

冲击射流结构中应用粗糙表面的实验研究

邢云绯¹ 仲峰泉¹ 张新宇¹ Bernhard Weigand²

(1. 中国科学院力学研究所 LHD, 北京 100190; 2. ITLR, Universität Stuttgart, Germany)

摘要 在单侧开口的冲击射流冷却结构中, 逐步增加的横流将影响冲击板上的对流换热效率, 本文提出了压窝板和肋片板两种粗糙冲击板构型, 增加横流的扰动以减少对冲击流的影响并且增大横流与壁面的对流换热。实验采用瞬态热敏液晶测量方法, 可以得到大尺度壁面的二维对流换热系数分布, 可以较为系统地分析压窝及肋片周围的局部换热系数分布。通过实验研究, 发现压窝板可以显著增大平均换热系数, 而肋片板降低了平均换热系数。

关键词 冲击射流; 粗糙; 对流换热

中图分类号: TK473 **文献标识码:** A **文章编号:** 0253-231X(2012)09-1605-04

Experimental Investigation of Impingement Heat Transfer on Roughened Plates

XING Yun-Fei¹ ZHONG Feng-Quan¹ ZHANG Xin-Yu¹ Bernhard WEIGAND²

(1. National Laboratory of High Temperature Gas Dynamics, Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;
2. ITLR, Universität Stuttgart, Germany)

Abstract In an impingement cooling system with one exhaust direction, the higher crossflow can influence the heat transfer coefficient on the target plate. There are dimpled plate and rib-roughened plate as the target plate in the present study. The presence of the roughened plates is in order to enhance the turbulent intensity of the crossflow and enhance the heat transfer coefficient on the target plate. The present study has been measured by the transient liquid crystal method. The heat transfer results of the dimpled plate are higher compared to those of the rib-roughened plate.

Key words impingement; roughened; convective heat transfer

0 引言

冲击射流冷却系统, 由于可以达到极高的传热质效率, 从而提供了一个高效的对流换热过程。在许多工业生产部门中, 如纺织品、纸张、木材等的干燥, 玻璃的回火, 钢铁的冷却及加热, 内燃机活塞的油冷, 以及计算机高负荷微电子元件的冷却中都巧妙而有效地应用了冲击射流的技术。在燃气轮机中, 应用冲击射流冷却其结构部件(如叶片和燃烧室壁面)已经被惯常使用了很长时间。然而, 为了追求更高的动力和传热效率的目标, 推动着冷却技术的持续发展。对于燃气轮机燃烧室壁面的冲击射流冷却结构中, 冲击后的出流方向通常被限制在一侧, 在这种结构中, 冲击流与横流之间的扰流显著影响着冷却效率和均匀性。本文将引入粗糙表面来降低横流对冲击射流冷却效率的影响。

已经有相当数量的文献系统的研究了不同结构形式下冲击射流冷却的特性。为了总结冲击技术, 测

量方法和数值计算的最近进展, 已经发表了数篇冲击射流冷却方面的综述文章。其中, 有代表性的包括 Martin^[1], Polat^[2], Han and Goldstein^[3], Viskanta^[4]和近期发表的 Weigand and Spring^[5], Metzger 等^[6]和 Folschuetz 等^[7-9]对阵列式和错排式的冲击射流方式进行了一系列的研究, 研究表明横流对于冲击平板上的对流换热系数有着显著的影响。Obot 和 Trabold^[10]对横流对冲击射流冷却方式的影响进行了更为细致的分析。对不同横流作用下的冲击平面的平均对流换热效率进行了比较, 结果表明增加的横流对冲击流造成了较大的阻力, 从而降低了冲击冷却换热的效率。

引入粗糙冲击板, 从而削弱横流对于冲击射流的不利影响, 在这方面已经有了不少研究文章。Trabold 和 Obot^[11]对阵列式的冲击射流和雷诺数从 1300 到 21000 范围内进行研究, 结果表明增加肋片

收稿日期: 2011-12-09; 修订日期: 2012-08-03

作者简介: 邢云绯 (1979-), 女, 助理研究员, 博士, 主要从事发动机设备冷却等方面的研究。

导致冲击板上游区域的对流换热效率有微小的下降, 对下游区域的对流换热效率有显著的提高。Kanokjaruvijit 等^[12-16]对冲击射流至压窝板上的结构进行了一系列的研究。其中雷诺数在 5000 至 15000 之间, 冲击高度与冲击孔径的比值 H/d 在 1 至 12 之间, 并且使用了两种不同结构的压窝板。结果显示, 压窝板的结构可以显著提高对流换热效率, 而压力损失与平板基本相同。作者近期发表文章^[17]比较了压窝板的对流换热效率的分布, 结果显示布置在冲击孔下的压窝, 可以显著地提高其周围对流换热系数, 而布置于冲击孔之间的压窝会降低该区域的对流换热系数。

虽然以上提及的文献深入探讨了冲击射流结构下的换热性能, 然而对于冲击射流下的平板, 肋片板和压窝板, 缺乏相应横向比较的文献。本文将在高雷诺数下 ($Re=35000$), 对不同类型的冲击板上对流换热系数的分布以及相应的压力损失进行横向比较, 为工业设计提供支持。

1 实验原理

1.1 实验段

图 1 显示了实验系统图。真空泵用来产生实验段所需要的气流, 气流在常温常压下通过过滤器和加热器进入稳压室。这里, 加热器可以在 0.3 s 内, 将气流加热到 100°C 。气流通过稳压室之后, 进入了实验模型之中。这个模型包括射流板、冲击板和横板。这里冲击板是有机玻璃制成, 因为其较低的热传导性而且满足了测量的光学要求。目标板是通过外置的 CCD 摄像机来记录影像的, 由于整个冲击板的对称性, 只对上半部分进行了测量。气流通过射流板上的射流孔冲击到冲击板上, 达到对流换热的效果之后沿一侧开有出流孔的横板进入出口稳压室, 流出整个实验段。

射流板采用 9×9 阵列式排布, 用有 81 个射流孔, 其中孔间距沿流向和展向是一致的 $X/d = Y/d = 5$ 。气流的雷诺数是根据孔径 (d) 来计算, 设置为 35000。冲击高度, 也就是射流板与冲击板的间距, $H/d = 3$ 。9 个热电偶布置于射流板上孔口的出流处, 测量射流的出口温度, 通过 ITLR 自制软件 ProTeIn^[18], 可以得到射流板上不同时间、不同位置的参考温度, 从而计算冲击板上的对流换热效率。除了冲击平板外, 测量了两种粗糙表面冲击板, 分别为压窝板和肋片板, 如图 2 所示。其中压窝板上, 压窝采用错排式, 射流直接冲击到压窝中。压窝直径与射流孔直径比值 $D_d/d = 1.8$, 压窝深宽比 $t_d/D_d = 0.15$ 。肋片板上肋片布置于冲击孔之间, 且与出流方向垂直,

打破横流的流动, 肋片的宽高比 $c/w = 1$, 肋片间距与宽度比值 $p/w = 5$ 。

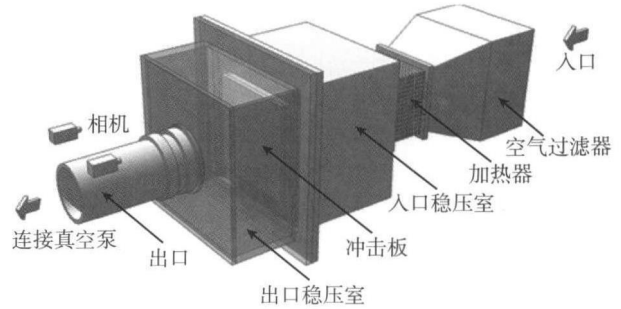


图 1 实验系统图

Fig. 1 Sketch of the experimental setup

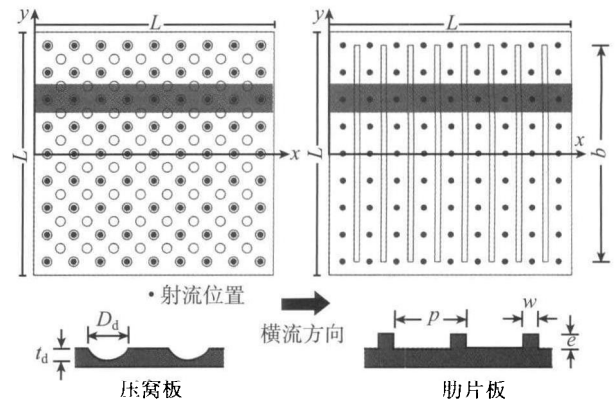


图 2 压窝板与肋片板结构示意图

Fig. 2 The geometry of the dimpled and rib-roughened plate

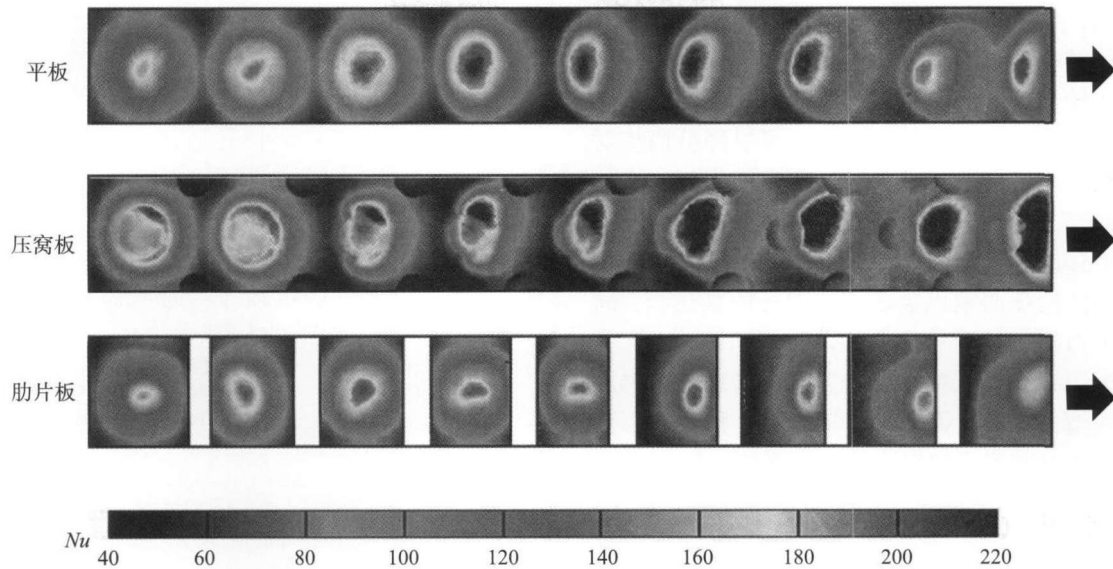
1.2 测量方法

这里采用瞬态热敏液晶的方法来确定冲击板上的对流换热系数^[19]。采用显示温度为 31°C 的窄段热敏液晶, 液晶具体的显示温度通过实验前期的校准实验确定。液晶直接喷涂在冲击板表面, 之后在液晶上层喷涂黑色油墨, 为图像的采集提供背景。冲击板上的对流换热系数通过测量得到的壁温和半无限大平板的一维瞬态热传导方程求解得到。

对于平板, 壁面温度和对流换热系数可以通过式 (1) 来表达, 这个公式可以通过测量得到壁面温度和对应的时间 t (通过热敏液晶的显示) 来数值计算求解。

$$\Theta = \frac{T_w - T_0}{T_B - T_0} = 1 - \exp(-\bar{h}^2) \operatorname{erfc}(\bar{h}) \quad (1)$$

其中, $\bar{h} = h \sqrt{\frac{t}{k\rho c}}$ 。

图 3 冲击板上对流换热效率分布图 ($H/d=3$, $Re=35000$)Fig. 3 Local Nusselt number distribution on the target plate ($H/d=3$, $Re=35000$)

2 实验方法

2.1 冲击板对流换热效率的分布

选取如图 2 所示的灰色区域为冲击板上的分析区域来进行比较。图 3 显示了一排冲击孔作用下的冲击板对流换热系数分布, 其中颜色的改变显示了 Nu 数的大小。对于平板, 射流的位置在整个分布图中清晰可见。从冲击板的左侧开始, 也就是随着横流的逐步增加, 冲击区内的对流换热效率逐步增加, 而在下游区域的最后两个冲击孔, 对流换热效率明显下降, 这是由于强烈的横流限制了冲击的作用。冲击板上游区域的对流换热效率较低的原因, 应该是由于出流的方向造成的质量流在各个冲击孔的分布不均造成的, 这个现象也被 Annerfeldt 等人^[20]所发现。对于压窝板, 位于冲击孔之间的压窝在图中可以清晰看到其位置, 这是由于其对流换热效率明显低于周围。在冲击板上游区域, 压窝对于冲击流的影响不大, 随着横流的增长, 横流逐步将冲击流推动到下流位置, 冲击流不再直接冲击到压窝中, 而是压窝的边缘, 甚至外端。由于压窝的存在, 加大了横流的扰动, 从而提高了冲击板下游区域的对流换热效率。对于肋片板, 可以看到, 在左侧边中, 各个冲击孔下的对流换热效率相似, 而在下游区域, 肋片并没有起到对横流足够的扰流作用, 对流换热效率相对较低。

2.2 粗糙表面的影响

为了总结不同冲击板的冷却效果, 分析比较了冲击板的平均对流换热效率, 并结合流量系数, 进

行总体的评价。图 4 显示了三种冲击板下的平均 Nu 数。可以看出压窝板可以提高平均对流换热效率 6.2% 左右。但是结合图 3, 该构型的冲击板上, 部分压窝的存在造成了局部的传热效率过低, 分布的均衡性欠佳。未来的设计考虑, 可以去除在冲击孔之间的压窝, 同时根据横流的发展, 应更加灵活地布置压窝的位置。而肋片板降低了对流换热效率 10.5% 左右, 且减低了流量系数。未来应该对于肋片板的结构构型进行优化。同时, 对于压窝板, 其换热面积与平板相比增加了 26.4%, 肋片板增加了 32.4%, 这些增加的换热面积将会增加粗糙冲击板的总的换热量。

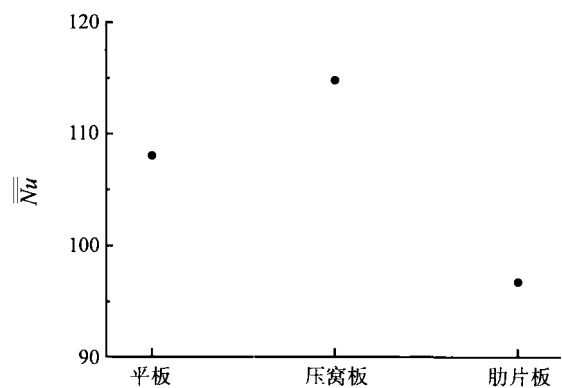
图 4 三种冲击板上平均 Nu 数

Fig. 4 The comparison of area averaged Nusselt numbers on the target plates

3 结 论

本文详细介绍了应用热敏液晶技术进行传热测

量的方法,并且提出了将冲击射流与粗糙表面相结合的换热结构,对不同的冲击板上的传热特性进行了分析比较,平板上由于横流的逐步增加,会造成下游区域的换热效率降低。压窝板可以降低横流对冲击射流的阻碍,同时横流经过压窝的扰流,增加了换热效率,同时压窝板具有压阻小的特性。肋片板降低了总的换热效果,且带来了较大的压力损失,但是增加的换热面积也会增加冲击板的换热量。同时考虑压力损失和冷却部件的重量等问题,在此推荐压窝板与冲击射流相结合的方式,未来应改善压窝板的构型,针对横流的大小进行具体设计,压窝应布置在冲击射流点和横流较大的区域。

参 考 文 献

- [1] Martin H. Heat and Mass Transfer between Impinging Gas Jets and Solid Surfaces [J]. *Advances in Heat Transfer*, 1977, 13: 1-60
- [2] Polat S, Huang B, Mujumdar A S, Douglas W J M. Numerical Flow and Heat Transfer under Impinging Jets: A Review [J]. *Annual Review of Heat Transfer*, 1989, 2(2): 157-197
- [3] 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
- [4] Viskanta R. Heat Transfer to Impinging Isothermal Gas and Flame Jets [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1993, 6(2): 111-34
- [5] Weigand B, Spring S. Multiple Jet Impingement - A Review [R]. In *International Symposium on Heat Transfer in Gas Turbine Systems*, Antalya, Turkey, 2009, 9-14
- [6] Metzger D E, Florschuetz LW, 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: 526-531
- [7] Florschuetz L W, Truman C, Metzger D E. Streamwise Flow and Heat Transfer Distributions for Jet Array Impingement With Crossflow [J]. *ASME Journal of Heat Transfer*, 1981, 103: 337-342
- [8] Florschuetz L W, Berry R A, Metzger D E. Periodic Streamwise Variations of Heat Transfer Coefficients for Inline and Staggered Arrays of Circular Jets with Crossflow of Spent Air [J]. *ASME Journal of Heat Transfer*, 1980, 102: 132-137
- [9] Florschuetz LW, Metzger D E, Su C C. Heat Transfer Characteristics for Jet Array Impingement With Initial Crossflow [J]. *ASME Journal of Heat Transfer*, 1984, 106: 34-41
- [10] Obot N T, Trabold T A. Impingement Heat Transfer within Arrays of Circular Jets: Part 1 - Effects of Minimum, Intermediate, and Complete Crossflow for Small and Large Spacings [J]. *ASME Journal of Heat Transfer*, 1987, 109: 872-879
- [11] Trabold T A, Obot N T. Impingement Heat Transfer Within Arrays of Circular Jets. Part II: Effects of Crossflow in the Presence of Roughness Elements [C]//*Proceedings of the International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition*. Anaheim: California, 1987, no.87-GT-200
- [12] Kanokjaruvijit K, Martinez-Botas R F. Jet Impingement on a Dimpled Surface With Different Crossflow Schemes [J]. *Internal of Heat and Mass Transfer*, 2005, 48: 161-170
- [13] Kanokjaruvijit K, Martinez-Botas R F. Jet Impingement onto a Dimpled Surface with Different Crossflow Schemes [C]//*Proceedings of the International Gas Turbine Congress*. Tokyo: 2003, IGTC2003 Tokyo Ts-074
- [14] Kanokjaruvijit K, Martinez-Botas R F. Heat Transfer and Pressure Investigation of Dimple Impingement [R]. *ASME Paper No.2005-GT-68823*, 2005
- [15] Kanokjaruvijit K, Martinez-Botas R F. Parametric Effects on Heat Transfer of Impingement on Dimpled Surface [J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 2005, 127: 287-296
- [16] Kanokjaruvijit K, Martinez-Botas R F. Heat Transfer and Pressure Investigation of Dimple Impingement [J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 2008, 130: 011003-1-11
- [17] Xing Y, and Weigand B. Experimental Investigation of Impingement Heat Transfer on a Flat and Dimpled Plate With Different Crossflow Schemes [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2010, 53: 3874-3886
- [18] Poser R, von Wolfersdorf J, Lutum E. Advanced Evaluation of Transient Heat Transfer Experiments Using Thermochromic Liquid Crystals [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*. *Journal of Power and Energy*, 2007, 221(6): 793-801
- [19] Ireland P T, Jones T V. Liquid Crystal Measurements of Heat Transfer and Surface Shear Stress [J]. *Measurement Science and Technology*, 2000, 11(7): 969-986
- [20] Annerfeldt M O, Persson J L, Torisson T. Experimental Investigation of Impingement Cooling With Turbulators or Surface Enlarging Elements [R]. *ASME Paper No.2001-GT-0149*, 2001