h 的测量方法相似,计算公式仍为式(1),只不过因为没有二次流, $\eta=0$, 方程只有一个未知数 h_0 。

2.2 冷却效率分布结果与讨论

图 3 和图 4 分别给出了大小两个动量比下的

收缩-扩张形孔的冷却效率云图和圆柱形孔的冷却效率云图。图 4 显示圆柱形孔气膜不能全部覆盖气膜孔下游壁面;而由图 3 可知,收缩-扩张形孔下游壁面全部被气膜所覆盖,实现了全表面气膜保护,尤其在上游区域,收缩-扩张形孔的冷却效率远高于圆柱形孔。这可以利用数值计算结果加以解释,图 5 是通过数值模拟得到的收缩-扩张形孔和圆柱形孔下游截面上典型的速度矢量场和温度场^[6],孔中心线在 $z/D=0$ 处,其中的温度为无量纲温度 $T_{nd}=(T-T_g)/(T_c-T_g)$, T_g 和 T_c 分别为主流温度和二次流温度。由图 5 可以清楚地看到两种孔形/孔排不同的气膜覆盖效果:收缩-扩张形孔产生展向连续气膜,圆柱形孔产生展向离散气膜。这是因为收缩-扩张形孔排在出口

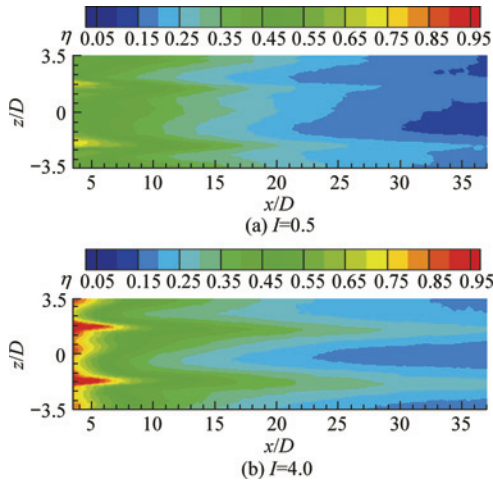


图 3 收缩-扩张形孔冷却效率分布云图
Fig. 3 Contours of film cooling effectiveness distribution of converging-expanding hole

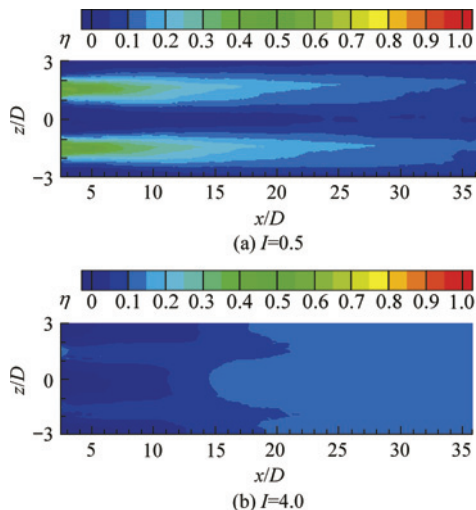


图 4 圆柱形孔冷却效率分布云图
Fig. 4 Contours of film cooling effectiveness distribution of cylindrical hole

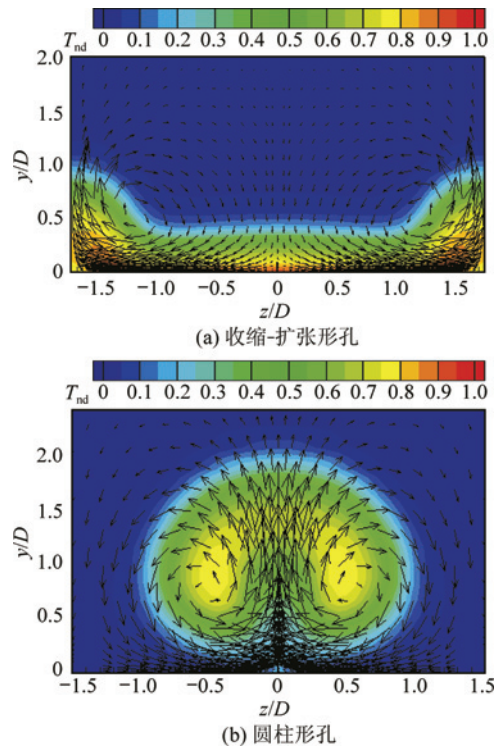


图 5 气膜孔下游截面上典型的速度矢量图与温度场云图
Fig. 5 Velocity vectors and temperature contours downstream of film cooling hole

处接近于连续缝形孔,射流的厚度很薄,喷出后在主流作用下很快地贴附在壁面上,而且收缩-扩张形孔的展向扩张使得射流有一定展向速度,可以覆盖比出口更宽的区域,所以收缩-扩张形孔产生了展向连续气膜;而圆柱形孔出口没有展向扩张,射流只能依靠与主流的相互作用逐渐地扩大覆盖区域,这就使得上游两孔中间区域不能得到较好的气膜覆盖,尤其在大动量比下,圆柱形孔射流喷出后脱离壁面,造成整个上游区域都未得到较好的气膜保护。

各个动量比下的收缩-扩张形孔冷却效率分布有一个共同特点:在两孔中间区域冷却效率较高,孔中心线附近区域冷却效率相对较低。从图 5 中可以看到,相邻收缩-扩张形孔的射流在两孔中间区域交会,形成了较厚的气膜,而且收缩-扩张形孔射流与主流相互作用形成的对涡结构(见图 5(a))有将孔中心线附近区域的气膜卷向两侧的作用,所以形成了孔中心线附近区域气膜厚度薄、冷却效率较低,而两孔中间区域气膜厚度厚、冷却效率较高的分布特点。

2.3 换热系数比分布结果与讨论

由图 6 可知不同动量比下的收缩-扩张形孔

换热系数比云图有一个共同特点,即在 $x/D < 8$ 的上游区域,两孔中间区域的换热系数比相对孔中心线附近区域的换热系数比较高,而在 $x/D > 8$ 的下游区域,两孔中间区域的换热系数比又低于孔中心线附近区域的换热系数比。对比图 7 中圆柱形孔两个不同动量比下的换热系数比云图可知,收缩-扩张形孔的换热系数比分布特点正好与圆柱形孔的相反。这主要是由流动结构的不同造成的。收缩-扩张形孔的展向扩张,使得两个孔的射流会在上游的两孔中间区域碰撞交会,从而形成带有强烈扰动的高速区,使这里的换热相对较强。在下游区域,收缩-扩张形孔的对涡结构在孔中心线区域形成了类似于冲击的流动结构,这种

流动结构可以减薄边界层厚度,从而增强换热,这种效果在气膜流速较低、边界层较厚的小动量比工况下比较明显(见图 6(a))。对涡结构在孔两侧区域形成了与冲击相反的流动结构,它会减小壁面附近的速度梯度,从而使得边界层厚度增加,削弱对流换热强度,而且从图 5 上可以看出这种“反冲击”的流动比较强烈,因此它逐渐削弱了两孔中间区域的强换热,使得两孔中间区域的换热系数比由上游的相对较高逐渐地转为相对较低。在图 5 中还可以看到圆柱形孔射流形成的对涡与收缩-扩张形孔的对涡的旋转方向相反,正是这种相反的流动结构使得两种孔形的换热系数比分布特点相反。

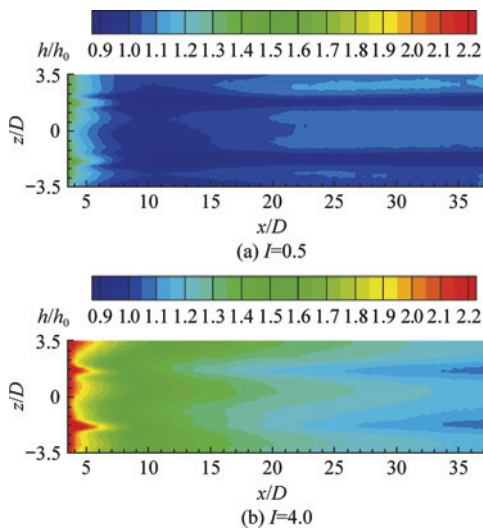


图 6 收缩-扩张形孔换热系数比分布云图

Fig. 6 Contours of heat transfer coefficient distribution of converging-expanding hole

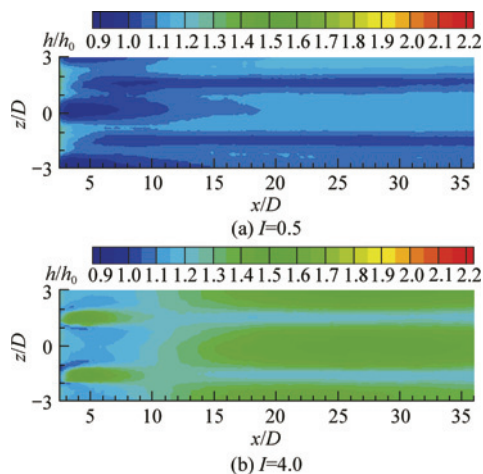


图 7 圆柱形孔换热系数比分布云图

Fig. 7 Contours of heat transfer coefficient distribution of cylindrical hole

2.4 平均冷却效率与平均换热系数比

图 8 给出了展向一个孔间距范围内收缩-扩张形孔和圆柱形孔的平均冷却效率 η_{Ave} 和平均换热系数 $(h/h_0)_{Ave}$ 比沿流向的变化曲线。

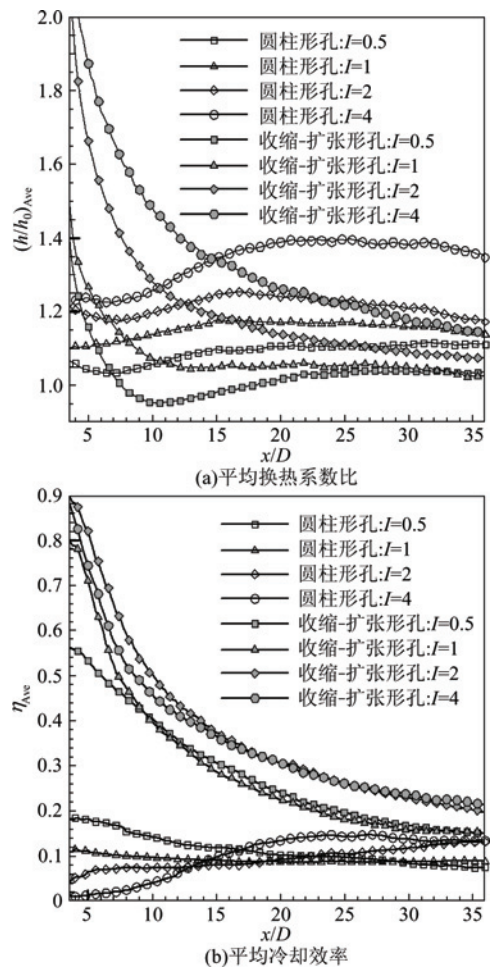


图 8 展向平均换热系数比和平均冷却效率沿流向分布

Fig. 8 Streamwise distribution of laterally averaged η and h/h_0

由图 8(a) 可以看到:收缩-扩张形孔的平均换热系数比随动量比的增大而增大,而且在相同动量比下,收缩-扩张形孔的平均换热系数比在上游高于圆柱形孔,在下游则低于圆柱形孔。这是因为收缩-扩张形孔气膜喷出后很快贴附在壁面上,动量比越大,射流速度越高,对壁面的冲刷也就越剧烈,孔下游壁面的换热也就越强。在上游区域,收缩-扩张形孔射流的速度大、厚度薄,形成的边界层厚度小,使得换热相对于圆柱形孔的较强。在下游区域,圆柱形孔射流与主流作用形成的复杂、强烈的扰动增强换热,同时收缩-扩张形孔下游的边界层厚度逐渐增大,对流换热强度减弱,使得圆柱形孔的平均换热系数比相对较高。

由图 8(b) 可知:对于收缩-扩张形孔,不同动量比下的平均冷却效率沿流向都是降低的;而圆柱形孔的平均冷却效率在大动量比下沿流向升高,在小动量比下沿流向降低。这是因为收缩-扩张形孔射流和小动量比下的圆柱形孔射流从喷出后便在主流作用下贴附在壁面上^[6],射流与主流的掺混使得气膜的温度沿流向逐渐升高,冷却效率也就逐渐降低。而大动量比下的圆柱形孔射流喷出后脱离壁面,造成上游区域未得到较好的气膜保护,冷却效率较低,在下游区域,射流在主流作用下重新贴回壁面^[6,17],冷却效率又得以提高(见图 4(b))。

收缩-扩张形孔的平均冷却效率明显高于圆柱形孔。经计算,相对于圆柱形孔, $I=2.0$ 的平均冷却效率平均提高了约 310%; $I=0.5$ 的平均冷却效率平均提高了约 160%。这表明收缩-扩张形孔对冷气的利用率远高于圆柱形孔。其主要原因就在于收缩-扩张形孔在下游壁面上形成了连续气膜,冷气充分覆盖在了壁面上。

综合对比各个动量比下的收缩-扩张形孔平均冷却效率可以发现,收缩-扩张形孔在 $I=2.0$ 下的平均冷却效率最高,对应的吹风比(吹风比 $M=(\rho_c U_c)/(\rho_g U_g)$) 约为 1.4,即收缩-扩张形孔冷却效率分布的最佳吹风比在 1.4 左右。文献[4]的研究表明圆柱形孔的平均冷却效率在 $M=0.5$ 左右达到最高值,而扩张形孔冷却效率的最佳吹风比一般都在 0.7~1.0 之间变化。吹风比的大小代表着冷却用气量的多少,小吹风比下的冷气流量相对较小,其冷却效果也相对有限。现代燃气轮机的燃气温度越来越高,为了保证高温部件能在更高的燃气环境中工作,冷却用气量呈逐步增加的趋势,本文研究的收缩-扩张形孔更能

适应这种发展趋势的需求。

3 结 论

采用液晶全表面测量技术获得了收缩-扩张形孔下游被冷却表面完整的气膜冷却效率和换热系数分布图,并与相同工况下的圆柱形孔气膜冷却特性测量结果进行了对比分析,得出以下几点结论:

(1) 由于流动结构不同,收缩-扩张形孔的冷却效率和换热系数比分布特点与圆柱形孔有很大的不同。

(2) 各个动量比下的收缩-扩张形孔气膜均完全覆盖了孔下游壁面,实现了离散孔的全表面气膜保护,而且冷却效率分布特点相似:射流的展向扩展以及与主流相互作用形成的对涡结构使得孔中心线附近区域的冷却效率较低,而两孔中间区域的冷却效率较高。

(3) 相似的流动结构使得收缩-扩张形孔在各个动量比下的换热系数比分布比较相似:在上游区域,两孔中间区域的换热系数比相对孔中心线附近区域的较高,而在下游区域,两孔中间区域的换热系数比又相对较低;而且换热系数比总体上沿流向下降低。

(4) 动量比越大,收缩缝形孔的平均换热系数比越高;相对于圆柱形孔,收缩缝形孔的平均换热系数比在上游较高,在下游较低。收缩-扩张形孔的展向平均冷却效率和最佳吹风比均高于圆柱形孔及现有的扩张形孔,能够更好地满足新型气膜冷却技术的发展要求。

参 考 文 献

- [1] Gritsch M, Schulz A, Witting S. Adiabatic wall effectiveness measurements of film-cooling holes with expanded exits[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1998, 120(3): 549-556.
- [2] Thole K, Gritsch M, Schulz A, et al. Flowfield measurements for film-cooling holes with expanded exits[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1998, 120: 327-336.
- [3] Sen B, Schmidt D L, Bogard D G. Film cooling with compound angle holes: heat transfer[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1996, 118(4): 800-806.
- [4] 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(5): 820-827.
- [5] 朱惠人. 复合式气膜冷却实验及数值计算[D]. 西安:西北工业大学, 2000.

- Zhu Huiren. Experiment and numerical calculation of compound film cooling[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2000. (in Chinese)
- [6] 刘存良,朱惠人,白江涛. 收缩-扩张形气膜孔提高气膜冷却效率的机理研究[J]. 航空动力学报, 2008, 23(4): 598-604.
- Liu Cunliang, Zhu Huiren, Bai Jiangtao. Study on the physics of film-cooling effectiveness enhancement by the converging-expanding hole[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(4): 598-604. (in Chinese)
- [7] Day C R B, Oldfield M L G, Lock G D. Aerodynamic performance of an annular cascade of film cooled nozzle guide vanes under engine representative conditions[J]. Experiments in Fluids, 2000, 29: 117-129.
- [8] 杨卫华,马国锋,张靖周. 突片作用下气膜冷却对流传热特性的试验研究[J]. 航空动力学报, 2006, 21(6): 978-983.
- Yang Weihua, Ma Guofeng, Zhang Jingzhou. Experimental study on convective heat transfer characteristics of film cooling with tab[J]. Journal of Aerospace Power, 2006, 21(6): 978-983. (in Chinese)
- [9] Bunker R S. Film cooling effectiveness due to discrete holes within a transverse surface slot[R]. ASME Paper GT-2002-30178, 2002.
- [10] Sargison J E, Guo S M, Oldfield M L G, et al. A converging slot hole film-cooling geometry—part 1: low-speed flat-plate heat transfer and loss[J]. Journal of Turbomachinery, 2002, 124(3): 453-460.
- [11] Sargison J E, Guo S M, Oldfield M L G, et al. A converging slot hole film-cooling geometry—part 2: transonic nozzle guide vane heat transfer and loss[J]. Journal of Turbomachinery, 2002, 124(3): 461-471.
- [12] Gillespie D R H, Byerley A R, Ireland P T, et al. Detailed measurements of local heat transfer coefficient in the entrance to normal and inclined film cooling holes[J]. Journal of Turbomachinery, 1996, 118(2): 285-290.
- [13] 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.
- [14] 郭涛,朱惠人,许都纯,等. 热色液晶瞬态测量全表面换热系数的技术研究[J]. 测控技术, 2006, 25(9): 67-69, 74.
- Guo Tao, Zhu Huiren, Xu Duchun, et al. Research on transient measurement of heat transfer coefficient distribution with liquid crystal technique[J]. Measurement and Control Technology, 2006, 25(9): 67-69, 74. (in Chinese)
- [15] Vedula R P, Metzger D E, Bickford W B. Effects of lateral and anisotropic conduction on the determination of local convection heat transfer characteristics with transient tests and surfaces coatings[C] // Winter Annual Meeting of ASME. Collected Papers in Heat Transfer. New York: ASME, 1988: 21-28.
- [16] Kohli A, Bogard D G. Turbulent transport in film cooling flows[J]. Journal of Heat Transfer, 2005, 127(5): 513-520.
- [17] Goldstein R J, Jin P, Olson R L. Film cooling effectiveness and mass/heat transfer coefficient downstream of one row of discrete holes[J]. Journal of Turbomachinery, 1999, 121(2): 225-232.

作者简介:

刘存良(1983—) 男,博士研究生。主要研究方向:航空发动机高温部件的强化传热技术。

Tel: 029-88486075

E-mail: lcl19830202@mail.nwpu.edu.cn

朱惠人(1958—) 男,博士,教授,博士生导师。主要研究方向:航空发动机高温部件的强化传热技术。

Tel: 029-88486075

E-mail: zhuhr@nwpu.edu.cn

(责任编辑:赵利)