

具有针肋的狭窄空间冲击冷却 实验和数值计算

饶宇, 万超一, 陈鹏

(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: 对具有全高度针肋扰流的狭窄空间冲击冷却进行了实验和数值计算, 并与平板靶板冲击冷却传热性能进行了对比分析. 射流冲击雷诺数范围为 15 000~30 000. 实验采用瞬态液晶热像技术获得了冲击靶板上详细的传热分布, 并通过数值计算获得了冲击冷却系统中的流场和传热特征. 实验研究表明: 狭窄空间冲击冷却中的针肋靶板端壁上的平均传热性能比平板靶板提高约 7.0%, 压力损失提高约 17.9%, 并且针肋改善了靶板端壁上传热均匀性. 另一方面, 数值计算分析表明近壁面射流以及空间中的上洗涡流与针肋表面发生强烈相互作用, 并且针肋显著地增加了换热面积, 因此具有针肋扰流的冲击冷却系统具有显著增强的总体传热性能, 比平板冲击冷却提高约 27.0%.

关 键 词: 冲击冷却; 针肋; 瞬态液晶热像; 传热; 燃气轮机

中图分类号: V232.4; TK124

文献标志码: A

Experiment and numerical computation of impingement cooling in narrow space with pin fins

RAO Yu, WAN Chao-yi, CHEN Peng

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

Abstract: Experimental and numerical computation were conducted on impingement cooling in a narrow space with full-height pin fins turbulent flow, and the performance comparisons were made with another impingement cooling on the flat target plate under maximum cross flow scheme. The jet Reynolds number ranges from 15 000 to 30 000. Transient liquid crystal thermography method was used in the experiments to obtain the detailed impingement heat transfer distribution on the endwall of the target plates, and numerical computation was done to examine the flow structure and heat transfer characteristics in the impingement cooling systems. Experimental study shows that the pin-fin can slightly improve the average heat transfer characteristics on the endwall of the target plate by about 7.0%, and increase the pressure loss by about 17.9%. It is also found that heat transfer uniformity is also improved on the endwall of the target plate with pin fin. On the other hand, numerical computations still show that the wall jets and the upwashing vortex in the space strongly interact with the pin fins, and the pin fins appreciably increase the heat transfer area, therefore the impingement cooling system with pin fins has significantly improved the total heat transfer performance by about 27.0% compared with the impingement with the flat plate.

收稿日期: 2014-11-02

基金项目: 国家自然科学基金(51176111); 上海交通大学燃气轮机研究院项目

作者简介: 饶宇(1978—), 男, 江西东乡人, 教授、博士生导师, 博士, 主要从事燃气轮机/航空发动机传热与冷却技术研究.

Key words: impingement cooling; pin fin; transient liquid crystal thermography; heat transfer; gas turbine

为了提高燃气轮机热效率,涡轮入口燃气温度不断提高,迫切需要发展更加高效的燃气轮机涡轮叶片以及燃烧室内冷却技术^[1].射流冲击作为强化局部传热最有效的方法一直受到研究人员的广泛关注.

为获得更高的传热性能以及更均匀的传热分布,研究人员深入开展冲击冷却技术研究,为燃气轮机高温部件提供了更好的冷却. Martin^[2], Han 和 Goldstein^[3]以及 Weigand 和 Spring^[4]对冲击冷却进行了研究和分析,表明冲击冷却受许多不同的参数影响,如射流雷诺数、冲击板与靶板间距、射流孔间距等. Metzger 等^[5]以及 Florschuetz 等^[6]研究了射流孔布置以及冲击板间距对冲击传热的影响. 研究表明,最优的冲击板间距是射流孔直径的1~3倍. Xing 等^[7]研究了具有顺排和差排两种射流孔配置的冲击冷却传热性能. 发现不管在何种横流方向条件下,顺排射流孔布置总比差排射流孔布置获得更高的冲击传热性能.

最近,越来越多的研究兴趣聚焦在粗糙壁面上的冲击冷却研究^[8-12]. Son 等^[9]进行了具有粗糙元(圆形针肋、菱形针肋以及六角形边缘)的表面增强冲击传热性能的实验研究,研究结果表明六角形边缘粗糙元提升总体传热性能达12%,流阻增加6.7%. 万超一等^[10]采用具有微小针肋的粗糙靶板显著提高了冲击冷却总体传热性能.

燃气轮机涡轮叶片冷却技术的最新进展是双层壁冷却技术^[13],其能够为叶片表面提供超强冷却性能. 双层壁冷却的技术特征在于,在狭窄的冷却通道内结合了具有全高度针肋的冲击冷却系

统,因此这种冲击冷却系统中的流动与传热特征明显不同于以往的、仅在靶板表面采用低高度粗糙元的冲击冷却. 因此在本文研究中,开展了狭窄空间平板表面以及具有全高度针肋的表面冲击冷却实验和数值计算研究,获得了具有全高度针肋扰流条件下冲击冷却详细的传热以及流场特征.

1 实验装置与原理

1.1 实验装置

图1和图2是冲击冷却实验装置示意图,包括风洞、涡街流量计、稳压箱、变频风机、加热器、压力和温度测量系统以及一套液晶热像测试系统. 其中大功率丝网加热器为实验室自主设计,可将室温气流1s之内加热至323 K以上并维持稳定1~2 min. 加热后的气流进入冲击冷却测试通道,然后排出至出口稳压箱,并最后由风机抽走. 图中 p_1 和 p_2 分别为测试段的前测压点,用于测量入口稳压箱的平均静压;而 p_3 和 p_4 分别为测试段的后测压点,用于测量出口稳压箱的平均静压.

实验测试了两件靶板:光滑的平板靶板和带针肋的靶板,分别示于图3和图4中. 实验中冲击孔板厚为15 mm,布置有5行7列、直径 $D=10$ mm 的冲击孔,冲击孔间距比为 $x/D=y/D=5$; 冲击冷却通道长 $L=350$ mm,宽 $W=250$ mm. 冲击板与靶板都用有机玻璃板加工而成,冲击板与靶板间距与射流孔直径之比 $H/D=1.5$. 实验中的冷却通道一边出流,即最大横流工况. 基于射流孔直径和射流速度的雷诺数为15 000, 20 000, 25 000和30 000. 在冲击板中间一排7个射流孔内

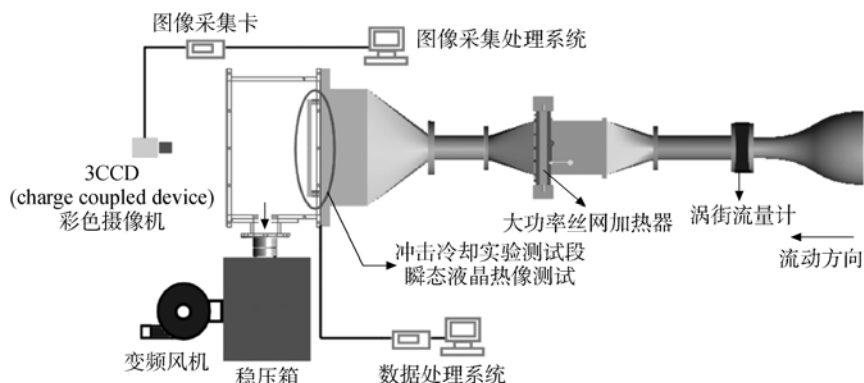


图1 冲击对流冷却流动传热实验系统示意图

Fig. 1 Schematic of flow and heat transfer experimental system of impingement cooling

分别各布置有1只铠装K型微小热电偶(直径为0.5 mm)以测量射流温度作为参考温度,安装位置显示于图3中TC1~TC7,图中 D_j 为冲击孔直径.实验前测试件表面先均匀喷涂厚度约20 μm 的热敏液晶,再喷涂黑漆(如图3所示),这样使得液晶工作时颜色鲜亮.靶板正反表面各布置了一只热电偶,用以检测壁面温度.实验中靶板表面液晶颜色的变化通过外部一台3CCD彩色摄像机(SONY DXC-990P)获得.气流温度和压力信号通过Labview数据采集系统获得.此外实验室设计了一套由电信号触发的回路以保证视频采集获得的靶板上的图像与Labview获得的来流温度在时间上同步.

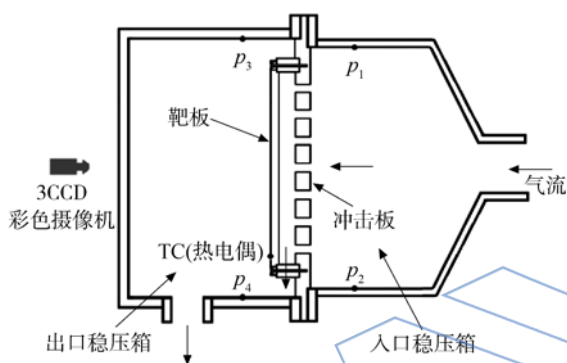


图2 实验测试段剖面示意图

Fig. 2 Schematic of impingement experimental section

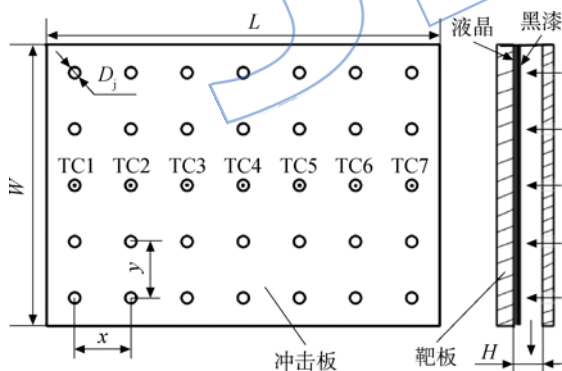


图3 平板冲击测试件结构示意图

Fig. 3 Schematic of impingement system with flat plate

图4显示了带针肋的结构化靶板上针肋和射流孔的相对位置.针肋直径 $D_p = 10\text{ mm}$,与射流孔直径一致,并且射流孔位置投影在针肋之间.针肋纵向和横向间距比为 $P_x/D_p = 5$ 以及 $P_y/D_p = 2.5$.针肋靶板浸润面积比平板靶板增加26%,针肋靶板的厚度与平板靶板厚度相同,均为20 mm.

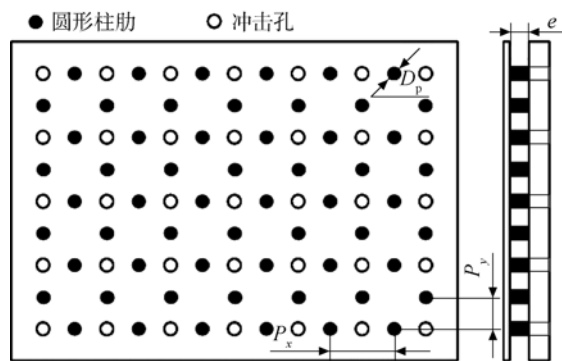


图4 带针肋的结构化表面冲击冷却示意图

Fig. 4 Schematic of impingement cooling with pin fins

1.2 瞬态液晶热像传热测试技术

本实验采用瞬态液晶热像技术^[14]获得冲击冷却高分辨率的传热分布,实验使用LCR Hallcrest公司的SPN100 R35C1W窄带液晶.实验前对液晶进行了严格标定,获得标定温度与液晶颜色色调(Hue)之间的对应关系.冲击冷却实验靶板表面传热系数采用瞬态液晶热像传热测量技术获得.

根据半无限大傅里叶一维导热方程,壁面温度与表面传热系数遵循如下关系式:

$$\frac{T_w - T_0}{T_b - T_0} = 1 - \exp\left[h^2 \frac{t}{\kappa \rho c}\right] \cdot \operatorname{erfc}\left[h \sqrt{\frac{t}{\kappa \rho c}}\right] \quad (1)$$

式中 T_b 是射流温度; T_0 是有机玻璃板初始温度; T_w 是壁面温度; h 是壁面表面传热系数; t 是时间; κ , ρ 和 c 分别是固体的导热系数、密度和比热容.

由于式(1)只在 T_b 为理想阶跃时成立,而在实际实验中,气流温度严格地跃阶变化是难于实现;由于流体温度是一个随时间变化的变量,可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,因此可以通过Duhamel叠加原理将式(1)转换成

$$T_w - T_0 = \sum_{i=1}^N \left\{ 1 - \exp\left[h^2 \frac{t - t_i}{\kappa \rho c}\right] \cdot \operatorname{erfc}\left[h \sqrt{\frac{t - t_i}{\kappa \rho c}}\right] \right\} (T_{b,i} - T_{b,i-1}) \quad (2)$$

式(2)对于壁面上每一个像素位置都是成立的.在液晶热像视频信息中获得每一个时刻 t_i 对应的壁面温度 T_w ,并迭代求解式(2)可以获得每个像素位置处的表面传热系数.由于一维导热假设在针肋侧面不成立,所以实验数据处理只考虑靶板端壁表面的换热.关于靶板上针肋对冲击冷却系统

总体传热的影响将通过数值计算数据进行分析。

1.3 数据处理

局部努塞尔数 Nu_l 定义为

$$Nu_l = \frac{h_l D_i}{\kappa_{\text{air}}} \quad (3)$$

式中 h_l 是局部表面传热系数, κ_{air} 是空气的导热系数。在实验中,局部表面传热系数由瞬态液晶热像实验数据处理获得;而在数值计算中,局部表面传热系数 $h_l = \dot{q}_l / (T_w - T_r)$, 其中 $\dot{q}_l$ 是局部热流密度, T_w 和 T_r 分别是壁面温度和入口射流参考温度。压力损失 Δp 定义为进、出口稳压箱中的静压差。

1.4 误差分析

本文参考 Kline 和 McClintock^[15] 的误差分析方法对实验结果进行误差分析。传热努塞尔数的测量精度主要受热电偶和液晶温度测量精度、时间精度和有机玻璃物性误差影响。本次实验中温度测量精度为 $\pm 0.3 \text{ K}$, 有机玻璃热导率误差为 $\pm 0.01 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, 实验件尺度加工误差为 1.0% , 流量测量误差为 $\pm 2.0\%$, 压差测量误差为 $\pm 2.5\%$ 。依据 Kingsley-Rowe 等^[16] 的方法, 有机玻璃壁面横向导热造成的努塞尔数的误差低于 2% 。因此实验中雷诺数误差为 $\pm 3.0\%$, 压力损失误差为 $\pm 2.5\%$; 平均努塞尔数的误差为 $\pm 8.0\%$ 。

另一方面, 由瞬态液晶热像技术获得的靶板表面各位置局部努塞尔数不确定度随位置的变化而变化, 图 5 表示了 $Re=30\,000$ 时局部努塞尔数不确定度的分布。可以看出, 除了第 4 个射流下的驻点区域局部努塞尔数误差稍高, 其他区域局部努塞尔数误差范围为 $\pm 9.0\%$ 。

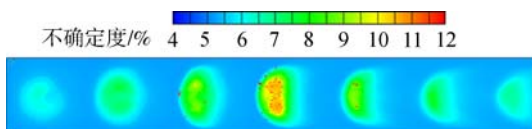


图 5 瞬态实验中局部努塞尔数测量不确定度

Fig. 5 Measurement uncertainties of the local Nusselt number

2 数值计算模型

本研究中冲击冷却流动与传热数值计算采用 ANSYS CFX 13.0。湍流模型采用 SST (shear stress transport) $k-\omega$ 模型, 由于其对于射流冲击流动和传热数值计算具有良好的适应性^[7,17-18]。计算域中的近壁流体区域采用增强壁面处理, 该

壁面处理方法要求近壁面流体首层网格节点无量纲与壁面距离 $y^+ < 2$ ^[18], 这可通过在壁面附近布置精细网格以实现黏性子层的流动传热特性的计算。数值计算中连续性方程、能量方程、动量方程、湍动能 k 方程以及湍流频率 ω (湍流时间尺度倒数) 均采用 2 阶迎风格式进行空间离散。计算中的速度、连续性方程、湍流项计算残差要求小于 10^{-4} , 能量残差小于 10^{-7} 。

数值计算区域按照实验模型建立并进行了如下简化: ①仅对流体进行模拟; ②忽略出口稳压箱, 并缩小了入口稳压箱尺寸; ③增加了流体出口延长段, 将出口边界远离冲击流动区域; ④本研究仅考虑最大横流情况, 因此计算只选取中间一排 7 个射流孔的模型进行计算, 并在模型横向两侧设置对称边界条件。图 6 表示的是该射流冲击数值计算模型和边界条件示意图。数值计算入口设定为质量流量边界, 所需流量由雷诺数决定, 入口气流温度为 302 K , 湍流度为 10% 。所有壁面都设为非滑移面。计算模型底部是靶板, 具有设定的壁面温度为 332 K , 其他壁面都设定为绝热壁面。模型出口设定为压力边界, 其数值根据实验结果确定。

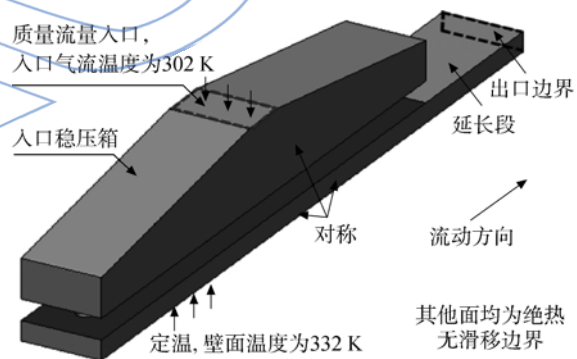
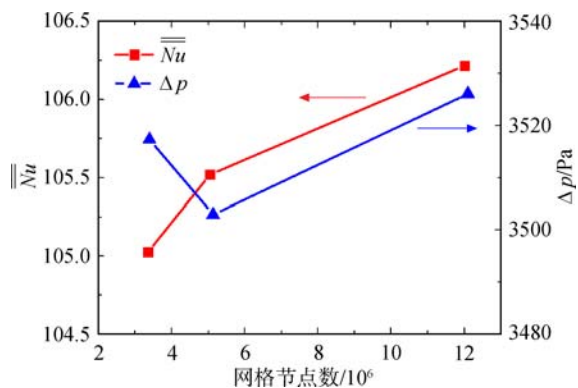


图 6 数值计算几何模型和边界条件示意图

Fig. 6 Schematic of geometrical model and boundary conditions for numerical computation

为开展数值计算网格无关性验证, 本研究对计算模型布置了 3 种不同密度的网格, 网格节点为 $2.5 \times 10^6 \sim 12.0 \times 10^6$ 。该计算网格由软件 ANSYS ICEM 生成, 均为结构化网格。图 7 表示了 $Re=30\,000$ 时平板靶板上的冲击冷却平均努塞尔数 $\overline{Nu}$ 以及压力损失 Δp , 可以看出随网格变化计算值变化都不明显, 并且由第 2 套网格 Grid 2 获得的 $\overline{Nu}$ 与实验数据偏差不超过 6.0% 。另一方面, 还对 Grid 2 相应的靶板表面横向 $\overline{Nu}$ 离散误差进行了 GCI (grid convergence index)^[19] 分析, 整体离散不确定度低于 6.0% , $\overline{Nu}$ 的 GCI 误

图7 $\overline{Nu}$ 和 Δp 随网格节点数的变化Fig. 7 Variation of $\overline{Nu}$ and Δp with the mesh nodes number

差小于1.3%,如图8所示.因此Grid 2网格方案用于本研究中的所有冲击冷却计算,如图9所示,主流区域总网格数约510万.

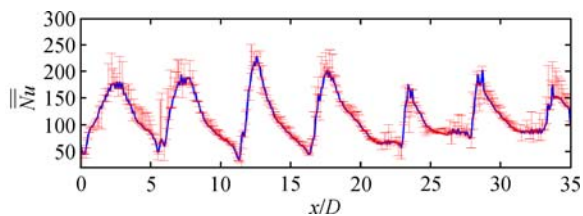


图8 平板靶板表面顺流平均努塞尔数GCI分布

Fig. 8 GCI distribution of spanwise averaged Nusselt number on the flat target plate

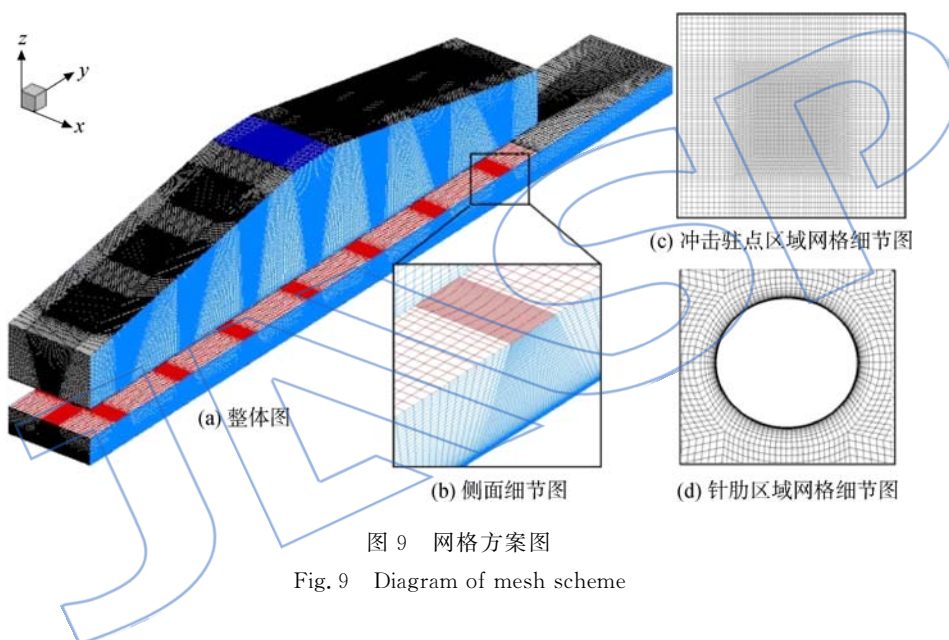


图9 网格方案图

Fig. 9 Diagram of mesh scheme

3 实验结果

图10表示的是本实验获得的平板冲击 $\overline{Nu}$ 结果与文献[11]数据比较,偏差在10%以内,验证了本实验结果是合理的,也验证本实验传热测试系统是可靠的.

图11表示的是雷诺数为30000时平板和针肋靶板端壁上的局部努塞尔数分布.可以看出,对于这两种雷诺数条件下两种靶板上的冲击传热特征相似.在射流驻点区域,传热很高但很快向周边降低.对这两件靶板在这两种雷诺数条件下,从上游向下游区域随着射流引起的横流增大,射流冲击传热先增加并在第4个射流驻点区域达到最大,然后随着横流进一步增强,射流发生偏移并且驻点区域传热降低.与平板表面上的射流冲击相比,对于上游第1至第4个射流,针肋靶板上的冲

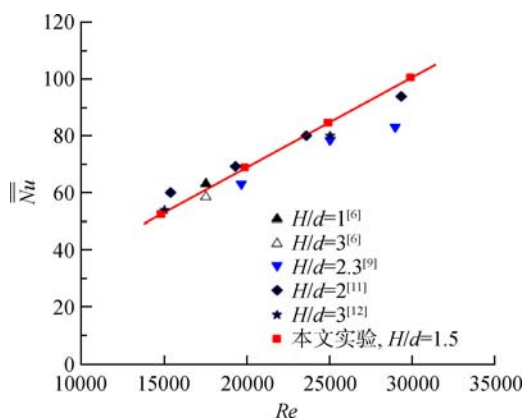


图10 冲击冷却传热实验结果与文献[11]数据比较

Fig. 10 Comparisons of impingement cooling and heat transfer experimental results with Ref. [11] data

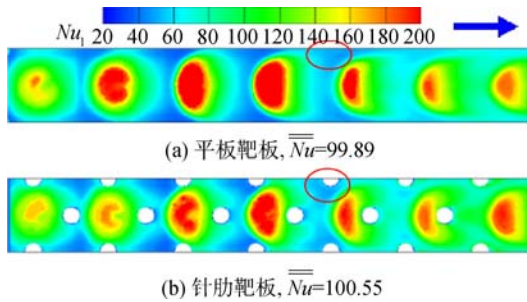


图 11 平板靶板和针肋靶板的局部努塞尔数比较
($Re=30\,000$)

Fig. 11 Comparisons of the local Nusselt number on the flat target plate and the target plate with pin fins
($Re=30\,000$)

击驻点区域传热明显降低,这主要是由于冲击空间中的针肋阵列引起了较大的压力损失因而上游的这些射流流量减少引起;而对于下游第 5 至第 7 个射流,针肋靶板上冲击驻点区传热和平板靶板基本相同。

另一方面,平板靶板上射流冲击的对角区域(图中圆圈区域)通常存在低传热性能,但是发现在针肋靶板上这些区域的传热性能较平板靶板明显提高了。很显然壁面射流以及横流与针肋发生了相互作用,在这些区域产生更强的湍流掺混。针肋阻挡了横流,也改变了横流流动路径,这样的流动扰动有利于强化这些端壁区域的传热性能。因此针肋靶板比平板靶板明显获得了更加均匀的冲击传热性能。由于实验中针肋上的传热并不能满足一维半无限大壁面导热假设条件,因此针肋表面上的传热数据无法通过瞬态液晶热像实验可靠地获得,这些数据将通过数值计算进行分析。

图 12 表示了平板靶板和针肋靶板端壁上的平均努塞尔数的比较,可以看出针肋靶板端壁上的平均传热性能比平板靶板提高约 7.0%。需注意的是,大部分的针肋位于靶板上横向和流向方向上射流之间的低传热区,这些针肋位置的传热数据无需考虑。另需注意的是,针肋板的浸润面积大约比平板高 26%,如将针肋靶板上的传热也考虑在内的话,冲击冷却系统的总体传热性能将大大提高,这将在以下数值计算结果中得到分析。图 13 表明了平板靶板冲击和针肋靶板冲击的压力损失比较,针肋靶板冲击冷却压力损失比平板靶板冲击冷却高约 17.9%。尽管付出了这样的压力损失,但对于具有针肋的冲击冷却系统是合理的,由于其总体传热性能提升超过了压力损失增加的幅度,另一方面靶板端壁上的换热均匀性也得到改善。

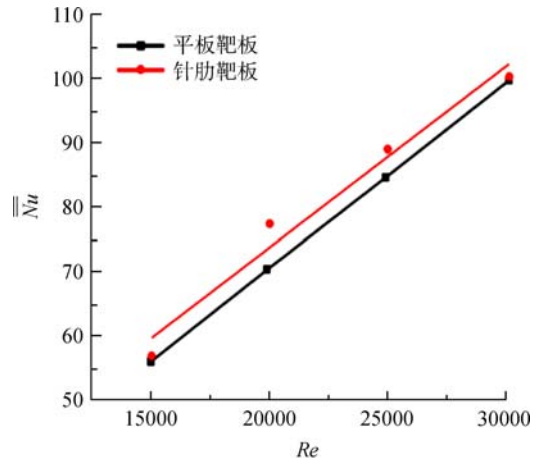


图 12 平板靶板和针肋靶板端壁上平均努塞尔数
Fig. 12 Averaged Nusselt numbers on the flat plate and the target plate with pin fins

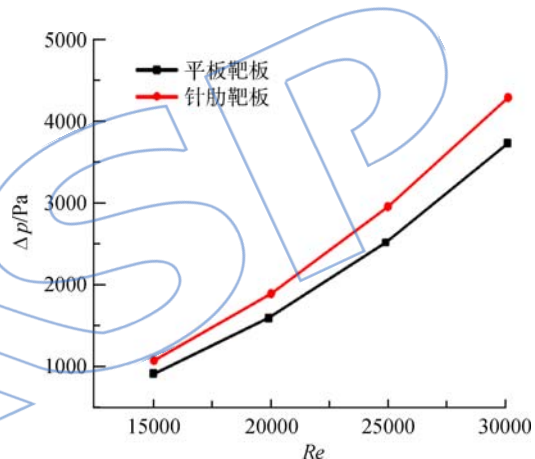


图 13 平板靶板和针肋靶板的压力损失比较
Fig. 13 Comparisons of pressure loss on the flat target plate and the target plate with pin fins

4 数值计算结果与分析

图 14 给出了 CFD 计算获得的局部努塞尔数分布和平均努塞尔数与实验数据的对比验证,图中 $\overline{Nu}_p$, $\overline{Nu}_t$ 分别表示针肋靶板与平板靶板的平均努塞尔数。从图中可以看出,数值计算结果比实验结果偏高约 5.0%;这样的偏差是可接受的,这主要是由于数值计算中湍流模型的局限性,导致其不能充分地模拟射流冲击驻点区传热性能,但是数值计算和实验获得的传热努塞尔数分布以及变化趋势吻合都较好。数值计算中,在冲击驻点区域传热均为先上升后下降的趋势,在第 4 个射流区换热性能达到最大,同时在紧邻出口的射流(第 7 个射流孔)驻点换热性能又略有回升。针肋后方的低速回流造成的低换热区在数值结果和实验结果中均有体现。

图15表示了针肋靶板上的射流冲击传热与三维流线特征,表现了丰富的流动与传热信息.可以看出:①射流冲击驻点区域具有高强度传热性能;②壁面射流冲击到针肋表面产生很高的传热性能;③狭小空间中的涡流冲刷针肋表面并沿针肋翻卷、爬升,针肋表面产生较高的传热性能,这非常有利于增强冲击冷却系统的总体传热能力.

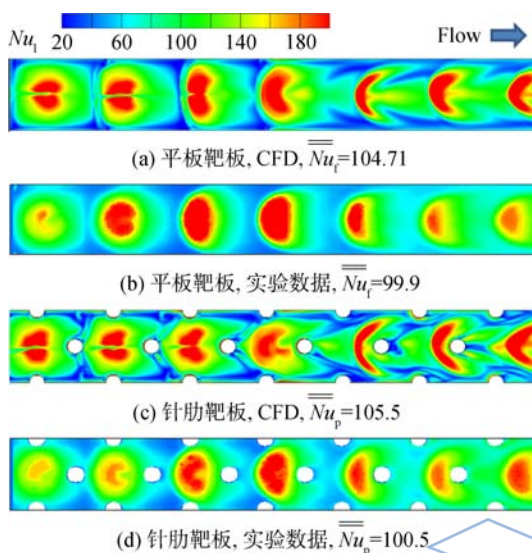


图14 CFD计算获得的局部努塞尔数与实验数据比较
Fig. 14 Comparisons of CFD data of local Nusselt number with experimental data

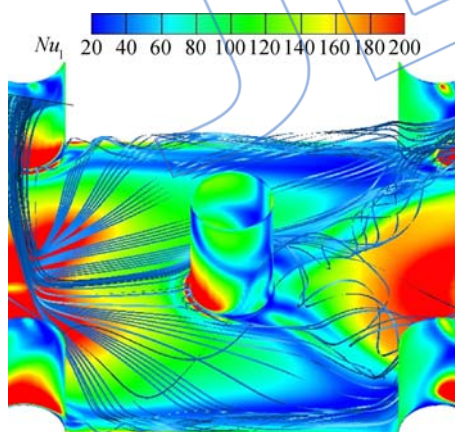


图15 针肋靶板上的冲击冷却传热分布以及三维流线特征

Fig. 15 Three-dimensional streamlines and heat transfer of impingement cooling on the target plate with pin fins

图16给出了数值计算获得的针肋靶板与平板靶板总传热量的比值,也给出了这两种靶板端壁上平均努塞尔数比值.可以看出,这两种靶板的数据均不随雷诺数变化.部分针肋靶板平均努塞

尔数 $\overline{Nu}_p$ 比平板靶板平均努塞尔数 $\overline{Nu}_f$ 略高,这与实验结果一致;而针肋靶板总换热量 Q_p 比平板靶板总换热量 Q_f 高约27.0%.

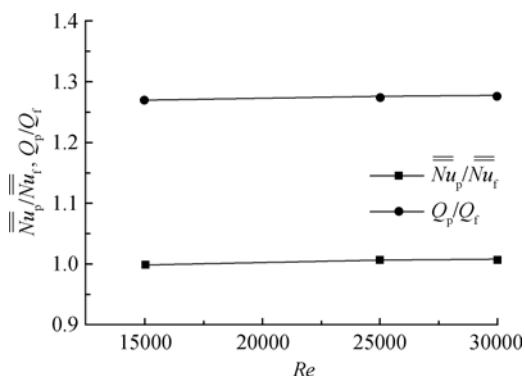


图16 针肋靶板和平板靶板传热能力比较

Fig. 16 Comparisons of heat transfer capability on the flat target plate and the target plate with pin fins

图17表示了数值计算获得的在 $Re=30\,000$ 条件下平板靶板冲击冷却和针肋靶板冲击冷却中通过这7个射流孔的相对流量 $\dot{m}_i/\dot{m}_7$ 分布.这里 $\dot{m}_i$ 是每个射流孔的流量, $\dot{m}_7$ 是7个射流孔的平均流量.总体上平板冲击和针肋板冲击冷却中各射流孔流量分配规律相似.而在细节上,在第5个射流孔之前,平板冲击射流孔流量更大;在第5个射流孔之后,针肋板冲击射流流量更大.由于第4个射流孔直接正对着来流,在平板靶板冲击和针肋靶板冲击系统中该射流孔具有最大流量,分别约为平均流量的1.1和1.15倍.对于射流孔1~4以及孔5~7,由于流道内压力不断减小,流量不断增加.对于第5个射流孔,由于冲击板上部存在

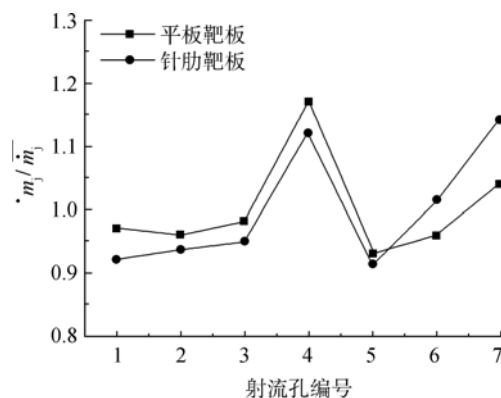


图17 冲击冷却系统中各射流孔流量分配
($Re=30\,000$)

Fig. 17 Mass flow distribution of each jet hole in the impingement cooling system ($Re=30\,000$)

横流因此射流孔内发生流动分离^[17],因此该射流孔的流量减小.该流量分配的规律,也很好解释了冲击冷却实验中(图11)靶板驻点区域传热特征的不同.

5 结 论

本文对具有全高度针肋扰流的狭窄空间冲击冷却进行了实验和数值计算研究,并与平板靶板冲击冷却传热性能进行了对比分析.获得如下结论:

1) 实验采用瞬态液晶热像技术获得了平板靶板和针肋靶板端壁上高精度的传热努塞尔数分布和压力损失特征.狭窄空间中的针肋提高靶板端壁上的平均传热性能约7.0%,压力损失最大提高约17.9%,并且针肋改善了靶板表面传热均匀性.

2) 数值计算能够较准确地模拟具有针肋扰流的狭窄空间射流冲击传热性能,具有全高度针肋扰流的冲击冷却具有显著增强的总体传热性能,比平板靶板冲击冷却提高约27.0%.

3) 具有针肋扰流的冲击冷却系统中具有复杂的流动和传热特征.射流冲击驻点区域具有高强度传热性能;壁面射流冲击到针肋表面产生很高的传热性能;狭小空间中的涡流冲刷针肋表面并沿针肋翻卷、爬升,在针肋表面产生较高的传热性能.

4) 平板靶板冲击和针肋靶板冲击系统中射流孔流量分配规律与靶板表面传热特征密切相关.

参考文献:

- [1] Han J C, Dutta S, Ekkad S. Gasturbine heat transfer and cooling technology[M]. Oxford: Taylor and Francis Group, 2001.
- [2] Martin H. Heat and mass transfer between impinging jets and solid surfaces[J]. Advance in Heat Transfer, 1977, 13: 1-60.
- [3] Han B, Goldstein R J. Jet-impingement heat transfer in gas turbine systems[J]. Annals New York Academy of Science, 2001, 934: 147-161.
- [4] Weigand B, Spring S. Multiple jet impingement: a review[J]. Heat Transfer Research, 2011, 42(2): 101-142.
- [5] Metzger D E, Florschuetz L W, Takeuchi D I, et al. Heat transfer characteristics for inline and staggered arrays of circular jets with crossflow of spent air[J]. Journal of Heat Transfer, 1979, 101(3): 526-531.
- [6] Florschuetz L W, Truman C R, Metzger D E. Streamwise flow and heat transfer distributions for jet array impingement with crossflow[J]. Journal of Heat Transfer, 1981, 103(2): 337-342.
- [7] Xing Y, Spring S, Weigand B. Experimental and numerical investigation of heat transfer characteristics of inline and staggered arrays of impinging jets[J]. Journal of Heat Transfer, 2010, 132(9): 092201. 1-092201. 11.
- [8] Andrews G E, Abdul H R, Mkpadi M C. Enhanced impingement heat transfer: the influence of impingement X/D for interrupted rib obstacles (rectangular pin fins)[J]. Journal of Turbomachinery, 2006, 128(2): 321-331.
- [9] 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.
- [10] Wan C Y, Rao Y, Zang S. Numerical investigation of impingement heat transfer on a flat and square pin-fin roughened plates[R]. ASME Paper GT2013-94473, 2013.
- [11] El-Gabry L A, Kaninski 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.
- [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 Science, 2011, 50(7): 1293-1307.
- [13] Chyu M K, Siw S H. Recent advances of internal cooling techniques for gas turbine airfoils[J]. Journal of Thermal Science and Engineering Application, 2013, 5(2): 021008. 1-021008. 12.
- [14] Ekkad S V, Han J C. A transient liquid crystal thermography technique for gas turbine heat transfer measurements [J]. Measurement Science & Technology, 2000, 11(7): 957-968.
- [15] Kline S J, McClintock F A. Describing uncertainties in single-sample experiments[J]. Mechanical Engineering, 1953, 75: 3-8.
- [16] Kingsley-Rowe J R, Lock G D, Owen J 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.
- [17] Rao Y, Chen P, Wan C. Experimental and numerical investigation of impingement heat transfer on the surfaces with micro W-shaped ribs[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2016, 93: 683-694.
- [18] ANSYS Incorporation. ANSYS CFX 14.5 help document [R] Pittsbrwrgh: ANSYS Incorporation, 2013.
- [19] Celik I B, Ghia U, Roache P J, et al. Procedure forestimation and reporting of uncertainty due to discretization in CFD applications[J]. Journal of Fluids Engineering, 2008, 130(7): 078001. 1-078001. 4.

(编辑:王碧琚)