

具有微小 W 型肋的结构化表面冲击冷却实验

陈 鹏, 饶 宇, 万超一

(上海交通大学 机械与动力工程学院 叶轮机械研究所, 上海 200240)

摘 要: 将冲击冷却技术与肋化表面相结合, 研究了一种具有微小 W 型肋的表面射流冲击冷却结构。通过稳态实验和瞬态热色液晶测试技术来探究光滑靶板和微小 W 型肋靶板的传热特性。测试时的冲击间距比为 1.5、3 和 5, 基于水利直径的雷诺数为 15 000~40 000。结果表明: 两种靶板的平均努塞尔数和压力损失均随雷诺数的增加而增加, 随冲击间距比的增加而减小。当冲击间距比为 1.5 时, 与光滑靶板相比, 微小 W 型肋靶板的平均努塞尔数提高了 5.1%~7.3%, 压力损失却几乎不变。但当冲击间距比大于 3 时, 由微小 W 型肋带来的强化传热效果并不显著。

关 键 词: 微小 W 型肋; 冲击冷却; 热色液晶 (TLC) 测试技术; 传热; 压力损失

中图分类号: V232.4

文献标志码: A

Impingement cooling experiment of structured surface with micro-W-shaped ribs

CHEN Peng, RAO Yu, WAN Chaoyi

(Institute of Turbomachinery, School of Mechanical Engineering,
Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

Abstract: The micro-W-shaped ribs roughened plate in a multiple-jet impingement cooling system was studied by combining the integrated surface with impingement cooling technology. Steady-state experiments and transient thermal liquid crystal testing technology were used to explore the heat transfer characteristics of multiple-jet impingement onto a flat plate and a roughened plate with micro-W-shaped ribs. The impingement spacing ratios were 1.5, 3 and 5. The Reynolds number based on hydraulic diameter ranged from 15 000 to 40 000. It was concluded from the results that the averaged Nusselt number and pressure loss increased with the Reynolds number, and decreased with the impingement spacing ratio. Compared with the impingement onto the flat plate, the micro-W-shaped ribs roughened plate can increase the averaged Nusselt number by 5.1%—7.3%, when the impingement spacing ratio was 1.5. However, the increase in pressure loss was negligible. When impingement spacing ratio was larger than 3, the enhancement of heat transfer caused by micro-W-shaped ribs was not distinct.

Key words: micro-W-shaped ribs; impingement cooling; thermal liquid crystal (TLC) testing technology; heat transfer; pressure loss

射流冲击冷却是将冷却介质以射流的形式喷向被冷却部件表面以带走热量的冷却方式。由于

射流冲击被冷却后形成的流动边界层极薄, 造成传热系数比常规的对流换热要高出几倍甚至一个量

收稿日期: 2016-01-29

基金项目: 国家自然科学基金 (51176111)

作者简介: 陈鹏 (1990—), 男, 硕士生, 主要从事航空发动机/燃气轮机气动与传热研究。

通讯作者: 饶宇 (1978—), 男, 教授, 博士, 主要从事航空发动机/燃气轮机气动与传热研究。E-mail: yurao@sjtu.edu.cn

引用格式: 陈鹏, 饶宇, 万超一. 具有微小 W 型肋的结构化表面冲击冷却实验[J]. 航空动力学报, 2017, 32(9): 2110-2117. CHEN Peng, RAO Yu, WAN Chaoyi. Impingement cooling experiment of structured surface with micro-W-shaped ribs[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(9): 2110-2117.

级。因此在所有的强化传热技术中,射流冲击冷却能最有效地提高局部传热系数,因而广泛地应用在现代航空发动机及燃气轮机的高温部件中。

根据冲击孔的数量将射流冲击冷却分为单孔射流冲击冷却和多孔射流冲击冷却,本文主要探讨多孔射流冲击冷却。Martin^[1], Han 等^[2]以及 Weigand 等^[3]做了大量的科学研究,发现影响多孔射流冲击冷却效果的因素有很多,包括:冲击孔尺寸、射流孔的排列方式、冲击间距比 H/D 、相对间距比 $X/D, Y/D$ 、射流倾角、横流和靶板表面形状等等。

Lee 等^[4]对雷诺数为 23 000,射流冲击孔直径为 13.6~34 mm 的冲击结构进行了研究,发现滞止区内的局部努塞尔数随射流孔直径的增加而提高;而壁面流区的局部努塞尔数受冲击孔尺寸影响较小。Florschuetz 等^[5]的研究指出,当射流孔排布较密,冲击间距以及横流流量较大时,顺排列通常拥有更高的平均换热性能。Katti 和 Prabhu 等^[6]研究了孔板间距比对顺排冲击冷却的影响,发现多孔冲击射流的最佳冲击间距比 H/D 一般为 1~3。Hollworth 和 Berry^[7]的研究表明只有当射流孔的横向和纵向的间距与其直径的比值(即 $X/D, Y/D$)不超过 5 的时候,局部努塞尔数才会有明显的不同。Sparrow 和 Lovell^[8]测量了倾斜射流下靶板表面传热系数,研究表明靶板表面传热系数的最大值随倾角增大而减小。Florschuetz 和 Su^[9]的研究结果表明,横流的存在提高了表面传热系数,但横流会使射流发生偏转,降低了冲击效率。因为冲击换热远远高于对流换热,所以横流会降低整体平均努塞尔数。

除了对光滑靶板的冲击冷却进行研究,一些学者尝试将冲击冷却和肋化表面相结合,在光滑靶板上布置针肋、扰流柱肋、V 型肋等结构,这些扰流装置除了提高系统整体的湍流度,还增加了换热面积,换热效果显著,但增加扰流装置会提高靶板的压力损失,所以需要综合考虑这两方面的因素。El-Gabry 和 Kaminski^[10]研究了雷诺数为 15 000~30 000 时的平板和带扰流柱肋靶板的传热分布,发现带扰流肋靶板不仅换热性能更强,而且热流量分布更均匀。Son 等^[11]通过流场和瞬态传热实验研究了带扰流单元的冲击冷却,发现采用圆形和菱形铜制扰流单元能增加靶板 22%~35% 的传热,且最高压力损失仅增加 10%。Xing 等^[12]借助热色液晶测试手段研究了带有微小肋的结构化表面冲击冷却传热分布。他们发现与光

滑平板相比,带有微小肋的结构化靶板的平均换热性能提高了 9.6%。Tanda^[13]做过对于不同攻角的 V 形肋的研究,发现在雷诺数为 8 900~36 000 的情况下,攻角为 90°结构要优于 45°和 60°的结构。Maurer 等^[14-15]对不同雷诺数下的 V 型肋阵列对于传热效率和压力损失的影响进行了实验测量和模拟计算。他们研究并分析了肋高,宽高比等参数对换热和流阻的影响。

W 型肋是 V 型肋的一种。与前人研究不同,本文研究的 W 型肋很小,并且只布置在两冲击孔之间的中心区域,既能对近壁面的流体产生扰动,又因为远离主射流区而不会产生较大的阻力损失。此外,在国内外文献中,冲击间距比 H/D 对 W 型小肋的影响鲜有研究。本文主要借助先进的热色液晶测试技术和稳态实验来探究不同冲击间距比下,光滑靶板和微小 W 型肋靶板的传热和流动特性。

1 实验研究

1.1 实验测试装置

如图 1 所示,气流由变频风机抽入风洞,气流经过喷嘴流量计、丝网加热器之后会进入进气室。气体经过测试段后流入出气室,之后进入不锈钢稳压箱,最后从变频风机出口端流出。为了便于 3CCD(charge coupled device)相机的拍摄,不锈钢稳压箱位于测试段的左侧。实验测试段安装有 K 型铠装热电偶和测压管,用于测量温度和压力。如图 1 和图 2 所示,测试段前后各布置了 4 个测压点(P1~P4),相邻测压点间由连通的硅胶管连接,用于测量平均压力。实验测得的温度和压力信号由 NI(National Instruments)数据采集器捕获。

稳态实验和瞬态实验的气流加热方式不同,稳态实验采用冷气流射流冲击到热的靶板壁面,而瞬态实验采用热气流射流冲击到冷的靶板壁面。大功率电源连接的丝网加热器能在很短的时间内将空气由室温加热到 318.15 K 左右。瞬态

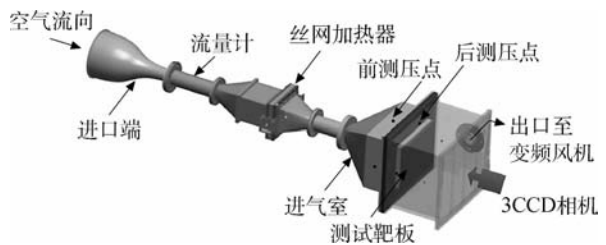


图 1 实验系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of experimental system

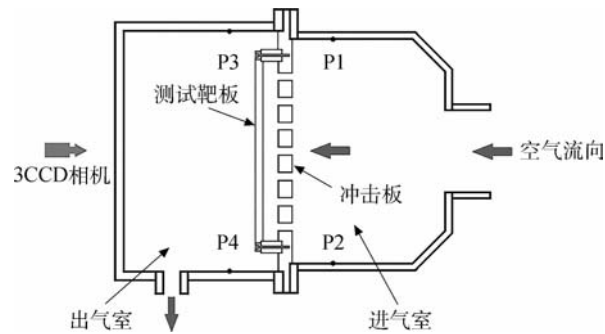


图 2 实验系统测试段剖面示意图

Fig. 2 Schematic diagram of test section cross of experimental system

实验需要在良好的黑室中进行,所以在实验过程中,测试段被专业的黑色遮光幕布所遮盖,内置稳定的拍摄光源。

1.2 稳态实验测试靶板

稳态实验所用的测试件为光滑靶板和微小 W 型肋靶板,其中微小 W 型肋靶板如图 3 和图 4 所示。实验所用的冲击板由有机玻璃制成,绝热性良好;靶板由纯铜制成,高导热率保证实验过程中靶板各处的温度基本一致。稳态实验的冲击板上布置了 3 排 6 列的冲击孔,冲击孔直径 $D_j=10\text{ mm}$,孔间距均为 $x/D_j=y/D_j=5$,微小 W 型肋的宽度和高度均为 1 mm 。冲击板与靶板间流通面积的尺寸为长 $l=300\text{ mm}$,宽 $w=150\text{ mm}$,冲击板与靶板间的间距 $H=15\text{ mm}$ 。实验研究中,基于冲击孔直径的雷诺数 Re 为 $15\ 000, 20\ 000, 25\ 000, 30\ 000, 35\ 000$ 和 $40\ 000$ 。

12 支同类型的 K 型热电偶安装于冲击孔正下方的靶板内,分别位于中间一排和侧边一排(由于对称只布置了一排),如图 3 中 TC6~TC17 所示。为了精确测量靶板表面的温度,热电偶尖端距靶板表面仅 0.4 mm ,热电偶与靶板之间的间隙用导热胶填充以减少接触热阻。射流入口温度由安装于冲击板中间一排冲击孔的中心位置的 6 支同类型的热电偶测得。一个定制的薄膜加热片紧贴于靶板背面,并与高精度的加热电源连接。在本次稳态实验中,不同 Re 条件下,要求热电偶测得靶板的表面温度稳定于 321.15 K 左右时,加热电源的加热功率为总加热量。散热损失为无吹风条件下,密封通道内靶板表面温度稳定于 321.15 K 左右时,加热电源的加热功率,即只考虑靶板与环境间的自然换热。稳态实验加热膜的总加热量减去散热损失即为靶板的换热量。

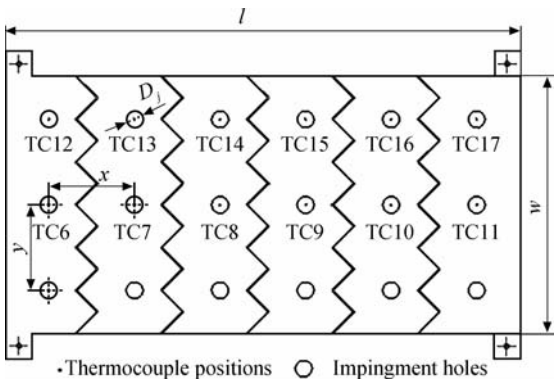


图 3 微小 W 型肋靶板示意图(稳态实验)

Fig. 3 Schematic diagram of micro-W-shaped rib roughened plate (steady experiment)



图 4 微小 W 型肋靶板实物图(稳态实验)

Fig. 4 Photo of micro-W-shaped rib roughened plate (steady experiment)

1.3 瞬态实验测试靶板

瞬态实验采用热色液晶(TLC)测试技术,测试件也分为光滑靶板和微小 W 型肋靶板,其中微小 W 型肋靶板如图 5 所示。实验所用的冲击板和靶板均由有机玻璃制成,绝热性和透明性良好。瞬态实验的冲击板上布置了 5 排 7 列的冲击孔,冲击孔直径 D_j 为 10 mm ,孔间距均为 $X/D_j=Y/D_j=5$,微小 W 型肋的宽度和高度均为 1 mm 。

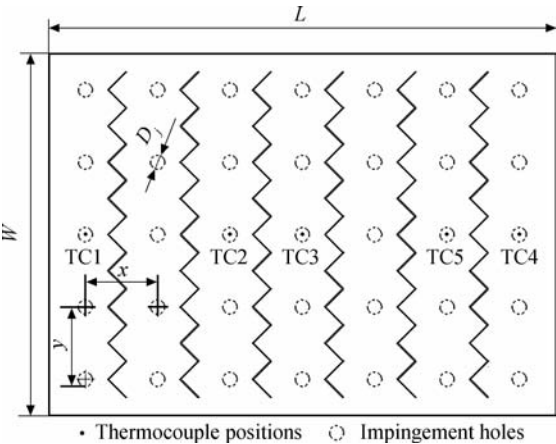


图 5 微小 W 型肋靶板靶板示意图(TLC)

Fig. 5 Schematic diagram of micro-W-shaped rib roughened plate(TLC)

冲击板与靶板间流通面积的尺寸为长 $L=350$ mm, 宽 $W=250$ mm, 冲击板与靶板间的间距 $H=15, 30, 50$ mm。实验研究中, 基于冲击孔直径的雷诺数 Re 为 15 000, 20 000, 25 000 和 30 000。5 支同类型的 K 型热电偶安装于冲击板中间一排冲击孔的中心位置, 如图 5 中 TC1~TC5 所示, 以便对进入测试通道内的气流温度进行测量。微小 W 型肋的实物细节图如图 6 所示, 靶板表面喷涂有 SPN100/R35C1W 热色液晶和黑漆。



图 6 微小 W 型肋实物细节图(TLC)

Fig. 6 Detail photo of actual micro-W-shaped rib (TLC)

2 实验数据处理

2.1 稳态实验数据处理

雷诺数以冲击孔直径为特征长度定义

$$Re = \frac{\rho_{\text{air}} V D_j}{\mu_{\text{air}}} \quad (1)$$

式中的 V 是根据通道入口质量流量算出的单个冲击孔出口处的平均速度; ρ_{air} , μ_{air} 分别为空气的密度和动力黏度。

靶板表面的平均传热系数由如下关系定义:

$$h_s = \frac{Q - Q_{\text{loss}}}{A(T_s - T_f)} \quad (2)$$

式中 Q 是测试件底部加热膜的总加热量, Q_{loss} 是稳态实验中测得的散热损失, A 是测试件在加热面上的投影面积, T_s 是 12 支热电偶测得的测试件壁面的平均温度, T_f 是冲击射流入口温度。

由式(2)得出的平均传热系数 h_s 以及气流的导热系数 λ 可得到稳态实验的努塞尔数为

$$Nu_s = \frac{h_s D_j}{\lambda} \quad (3)$$

2.2 瞬态实验数据处理

采用一维热色液晶传热测量技术要求靶板厚度或是局部曲率半径远大于加热脉冲对靶板的穿透深度, 即 $\delta \gg 4\sqrt{at}$, δ 为靶板厚度, t 为加热时间, 一般为 $60\text{ s} < t < 90\text{ s}$ 。实验件中有有机玻璃的热扩散率 $\alpha = 1.091 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$, 所以测试靶板的

厚度至少要大于 12.5 mm。本次实验靶板厚度为 20 mm, 满足一维导热的半无限大固体条件。

一维热传导方程式为

$$k \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \rho c \frac{\partial T}{\partial t} \quad (4)$$

式中 k , ρ 和 c 分别是固体靶板的热导率、密度以及比热容。 T 是固体靶板表面温度。

边界条件为

$$\begin{aligned} t = 0\text{ s}, \quad T &= T_0 \\ z = 0\text{ m}, \quad -k \frac{\partial T}{\partial z} &= h(T_w - T_b) \\ z \rightarrow \infty, \quad T &= T_0 \end{aligned} \quad (5)$$

式中 T_0 是初始时刻的壁面温度, T_w 是局部的壁面温度, T_b 是气流温度。该方程为抛物型一维齐次偏微分方程, 用傅里叶变换法可得解为

$$\frac{T_w - T_0}{T_b - T_0} = 1 - \exp\left(h^2 \frac{t}{k\rho c}\right) \text{erfc}\left(h \sqrt{\frac{t}{k\rho c}}\right) \quad (6)$$

式中 T_w 和 t 的变化关系可通过数据采集设备获得, 从而可求得传热系数 h 。

式(6)只在流体温度为理想阶跃时成立, 而在实际中, 严格的阶跃变化很难实现, 流体温度仍然是一个随时间变化的量。本文将气流温度分割为若干小段, 每个小段的气流温度可视为阶跃变化, 然后通过 Duhamel 原理将方程简化为

$$\begin{aligned} T_w - T_0 &= \sum_{i=1}^N \left\{ 1 - \exp\left[h^2 \frac{(t - t_i)}{k\rho c}\right] \right\} \times \\ &\quad \text{erfc}\left[h \sqrt{\frac{(t - t_i)}{k\rho c}}\right] (T_{b,i} - T_{b,i-1}) \end{aligned} \quad (7)$$

离散过后, 对温度和时间数据进行相应的迭代处理就可获得传热系数场。

局部努塞尔数 Nu 定义为

$$Nu = \frac{h D_j}{\lambda} \quad (8)$$

式中 h 为式(7)通过迭代处理得出的传热系数; λ 为气流的导热系数。 Nu 为式(8)获得的局部努塞尔数场的平均值。

无量纲压力损失系数定义为

$$C_l = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho_{\text{air}} \cdot U_{\text{in}}^2} \quad (9)$$

式中 Δp 为测试段进出口的静压差, ρ_{air} 和 U_{in} 分别为空气的密度和冲击射流的入口速度。

2.3 误差分析

本文参考 Kline 和 McClintock^[16] 的误差分析方法对实验结果进行误差分析。流量计测得流

量的相对误差范围为±2.0%，压差变送器测得压力损失的相对误差范围为±2.5%，Omega 热电偶测得的温度误差范围为±0.2℃。实验件靶板的加工误差为0.1%，空气和有机玻璃的热物理性质参数相对误差范围为±0.8%，其中有机玻璃的热导率误差范围为±0.01 W/(m·K)。此外，根据 Xing 等^[12]和 Kingsley-Rowe 等^[17]的文章可知，由靶板横向导热带来的不确定度要小于2.0%。因此，两类实验得到的雷诺数的不确定度范围为±3%，稳态实验得到的努塞尔数的不确定度范围为±4%，瞬态实验得到的努塞尔数的不确定度范围为±6.5%。

3 实验结果及分析

图 7 显示了不同冲击间距比 H/D 下，光滑靶板的稳态实验与瞬态实验获得的平均努塞尔数 $\overline{Nu}$ 与文献[9-12]数据的对比。稳态实验的 $H/D=1.5$ ，瞬态实验的 H/D 分别为 1.5, 3 和 5。从图中可以看出，本实验获得的平均努塞尔数与文献结果偏差较小，偏差原因是由于冲击间距比 H/D 和实验的几何结构不同造成的，但平均努塞尔数随雷诺数 Re 的变化趋势是一致的，均随雷诺数的增加而线性增加。对比 $H/D=3$ 时，本文获得的和 Xing 等^[12]获得瞬态实验结果发现，当 $Re=15\,000$ 时，本文获得的平均努塞尔数比 Xing 等^[12]获得的结果高出 1.28%；而当 $Re=25\,000$ 时，本文获得的平均努塞尔数比 Xing^[12]获得的结果高出 3.78%，由此可见瞬态实验结果与文献[9-12]数据相吻合，结果较为理想。值得注意的是， $H/D=1.5$ 时，稳态实验获得的平均努塞尔数要比瞬态实验获得的努塞尔数平均高出 6.7%，这样

的差别是合理的，稳态实验数据与瞬态实验数据相互验证，说明本实验结果可靠准确。

由于瞬态实验获得的数据较多，本文选取了冲击间距比 $H/D=1.5$ ， $Re=15\,000$ 和 $30\,000$ 条件下获得实验结果作为具体分析对象，其他间距比或是雷诺数的结果将在平均传热性能及压力损失中阐明。图 8 显示了 $H/D=1.5$ ， $Re=30\,000$ 条件下微小 W 型肋靶板表面液晶的变色过程，射流出口方向如箭头所示。在实验初期，最先开始变色的区域为中间射流孔的驻点区域以及 W 型肋板区域。随实验继续，两侧射流孔及 W 型肋后端的平板区域也开始变色。事实上，液晶最先变色的区域恰恰是局部传热系数最高的区域，换热能力较差的区域往往难以变色。这一变色过程表明射流驻点区域及 W 型肋板区域的局部换热性能最好。图 9 显示了 $H/D=1.5$ ， $Re=30\,000$ 条

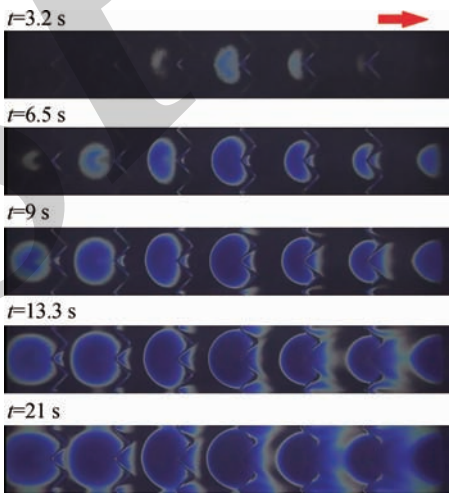


图 8 $Re=30\,000$ 时，瞬态实验获得的微小 W 型肋靶板热色液晶图像 ($H/D=1.5$)

Fig. 8 TLC image of micro-W-shaped ribs plate obtained from transient experiment at $Re=30\,000$ ($H/D=1.5$)

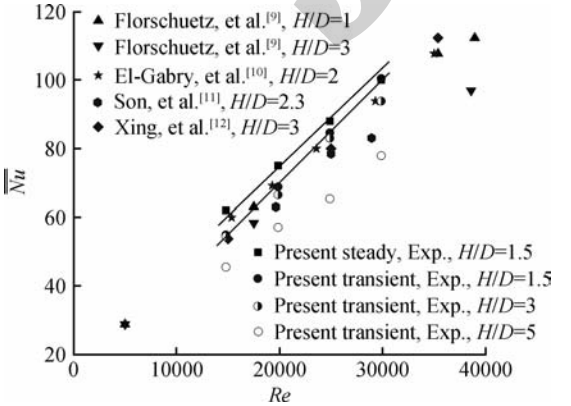


图 7 光滑靶板平均努塞尔数与文献[9-12]数据的比较

Fig. 7 Comparisons of averaged Nusselt number on the flat plate between present experimental data and Ref. [9-12] data

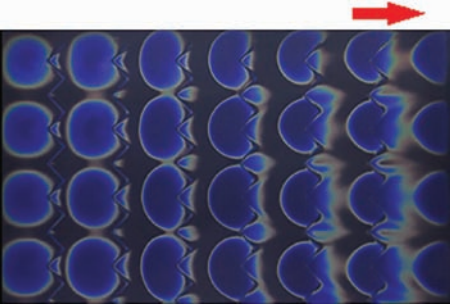


图 9 $Re=30\,000$ 时，瞬态实验获得的微小 W 型肋靶板横向热色液晶图像 ($H/D=1.5$)

Fig. 9 Spanwise TLC image of micro-W-shaped ribs plate obtained from transient experiment at $Re=30\,000$ ($H/D=1.5$)

件下微小 W 型肋靶板横向上的液晶图像。从图中可以看出,横向上的冲击射流比较均匀。

图 10 和图 11 分别显示了,冲击间距比 $H/D=1.5$, $Re=15\,000$ 和 $30\,000$ 的条件下,瞬态实验获得光滑靶板和微小 W 型肋靶板的局部努塞尔数分布云图。由于微小 W 型肋的侧面和顶面之间存在热交换,所以不能把 W 型肋看做是一维问题,但其余的光滑靶板部分仍是一维表面,满足上述式(6)。因此,在编程处理时,选择将 W 型肋所在区域留白,仅研究剩余光滑靶板表面的换热性能。

由图 10 和 11 可知,冲击的驻点圆斑拥有很大的努塞尔数,换热能力非常强;圆斑以外的壁面流区努塞尔数较小,换热能力较差。当射流通过射流孔冲击到靶板表面时,驻点区内的边界层极薄,因此传热系数很高;在远离驻点区的壁面流区,边界层会逐渐的发展起来,热能力被削弱。此外,各个射流孔产生的冲击圆斑也存在明显的差异,换热较强区域集中在第 2 个到第 5 个射流孔孔区域,其中第 4 个射流孔处的冲击圆斑最大,换热能力最强,这一点从图 8 中也可以看出。冲击圆斑的差异是由各射流孔流量分配不均导致的,进气室形状(如图 1 和图 2 所示)是导致射流孔流量分配不均的主要原因。本次测试选取单一的出口条件,即最大横流条件,导致从中间第 4 个射流孔开始,下游的圆斑都渐渐呈“月牙形”,横流现象比较明显。

对比相同 Re 下光滑靶板和微小 W 型肋靶板 Nu 云图可以发现,微小 W 型肋靶板上的冲击圆斑与光滑靶板的结果比较类似。由此可见,微小 W 型肋并不会显著地影响核心射流区域内流体的流动,因为微小 W 型肋布置在相邻冲击孔之间的中心区域。来流越过 W 型肋能在其后端形成高速的涡流,该涡流能够与整体横流及两射流孔之间的壁面流、喷泉流相互作用,从而提高该区域的局部换热性能^[14,18]。在第 4 个冲击孔下游区域,即圆斑呈“月牙形”区域,由于临近出口,横流比较强,横流与微小 W 型肋形成的涡流间的相互作用得到了增强,使得该区域微小 W 型肋引起的强化换热效果得到了增强。此外,微小 W 型肋还起到了破坏壁面流区边界层的作用,也间接增强了换热。

图 12 为 $H/D=1.5$ 时,瞬态实验获得的光滑靶板和微小 W 型肋靶板在 $Re=30\,000$ 下的横向平均努塞尔数 $\overline{Nu}$ 。从图中可以看出,两种靶板的横向平均努塞尔数均呈现先增大后减小的形态,局部峰值在第 4 个冲击孔达到最大,之后波峰迅速降低,最终趋于平缓。两种靶板结构前三个

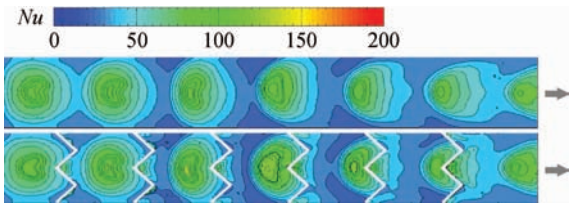


图 10 $Re=15\,000$ 时,光滑靶板与微小 W 型肋靶板局部努塞尔数分布 ($H/D=1.5$)
Fig. 10 Local nusselt number contours on the flat plate and micro-W-shaped ribs roughened plate at $Re=15\,000$ ($H/D=1.5$)

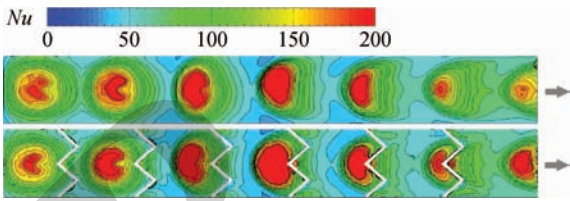


图 11 $Re=30\,000$ 时,光滑靶板与微小 W 型肋靶板局部努塞尔数分布 ($H/D=1.5$)
Fig. 11 Local nusselt number contours on the flat plate and micro-W-shaped ribs roughened plate at $Re=30\,000$ ($H/D=1.5$)

波峰波谷曲线几乎重合,仅仅在波峰处,微小 W 型肋靶板的峰值略高于光滑靶板。但在第 4 个波峰之后,微小 W 型肋靶板的横向平均努塞尔数 $\overline{Nu}$ 要高于光滑靶板。

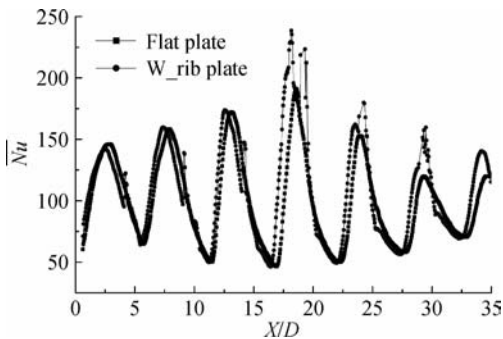


图 12 $Re=30\,000$ 时,光滑靶板和微小 W 型肋靶板横向平均努塞尔数
Fig. 12 Spanwise averaged Nusselt numbers on the flat plate and micro-W-shaped ribs roughened plate at $Re=30\,000$

图 13 为不同冲击间距比 ($H/D=1.5, 3$ 和 5) 时,瞬态实验获得的光滑靶板和微小 W 型肋靶板在 $Re=15\,000\sim30\,000$ 下的平均努塞尔数 $\overline{Nu}$ 。从图中可以看出,两种靶板的平均努塞尔数随 Re 的增加而增加,随冲击间距比 H/D 的增加而减小。对于光滑靶板来讲,以冲击间距比 $H/D=1.5$ 的平均努塞尔数为基准, $H/D=3$ 和 $H/D=5$ 时的平均努塞尔数分别下降了 4% 和 21%。

对于微小 W 型肋靶板,在 $H/D=1.5$ 时,微小 W 型肋靶板的平均努塞尔数要比光滑靶板高出 $5.1\%\sim 7.3\%$ 。但在 $H/D=3$ 和 5 时,微小 W 型肋靶板的平均努塞尔数仅仅略高于光滑靶板,分别有 $0.8\%\sim 3.5\%$ 和 $0.8\%\sim 3.0\%$ 的提高。由此可见,采用微小 W 型肋只有在 $H/D=1.5$ 的窄空间冲击传热条件下有较明显的强化传热效果。当 $H/D>3$ 时,强化传热效果不明显。

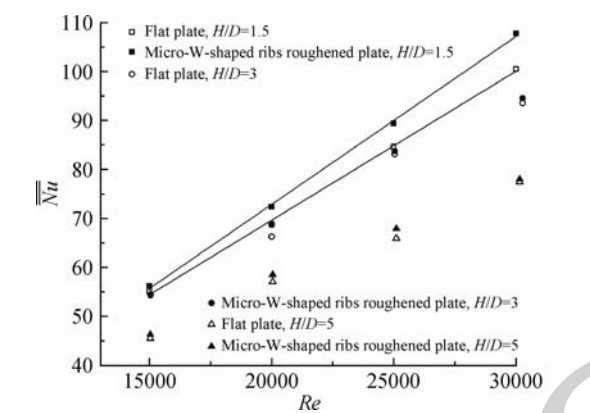


图 13 光滑靶板和微小 W 型肋靶板上不同冲击间距比时的平均努塞尔数

Fig. 13 Averaged Nusselt number on flat plate and micro-W-shaped ribs roughened plate at various impingement spacing ratios

对于多孔等边射流结构($X/D=Y/D=S/D$), Weigand 和 Spring^[3]总结了平均努塞尔数 $\overline{Nu}$ 与雷诺数 Re 、冲击间距比 H/D 、孔间距比 S/D 的关系式

$$\overline{Nu} = \phi Re^m Pr^n (H/D)^a (S/D)^b \quad (10)$$

其中普朗特数的指数 n 一般取 $1/3$, $Pr=0.7$ 。由于本文所有结构孔间距比($X/D=Y/D$)均为 5 ,故式(10)可改写为

$$\overline{Nu} = \eta Re^m Pr^{1/3} (H/D)^a \quad (11)$$

通过计算可得 m 近似等于 0.8 ,获得经验关系式如下:

$$\overline{Nu} = \eta Re^{0.8} Pr^{1/3} (H/D)^a \quad (12)$$

其中 η 和 a 的取值及适用条件如表 1 所示,所有经验关系式与实验值的偏差最大值为 4% 。

表 1 经验关系式参数		
Table 1 Parameters of empirical correlations		
适用条件	η	a
$H/D=1.5$,微小 W 型肋板	0.0167	1.49
$H/D=1.5$,光滑板	0.017	1.31
$H/D=3$,光滑板和微小 W 型肋板	0.017	0.43
$H/D=5$,光滑板和微小 W 型肋板	0.019	0.12

图 14 为 $H/D=1.5$ 时,稳态实验获得的光滑靶板和微小 W 型肋靶板在 $Re=15000\sim 40000$ 下的平均努塞尔数 $\overline{Nu}$ 。稳态实验结果表明,在 $H/D=1.5$ 时,微小 W 型肋靶板的平均努塞尔数比光滑平板要高 $5.6\%\sim 8.3\%$,这充分验证了瞬态实验中的发现。

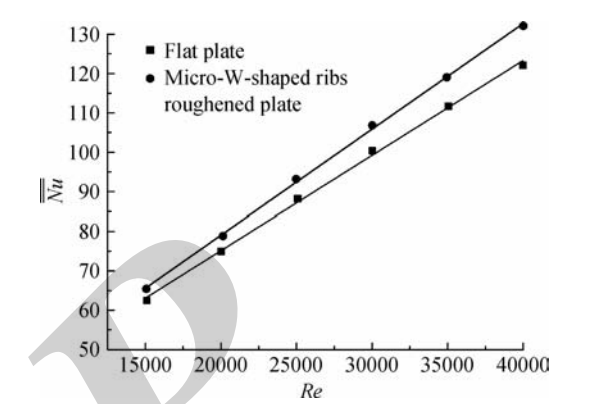


图 14 光滑靶板和微小 W 型肋靶板上 $H/D=1.5$ 时的平均努塞尔数(稳态实验)

Fig. 14 Averaged Nusselt number on flat plate and micro-W-shaped ribs roughened plate at $H/D=1.5$ (steady experiment)

图 15 为瞬态实验获得的光滑靶板不同冲击间距比时的压力损失 Δp 。实验结果表明,光滑靶板的压力损失随雷诺数 Re 的增加而增加,随冲击间距比 H/D 的增加而减小。微小 W 型肋靶板的压力损失也有相同的结论。图 16 展示了两种靶板的压力损失对比图,图中 C_{1_rough} 为微小 W 型肋靶板冲击冷却压力损失, C_{1_flat} 为光滑靶板冲击冷却压力损失。从图中可以看出,当 $H/D=1.5$,微小 W 型肋靶板的压力损失系数平均下来仅相当于光滑靶板的 1.02 倍,几乎可以忽略不计。其他间距比下也得到了类似的结论。

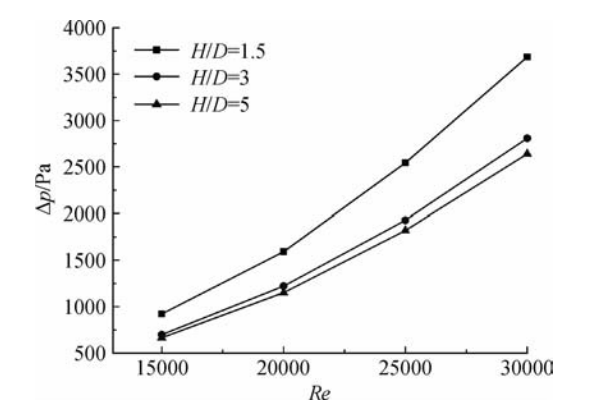


图 15 光滑靶板压力损失

Fig. 15 Pressure loss on the flat plate

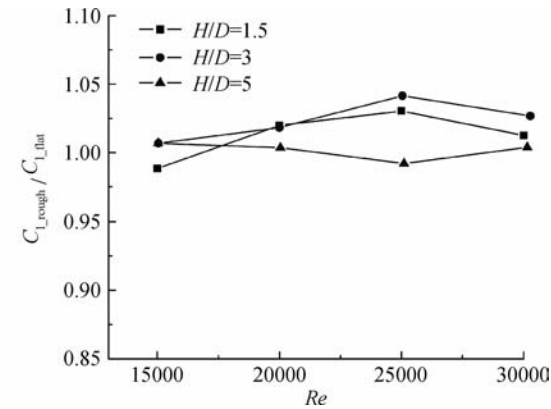


图 16 两种靶板压力损失对比

Fig. 16 Comparisons of pressure loss on two plates

4 结 论

本文对不同间距比下,光滑靶板和微小 W 型肋靶板上的射流冲击冷却开展了稳态实验和热色液晶传热实验研究,获得了靶板表面高精度的传热努塞尔数和压力损失,并对此做了详细地分析,得到了以下结论:

1) 来流越过微小 W 型肋能在其后端形成高速的涡流,该涡流能够与整体横流及两射流孔之间的壁面流、喷泉流相互作用,从而提高该区域的局部换热性能。在横流较强区域,微小 W 型肋引起的强化传热效果会得到增强。

2) 对于同一种冲击冷却结构,平均努塞尔数 $\overline{Nu}$ 和压力损失均随 Re 的增加而增加,随冲击间距比 H/D 的增加而减小。

3) 当冲击间距比 $H/D=1.5$, $Re=15\,000\sim 30\,000$ 时,微小 W 型肋靶板的平均努塞尔数 $\overline{Nu}$ 要比光滑靶板高 5.1%~7.3%,平均压力损失系数与光滑靶板冲击冷却几乎相同。

4) 本文总结的光滑靶板和微小 W 型肋靶板的经验关系式为 $\overline{Nu} = \eta Re^{0.8} Pr^{1/3} (H/D)^a$ 。

5) 采用微小 W 型肋只有在 $H/D<3$ 的窄空间冲击传热条件下有较明显的强化传热效果。

参考文献:

[1] MARTIN H. Heat and mass transfer between impinging gas jets and solid surfaces[J]. Advance in Heat Transfer, 1977,13(1):1-60.
[2] HAN B, GOLDSTEIN R J. Jet-impingement heat transfer in gas turbine systems[J]. Annals of the New York Academy of Sciences, 2001,934(1):147-161.
[3] WEIGAND B, SPRING S. Multiple jet impingement[R]. Antalya, Turkey: International Symposium on Heat Transfer in Gas Turbine Systems, 2009.

[4] LEE D H, SONG J, JO M C. The effects of nozzle diameter on impinging jet heat transfer and fluid flow[J]. Journal of Heat Transfer, 2004,126(1):554-557.
[5] FLORSCHUETZ L, TRUMAN C, METZGER D. Stream-wise flow and heat transfer distributions for jet array impingement with crossflow[J]. Journal of Heat Transfer, 1981,103(1):337-342.
[6] KATTI V, PRABHU S V. Influence of spanwise pitch on local heat transfer distribution for in-line arrays of circular jets with spent air flow in two opposite directions[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2008,33(1):84-95.
[7] HOLLWORTH B R, BERRY R D. Heat transfer from arrays of impinging jets with large jet-to-jet spacing[J]. Journal of Heat Transfer, 1987,100(2):352-357.
[8] SPARROW E M, LOVELL B J. Heat transfer characteristics of an obliquely impinging circular jet[J]. Journal of Heat Transfer, 1980,102(2):202-209.
[9] FLORSCHUETZ L W, SU C C. Effects of crossflow temperature on heat transfer within an array of impinging jets[J]. Journal of Heat Transfer, 1987,109(1):74-82.
[10] EL-GABRY L A, KAMINSKI D A. Experimental investigation of local heat transfer distribution on smooth and roughened surfaces under an array of angled impinging jets[J]. Journal of Turbomachinery, 2005,127(3):532-544.
[11] SON C, DAILEY G, IRELAND P, et al. An investigation of the application of roughness elements to enhance heat transfer in an impingement cooling system[R]. ASME Paper GT2005-68504, 2005.
[12] XING Y, SPRING S, WEIGAND B. Experimental and numerical investigation of impingement heat transfer on a flat and micro-rib roughened plate with different crossflow schemes[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2011,50(7):1293-1307.
[13] TANDA G. Heat transfer in rectangular channels with transverse and V-shaped broken ribs[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2004,47(2):229-243.
[14] MAURER M, VON WOLFERSDORF J, GRITSCH M. An experimental and numerical study of heat transfer and pressure losses of V- and W-shaped ribs at high Reynolds numbers[R]. ASME Paper GT2007-27167, 2007.
[15] MAURER M, VON WOLFERSDORF J, GRITSCH M. An experimental and numerical study of heat transfer and pressure loss in a rectangular channel with V-shaped ribs[J]. Journal of Turbomachinery, 2007,129(4):800-808.
[16] KLINE S J, MCCLINTOCK F A. Describing uncertainties in single-sample experiments[J]. Mechanical Engineering, 1953,75(1):3-8.
[17] KINGSLEY-ROWE J R, LOCK G D, OWEN M. Transient heat transfer measurements using thermochromic liquid crystal: lateral-conduction error[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2005,26(2):256-263.
[18] HAGARI T, ISHIDA K, ODA T, et al. Heat transfer and pressure losses of W-shaped small ribs at high Reynolds numbers for combustor liner[J]. Journal of Engineering for Gas Turbine Power, 2011,133(9):091901.1-091901.8.