

基于真实密度比的单/三排扇形孔气膜冷却性能及流阻特性

韦宏^{1,2}, 祖迎庆¹

(1. 复旦大学 航空航天系, 上海 200433;

2. 上海交通大学 机械与动力工程学院, 上海 200240)

摘 要: 在真实密度比条件下对单排和三排的扇形气膜孔的传热和流阻特性进行了实验研究。采用压敏漆(PSP)技术对单/三排定出口宽度的扇形孔进行风洞实验,研究了在真实密度比条件下不同孔形参数的扇形气膜孔的传热和流阻特性的差异,得到了不同孔形参数的扇形孔出现冷气射流吹离热侧壁面的大致临界吹风比以及实现展向平均气膜冷却效率最高的孔型结构参数。实验结果表明:在所研究的孔形参数范围内,扇形孔在吹风比小于1.5时没有出现冷气射流吹离壁面的现象,且倾斜角为20°、扩散角为15°的扇形孔的气膜冷却性能最好;而当吹风比为2.0时则出现了不同程度的吹离热侧壁面的现象,且倾斜角为25°、扩散角为10°的扇形孔的气膜冷却效率最大。此外,倾斜角为25°、扩散角为13°和倾斜角为30°、扩散角为10°的扇形孔流量系数最高。

关 键 词: 扇形孔; 定出口宽度; 绝热气膜冷却效率; 吹风比; 流量系数

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Film cooling performance and flow resistance characteristics of single/triple-row fan-shaped holes based on actual density ratio

WEI Hong^{1,2}, ZU Yingqing¹

(1. Department of Aeronautics and Astronautics,

Fudan University, Shanghai 200433, China;

2. School of Mechanical Engineering,

Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

Abstract: The heat transfer and flow resistance characteristics of single/triple-row of fan-shaped film cooling holes under the condition of true density ratio were experimentally studied. The pressure-sensitive paint (PSP) technology was used in the wind tunnel to test the film cooling performance of the fan-shaped holes with a constant outlet width, and the differences in heat transfer and flow resistance characteristics of fan-shaped film cooling holes with different hole shape parameters under the condition of real density ratio were studied. The hole shape parameters of fan-shaped holes implementing the critical blowing ratio of the coolant jet blowing away

收稿日期: 2021-06-17

基金项目: 上海市自然科学基金(19ZR1402500); 上海市商用航空发动机领域联合创新计划(AR908, AR960)

作者简介: 韦宏(1988—),男,博士后,主要从事航空发动机热端部件冷却技术及高超声速飞行器预冷器等方面研究。

通信作者: 祖迎庆(1978—),男,副研究员,博士,主要从事航空发动机气动热力学研究。E-mail: yzu@fudan.edu.cn

引用格式: 韦宏,祖迎庆. 基于真实密度比的单/三排扇形孔气膜冷却性能及流阻特性[J]. 航空动力学报, 2021, 36(11): 2331-2343.

WEI Hong, ZU Yingqing. Film cooling performance and flow resistance characteristics of single/triple-row fan-shaped holes based on actual density ratio[J]. Journal of Aerospace Power, 2021, 36(11): 2331-2343.

from the hot-side wall surface and the hole shape parameters with highest span-wise average film cooling effectiveness were obtained. The experimental results indicated that: within the range of hole shape parameters studied, for fan-shaped holes, when blowing ratio was less than 1.5, the coolant jet wasn't blown away from the hot-side wall surface, and the film cooling performance of the fan-shaped hole with inclination angle of 20° and diffusion angle of 15° was the best. However, when blowing ratio equaled to 2.0, partial coolant jet was blown away from the hot-side surface, the film cooling effectiveness of the fan-shaped hole with inclination angle of 25° and diffusion angle of 10° was the largest. In addition, the discharge coefficients of the fan-shaped holes with inclination angle of 25° and diffusion angle of 13° and those of the fan-shaped hole with inclination angle of 30° and diffusion angle of 10° were the highest.

Key words: fan-shaped hole; constant outlet width; adiabatic film cooling effectiveness; blowing ratio; discharge coefficient

现代航空飞行器对发动机的推力和推进效率提出了越来越高的要求,而提升涡轮前燃气入口温度是提高航空发动机综合性能的最有效手段之一。目前,先进航空发动机涡轮的前燃气入口温度已经远远高于燃烧室和涡轮叶片材料的熔点^[1]。因此,在研制新型耐高温、抗氧化材料和高热的热障涂层的同时,还必须在气冷结构上不断地改进和创新。在众多冷却技术中,气膜冷却技术已经广泛地用于提高航空发动机热端部件的热防护性能,在燃烧室和涡轮叶片等冷却结构中得到了广泛的应用,是目前最有效的解决方法之一^[2-3]。

自20世纪60年代,Goldstein等^[4]就已经开始了气膜冷却技术的相关研究。Goldstein^[2]以及Bogard等^[5]先后综述了近几十年来气膜冷却技术的发展概况,而Bunker^[6]则对扇形气膜孔做了更为详细的综述。此外,Krewinkel^[7]还做了关于发散冷却技术的详细综述。在过去的几十年里,许多研究者对在平板上布置单个扇形孔或单排扇形孔的流动和传热特性进行了大量的实验和数值模拟研究。一般来说,扇形孔通常被认为具有比圆柱形孔更好的气膜冷却性能,这一点结论也在诸多的实验和数值模拟研究中得到了证实。对于圆柱形孔,在其出口下游由于存在强度较大的反向旋转涡对结构,即所谓的“肾形涡”^[8],使得冷气在不太高的吹风比条件下就容易出现吹离壁面的现象,从而减小了圆柱孔出口下游的气膜冷却效率。但是对于扇形孔,由于扩散角的存在,不仅使得冷气能够较地向横向进行扩散,降低了出口射流的流速,而且在气膜孔出口处的涡系分布方面也有一定的优势。

通常认为关于扇形孔的开创性研究是由Goldstein等^[9]在1974年发表的实验研究成果,他们的研究被认为是第一次阐述异形孔的气膜冷却效率。他们还对扇形孔改善气膜冷却效率给出了两种可能的机理解释:①扩散型的出口使得二次流的平均出流速度下降,从而减少了冷却气体穿透到主流内部的渗透量。②由于“康达效应”的存在,使得冷却气体能够贴近壁面而不易渗透到主流内部,难以与主流发生掺混。此外,还有一部分研究者给出了在相同的条件下,扇形孔的冷却效率高于圆柱孔的其他原因:首先,由于冷气射流的出口动量减小了,导致了肾形涡强度的减弱^[9-10];其次,由于扇形孔的扩散段内冷气的分离运动,使得肾形涡的反向旋转分支之间的距离增大^[10-12];最后,形成了一个与肾形涡旋转方向相反的非定常涡对,以减小肾形涡的强度^[10,13-14]。此外,孙小凯等^[15-16]对定射流出口面积条件下的圆柱形孔、扇形孔、双射流孔和带双肩形孔的气膜冷却效果进行了实验研究和数值分析。研究结果表明,圆柱形孔在吹风比为0.5左右的冷却效率较高;而对于扇形孔,在吹风比为1.5左右的冷却效率较高;而对于双射流孔和带双肩形孔,在吹风比为1.0时冷却效果较好。

在此以后,有越来越多学者对扇形孔或者带有前向扩散角的扇形孔进行了大量的实验研究和数值研究。Colban等^[17]完成了涡轮导叶扇形孔的实验研究和数值研究。实验结果表明,由于在压力侧和吸力侧存在冷气吹离壁面的现象,使得冷却效果较低,而且这种现象在叶片前缘附近高曲率的吸力侧附近区域尤为严重。Kohli等^[18]完成了倾斜角为 55° 的单排离散扇形孔的气膜冷却性

能的实验研究。实验结果表明具有较大前向扩散角的异形孔的绝热气膜冷却性能低于具有较小前向扩散角的异形孔。Gritsch等^[19]进行了一组综合实验,评估了单排扇形孔的孔型参数的变化对热力学性能的影响。实验结果表明大多数扇形孔的孔型参数对展向平均气膜冷却效率的影响非常微小。

通过文献调研可知,虽然已经有许多的学者对扇形孔气膜冷却结构进行了实验或者数值研究,但是大多数研究人员主要是在密度比为 $R_d=1.0$ 的条件下对扇形孔的换热特性和流动特性进行研究,而鲜有学者在真实的密度比条件下对扇形孔的气膜冷却效率和流量系数进行研究。通常,航空发动机热端部件的真实工况相应的密度比约为 $1.5\sim 2.0$ ^[20],而 $R_d=1.5$ 作为一种具有典型代表性的密度比^[21],满足真实工况的密度比。为了尽可能地接近于发动机的高压涡轮的工作环境,本文中采用 CO_2 作为二次流,采用空气作为主流,使得二次流与主流之间的密度比约为 $R_d=1.52$,满足发动机的高压涡轮的工作环境的密度比条件。此外,关于密度比对气膜冷却效率的影响,已有一些学者进行了实验研究,通过文献调研发现^[22-24],在较大的吹风比条件下 ($M\geq 1.0$),提高二次流与主流的密度比能够显著地提高气膜冷却效率。因此,本文中在真实的密度比条件下,研究了定出口宽度的扇形孔的孔型参数和流动参数对绝热气膜冷却效率的影响。

在以往的研究中,几乎所有研究者的扇形孔的出口宽度都是随着扇形孔的孔型参数的变化而改变的^[5-7,12,21],如此一来,扇形孔的出口宽度和出口面积将会随着孔型参数的变化出现了明显的改变。然而,增大气膜孔的扩散角,会导致扇形孔的出口宽度增大和扇形孔的出口面积增大,从而使得冷气射流的横向扩散更加充分且冷气射流的速度减小,即冷气在热侧壁面上的覆盖范围越大、气膜孔出口下游的气膜冷却性能越好。因此,在这种条件下对不同出口宽度的扇形孔的气膜冷却效率进行比较分析明显是不公平的。此外,由于设计和制造上的限制,设计者也常考虑对气膜孔的出口宽度进行约束。

因此,为了更加接近航空发动机热端部件的真实工作条件,本文在真实的密度比条件下采用压敏漆(PSP)技术对固定出口宽度的扇形孔的孔几何参数(倾斜角和扩散角)和雷诺数对气膜孔

板的绝热气膜冷却效率和流量系数进行了实验研究,分析了固定出口宽度的扇形孔的孔形参数和雷诺数对气膜孔板的绝热气膜冷却性能和流量系数的影响规律,得到了在不同的吹风比条件下实现绝热气膜冷却效率最高的孔形参数以及实现冷气射流出现吹离热侧壁面的临界吹风比。

1 单/三排孔气膜冷却实验设备

1.1 扇形气膜冷却实验件

定出口宽度的扇形孔气膜冷却的实验件主要由单排和三排的气膜孔板组成,对于三排扇形孔的气膜冷却结构,扇形孔采用叉排布置的方式。在气膜孔板的正面上喷涂有压敏漆。气膜孔板的厚度为 $H=10\text{ mm}$,定出口扇形孔入口圆柱段的直径为 $D=3\text{ mm}$,扇形孔的出口为固定宽度 $W=3D=9\text{ mm}$,其结构示意图如图 1 所示。扇形孔的倾斜角 α 与扩散角 β 均为独立参数,即可以单独地改变扇形孔的倾斜角或者扩散角。当倾斜角增大时,扇形孔的总长度会逐渐减小,从而会导致扇形孔的入口圆柱段的长度逐渐减小。当扩散角不变时,虽然倾斜角变化时,会导致不同倾斜角的扇形孔的入口圆柱段的长度发生变化,但是扩散段的长度保持恒定。

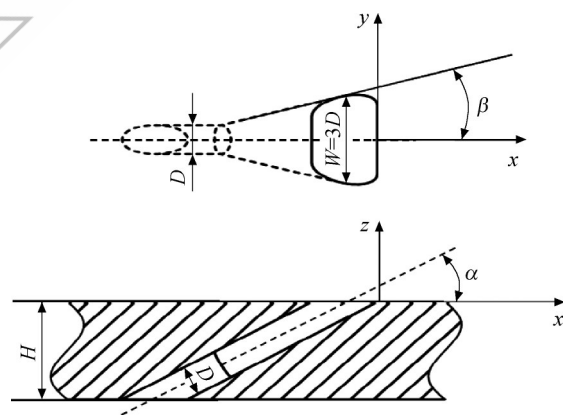


图 1 扇形孔结构示意图及其几何参数

Fig.1 Schematic diagram of the fan-shaped hole with geometrical parameters

实验中,对于单排孔气膜冷却实验板,展向无量纲孔间距为 $Y/D=6.5$;对于三排扇形孔气膜冷却实验板,流向无量纲排间距为 $X/D=8.5$,展向无量纲孔间距为 $Y/D=6.5$ 。这些无量纲参数与典型的扇形孔气膜冷却结构的几何特征参数相一致。

实验的吹风比范围为 $M=0.9\sim 2.0$ ($0.9, 1.5$

和2.0),二次流与主流的密度比为 $R_d=1.52$ 。其中,吹风比 M 和密度比 R_d 分别被定义为

$$M = \frac{\rho_c u_c}{\rho_m u_m} \quad (1)$$

$$R_d = \frac{\rho_c}{\rho_m} \quad (2)$$

式中 ρ_c 和 ρ_m 分别为二次流和主流的密度; u_c 和 u_m 分别为二次流和主流的流速。

1.2 实验流路结构

实验系统主要是由三个部分组成的,即主流流道、二次流流道和数据采集系统。主流流道主要由过滤器、鼓风机、控制阀、扩张段、整流段、收缩段和实验段组成。在流道的上游安装一台功率为11 kW的离心式风机,为主流道供气。与主流道相对应的,二次流的流道主要由二次流的气源(CO_2)、控制阀、流量计和稳压段组成。绝热气膜冷却实验的流路系统如图2所示。

实验过程中,空气由离心式风机吸入,经过安装了蜂窝整流器的整流段之后进入到实验段。在实验段中,来流经过一个湍流格栅,达到5%的湍

流度,主流的速度控制在25 m/s。在本实验中,为了保证二次流与主流的密度比与真实的发动机热端部件的工作环境的密度比相当,采用瓶装的 CO_2 作为二次流的气源。从图2可以看出,在二次流的流路中设置了调节阀,用于调节二次流的流量率,此外,还设置了质量流量计,用于测量实验过程中二次流的流量,误差为满量程的 $\pm 1\%$ 。

实验中共完成了三组不同的吹风比(0.9、1.5和2.0)的绝热气膜冷却实验。根据式(1)中给出的吹风比的表达式,为了实现三种不同的吹风比,在实验过程中,保持主流来流速度 u_m 为定值,通过改变二次流的流速 u_c 的方式来改变吹风比。

倾斜角 α 和扩散角 β 为相互独立的变量,可以单独地改变扇形孔的倾斜角或者扩散角。由于实验板的厚度为定值,当倾斜角增大时,扇形孔的长度会逐渐减小,从而会导致扇形孔的入口圆柱段的长度逐渐减小,但是当扩散角(10° 或 13°)不变时,虽然倾斜角变化时,会导致不同倾斜角的扇形孔的圆柱段的长度发生变化,但是扩散段的长度保持恒定。

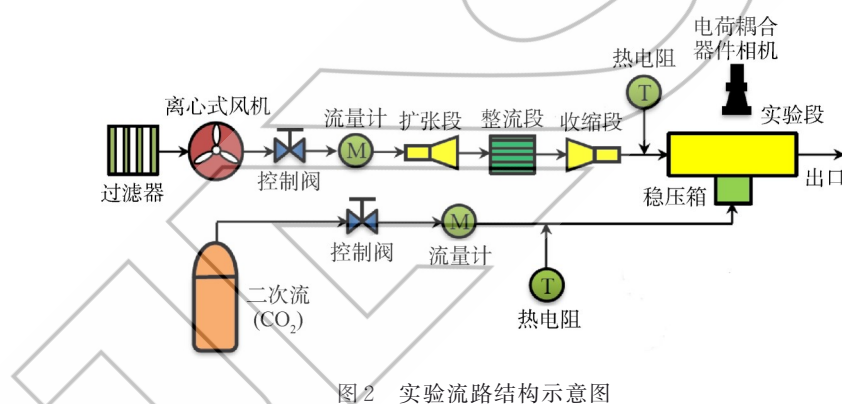


图2 实验流路结构示意图
Fig.2 Schematic diagram of the experimental flow path

1.3 压敏漆测量原理

压敏漆是一种以光致发光物为基础的涂料。如果氧分压变大,则发光强度降低,即光强变化与氧分压成反比。当气流流经气膜孔板表面时,由于壁面上各处受到的压力不同,则氧分压不同,从而使得壁面各处的发光强度不同。则有气膜孔板壁面的静压越大,则发光的光强度越小。从而根据气膜孔板壁面的发光强度,可以获得当地的氧分压。

主流使用空气,二次流冷气射流使用纯 CO_2 ,由传热传质类比关系可以得到衡量冷却性能的重要参数绝热气膜冷却效率 η ,有如下表达式^[25]:

$$\eta = \frac{C_m - C_{\text{mix}}}{C_m - C_{\text{CO}_2}} \Rightarrow \eta = \frac{t_m - t_w}{t_m - t_c} \quad (3)$$

式中 η 为绝热气膜冷却效率, C_m 为主流中氧气的体积分, C_{CO_2} 为二次流中氧气的体积分, C_{mix} 为二次流与主流混合后氧气的体积分。因此气膜冷却效率介于0~1之间。由于二次流中的氧气的体积分,而主流中氧气的体积分即为空气中氧气的体积分,则式(3)可以转化为

$$\eta = \frac{C_{\text{air}} - C_{\text{mix}}}{C_{\text{air}}} = \frac{p_{\text{O}_2, \text{air}} - p_{\text{O}_2, \text{mix}}}{p_{\text{O}_2, \text{air}}} \quad (4)$$

式中 C_{air} 和 C_{mix} 分别为主流以及主流与二次流掺混之后的混合气体中氧气的体积分; $p_{\text{O}_2, \text{air}}$ 和 $p_{\text{O}_2, \text{mix}}$ 分别为主流以及主流与二次流掺混之后的混合气体的氧分压。通过对式(4)进行推导,可得

$$\eta = 1 - \frac{1}{\frac{M_c}{M_{\text{air}}} \left(\frac{p_{\text{O}_2, \text{air}}}{p_{\text{O}_2, \text{mix}}} - 1 \right) + 1} \quad (5)$$

式中 M_c 和 M_{air} 分别为二次流 (CO_2) 和主流 (空气) 的摩尔数, 分别为 44 和 29。则式 (5) 可以转化为

$$\eta = 1 - \frac{1}{\frac{44}{29} \left(\frac{p_{\text{O}_2, \text{air}}}{p_{\text{O}_2, \text{mix}}} - 1 \right) + 1} \quad (6)$$

由于当氧分压变大时, 在图 3 中的光强变化会降低, 即光强变化与氧分压成反比关系。当气流流经气膜孔板时, 由于气膜孔板上各处受到的压力不一致, 则氧分压不相同, 由此造成了对气膜孔板上喷涂的压敏漆发光分子的抑制程度也不相同。因此, 通过测量气膜孔板各处的发光光强, 既可以获得对应位置的氧分压。

此外, 由于氧分压越大, 压敏漆的光强越弱。此外, 压敏漆的光强随着氧分压的增大而减弱。而在气膜孔内的 CO_2 的体积分数非常大, 氧气的体积分数几乎为零, 因此, 在气膜孔出口处的光强很大。但是, 由于本研究只关注气膜孔板的外侧的气膜冷却效率, 因此不需要测量气膜孔深孔内部的氧分压。

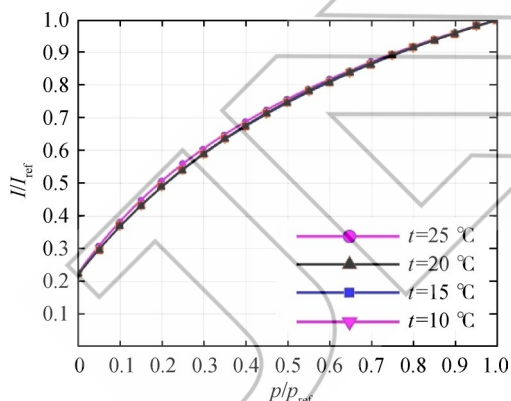


图 3 PSP 标定曲线

Fig.3 Calibration curve of PSP

1.4 压敏漆的标定

在使用压力敏感漆技术进行气膜冷却实验之前, 需要对压敏漆进行标定实验, 以确定氧分压和光强之间的关系, 从而确定标定曲线^[26]。具体的压敏漆标定实验是在一个密闭的可抽成真空环境的圆柱形腔室内完成的。在进行标定实验时, 需要在不同的温度环境下逐渐改变密闭腔内的气压, 并对密闭腔内的标定块进行连续拍照^[25]。

根据不同温度环境下拍摄得到的压敏漆标定

板的照片, 通过对照片进行后处理分析, 对照片的强度值和密闭腔室内的压力值进行数据拟合, 可以得到压敏漆的标定曲线, 如图 3 所示。图中的横坐标 p/p_{ref} 表示的是密闭腔室内压力值的比值, 而纵坐标 I/I_{ref} 表示的照片光强度值的比值。从图 3 中可以发现, 压敏漆在不同的温度条件下得到的标定曲线相差微乎其微, 几乎是一致的; 但是随着压力比的变化, 照片的强度值发生明显的变化。这充分说明了压敏漆对周围环境压力的敏感程度远远高于对周围环境的敏感程度。

1.5 实验的不确定性分析

若因变量 f 与 n 个自变量 $(x_1, x_2, \dots, x_n)$ 之间存在如下的函数关系:

$$f = F(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (7)$$

则间接测量值 f 的误差 δf 与直接测量值 $(x_1, x_2, \dots, x_n)$ 的误差 $(\delta x_1, \delta x_2, \dots, \delta x_n)$ 之间具有误差传递公式, 如下式^[27]所示:

$$\delta f = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial F}{\partial x_i} \right)^2 (\delta x_i)^2} \quad (8)$$

本实验中, 主流采用的是空气、二次流采用的是二氧化碳, 绝热气膜冷却效率的测量值 η , 可以得到气膜孔板热侧壁面上绝热气膜冷却效率的误差为 $\Delta\eta/\eta$ 。将压敏漆测量的参比压力记为

$$Q_{\text{air}} = \frac{p_{\text{air}}}{p_{\text{ref}}} \quad (9)$$

$$Q_{\text{CO}_2} = \frac{p_{\text{CO}_2}}{p_{\text{ref}}} \quad (10)$$

由式 (7) 和式 (8) 可以得到气膜冷却效率测量的不确定度有如下的表达式:

$$\Delta\eta = \sqrt{\left(\frac{\partial \eta(Q_{\text{air}}, Q_{\text{CO}_2})}{\partial Q_{\text{air}}} \right)^2 \Delta Q_{\text{air}}^2 + \left(\frac{\partial \eta(Q_{\text{air}}, Q_{\text{CO}_2})}{\partial Q_{\text{CO}_2}} \right)^2 \Delta Q_{\text{CO}_2}^2} \quad (11)$$

如图 3 所示, 在本实验中, 空气和二氧化碳所使用的是同一条标定曲线, 则两者的参比压力的不确定度为相同值, 将其记为 ΔQ , 则其参比压力的相对不确定度为 $\Delta Q/Q$, 从而可以得到绝热气膜冷却效率的相对误差关系式^[25]为

$$\frac{\Delta\eta}{\eta} = \sqrt{\frac{2 - \eta}{\eta}} \cdot \frac{\Delta Q}{Q} \quad (12)$$

经过标定之后, 得到空气和二氧化碳的参比压力 Q 的相对不确定度均为 $\Delta Q/Q = \pm 2.0\%$, 将其代入式 (10) 中, 可以得到在取得不同的绝热

气膜冷却效率值时,绝热气膜冷却效率的相对测量误差值 $\Delta\eta/\eta$,如表1所示。

表1 绝热气膜冷却效率的相对不确定性
Table 1 Relative uncertainty of the adiabatic film cooling effectiveness

η	$(\Delta\eta/\eta)/\%$
0.01	± 28.21
0.1	± 8.72
0.3	± 4.76
0.5	± 3.46
0.7	± 2.73
0.9	± 2.21

2 绝热气膜冷却效率分析

2.1 单排孔绝热气膜冷却效率分析

图4给出了不同吹风比条件下扇形孔的绝热气膜冷却效率分布云图。从图中可以看出,同一个孔形参数的扇形孔在不同的吹风比条件下,其绝热气膜冷却效率分布具有明显的区别;而且不同的孔形参数的扇形孔在相同的吹风比条件下,其绝热气膜冷却效率分布也具有明显的区别。

当吹风比为 $M=2.0$ 时,在所有孔型参数的扇形孔出口处的冷气射流都出现了不同程度的局部吹离壁面现象,而在其他较低的吹风比条件($M \leq 1.5$)下冷气则未出现吹离现象。对于倾斜角为 20° 和 25° 的扇形孔,当吹风比从0.9增大到2.0时,热侧壁面的下游区域($x/D \geq 10$)的绝热气膜冷却性能随着吹风比的增大而逐渐增大;而对于倾斜角 30° 的扇形孔,当吹风比从0.9增大到1.5时,热侧壁面下游区域($x/D \geq 10$)的绝热气膜冷却效率随着吹风比的增大而增大,当吹风比继续从1.5增大到2.0时,热侧壁面下游区域($x/D \geq 10$)的绝热气膜冷却效率反而出现了一定程度的下降。在孔形参数为 $\alpha=30^\circ$ 、 $\beta=13^\circ$ 的扇形孔下游区域出现这种现象尤为明显。这主要是由于在较高的吹风比($M > 1.5$)条件下,从倾斜角较大的扇形孔出口喷射出的冷气射流在扇形孔出口下游更容易出现局部吹离现象而造成的。

在图5中给出了七种不同孔形参数的扇形孔在三种不同的吹风比条件下的展向平均绝热气膜冷却效率分布曲线。其中,展向平均气膜冷却效率 $\bar{\eta}$ 的表达式为

$$\bar{\eta}(x) = \frac{\int_0^Y \eta(x, y) dy}{Y} \quad (13)$$

式中 x 为沿着流向的坐标, y 为沿着展向的坐标, Y 为展向孔间距。

从图5中可以看出,所有孔型参数的扇形孔,在吹风比为 $M \leq 1.5$ 的范围内,从扇形孔出口处喷出的冷气射流始终没有出现吹离热侧壁面的现象,而且绝热气膜冷却效率随着吹风比的增大而逐渐增大。然而,当吹风比达到2.0时,临近扇形孔出口的部分冷气射流出现了不同程度的吹离热侧壁面的现象,使得扇形孔出口下游临近局部区域($0 \leq x/D \leq 5$)的绝热气膜冷却效率有明显的下降,但是由于从气膜孔出口处吹离热侧壁面的冷气射流会与贴近热侧壁面的主流热气发生相互掺混,从而降低了主流的温度,反而有利于提升热侧壁面下游远场区域($x/D \geq 10$)的气膜冷却效率。

在图6中给出了七种不同孔型参数的单排扇形孔在三种吹风比条件下的展向平均绝热气膜冷却效率的对比分析。从图中可以看出,在所有的吹风比条件下,实验研究的七种几何参数的单排扇形孔的绝热气膜冷却性能存在一定差异,但是差异并不大,总体上比较接近。

通过对图6进行进一步的分析发现,在热侧壁面的下游远场区域($x/D \geq 10$)内,当吹风比为 $M=0.9$ 和 $M=1.5$ 时,孔形参数为 $\alpha=20^\circ$ 、 $\beta=10^\circ$ 的单排扇形孔的绝热气膜冷却效率最低;而当吹风比为 $M=2.0$ 时,孔形参数为 $\alpha=30^\circ$ 、 $\beta=13^\circ$ 的单排扇形孔的绝热气膜冷却效率最低。这主要是由于在较高的吹风比条件($M > 1.5$)下,从倾斜角较大的扇形孔出口处喷出的冷气射流更容易出现吹离热侧壁面的现象,从而降低了绝热气膜冷却性能。此外,在热侧壁面的下游远场区域($x/D \geq 10$)内,当吹风比为 $M=0.9$ 和 $M=1.5$ 时,孔形参数为 $\alpha=20^\circ$ 、 $\beta=15^\circ$ 的单排扇形孔的绝热气膜冷却效率最高;而当吹风比为 $M=2.0$ 时,孔形参数为 $\alpha=25^\circ$ 、 $\beta=10^\circ$ 的单排扇形孔的气膜冷却效率最高。

通过以上分析可知,在不同的吹风比条件下,实现绝热气膜冷却效率最大或最小的扇形孔的孔形参数有一定的区别。这充分说明了扇形孔的孔形参数对气膜冷却效率的分布有明显的影响。

2.2 三排孔绝热气膜冷却效率分析

在图7中给出了三种不同吹风比条件下的两

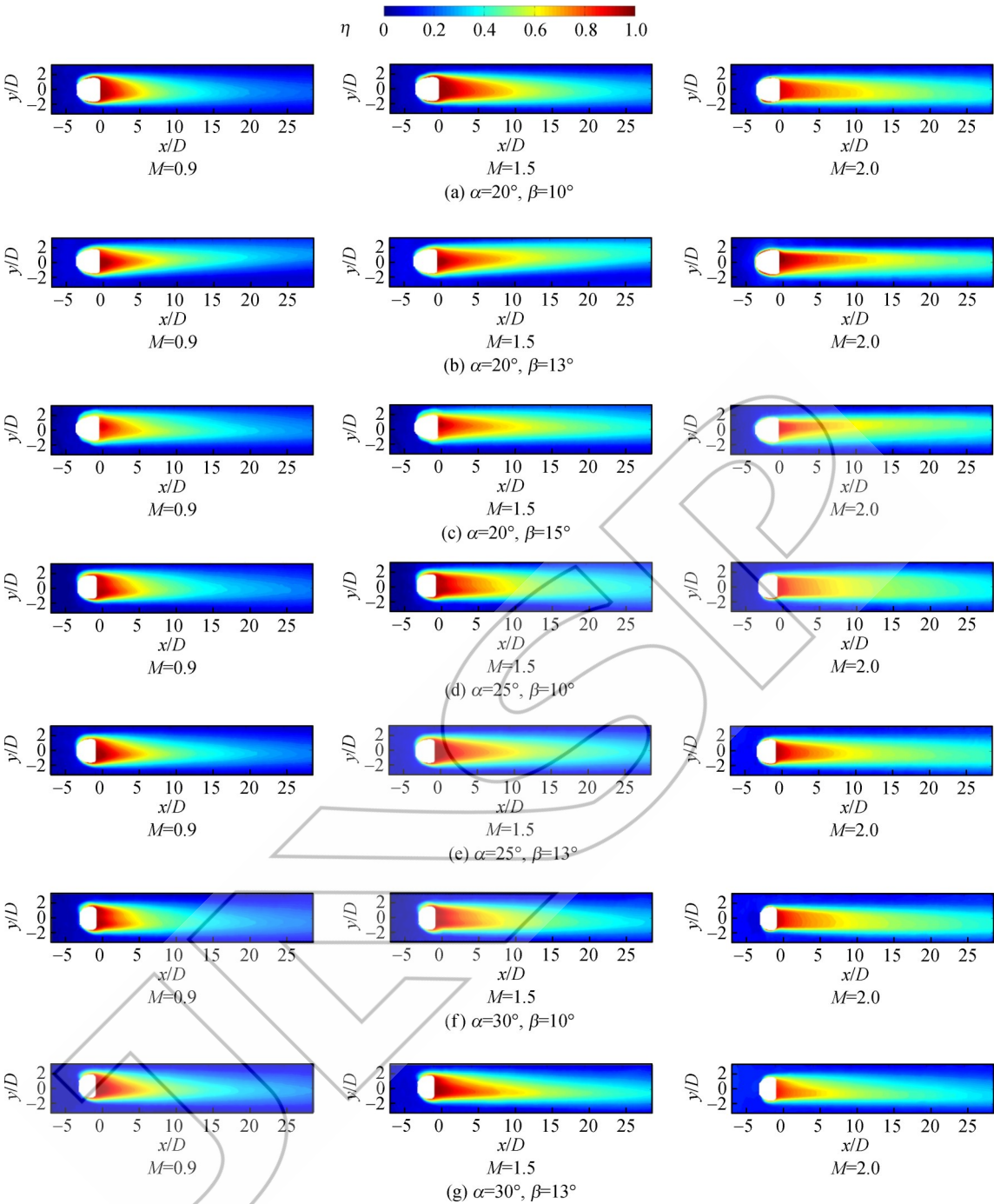


图4 单排孔绝热气膜冷却效率分布
Fig.4 Distribution of the adiabatic film cooling effectiveness of single-row holes

种孔形参数的固定出口宽度的三排扇形孔的绝热气膜冷却效率分布云图。

从绝热气膜冷却效率分布云图中可以看出,几乎在实验研究的所有吹风比下,在叉排布置的孔形参数为 $\alpha=30^\circ$ 、 $\beta=10^\circ$ 的三排扇形孔下游(第三排扇形孔下游)区域内的绝热气膜冷却效率都要略高于孔形参数为 $\alpha=20^\circ$ 、 $\beta=10^\circ$ 的三排扇形孔。

在图8中进一步给出了两种孔形参数的三排扇形孔在不同的吹风比条件下的展向平均绝热气膜冷却效率分布曲线。从图8中可以看出,当吹风比较小时($M\leq 1.5$),在热侧壁面的上游和下游区域内的展向平均绝热气膜冷却效率均随着吹风比的增大而增大。然而,当吹风比较大时($M=2.0$),由于冷气射流在扇形孔出口处出现了较为明显的局部吹离现象,使得在热侧壁面的上游区域的气膜冷却效率有所下降,但是同时由于吹离热侧壁面的冷气射流会与近壁面处的主流热气发

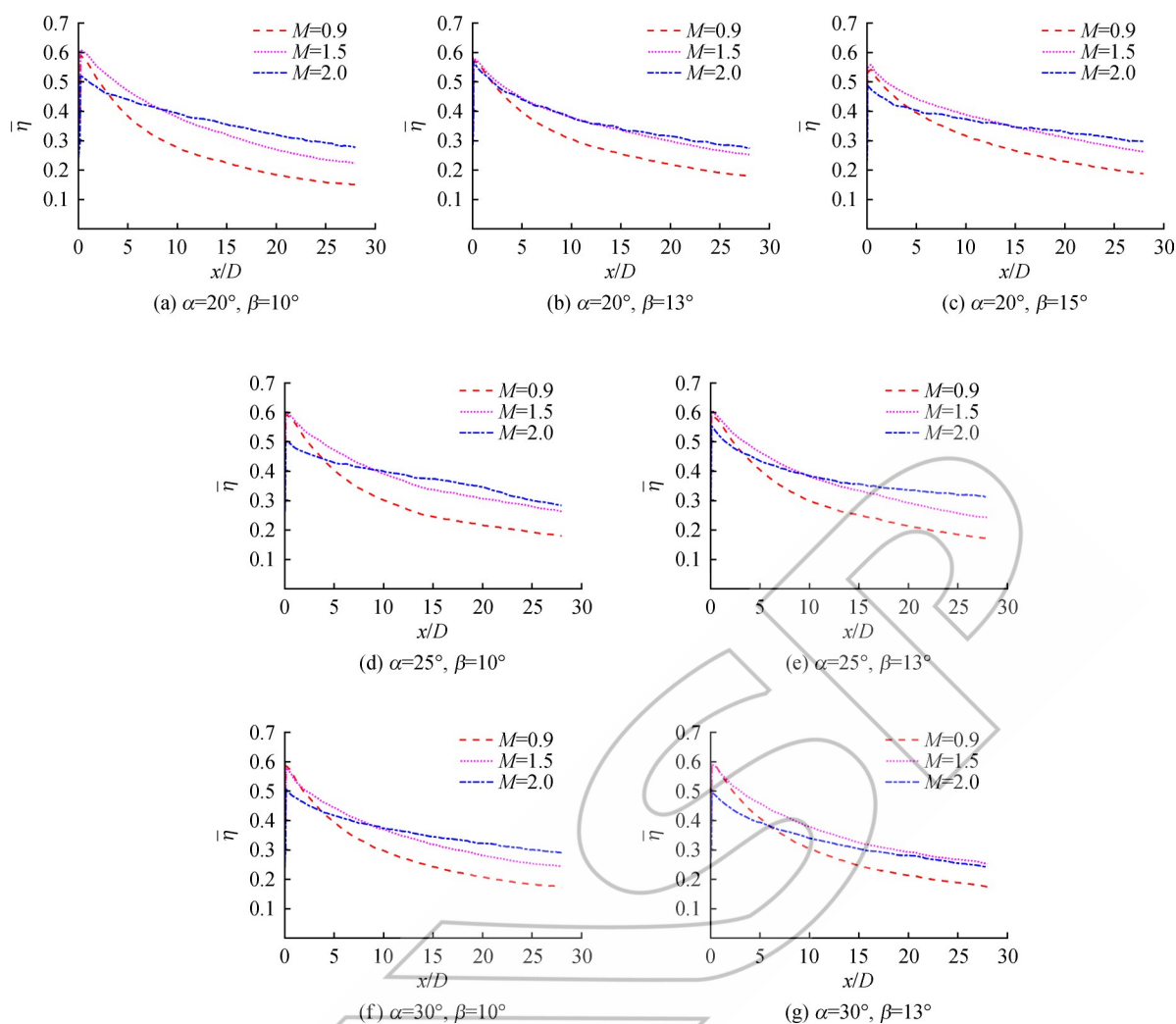
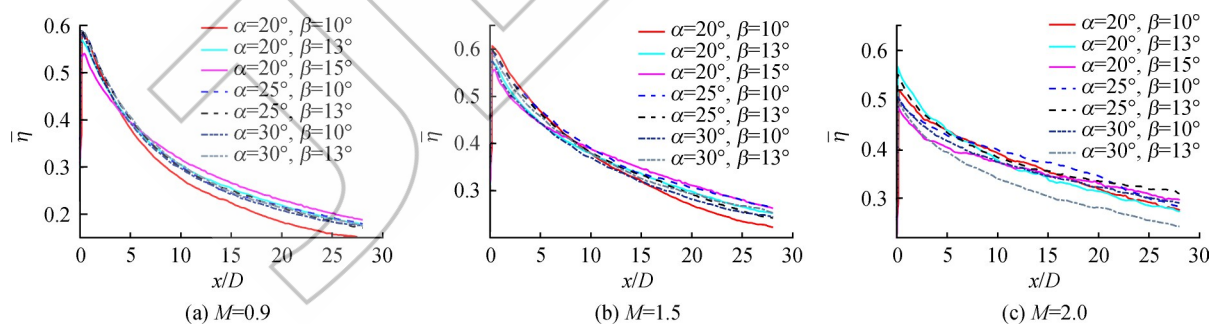
图5 单排气膜孔的展向平均绝热气膜冷却效率 $\bar{\eta}$ 分布Fig.5 Distribution of span-wise averaged adiabatic film cooling effectiveness $\bar{\eta}$ of single-row holes

图6 孔型参数对单排孔展向平均绝热气膜冷却效率的影响

Fig.6 Influence of hole shape parameters on the span-wise averaged adiabatic film cooling effectiveness of single-row holes

生相互掺混,使得主流热气的温度有所下降,从而使得下游区域的气膜冷却效率增大。此外,从图8中还可以发现,在第一排气膜孔出口下游的展向平均绝热气膜冷却效率较低,而在第二和第三排气膜孔出口下游均出现了明显的增加。从第一排气膜孔出口下游到第二排气膜孔出口下游、最后到第三排气膜孔出口下游,绝热气膜冷却效率

是逐渐增长的,但是随着气膜孔排数的增加,绝热气膜冷却效率的增长幅度是逐渐减小的。这主要是由于多排气膜孔的气膜冷却效率的叠加效应造成的。

在图9给出了在三种吹风比条件下,两种不同孔型参数的三排扇形孔的展向平均绝热气膜冷却效率分布的对比。总体而言,两种孔型参数在

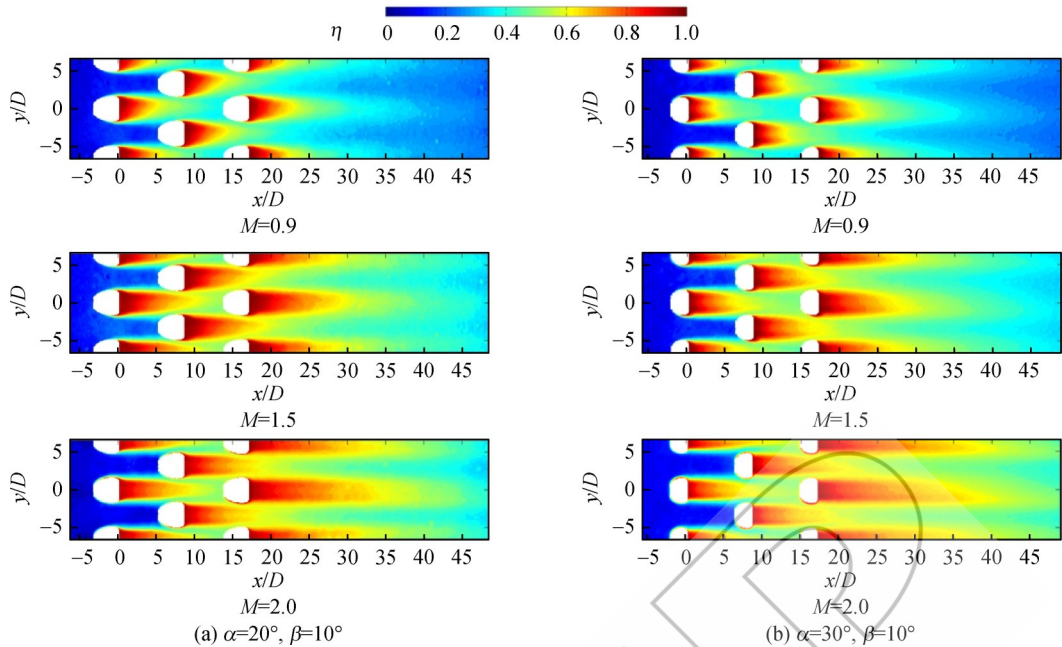


图 7 三排孔绝热气膜冷却效率分布
Fig.7 Distribution of the adiabatic film cooling effectiveness of triple-row holes

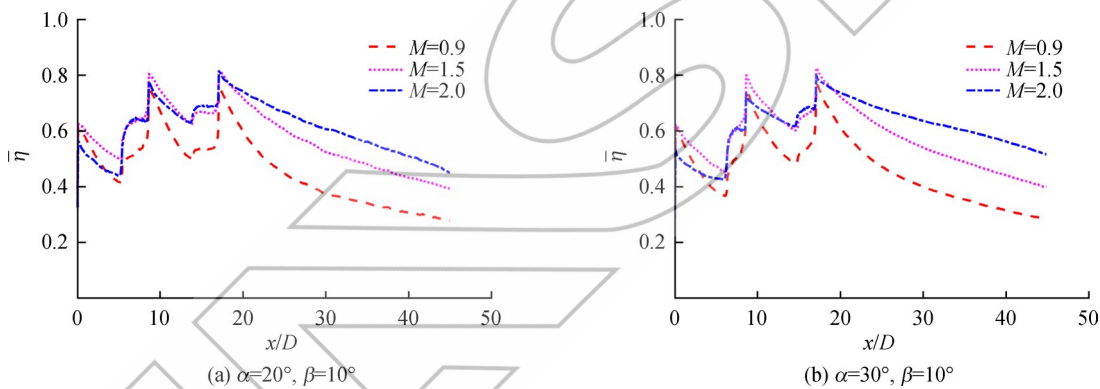


图 8 三排孔展向平均绝热气膜冷却效率的分布
Fig.8 Distribution of the span-wise averaged adiabatic film cooling effectiveness of triple-row holes

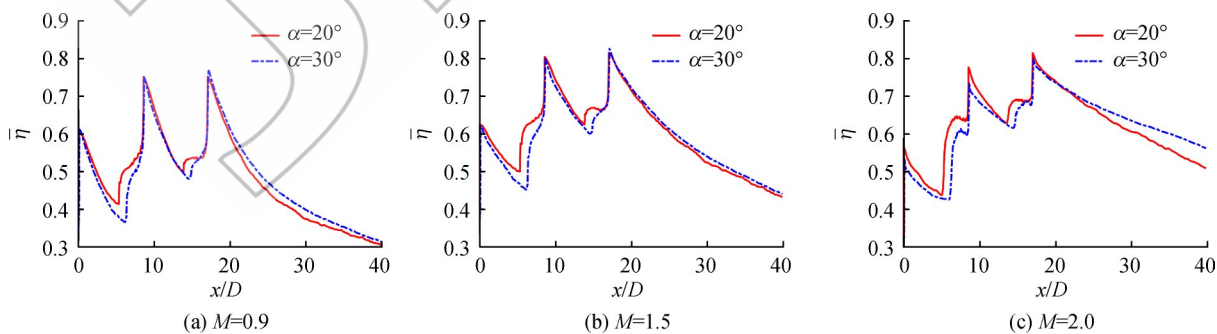


图 9 孔型参数对三排孔绝热冷却效率的影响(β=10°)
Fig.9 Influence of hole shape parameters on adiabatic cooling effectiveness of triple-row holes (β=10°)

各个吹风比条件下的展向平均气膜冷却效率分布有一定的差异,但是差异不大。在较小的吹风比 ($M \leq 1.5$) 条件下,在整个热侧壁面的上游和下游区域,孔型参数为 $\alpha=30^\circ$ 、 $\beta=10^\circ$ 扇形孔的展向平均气膜冷却效率略高于孔型参数为 $\alpha=20^\circ$ 、 $\beta=10^\circ$ 的扇形孔;但是随着吹风比逐渐增大, $\alpha=20^\circ$ 、 $\beta=10^\circ$ 孔型结构具有比 $\alpha=30^\circ$ 、 $\beta=10^\circ$ 越来越明显的优势。

从图9(b)和图9(c)中还可以看出,在第三排孔的上游区域内, $\alpha=20^\circ$ 、 $\beta=10^\circ$ 的冷却效率均高于 $\alpha=30^\circ$ 、 $\beta=10^\circ$,且两者之间的差异随着吹风比的增大而增大。这是由于在较高的吹风比条件下,从倾斜角越大的气膜孔喷出的冷气射流比从倾斜角较小的气膜孔喷出的冷气射流更容易出现局部吹离现象,而从倾斜角较小的气膜孔喷出的冷气射流则能够实现更好地贴近壁面流动。

然而,在所有的吹风比条件下,在第三排气膜孔的下游区域,孔型参数为 $\alpha=30^\circ$ 、 $\beta=10^\circ$ 扇形孔的展向平均冷却效率均高于孔型参数为 $\alpha=20^\circ$ 、 $\beta=10^\circ$ 的扇形孔。这是由于从孔型参数为 $\alpha=30^\circ$ 、 $\beta=10^\circ$ 扇形孔出口处喷出的冷气射流更易于与上游的主流热气发生相互掺混,降低了主流热

气的温度,从而提高了第三排孔出口下游区域的气膜冷却效率。

2.3 单/三排孔绝热气膜冷却效率对比分析

在图10中进一步给出了孔形参数为 $\alpha=20^\circ$ 、 $\beta=10^\circ$ 的扇形孔在不同气膜孔排数(单排和三排)的展向平均气膜冷却效率分布的对比情况。对第一排气膜孔出口下游与第二排气膜孔出口上游之间区域的展向平均气膜冷却效率进行比较分析可以看出,在位于三排气膜孔的第一排与第二排孔之间区域的气膜冷却效率比单排孔的气膜冷却效率要略微高一些,但是两者之间的差别有限。这主要是由于气膜孔排数的增加能够提高气膜孔板热侧壁面附近的流向动量,强化了上游气膜孔的冷却气膜的贴壁效果,从而改善了气膜冷却效率。

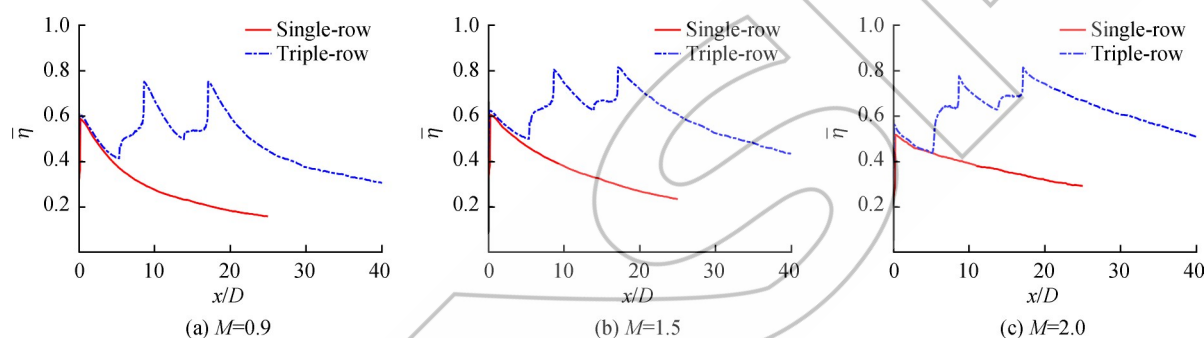


图10 气膜孔排数对展向平均绝热气膜冷却效率分布的影响($\alpha=20^\circ$ 、 $\beta=10^\circ$)

Fig.10 Influence of hole row number on span-wise averaged adiabatic film cooling effectiveness ($\alpha=20^\circ$ 、 $\beta=10^\circ$)

3 单/三排孔绝热气膜冷却的流量系数分析

流量系数指的是实际的质量流量与在理想条件下的理论质量流量之比,其表达式如下:

$$C_d = \frac{\dot{m}_{\text{real}}}{\dot{m}_{\text{ideal}}} \quad (14)$$

其中理想条件下的理论质量流量 $\dot{m}_{\text{ideal}}$ 为

$$\dot{m}_{\text{ideal}} = A p_{t,c} \left(\frac{p_{s,m}}{p_{t,c}} \right)^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}} \sqrt{\left[\frac{2\kappa}{(\kappa-1)Rt_{t,c}} \right] \left[\left(\frac{p_{t,c}}{p_{s,m}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]} \quad (15)$$

式中的 $\dot{m}_{\text{real}}$ 为实际的质量流量,可以由气体质量流量计直接测量得到;而 $\dot{m}_{\text{ideal}}$ 为理论质量流量,可以根据式(15)计算得到。由式(15)可知,理想质量流量是由气膜孔出口横截面积 A 、主流静压 $p_{s,m}$ 、二次流总温 $t_{t,c}$ 、二次流总压 $p_{t,c}$ 以及空气的等

熵指数 κ 计算得到的。空气的等熵指数 κ 取为1.4。实验过程中在气膜孔板上游150 mm处的腔室壁面上布置静压测点,由于二次流腔室的横截面积远远大于气膜孔的总横截面积,因此腔室内的二次流的流速很小。从而可以忽略二次流腔室的入口动压,而用实验测得的腔室内静压近似作为总压 $p_{t,c}$;同理,用实验测得的二次流静温近似作为总温 $t_{t,c}$,用于式(15)中理想质量流量率的计算。

流量系数的相对误差可以按照误差传递公式进行计算,如下式所示:

$$\frac{\Delta C_d}{C_d} = \frac{1}{C_d} \sqrt{\left(\frac{\partial C_d}{\partial \dot{m}_{\text{real}}} \right)^2 \Delta \dot{m}_{\text{real}}^2 + \left(\frac{\partial C_d}{\partial \dot{m}_{\text{ideal}}} \right)^2 \Delta \dot{m}_{\text{ideal}}^2} \quad (16)$$

而式(16)中的理论质量流量率 $\dot{m}_{\text{ideal}}$ 的相对误差为 $\Delta \dot{m}_{\text{ideal}} / \dot{m}_{\text{ideal}}$ 可以表示为下式所示:

$$\frac{\Delta \dot{m}_{\text{ideal}}}{\dot{m}_{\text{ideal}}} = \sqrt{4 \left(\frac{\Delta D}{D} \right)^2 + \left[\frac{\kappa + 1}{2\kappa} + \frac{\frac{\kappa - 1}{2\kappa}}{1 - \left(\frac{p_{t,c}}{p_{s,m}} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}} \right]^2 \left(\frac{\Delta p_{s,m}}{p_{s,m}} \right)^2 + \left[\frac{\kappa - 1}{2\kappa} \cdot \frac{2 - \left(\frac{p_{t,c}}{p_{s,m}} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}}{1 - \left(\frac{p_{t,c}}{p_{s,m}} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}} \right]^2 \left(\frac{\Delta p_{t,c}}{p_{t,c}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta t_{t,c}}{2t_{t,c}} \right)^2} \quad (17)$$

在所有研究的几何参数范围内,根据式(16)计算得到的流量系数的误差为 $\pm 6\%$ 。实验测量得到的不同孔形参数的扇形孔气膜孔板的流量系数随着雷诺数变化的分布情况如图 11 所示。在图 11 中,雷诺数 Re 被定义为

$$Re = \frac{\rho_c u_c D}{\mu} \quad (18)$$

式中 μ 为动力黏度。

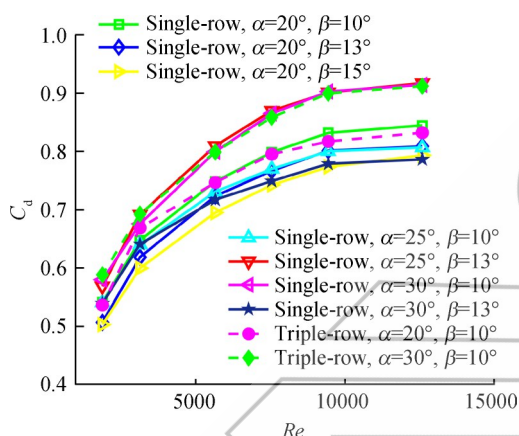


图 11 气膜孔板的流量系数分布

Fig.11 Distribution of discharge coefficient of the test plate

结果表明:在所研究的几何参数范围,扇形孔的流量系数均随着雷诺数的增大而逐渐增大;但是,随着雷诺数的逐渐增大,气膜孔板的流量系数的增长率有逐渐减小的趋势。由于在本实验中,采用的是主流的质量流量率保持不变而改变二次流的质量流量率的方法来改变吹风比的。因此, Re 随着吹风比的增大而增大。据此可知,在本实验条件下,气膜孔板的流量系数随着吹风比的增大而增大,但是增长趋势逐渐减小。

从图 11 中还可以看出,孔形参数为 $\alpha=25^\circ$, $\beta=13^\circ$ 的扇形孔和 $\alpha=30^\circ$, $\beta=10^\circ$ 的扇形孔的流量系数明显高于其他几种孔型参数的气膜孔;但是相对而言,孔形参数为 $\alpha=25^\circ$, $\beta=13^\circ$ 的扇形孔的流量系数要略高于 $\alpha=30^\circ$, $\beta=10^\circ$ 的扇形孔。通过对图 10 进行进一步地分析可以发现,在较大的实验雷诺数 ($Re \geq 6000$) 条件下,当扩散角为

10° 时,在倾斜角先从 20° 增大到 25° ,再从 25° 增大到 30° 的过程中,流量系数呈现为先逐渐减小再急剧增大的趋势;而当扩散角为 13° 时,在倾斜角先从 20° 增大到 25° ,再从 25° 增大到 30° 的过程中,流量系数则呈现为先增大再急剧减小的趋势。

从图 11 中可以发现,两种相同孔型的单排和三排孔之间的流量系数有微小的差别。这主要是由于实验过程中的测量误差造成的。由式(14)可知,流量系数为实际的质量流量率与理论的质量流量率之比。在对单排和三排孔进行实验时,不仅需要测量实际的质量流量率,而且还需要测量实验段的静温和静压,这都会引起测量误差。此外,气膜孔板的加工也会对气膜孔的尺寸产生一定的加工误差,进而影响气膜孔的通流特性。但是根据式(16)计算可知,流量系数的误差为 $\pm 6\%$ 。

4 结 论

本文通过采用压力敏感漆(PSP)技术对平板级的单排和三排固定出口宽度的扇形孔进行了绝热气膜冷却实验研究。实验中二次流采用 CO_2 , 主流采用空气,二次流与主流的密度比为 $R_d=1.52$,这与航空发动机热端部件的真实工作环境的密度比相接近;实验的吹风比范围为 $M=0.9 \sim 2.0$ (0.9 、 1.5 和 2.0)。实验中孔型参数考虑了倾斜角和扩散角的影响;流动参数考虑了吹风比的影响。在实验研究的参数范围内,通过对实验结果进行分析,得到了如下的几点结论:

1) 吹风比较低 ($M \leq 1.5$) 时,从所有孔形参数的扇形孔出口处喷出的冷气射流均未出现吹离热侧壁面的现象;而当吹风比较高 ($M \geq 2.0$) 时,从所有孔形参数的扇形孔出口处喷出的冷气射流都出现了不同程度的吹离。

2) 研究的扇形孔结构都具有较高的气膜冷却效率,但是在不同的吹风比条件下,实现绝热气膜冷却效率最高的孔形参数有一定的差异。当吹风比较低 ($M \leq 1.5$) 时,孔型参数为 $\alpha=20^\circ$, $\beta=15^\circ$

的扇形孔的气膜冷却效率最优;而当吹风比较大($M>1.5$)时,孔型参数为 $\alpha=25^\circ$ 、 $\beta=10^\circ$ 的扇形孔的气膜冷却效率最优。

3) 于两种孔型参数的三排扇形孔,在第三排扇形气膜孔上游区域内,孔形参数为 $\alpha=20^\circ$ 、 $\beta=10^\circ$ 的扇形孔在冷却效率方面要优于 $\alpha=30^\circ$ 、 $\beta=10^\circ$,且优势随着吹风比的增大而增加。这是由于在较大的吹风比下,孔形参数为 $\alpha=30^\circ$ 、 $\beta=10^\circ$ 的扇形孔具有较大倾斜角,它会导致部分冷气射流更容易出现吹离热侧壁面;而冷气射流在孔形参数为 $\alpha=20^\circ$ 、 $\beta=10^\circ$ 的扇形孔出口下游则具有更好的贴壁流动能力。

4) 过对单排孔和三排孔的绝热气膜冷却的实验结果进行对比分析可以发现,在三排气膜孔的第一排与第二排孔之间区域的展向平均绝热气膜冷效要略高于单排孔出口下游的气膜冷却效率。这是由于气膜孔排数的增加提高了气膜孔板热侧壁面附近区域的流向动量,有利于强化冷却气膜的贴壁效果,进而改善了气膜孔出口下游的气膜冷却效率。

5) 相同的雷诺数条件下,不同孔形参数的扇形孔的流量系数分布具有明显的区别。在研究的雷诺数范围内,流量系数均随着雷诺数的增大而逐渐增大,但是增长率逐渐减小。相比于其他几种孔形参数的扇形孔,孔形参数为 $\alpha=25^\circ$ 、 $\beta=13^\circ$ 的扇形孔的流量系数最高。

应当指出,在真实的航空发动机热端部件工作环境中,二次流与主流的密度比主要是由压比和温比造成的,沿程密度比变化较大;虽然本文采用异质工质实现了真实的二次流/主流入口密度比,但是与航空发动机热端部件冷却的真实工况仍然有所差异。

参考文献:

- [1] 韦宏,祖迎庆.双层壁冷却结构中多排射流冲击的换热和流阻特性[J].航空动力学报,2021,36(8):1621-1632.
WEI Hong, ZU Yingqing. Heat transfer and flow resistance characteristics of multi-row jet impingement cooling in double-wall cooling structure[J]. Journal of Aerospace Power, 2021, 36(8):1621-1632. (in Chinese)
- [2] GOLDSTEIN R J. Film cooling[J]. Advances in Heat Transfer, 1971, 7:321-379.
- [3] 姚家旭,徐进,张科,等.横向间距与密度比对双射流气膜冷却特性影响[J].航空动力学报,2018,33(6):1336-1344.
YAO Jiaxu, XU Jin, ZHANG Ke, et al. Effects of spanwise distance and density ratio on characteristics of double-jet film-cooling[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(6):1336-1344. (in Chinese)
- [4] GOLDSTEIN R J, ECKERT E R G, RHINE J W R. Film cooling with injection through holes: adiabatic wall temperatures downstream of a circular hole[J]. Journal of Engineering for Power, 1968, 90(4):384-395.
- [5] BOGARD D G, THOLE K A. Gas turbine film cooling[J]. Journal Propulsion Power, 2006, 22(2):249-270.
- [6] BUNKER R S. A review of shaped hole turbine film-cooling technology[J]. Journal of Heat Transfer, 2005, 127(4):441-453.
- [7] KREWINKEL R. A review of gas turbine effusion cooling studies[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013, 66:706-722.
- [8] FRIC T F, ROSHKO A. Vortical structure in the wake of a transverse jet[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1994, 279:1-47.
- [9] GOLDSTEIN R J, ECKERT E R G. Effect of hole geometry and density on three-dimensional film cooling[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1974, 17(5):595-607.
- [10] HYAMS D, LEYLEK J. A detailed analysis of film cooling physics: Part III streamwise injection with shaped holes[J]. Journal of Turbomachinery, 2000, 122(1):122-132.
- [11] SAUMWEBER C, SCHULZ A. Free-stream effects on the cooling performance of cylindrical and fan-shaped cooling holes[J]. Journal of Turbomachinery, 2012, 134(6):061007.1-061007.12.
- [12] SAUMWEBER C, SCHULZ A. Effect of geometry variations on the cooling performance of fan-shaped cooling holes[J]. Journal of Turbomachinery, 2012, 134(6):061008.1-061008.16.
- [13] HAVEN B A, KUROSAKA M. Kidney and anti-kidney vortices in crossflow jets[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1997, 352:27-64.
- [14] HAVEN B A, YAMAGATA D K, KUROSAKA M, et al. Anti-kidney pair of vortices in shaped holes and their influence on film cooling effectiveness[R]. ASME Paper 97-GT-45, 1997.
- [15] 孙小凯,彭威,姜培学.定出流面积条件下气膜冷却孔型的研究[J].工程热物理学报,2015,37(8):1711-1716.
SUN Xiaokai, PENG Wei, JIANG Peixue. Film cooling effectiveness with different hole shapes with a constant flow area[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2015, 37(8):1711-1716. (in Chinese)
- [16] SUN X K, ZHAO G, JIANG P X, et al. Influence of the hole geometry on the film cooling effectiveness for a constant exit flow area[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 130:1404-1415.
- [17] COLBAN W F, 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.
- [18] KOHLI A, BOGARD D. Effects of hole shape on film cooling with large angle injection[R]. ASME Paper 99-GT-165, 1999.

- [19] GRITSCH M, COLBAN W, SCHAR H, et al. Effect of hole geometry on the thermal performance of fan-shaped film cooling holes[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2005, 127(4):718-725.
- [20] HAN J C, DUTTA S, EKKAD S. Gas turbine heat transfer and cooling technology[M]. Boca Raton, US: Taylor & Francis, 2012.
- [21] ANDREI L, ANDREINI A, BIANCINI C, et al. Effusion cooling plates for combustor liners: experimental and numerical investigations on the effect of density ratio[J]. *Energy Procedia*, 2014, 45:1402-1411.
- [22] YAO J X, XU J, ZHANG K, et al. Effect of density ratio on film-cooling effectiveness distribution and its uniformity for several hole geometries on a flat plate[R]. ASME Paper GT2017-63743, 2017.
- [23] KYLE R V, TRAVIS B W, LESLEY M W, et al. Combined effects of freestream pressure gradient and density ratio on the film cooling effectiveness of round and shaped holes on a flat plate[R]. ASME Paper GT2016-56210, 2016.
- [24] LIGRANI P M, BELL C M. Film cooling subject to bulk flow pulsations: effects of density ratio, hole length-to-diameter ratio, and pulsation frequency[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2001, 44(10):2005-2009.
- [25] 韩昌. 燃气轮机高温透平气膜冷却的孔型机理及叶栅特性研究[D]. 北京:清华大学, 2014.
HAN Chang. Research on film-hole mechanism and cascade characteristics of gas turbine film cooling[D]. Beijing: Tsinghua University, 2014. (in Chinese)
- [26] 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)
- [27] MOFFAT R J. Describing the uncertainties in experimental results[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1988, 1(1):3-17.

(编辑:张 雪)