

发散冷却与冲击/发散冷却的冷却效率对比

杨 谦, 林宇震, 张 弛, 许全宏

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院

航空发动机气动热力国家级重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 为了得到最佳的冷却结构,在相同冷却气量下对发散孔单层壁与冲击/发散孔双层壁冷却结构的冷却效率进行了试验研究.试验保证相同的发散孔排布规律、热侧与冷侧进气温度、冷却气量、热气量以及热冷侧之间的空气压降,使用红外热像仪对发散孔壁的热侧壁面温度进行测量以得到冷却效率,并对两种结构的冷却效率进行对比分析.试验结果表明:在相同冷却开孔面积、相同冷热气条件下,冲击/发散孔双层壁的冷却效率要比发散孔单层壁大约高 30%,这归因于冲击/发散冷却方式存在更高的换热强化能力.

关 键 词: 发散孔; 冲击/发散孔; 单层壁; 双层壁; 冷却效率

中图分类号: V233.5

文献标志码: A

Cooling effectiveness comparison between effusion cooling and impingement/effusion cooling

YANG Qian, LIN Yu-zhen, ZHANG Chi, XU Quan-hong

(National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine Aero-thermodynamics,
School of Energy and Power Engineering,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: In order to acquire the optimal cooling approach of aero-engine chamber, experimental approaches were taken to study the cooling effectiveness of effusion cooling and impingement/effusion cooling. Cooling effectiveness of these two types of cooling configurations were investigated on the same hot/cold air conditions of inlet, such as position of effusion holes, inlet temperature of hot/cool side, mass flow of hot/cool air, pressure drop between hot/cool sides. Infrared camera was used to measure the temperature of effusion cooled surfaces on the side of hot main stream to get the cooling effectiveness, and analyzed the cooling effectiveness of these two cooling configurations. The results show that on the condition of the same opening area and hot/cold air conditions of inlet, double wall cooling gets higher cooling effectiveness than effusion cooling configurations by approximately 30%, owing to the heat transfer enhancement within the gap of the double walls.

Key words: effusion holes; impingement/effusion holes; single wall; double walls; cooling effectiveness

燃烧室火焰筒的基本功能是在燃油喷嘴和涡轮进口之间容纳和引导高温燃气混合物,保护燃烧室机匣等燃烧室其他结构不直接面对高温燃

气^[1]. 要满足这些功能,火焰筒必须要有足够的结构强度去承受高速流体的气动载荷和优异的耐久性去适应燃烧室内复杂的环境.

良好的火焰筒壁面冷却方式和室壁结构能大大延长火焰筒的使用寿命^[2]. 传统的冷却方式是沿火焰筒内壁面形成一层冷却气膜以保护火焰筒,这种缝式贴壁气膜冷却方式需要30%~40%的空气量进行冷却,但随着航空燃气轮机燃烧室温升不断提高以及低污染燃烧的要求^[3],需要大幅度减少冷却空气比例. 同时由于压比增加使得进口空气温度高,空气作为冷却剂的冷却潜力已下降,同时火焰筒寿命却希望更长,因此常规缝式气膜冷却已难以满足燃烧室火焰筒对冷却的要求. 火焰筒壁面经过气膜冷却后,火焰筒接受的热量主要来自高温燃气的热辐射,这部分热量是无法减少的^[3],因此,降低火焰筒壁温的途径只有从散热方面考虑,其中依靠壁面向机匣的辐射散热没有多少潜力可用,只有利用对流换热,即改善火焰筒与冷却空气的对流换热,故较好的冷却方式是在冷却空气作为气膜喷出之前,先进行主动冷却以充分发挥冷却气冷却潜力^[4].

发散冷却(effusion cooling)又称为全覆盖气膜冷却(full-coverage film cooling)或称为多斜孔冷却(inclined multi-holes cooling),这种冷却方式实际上是发汗冷却原理的实际应用,其特点是在单层壁面上打出大量倾斜小孔,理想的孔径是不易被外来物堵塞而又有适当的流量系数^[3].

从传热学角度来看,发散冷却的换热特点有:①背部换热增强,原因是小孔进气抽吸火焰筒侧气体附面层;②小孔内孔进口区换热增强;③在火焰筒热侧,形成全气膜保护;④另外大量小孔使得冷却面积极大的增加,故其冷却效果相当不错,与常规缝式气膜冷却相比,可节省40%冷却气量. 另外一个特点是火焰筒壁温度梯度小. Allison公司在ATDE/GMA500燃烧室上采用多斜孔冷却与lamilloy冷却的试验结果表明,lamilloy总壁温梯度是170 K,而多斜孔冷却仅为50 K,表明其有极大潜力延长火焰筒寿命. GE90多孔火焰筒冷却的使用表明,热应力减小,气膜冷却总有效性达0.9,高于常规缝式气膜冷却的有效性0.7.

多斜孔发散冷却作为目前应用较广的一种高效复合冷却形式,其基础研究在近20年来已经进行得十分广泛. 在多斜孔冷却的基础上,又出现了通过改变发散孔的几何结构来提高其冷却效率的方式. Ou, Rivir^[7]对存在脉动二次流的异形发散孔冷却的传热系数及气膜效率进行了研究;利用红外热像技术对异形发散孔冷却的传热系数及气膜效率进行了瞬态测量. LU等^[8-9]对几种异形发

散孔的传热性能进行了研究;与普通发散孔相比,异形发散孔可以增加大约50%的气膜有效度,但是气膜的扩展性与延展性并没有显著提高;同时对异形孔下游尺寸和孔间距对冷却效率的影响进行了试验研究. Dorrington和Bogard^[10]对20种不同的“浅沟”、“浅坑”的异形发散孔结构的绝热效率性能进行了研究. 通过不同几何结构试验结果之间的对比,研究分析不同吹风比下绝热效率的规律. Ceccherini和Facchini^[11]对真实燃烧室中气膜缝槽射流、多斜孔发散冷却以及火焰筒掺混孔对燃烧室冷却性能的耦合影响做了细致研究;CFD与试验结果都表明第1排高速流动的发散射流会减弱缝式气膜冷却的保护效果;而多斜孔发散冷却气流,尽管会有一定的穿透深度,但在下游区域仍然有十分好的冷却效率;掺混孔改变了冷却效率增长率,并且减弱了其射流后区域的局部保护效果. 接着,Facchini等^[12-13]又对其传热系数进行了更加深入的试验及数值计算研究;吹风比的增大将显著导致传热系数的增大;掺混孔的存在将减弱传热系数的增大速度;掺混孔对展向平均传热系数比例并没有明显的影响. Andreini和Bonini^[14]对上述在真实燃烧室条件下的多斜孔发散冷却结构进行了更深入的空气动力学研究,着重于单个发散孔流量系数修正的研究;流量系数被表示为发散孔出口雷诺数与环腔雷诺数之比,气流进口流动函数与发散孔进口速度组成的函数,且将CFD结果与试验结果进行了对比,一致性很好.

冲击/发散冷却(impingement/effusion cooling)方式是一个双层壁结构:外侧是冲击孔壁,壁面上分布众多与壁面垂直的小孔;内侧是发散孔壁,壁上分布着与壁面成一定角度的斜孔. 冷却气流通过冲击孔壁上的小孔喷射出来,冲击冷却发散孔壁冷侧. 由冲击孔喷射出来的冷却空气在发散孔壁上的冲击点向四周贴壁流动,遇到发散孔后,进入发散孔与发散孔壁在孔内对流换热,然后喷射在发散孔壁燃气侧形成气膜,保护发散孔壁燃气侧. 采用冲击/发散冷却方式的瓦块结构,也称为浮动壁结构^[15],解决了高温情况下的热应力问题,瓦块室壁结构内层温度高,周向和轴向不连成一块,一片片瓦块分开可以减小热应力的影响,内层不承受压力应力. 外层温度低,承受压力应力. 冷却空气通过在外层壁上的孔,引成射流冲击冷却内层瓦块,然后从瓦块出来,形成多斜孔气膜冷却. 内层瓦块结构可以是缝式气膜或者是多孔

结构,这种结构很有利于减少裂缝,但瓦块却得用联接件装到外层支承结构上,这样增加了质量和复杂性.美国的 E3 计划中 Pratt & Whitney 公司和 General Electric 公司都新研制了先进的浮动壁式冷却结构火焰筒^[16-17].国内有研究院采用浮动壁火焰筒在大推质比的验证机上进行了真实工况考核,初步验证了浮动壁火焰筒在大推质比发动机燃烧室上应用的可行性^[15-18].Oha 等^[19]对不同几何结构的双层壁结构的强化换热特性做了研究:主要考虑射流强度、双层壁间距、流向与展向孔间距、吹风比、发散孔的角度对其换热特性的影响.由于双层壁结构存在两层排布不同的复杂小孔结构,异物堵塞小孔造成冷却结构失效的情况必须考虑.Land 和 Thole^[20]使用沙粒对双层壁结构的堵塞现象进行了研究:研究指出堵塞双层壁沙粒的大小分布范围很广,而堵塞冷却结构的沙粒大小主要集中在大于 $150\mu\text{m}$ 的范围内;试验结果表明堵塞现象易受影响,且可以通过控制冲击孔壁和发散孔壁的间距来有效地减少.

发散冷却和冲击/发散冷却作为先进高效冷却方式已经广泛应用于燃烧室室壁冷却结构上.但随着燃烧室的进一步发展,在较少冷却气量条件下冷却结构的保护室壁能力成为关心的重点.本文基于低壁面开孔率(即少冷却气量)的发散冷却和冲击/发散冷却结构,进行了单层壁和双层壁热侧冷却效率试验对比研究.

1 试验系统准备

Sweeney, Rhodes^[21] 和 Harrington 等^[22]将冷却效率定义为一个包含热气温、冷却气温以及壁面温度的无量纲参数 η , 见式(1). 式(1)表示冷却气对热气隔绝壁面的冷却效果.在冷却效率试验中,热气和冷却气温由 K 型热电偶测量,而壁面温度由红外热像仪测量得到.其中 T 表示温度,下标 g 为主流热气, w 表示测量壁面, c 表示冷却气.

$$\eta = \frac{T_g - T_w}{T_g - T_c} \quad (1)$$

为了得到流动方向上冷却效率的变化趋势,在每个流向坐标 x/d 上的展向平均冷却效率定义如式(2)所示,其中 N 为展向上温度测量点数目.

$$\eta_{av} = \sum_{i=1}^N \eta_i / N \quad (2)$$

冷却气量 $G_c^{[1]}$ 定义为单位冷却面积、单位压力下冷却气的质量流量,如式(3)所示.

$$G_c = \frac{\dot{m}_c}{A_c p_g} \quad (3)$$

试验系统如图 1 所示.常压主流气由鼓风机提供,经过一个电加热器后温度升高到 573.15 K ,然后通过一个安装有 K 型热电偶的 $240\text{ mm} \times 200\text{ mm} \times 100\text{ mm}$ (长 $\times$ 宽 $\times$ 高)的孔板测量段以测量主流热气质量流量和温度.为了保证试验段主流热气的均匀性,在测量段后连接一个湍流发生器.

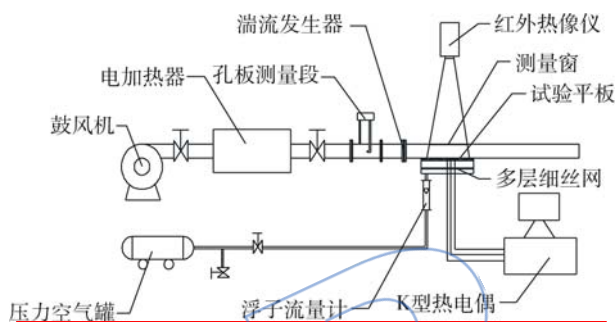


图 1 试验系统图

Fig. 1 Sketch of experiment system

湍流发生器与试验段起点的距离为 95 mm .同时,来自于压力空气罐里的常温冷却气通过一个集气箱进入试验平板.在集气箱前用一个浮子流量计来测量冷却气的体积流量.集气箱中存在多层细丝网来避免冷却气对于试验平板的冲击效应的不一致性.冷却气穿过多孔试验平板(单层壁或双层壁),在被加热的试验平板热侧与主流热气混合.冷却气流和主流热气的总压压差(在集气箱和主流热气出口之间)由 U 型水排进行测量.

试验中,热气和冷却气的温度由 K 型热电偶探针测量,而发散孔壁热侧表面的温度由 FLIR Systems 公司的 ThermoCAM P60 红外热像仪测量.红外热像仪在 303.15 K 的热敏感度为 0.08 K ,精确性为 $\pm 2\text{ K}$,光谱范围为 $7.5 \sim 13\mu\text{m}$,输出图像为 $320\text{ 像素} \times 240\text{ 像素}$.红外热像仪由嵌入发散孔壁热侧表面的 3 个参考温度 K 型热电偶进行校准,校准方法见文献[23].发散孔壁热侧温度测量表面用高发射率的黑色涂料进行均匀喷涂,喷涂厚度不超过 $50\mu\text{m}$ 以保证其一致的热辐射性能.

2 冷却试验结构

图 2 和图 3 描述了发散冷却和冲击/发散冷却方式的原理图.图 2 中发散孔单层壁冷侧的冷却气通过壁面发散孔进入热侧主流进行掺混,同时在热侧形成冷却气膜对壁面进行覆盖.图 3 中冷却气先通过外层壁面上的冲击孔喷射到内层发

散孔壁面形成冲击冷却,在发散孔壁冷侧附壁流动后进入邻近的发散孔,在发散孔壁热侧形成气膜并与热气流掺混。

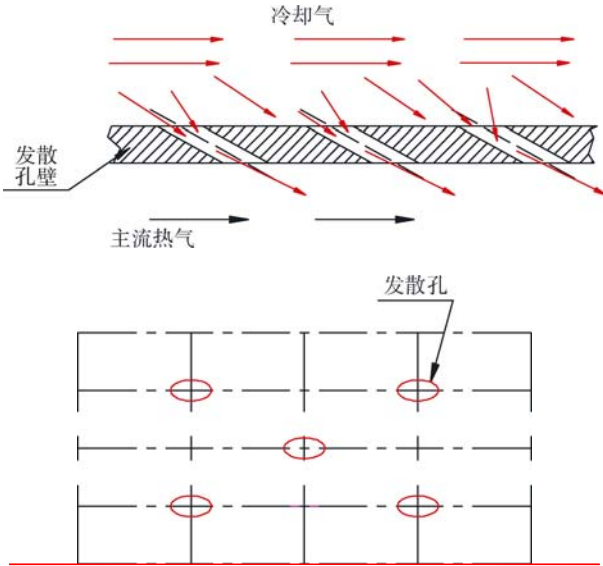


图2 发散冷却结构原理和发散孔排布

Fig. 2 Conception of effusion cooling and the position of effusion holes

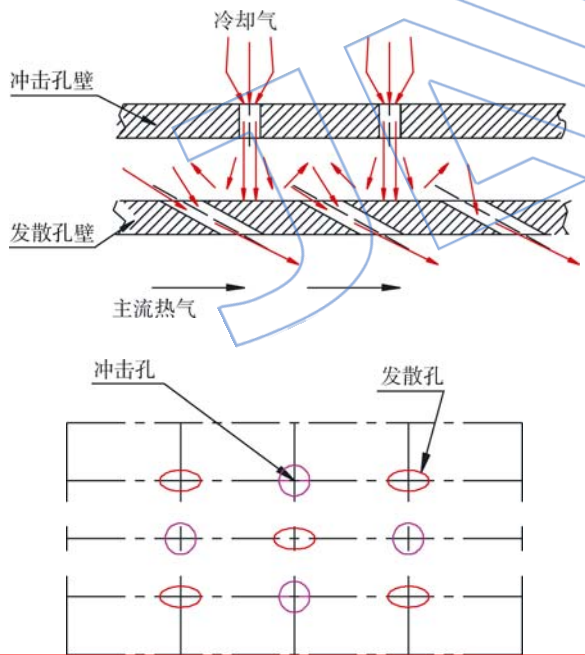


图3 冲击/发散冷却原理和冲击/发散孔相对位置

Fig. 3 Conception of impingement/effusion cooling and the relative position of impingement/effusion holes

图4、图5给出了发散孔单层壁和冲击/发散双层壁孔排布和孔大小的精确尺寸。试验所用冷却平板材料均为不锈钢。对于实际燃烧室中的火焰筒壁面而言,其对流换热和热辐射的耦合传热

系数 h 在 $1000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 左右,常用火焰筒壁面材料导热系数 λ 约为 $26 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$,则实际火焰筒壁面(厚度 t_w 为 1 mm)的毕渥数为

$$Bi = \frac{ht_w}{\lambda} \approx 0.038 \quad (4)$$

在冷却效率试验中,考虑材料的导热系数和壁厚的影响,选用不锈钢 1Cr18Ni9Ti 加工试验件,其导热系数约为 $22 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$,厚度按比例放大到 6 mm 左右。试验中主流热气采用常压电加热,因此热辐射相对较小可以忽略,其热侧壁面表面传热系数约 $120 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,则冷却效率试验件的毕渥数为

$$Bi = \frac{ht_w}{\lambda} \approx 0.033 \quad (5)$$

对于发散孔单层壁和冲击/发散孔双层壁试验件,两个试验结构的发散孔壁孔间距相同,孔的排布规律为叉排,且发散孔与流向的倾斜角度为 30° 。为保证单、双层壁在同一空气压降下通过相同的冷却空气体积流量,即需使发散孔单层壁和冲击/发散孔双层壁的有效流通面积相同。取发散孔的流量系数为 0.6 ^[24],而冲击/发散孔双层壁为一个串联流动通道,其流量系数的定义见文献[25]。由上述条件设计可得发散孔单层壁中发散孔孔径(如图4,由于圆孔与壁面成 30° ,垂直于壁面看为非圆孔)和冲击/发散孔双层壁中冲击孔孔径和发散孔孔径(如图5,冲击孔与壁面垂直)。冲击/发散孔双层壁的壁间距为 3 mm 。

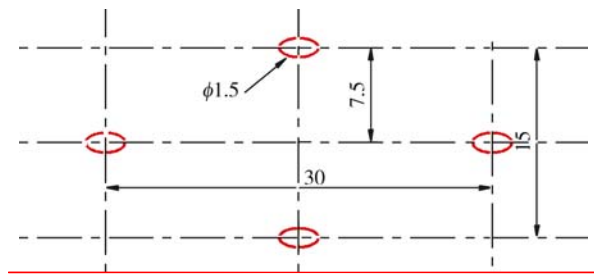
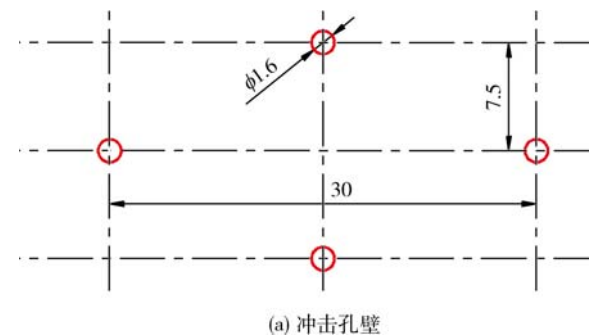


图4 发散孔单层壁(单位:mm)

Fig. 4 Single effusion wall (unit:mm)



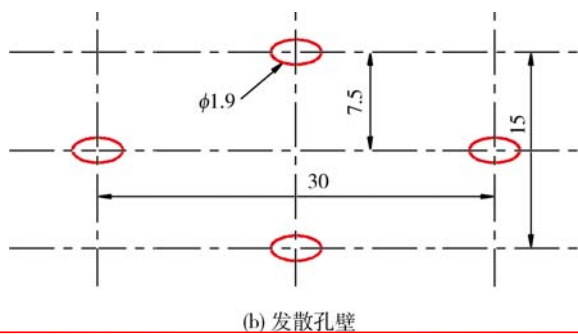


图 5 冲击/发散孔双层壁(单位:mm)

Fig. 5 Double impingement/effusion walls (unit:mm)

3 试验状态

试验状态见表 1.

表 1 试验状态
Table 1 Test conditions

参数	数值
大气压力/Pa	102 100~102 200
大气温度/K	280.65~290.15
主流热气速度 $u_g/(m/s)$	30
主流热雷诺数 Re_g	51 878
主流热温度 T_g/K	596~600
冷却气温度 T_c/K	285~288.1
加温比 T_g/T_c	2.07~2.1
发散孔射流出口雷诺数 Re_j	2 679~6 243
单位面积单位压力冷却气质量流量 $G_c/10^{-6}((kg/(s \cdot m^2 \cdot Pa)))$	2.4~5.7

试验时,先使用电加热器将主气流加热到 600 K 左右,保证主流速度为 30 m/s,主流热雷诺数为 10%。用于计算主流雷诺数的通道水力直径为 133.3 mm。待主气流温度与速度稳定时,打开冷却气路,调节冷却气路上的空气浮子流量计,使冷却空气体积流量达到设计压降下的体积流量,分别为 10.5, 14.75, 18, 21, 23.5 m³/h,换算为冷却气量(G_c)分别为 2.49×10^{-6} , 3.50×10^{-6} , 4.29×10^{-6} , 5.01×10^{-6} , 5.63×10^{-6} kg/(s·m²·Pa)。冷却气流保持常温。同时,在冷却气量到达设定值并稳定时,用红外热像仪测量试验件表面温度场分布,并在确定部位用 K 型热电偶对红外热像仪进行校准。试验完成后,通过试验记录计算试验状态参数,从试验所得红外热像图中提取数据并进行处理。

4 试验结果

试验中红外热像仪得到的红外热像图如图 6 所示。图中主流热气的流动方向为从左至右。测温平面一共有 9 排发散孔,每排各有 7 个发散孔。试验取值区域位于第 4 排和第 5 排发散孔的中间区域,见图 7。

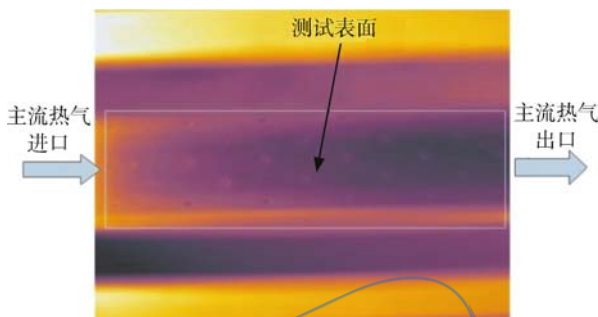


图 6 试验平板热侧表面的红外热像图

Fig. 6 Infrared thermal image on the hot side of the test plate

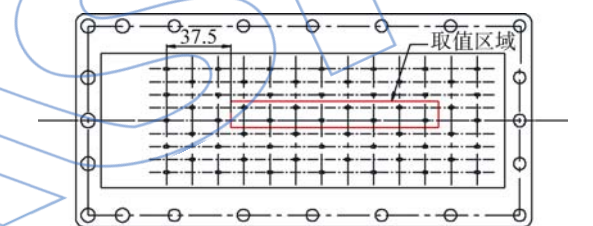


图 7 试验平板的取值区域(单位:mm)

Fig. 7 Measurement area of the test plate (unit:mm)

4.1 发散孔单层壁试验结果(No. 1)

4.1.1 热侧表面冷却效率分布(No. 1)

图 8(a)~图 8(e)为 No. 1 发散孔单层壁测量取值区域在不同冷却气量 G_c 下的冷却效率 η 分布云图。云图流向起点($x/d=0$)定义为图 7 中取值区域左侧红线位置,而 $x/d=0$ 距离第 1 排发散孔出口中心的距离为 37.5 mm。图 8 中,对于同一冷却气量,随着 x/d 逐渐增大,冷却效率 η 也逐渐增大,这是因为发散孔形成气膜的叠加效应,主流下游的冷却气与主流热气的掺混更强,气膜对于主流热气对壁面传热的隔绝作用也更明显。但是在发散孔出口附近,特别是发散孔中心,壁面冷却效率反而较低。造成这种反常现象的原因是发散孔附近的辐射发射率与周围平面的平面发射率并不相同,而红外热像仪对焦和校准均以发散孔壁平面为对象,因此发散孔附近的壁面温度测

量并不准确. 由于发散孔排布采用非对称的叉排形式, 测量取值区域的冷却效率分布也非对称. 冷却效率 η 的在展向上变化梯度不如流向方向明显: 流向方向上的多股发散射流的叠加冷却效应强于展向上射流之间的相互影响; 而试验平板的高导热性强化了发散孔之间对流换热的冷却效应. 图 8 也显示出冷却气量 G_c 对于冷却效率的影响: 冷却气量 G_c 越大, 发散孔射流速度越高, 壁面冷却效率 η 更高.

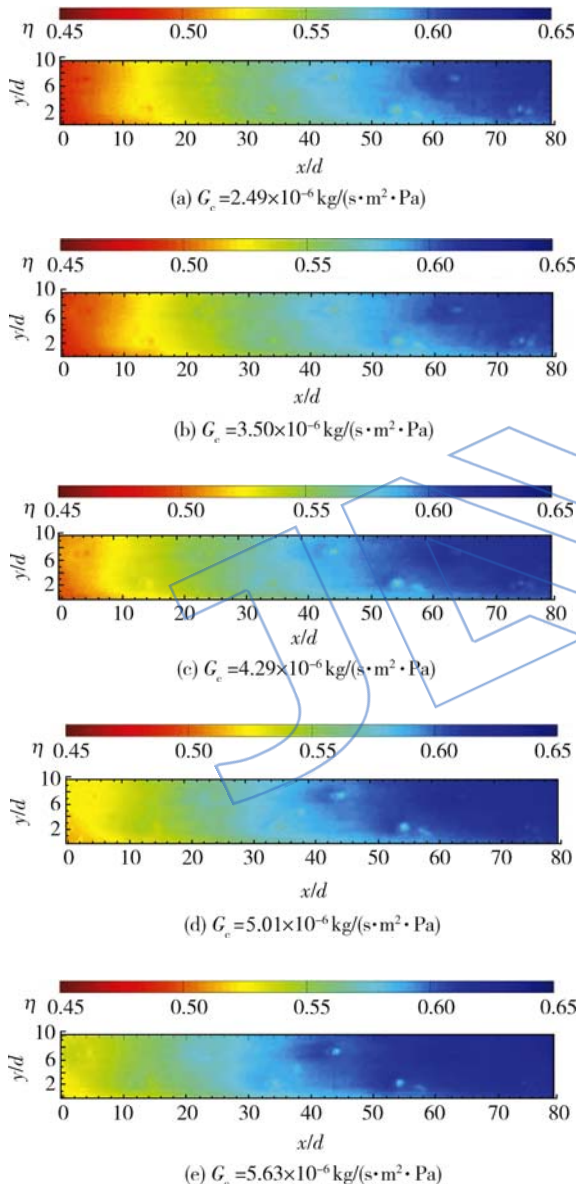


图8 No. 1 冷却效率分布

Fig. 8 Cooling effectiveness distribution of No. 1

4.1.2 展向平均冷却效率(No. 1)

No. 1 发散孔单层壁测量取值区域在不同冷却气量 G_c 下的展向平均冷却效率 η_{av} 沿流向的变化趋势见图 9. 当冷却气量 G_c 增加时, 平均冷却

效率 η_{av} 沿流向的变化趋势基本相似. 这是因为冷却气流动和主流热气流动均为高湍流度流动, 冷却气量 G_c 的变化并不会导致流动结构的衍变, 冷、热气体与固壁之间的换热特性保持不变. 图 9 也验证了冷却效率随着冷却气量增加而增加的结论. 但是在 G_c 由 2.49×10^{-6} 增大到 3.50×10^{-6} $\text{kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{Pa})$ 时变化并不明显. 而对于同一冷却气量, 随着流向距离的增大, 展向平均冷却效率逐渐增大, 但增速变缓, 在 $x/d > 70$ 之后几乎没有变化.

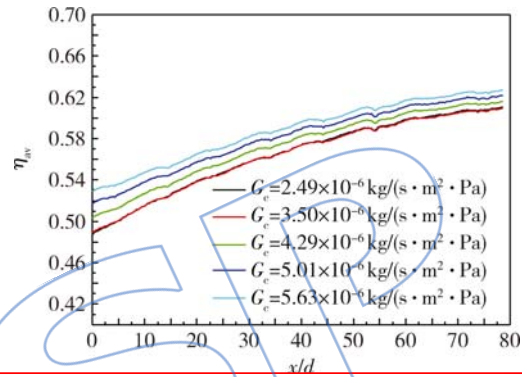


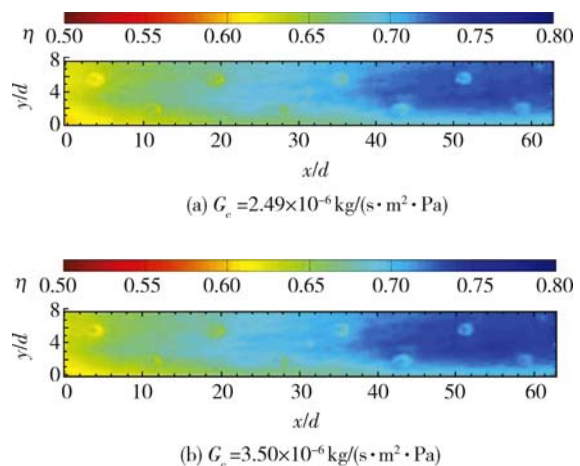
图9 No. 1 展向平均冷却效率

Fig. 9 Spanwise averaged cooling effectiveness of No. 1

4.2 冲击/发散孔双层壁试验结果(No. 2)

4.2.1 热侧表面冷却效率分布(No. 2)

图 10 中, 冲击/发散孔双层壁发散孔壁热侧的壁面冷却效率的变化趋势与发散孔单层壁基本一致: 流向上的冷却效率值的增加和展向上效率云图的非对称性. 发散孔附近的低冷却效率区域也与 No. 1 的试验结果相似. 与图 8 相比, 在相同的冷却气量条件下, No. 2 发散孔壁热侧的冷却效率要明显高于 No. 1, 特别是在较少的冷却气时.



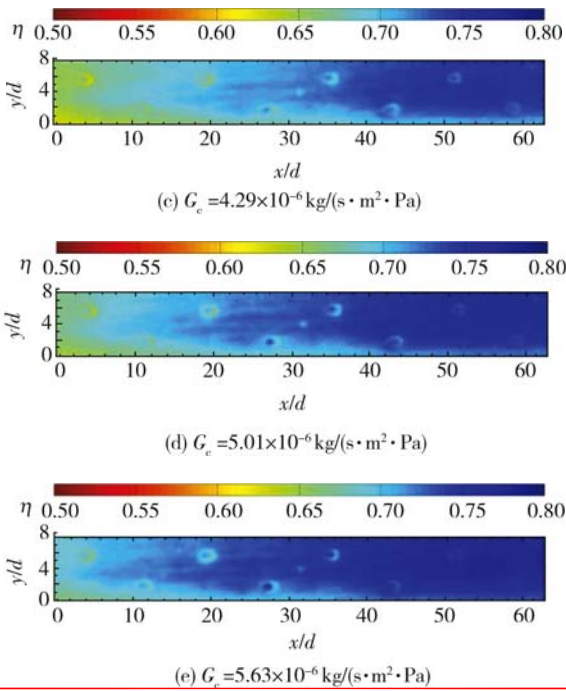


图10 No. 2 冷却效率分布

Fig. 10 Cooling effectiveness distribution of No. 2

4.2.2 展向平均冷却效率(No. 2)

No. 2 冲击/发散孔双层壁测量取值区域在不同冷却气量 G_c 下的展向平均冷却效率 η_{av} 沿流向的变化趋势见图 11. 同上, 随着气膜的形成, 壁面冷却效率显著增加. 而在流动方向上, $0 < x/d < 50$ 范围内冷却效率的变化十分明显, 但在 $x/d > 50$ 后冷却效率的变化梯度则基本为 0. 而与图 9 比较可知, 当冷却气量增加时, 冲击/发散孔双层壁冷却效率的变化值要大于发散孔单层壁.

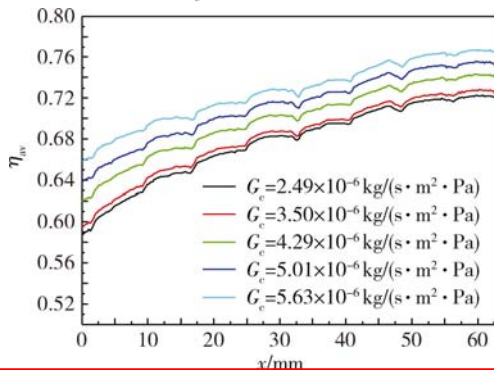


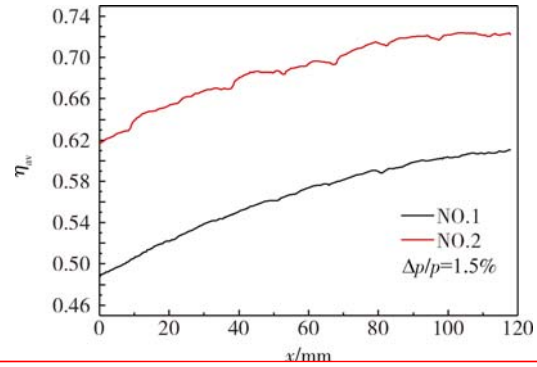
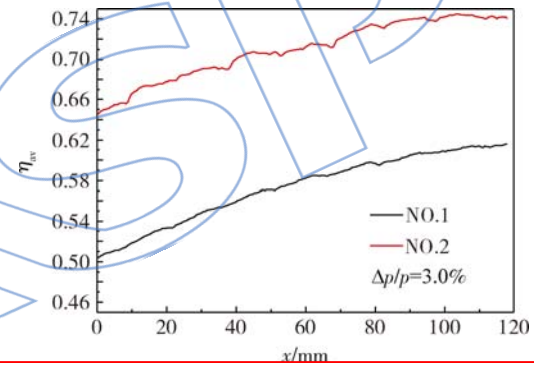
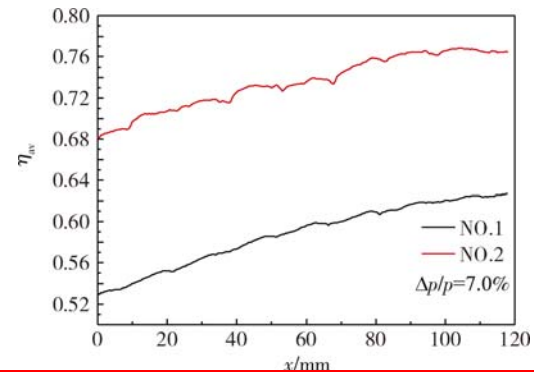
图11 No. 2 展向平均冷却效率分布

Fig. 11 Spanwise averaged cooling effectiveness of No. 2

4.3 两种试验结构试验结果对比分析

为比较发散孔单层壁和冲击/发散孔双层壁的冷却性能, 把 $G_c = 2.49 \times 10^{-6}$, 4.29×10^{-6} kg/(s · m² · Pa) 和 5.61×10^{-6} kg/(s · m² · Pa)

时的展向平均冷却效率 η_{av} 放在一起进行比较, 同时在图 12~图 14 中给出了不同冷却气量下冷却

图12 $G_c = 2.49 \times 10^{-6}$ kg/(s · m² · Pa)时, 试验平板展向平均冷却效率比较Fig. 12 Spanwise averaged cooling effectiveness comparison of test plates at $G_c = 2.49 \times 10^{-6}$ kg/(s · m² · Pa)图13 $G_c = 4.29 \times 10^{-6}$ kg/(s · m² · Pa)时, 试验平板展向平均冷却效率比较Fig. 13 Spanwise averaged cooling effectiveness comparison of test plates at $G_c = 4.29 \times 10^{-6}$ kg/(s · m² · Pa)图14 $G_c = 5.63 \times 10^{-6}$ kg/(s · m² · Pa)时, 试验平板展向平均冷却效率比较Fig. 14 Spanwise averaged cooling effectiveness comparison of test plates at $G_c = 5.63 \times 10^{-6}$ kg/(s · m² · Pa)

气与主流热气之间的压降。由于 No. 1 与 No. 2 发散孔直径不相同,在比较时流向坐标无法使用无量纲参数 x/d ,只能使用绝对坐标 x 。

图 12~图 14 再次证明了两种冷却结构冷却效应的相似性,也明显地体现了冲击/发散孔双层壁更高的冷却效率。不断发展的气膜和冷热气逐渐加强的换热掺混,造成了试验平板上游温度高而下游低,在流向上展向平均冷却效率的变化梯度逐渐变小,特别是在 $x > 80 \text{ mm}$ 后,热侧形成了湍流充分发展的气膜,展向平均冷却效率基本不随着 x 的增加而改变。从换热角度来分析,造成冲击/发散冷却比发散冷却能力更强的原因主要有两个:①对于发散孔壁的冷侧换热,发散孔单层壁的冷侧只存在冷却气外掠平板对流换热和发散孔入口处抽吸效应引起的强化换热,且由于冷却气的流动速度很低,因此发散孔单层壁的冷侧传热系数很小。而冲击/发散孔双层壁的发散孔壁冷侧存在冲击射流对其产生的冲击换热效应,且冲击射流的速度很高,因此发散孔壁冷侧的传热系数比发散孔单层壁要大得多。②从换热面积来看,将冲击/发散孔双层壁看成一个整体,由于存在冲击孔,冲击孔壁与发散孔壁之间的间隙空间,其内部对流换热面积要比发散孔单层壁大很多,因此在相同状态下冲击/发散孔双层壁的内部换热量要比发散孔单层壁大。上述原因就造成了试验中冲击/发散冷却比发散冷却冷却效率高接近 30%。

5 结 论

使用红外热像仪对相同冷却气量下发散冷却和冲击/发散冷却的冷却效率进行了试验对比研究,得到如下结论:

1) 两种结构在冷却气量增加时,其总体冷却效率也随之增大;展向平均冷却效率变化梯度顺流向逐渐减小,在完全发展湍流气膜形成之后保持基本不变。

2) 在冷却气量相同的情况下,冲击/发散孔双层壁发散冷却具有更高的冷却效率,这归因于发散孔壁冷侧传热系数的提高和内部换热面积的增加。

3) 对于发散冷却和冲击/发散冷却,采取措施强化其冷侧的换热是达到最佳冷却效用的必然途径。

致谢:

感谢查筱晨和李林对试验的帮助。

参考文献:

- [1] Mellor A M. Design of modern turbine combustors[M]. London, UK: Academic Press, 1990.
- [2] Tanrikut S, Marshall R L. Improved combustor durability-segmented approach with advanced cooling techniques[R]. AIAA 81-1354, 1981.
- [3] 林宇震, 许全宏, 刘高恩. 燃气轮机燃烧室[M]. 北京: 国防工业出版社, 2008.
- [4] Colladay R S. Importance of combining convection with film cooling[R]. AIAA 72-8, 1972.
- [5] Mongia H C, Reider S B. Allison combustion research and development activities[R]. AIAA 85-1402, 1985.
- [6] Andrews G E, Alikhanpadeh M. Small diameter film cooling holes; wall convection heat transfer[R]. ASME Paper 86-GT-225, 1986.
- [7] Ou S, Rivir R B. Shaped-hole film cooling with pulsed secondary flow[R]. ASME Paper GT2006-90272, 2006.
- [8] LU Yiping, Alok D, Ekkad S V. Film cooling measurements for cratered cylindrical inclined holes[J]. Journal of Turbomachinery, 2009, 131(1): 011005. 1-011005. 12.
- [9] LU Yiping, Alok D, Ekkad S V. Trench film cooling-effect of trench downstream edge and hole spacing[R]. ASME Paper GT2008-50606, 2008.
- [10] Dorrington J R, Bogard D G. Film effectiveness performance for coolant holes embedded in various shallow trench and crater depressions[R]. ASME Paper GT2007-27992, 2007.
- [11] Ceccherini A, Facchini B. Combined effect of slot injection, effusion array and dilution hole on the cooling performance of a real combustor liner[R]. ASME Paper GT2009-60047, 2009.
- [12] Facchini B, Maiuolo F, Tarchi L. Combined effect of slot injection, effusion array and dilution hole on the heat transfer coefficient of a real combustor liner; Part 1 experimental analysis[R]. ASME Paper GT2010-22936, 2010.
- [13] Facchini B, Maiuolo F, Tarchi L. Combined effect of slot injection, effusion array and dilution hole on the heat transfer coefficient of a real combustor liner; Part 2 numerical analysis[R]. ASME Paper GT2010-22937, 2010.
- [14] Andreini A, Bonini A. Numerical study of aerodynamic losses of effusion cooling holes in aero-engine combustor liners[R]. ASME Paper GT2010-22942, 2010.
- [15] 赵清杰, 李彬, 陈志杰, 等. 浮动壁燃烧室试验研究[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2004, 17(1): 17-20.
ZHAO Qingjie, LI Bin, CHEN Zhijie, et al. An experimental study of floating-wall combustor[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2004, 17(1): 17-20. (in Chinese)
- [16] Tanrikut S, Marshall R L. Improved combustor durability-segmented approach with advanced cooling techniques[R]. AIAA 81-1354, 1981.
- [17] Sokolowski D E, Rohde J E. The E3 combustors: status and challenges[R]. NASA-TM-82684, 1981.

- [18] 赵清杰, 李彬. 浮动瓦块冷却结构在燃烧室中的应用和发展[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2001, 14(1): 10-13.
ZHAO Qingjie, LI Bin. Application and development of floating panel cooling structure in combustors [J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2001, 14(1): 10-13. (in Chinese)
- [19] Oha S H, Leea D H, Kima K M. Enhanced cooling effectiveness in full-coverage film cooling system with impingement jets[R]. ASME Paper GT2008-50784, 2008.
- [20] Land C C, Thole K A. Considerations of a double-wall cooling design to reduce sand blockage[R]. ASME Paper GT2008-50160, 2008.
- [21] Sweeney P C, Rhodes J F. An infrared technique for evaluating turbine airfoil cooling designs[J]. Journal of Turbomachinery Transactions, 2000, 122(1): 170-177.
- [22] Harrington M K, McWaters M A, Bogard D G, et al. Full-coverage film cooling with short normal injection holes [R]. ASME Paper 2001-GT-0130, 2001.
- [23] ZHANG Chi, SONG Bo, LIN Yuzhen, et al. Cooling effectiveness of effusion walls with deflection hole angles measured by infrared imaging[J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(5/6): 966-972.
- [24] 林宇震. 燃烧室多斜孔壁气膜冷却研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 1997.
LIN Yuzhen. An investigation of the inclined multihole wall film cooling in combustion chamber[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 1997. (in Chinese)
- [25] 许全宏. 燃烧室冲击/发散复合冷却方式研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2001.
XU Quanhong. The investigation of impingement/effusion double wall cooling method for combustor [D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2001. (in Chinese)