

文章编号: 1000-8055(2009)06-1197-07

自激励旋进射流冲击冷却的对流换热特性

周静伟, 耿丽萍, 王玉刚

(中国计量学院 计量测试工程学院, 杭州 310018)

摘 要: 对自激励旋进射流冲击冷却的对流换热特性进行了实验研究. 通过对旋进射流出口速度进行频谱分析研究其流动特性, 结果表明旋进频率显著地受喷嘴尺寸影响, 而 Strouhal 准则数则受喷嘴尺寸和流量的影响都很小. 冲击传热实验表明, 由于旋进射流对周围流体的卷吸作用使得射流流速显著下降, 强化换热效果反而不及普通的冲击射流, 而且随喷嘴尺寸的变化, 旋进射流与直射射流之间换热性能的差异也没有统一的变化趋势. 旋进射流只有在水平外掠加热平板时, 才可能获得比普通射流更高的对流换热系数.

关 键 词: 对流换热特性; 自激励旋进射流; 冲击冷却; 旋进频率; 喷嘴尺寸

中图分类号: TK 124

文献标识码: A

Convective heat transfer characteristics of impingement cooling for a self-excited precessing jet

ZHOU Jing-wei, GENG Li-ping, WANG Yu-gang

(College of Metrology and Measurement Engineering,
China Jiliang University, Hangzhou 310018, China)

Abstract: Heat transfer performance under precessing jet impingement cooling was experimentally studied. The flow characteristic of the self-excited precessing jet was firstly investigated by a frequency spectra analysis to the jet velocity obtained at the nozzle exit. It was demonstrated that the precessing frequency of the jet was greatly influenced by the nozzle diameter while the Strouhal number was only slightly influenced by the nozzle diameter and the flow rate. The heat transfer experiments indicate that, because of the considerable decrease of the bulk velocity in a precessing jet caused by the surrounding air entrainment, the convective heat transfer coefficients of a precessing jet impingement decrease as compared to that of the corresponding inline jet. The influence of the nozzle diameter on heat transfer characteristics, however, has no uniform trend for three sized nozzles. It is shown that, only in the case that a precessing jet flows parallelly over a heating plate, the convective heat transfer coefficient is higher than that of an inline jet.

Key words: convective heat transfer characteristics; self-excited precessing jet; impingement cooling; precessing frequency; nozzle size

冲击射流是一种非常有效的强化换热措施, 广泛应用于要求有很高的热质交换速率的工业过程中, 如飞机机翼除冰、航空发动机涡轮叶片冷却、高负荷微电子元件冷却、玻璃回火、金属薄板

退火以及纺织品和纸张的干燥过程等等^[1-2]. 射流冲击对这些工业过程的节能有着重要意义, 因而在过去的数十年中人们对射流冲击技术开展了广泛研究.

收稿日期: 2008-06-12; 修订日期: 2008-11-07

基金项目: 国家自然科学基金(50676088); 浙江省自然科学基金(Y105679); 浙江省钱江人才计划(2007R10030)

作者简介: 周静伟(1966-), 男, 浙江浦江人, 教授, 博士, 主要从事传热与流动方面的研究. E-mail: jw.zhou@cjlu.edu.cn

尽管冲击射流已经具有很高的传热传质效果,但进一步强化其换热效果的研究也一直是国际上射流冲击换热研究的一个重要方向.近些年中,采用非定常的射流冲击来进行强化换热的研究越来越多地得到重视^[3-8],人们努力探索非定常冲击射流能否有效地强化传热以及相应的机理问题.非定常的射流能够破坏流动边界层,湍流度显著增加,因而具有强化传热的潜力.关于非定常冲击射流的产生,有的采用插入扭转带使流体旋转^[3],有的采用特殊设计的喷嘴或布置方式^[4-5],有的利用自激振荡方法^[6],有的采用强制脉动等外部干扰的方法^[7-8].但是,非定常射流冲击对传热性能的影响目前尚没有一致的结论:有的有所加强^[6-7],有的则有所削弱^[4-5,8],因此研究工作有待深入.本文利用一种新颖的非定常射流来进行冲击传热研究,它是基于柯恩达效应使流体自激励产生旋转进动的.通过改变喷嘴的尺寸、改进喷嘴结构,尺寸很小时还采用一组喷嘴来开展实验研究,探索旋进射流冲击下的对流换热特性以及探讨它是否能达到或超过普通射流冲击时的传热性能.

1 实验系统

实验时通过测量自激励旋进射流冲击一恒热流加热的平板来研究其对流换热特性.实验系统主要由以下几个部分组成:高压气源、流量调节和测量系统、喷嘴、加热平板、数据采集系统等,示意图如图 1 所示.实验采用空气作为流体,通过精密的流量控制阀门得到不同的气流流量(对应不同的雷诺数).开展传热实验之前,数据采集系统的功能是采集出口射流的速度信号,以便进行频谱分析,看喷嘴是否能产生持续的旋进运动射流;传

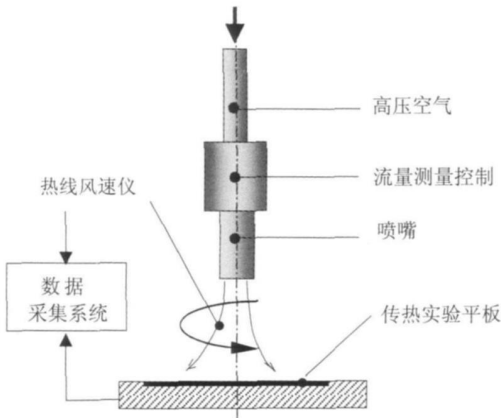


图 1 实验系统构成示意图

Fig. 1 Schematic diagram of experimental system

热实验过程中主要记录实验平板的温度信息和加热电流和电压.下面主要就实验用的喷嘴和加热平板作简要介绍.

1.1 旋进射流喷嘴

图 2 示意性地表示出了旋进射流喷嘴的工作原理及流体在喷嘴中的流动状况.当射流从入口进入一个突然扩张的、轴对称的圆柱形通道时,在内部微小扰动作用下流体发生附壁作用,射流会偏向内壁某处(称为重附着点),并在压力场的作用下使射流在圆柱通道内产生强烈地旋转,在喷嘴的出口处就产生旋转进动的射流,这种射流的运动模式类似于陀螺运动时的情形.有时为了改善旋进运动模式,在出口中心附近还设置进动引导物体或在圆筒出口处设置导流舌片^[9](如图 2 中所示).在国外,这种旋流喷嘴在建材、化工的高温燃烧器中已得到应用,可有效减少 NO_x 的排放,但它应用于射流冲击换热还很少见.

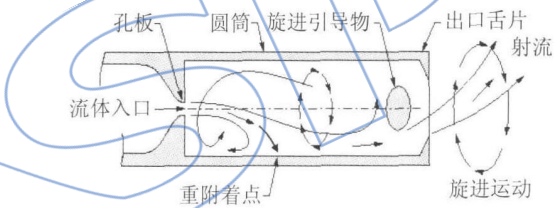


图 2 旋进射流原理示意图

Fig. 2 Schematic diagram of a precessing jet

实验所用的旋进射流喷嘴是由圆筒套管中设置一块孔板构成的(如图 3(a)所示).在该喷嘴结构中,决定旋进射流性能的主要参数是孔板喷嘴直径 D_1 、圆筒套管内径 D_2 以及孔板至套管出口的距离 h .研究表明,当参数保持在 $D_2/D_1 = 10$ 和 $h/D_1 = 20$ 时,射流的旋进运动特性较好,若将孔板设置在圆筒套管出口处,则成为普通的圆柱直射射流喷嘴.实验中孔板直径 D_1 分别为 3.5, 1.75, 0.8 mm.当喷嘴孔径缩小到 0.8 mm 时,由于单个喷嘴的流量很小,而且与系统的连接也困难,因此对结构进行了改造,它是在喷嘴直径 D_1 为 3.5 mm 的套筒中插入两个组件而成(如图 3(b)所示),因此它是一个组合的喷嘴,由 4 个 0.8 mm 的小喷嘴组合而成.若取消插件 2、将插件 1 安装在套筒出口,就构成了 4 个直射喷嘴.

1.2 传热实验平板

实验用的传热板为一边长为 45 cm 的正方形树脂平板(如图 4 所示),固定在一个塑料箱体之上,表面布置有均匀的电热铜箔,中心传热测量区

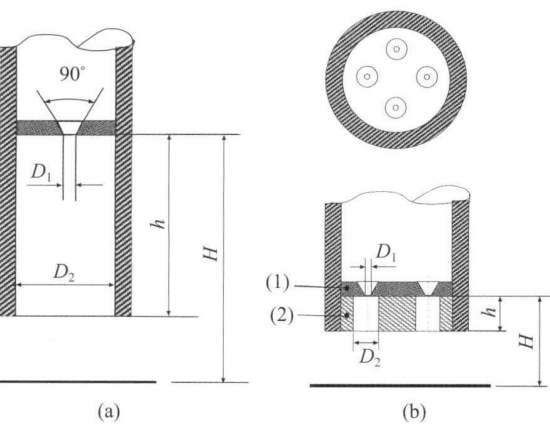


图 3 实验用旋进射流喷嘴结构和参数

Fig.3 Configuration and parameter of precessing jet nozzles

域为 38 cm 边长的正方形,它又被均分为 25 个小区域,这样还可以近似得到射流冲击下对流换热系数的分布.每个小区域的边长是 76 mm,铜箔的长度相同,四周再铺设加热铜箔以减少沿边缘的导热损失.加热板表面喷涂一层厚度为 30 μ m、发射率为 0.95 的黑漆,平板底面的箱体中充填有隔热玻璃纤维棉和聚苯乙烯泡沫塑料绝热材料,在加热板下 3.5、20 和 49 mm 处的中心位置和对角线上布置有 5 个 K 型热电偶,以监测加热板向背面的导热损失,热电偶的测量误差最大不超过 0.3 $^{\circ}$ C.实验平板应该有好的均匀性,经实验测量,各个小区域之间的温度场基本均匀一致,但位于角落上的 4 个小区域由于向外围导热的影响,温度稍偏低.经测试在自然对流情况下,25 个小区域温度的标准差为 3.4 $^{\circ}$ C,中心 9 个小区域温度的标准差仅为 0.95 $^{\circ}$ C.

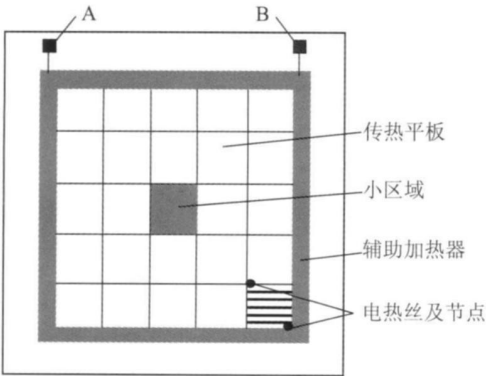


图 4 实验用加热平板示意图

Fig4 Sketch of the heating plate

每一个小区域上电热铜箔的阻值 $R(T)$ 和对应的温度 T 之间的关系 $T = f(R)$ 事先通过标定

得出,其关系式拟合为一个二次多项式.整个加热平板的电热铜箔采用串联布置,实验时平板被恒流源加热,流过各个小区域电热元件的电流是一样的,各区域的电势降及热电偶信号通过导线引出,经信号变换后由计算机采样处理.由电势与电流值得出各个区域的电阻值,便可得出对应区域的壁面平均温度 $T_{i,w}$,各区域的射流冲击对流换热的热流密度 $q_{i,w}$ 则在考虑对热辐射和导热损失作修正后,由下式计算得出

$$q_{i,w} = \frac{I \cdot U_i}{A_i} - \epsilon \sigma (T_{i,w}^4 - T_{\infty}^4) - \frac{T_{i,w} - T_b}{\sum_j \frac{\delta_j}{\lambda_j}} \quad (3)$$

式中 T_{∞} 为环境温度, T_b 为平板隔热层底部两个热电偶的平均温度. 得出各区域的热流密度和温度后,可以得出该区域的 Nu 准则数如下:

$$Nu_i = \frac{q_{i,w} D_1}{\lambda (T_{i,w} - T_{\infty})} \quad (4)$$

式中 λ 为空气的导热系数. 为了与普通的圆柱直射射流作对比, Nu 准则数中特征尺寸采用孔板的直径 D_1 . 如需要对平板中心附近的 9 个小区域或者整个平板的 Nu 数进行计算, 则可对相应的 9 个小区域或全部 25 个区域的 Nu 准则数作算术平均.

2 实验结果

2.1 旋进流动特征

首先考察 3 种尺寸的喷嘴出口射流的旋进流动特性. 采用 Dantec 热线风速仪测量出口射流的流速,速度信号经过 A/D 变换后由计算机采样,然后对它进行频谱分析,若功率谱曲线峰值明显,则说明射流流动是以该峰值所对应的频率 f 为特征的近似周期性的旋进流动. 图 5 为 3 种不同尺寸喷嘴下典型的旋进射流的功率谱分析结果,可见谱线的特征是非常明显的,说明出口射流以持续的旋进运动模式为主. 而且随着喷嘴尺寸的减小,射流的进动频率显著增大.

引入表征频率的无量纲 Strouhal 准则数 $St = \frac{f D_1}{u}$ (u 为喷嘴孔板处的平均流速), 对不同尺寸的喷嘴、不同的流量 [亦即不同的雷诺数 $Re = \frac{u D_1}{\nu}$] 进行对比. 图 6 为 3 种喷嘴的 St 数与 Re 数(流量)之间的关系. 可见,不同尺寸的喷嘴,

其旋进射流的 St 数差异不大, 同一尺寸喷嘴的 St 数几乎不随 Re 数而变, 这也说明各种情况的射流旋进特性本质上有相似性.

2 2 传热性能实验结果

用自激励旋进冲击射流来冷却加热平板, 并与普通的圆柱直射射流冲击作对比. 两种射流喷嘴的孔径一样, 在相同的空气流量下分别冲击加热平板, 因而具有相同的雷诺数. 实验时喷嘴置于平板的正中间、正上方, 喷嘴离平板的高度 H 保持一样, 并保持其它测量条件相同. 实验过程中对不同尺寸喷嘴进行的变化参数有: Re 和 H/D_1 等. 图 7 为喷嘴离传热平板高度 $H/D_1=50$ 时, 射流驻点区域(即中心小区域)以及驻点周围 9 个小区域的传热实验测量结果(在不同的高度 H 下有相类似的结果和变化趋势).

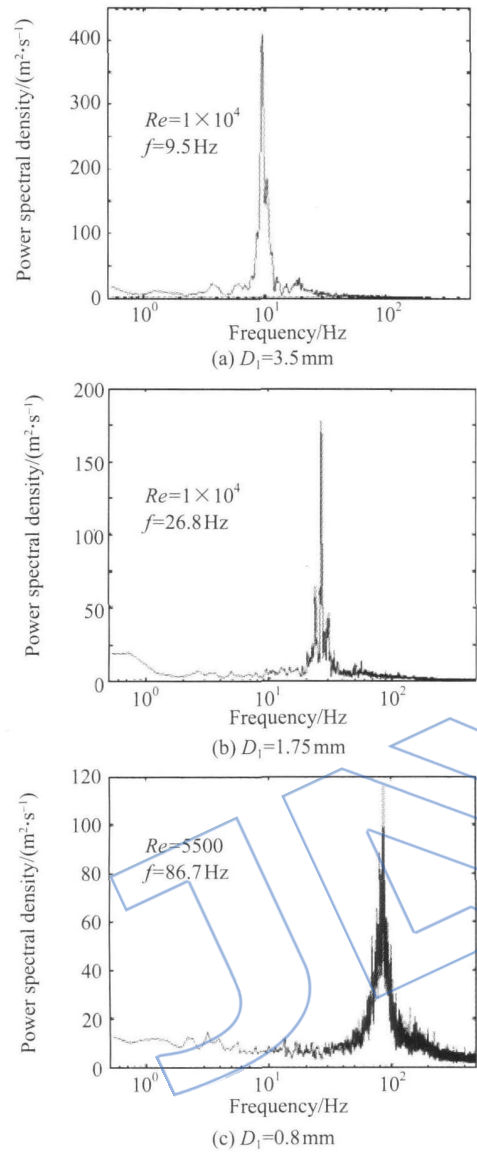


图 5 旋进射流出口的频谱特征

Fig. 5 Frequency spectrum for the precessing jets

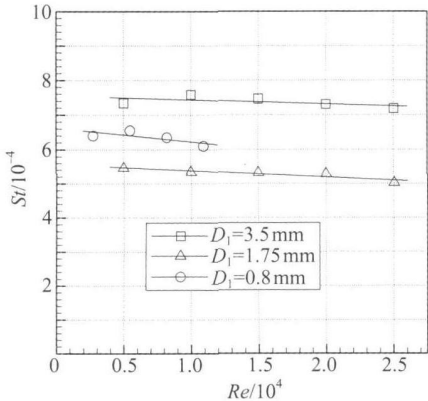


图 6 St 准则数与 Re 准则数的关系

Fig. 6 Dependence of St number on Re number

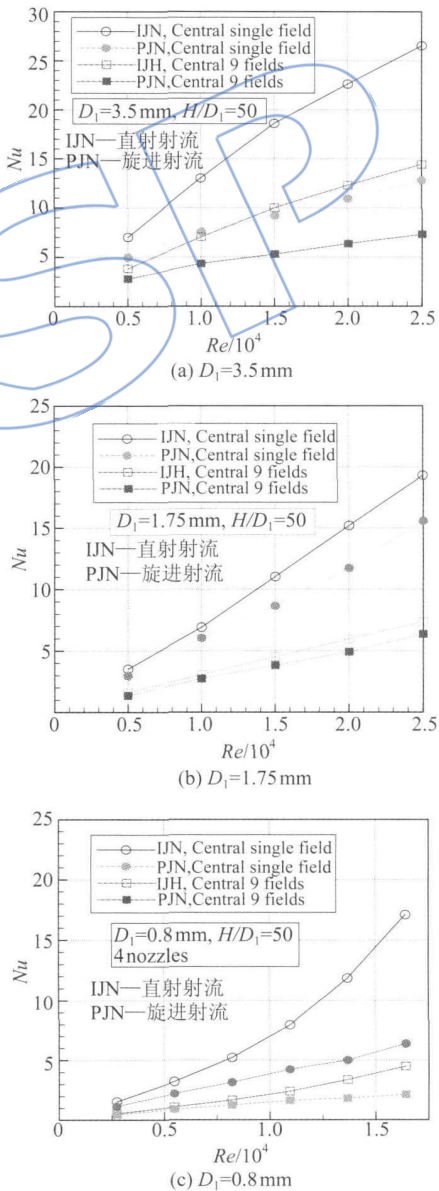


图 7 射流冲击平板传热实验测量结果

Fig. 7 Heat transfer experimental results under jet impingements

3 分析与讨论

实验中 $D_1=0.8\text{ mm}$ 的喷嘴有两点独特之处: 第一, 为了流量控制方便之故, 图 5 所示频谱图中的 Re 数与其它两者略有不同; 第二, 0.8 mm 的喷嘴是由 4 个喷嘴组合而成的。其实, 如果我们考察一下不同 Re 数下旋进射流和圆柱直射射流冲击下的 Nu 数之比值(见图 7), 可以发现它受 Re 数影响并不大, 如: 对 3.5 mm 的喷嘴, Re 数从 2.5×10^4 降到 1×10^4 时, 该比值从 0.49 变化到 0.55; 对 1.75 mm 的喷嘴则从 0.81 变到 0.85。因此, 即使 Re 数大小略有不同, 对旋进射流换热特性进行对比也无妨, 更何况在工程实际应用中, 应用小尺寸的喷嘴时势必采用阵列组合。前已指出, 同一尺寸喷嘴的 St 数几乎不随 Re 数而变, 图 5 所对应的 3 种尺寸喷嘴的 St 数分别为 7.6×10^{-4} , 5.4×10^{-4} 和 6.6×10^{-4} , 最小尺寸喷嘴的 St 数反而介于两者之间, 因此可认为 4 个组合小喷嘴的旋进流动特性并没有发生实质性的改变。

从图 7 中显而易见: 自激励旋进射流冲击冷却时, 传热性能反而被削弱了, 其原因是旋进射流由于在喷嘴内部对气流的强烈卷吸作用, 冲击速度大大降低, 冲击后形成的贴壁射流速度也大大减缓, 因此无论是冲击驻点处, 还是包括驻点在内的几个小区域, 冷却效果均不及普通的圆柱射流。这可从流场特性得到佐证, 表 1 给出了 $D_1=3.5\text{ mm}$ 的普通圆柱喷嘴和旋进喷嘴在两种流量、两个不同的测量高度下中心线上速度的均值 u 和均方根 u_{rms} 。可见, 旋进射流的平均速度大大降低, 速度的均方根则表示该测点处速度波动的大小, 是湍流强度的一种表示, 显然旋进射流有相对较大的湍流强度。图 8 给出了离喷嘴高度 $H/D_1=25$, $Re=1\times 10^4$ 时两种射流平均速度的径向分布, 图 9 则给出了速度均方根 u_{rms} 相对于喷嘴中心处平均速度 u_c 之比值沿径向的分布。可见, 旋进射流的整个流场处于相对较大的湍流强度之下, 最大时均速度甚至会偏离中心线。还需要说明的是, 不同于直喷射流, 旋进射流因为流动的不稳定性, 其流场参数测量的重复性较差, 这里给出的只是一次典型的采样结果。

从 $D_1=3.5\text{ mm}$ 和 1.75 mm 的实验结果看, 旋进射流和圆柱直射射流冲击传热性能之间的差距在缩小。然而, 在图 7(c) 的结果中, 对于 $D_1=0.8\text{ mm}$ 的一组喷嘴, 旋进射流和圆柱直射射流冲击传热性能之间的差距又扩大了, 且随着 Re 数

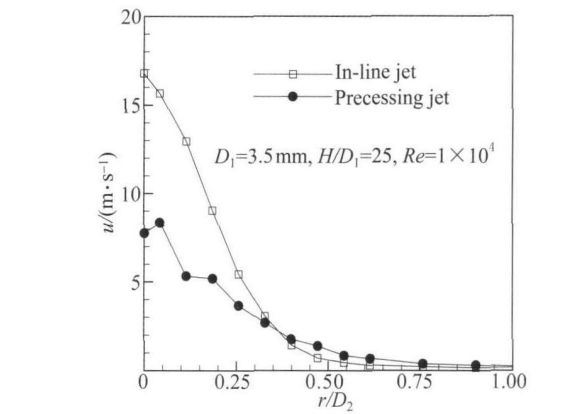


图 8 射流平均速度沿径向的分布
Fig. 8 Velocity profiles for precessing and in-line jets

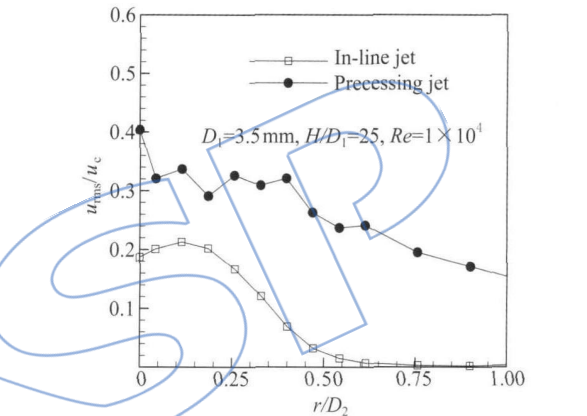


图 9 射流湍流强度沿径向的分布
Fig. 9 Turbulence intensity profiles for precessing and in-line jets

表 1 $D_1=3.5\text{ mm}$ 喷嘴中心线上射流的平均速度及其均方根

		普通射流		旋进射流	
$Re/10^4$	H/D_1	$u/$	$u_{rms}/$	$u/$	$u_{rms}/$
		$(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	$(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	$(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	$(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$
1	25	16.79	3.14	7.76	3.13
1	50	6.88	2.06	3.84	1.76
2	25	32.51	5.05	10.85	8.73
2	50	14.56	3.95	5.54	3.06

增大差异也增大。这时直射射流的流速很高, 冲击平板后又产生流速很高的贴壁横向剪切流动, 而 4 个小喷嘴的组合会加剧这种强化换热的效果。结合前人的研究结果^[4], 对旋进射流而言, 可认为存在一临界孔径使得其 Nu 数最接近直射射流, 该临界孔径应在 $0.8\sim 3.5\text{ mm}$ 之间。

旋进射流冲击影响范围理应更广, 图 10 为实验平板上以冲击驻点为中心、两种射流冲击下

Nu 数沿径向分布的实验结果 ($D_1 = 1.75\text{ mm}$, $H/D_1 = 50$, $Re = 2 \times 10^4$), 可见, 旋进射流冲击只是使得 Nu 数的分布均匀化, 即使在远离滞止点的地方冲击换热效果也始终未能超过直射射流. 综合以上分析研究表明, 尽管旋进射流能够增大射流湍流度, 从理论上分析能起到增强换热的作用, 然而在冲击射流强化传热中, 射流速度是决定对流换热系数的关键因素, 因此旋进射流实际上难以获得比直喷射流更好的冲击换热效果. 但是, 旋进射流由于流体的旋转作用, 能使流体获得向周围扩散的离心力, 扩散能力大, 如果将喷嘴改为水平放置在加热板的上方, 让射流外掠平板, 我们会发现此时因射流扰动的影响其换热效果与冲击平板时不一样. 图 11 为 $D_1 = 1.75\text{ mm}$ 的旋进射流和圆柱直射射流水平掠过平板时的换热情况

(喷嘴轴线位于平板上方 22 mm 处). 可见, 此时不管是沿喷嘴轴心线的中心一排区域 (共有 5 个换热小区域), 还是整个加热板, 均是在旋进射流掠过时换热效果好, 而且 Re 数越大两者差异越大. 这是由于旋进射流扩散能力大, 外掠平板时能卷吸更多的热空气, 加剧了扰动从而促进了对流换热.

4 结 论

1) 根据热线风速测量及频谱分析结果表明, 本文所研究的 3 种尺寸喷嘴其出口射流的非定常自激旋进流动特性都是明显的. 反映频率特征的无量纲 St 准则数受喷嘴尺寸和流量的影响都很小.

2) 3 种喷嘴尺寸下的自激励旋进射流冲击冷却的传热效果, 均没有普通射流冲击冷却效果好. 从变化趋势上看, 当喷嘴直径从 3.5 mm 减到 1.75 mm 时, 两者的差距有缩小的趋势, 但缩小到 0.8 mm 时, 两者的差异又变大.

3) 在冲击换热中, 射流速度是换热性能的决定性因素, 由于旋进射流对周围流体的卷吸作用, 使得射流的总体速度降低, 因此从实验结果看, 欲利用这种非定常的旋进射流强化冲击换热, 不可能获得比普通的直射射流更好的效果. 但旋进射流的扩散能力大, 湍流度高, 当射流水平外掠加热板时, 旋进射流因其较强的扰动作用可以获得更好的对流换热效果.

致 谢:

对德国汉堡工业大学 Heinz Herwig 教授的指导与帮助表示感谢!

参考文献:

[1] Martin H. Heat and mass transfer between impinging gas jets and solid surface [J]. Advances in Heat Transfer, 1977, 13: 1-60
[2] Jambunathan K, Moss M A, Button B L. A review of heat transfer data for single circular jet impingement [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 1992, 13(2): 106-115
[3] 陈玉阳, 苑中显, 马重芳, 等. 旋转射流冲击换热液晶显示实验研究[J]. 工程热物理学报, 2003, 24(4): 646-648
CHEN Yuyang, YUAN Zhongxian, MA Chongfang, et al. Experimental study of heat transfer of swirling jet impingement with liquid crystal technique [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2003, 24 (4) : 646-648 (in Chinese)

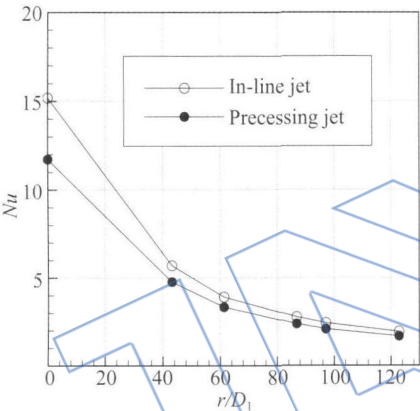


图 10 两种射流冲击下的 Nu 数沿径向分布
($D_1 = 1.75\text{ mm}$, $H/D_1 = 50$, $Re = 2 \times 10^4$)

Fig. 10 Radial Nu number distribution under jet impingement($D_1 = 1.75\text{ mm}$, $H/D_1 = 50$, $Re = 2 \times 10^4$)

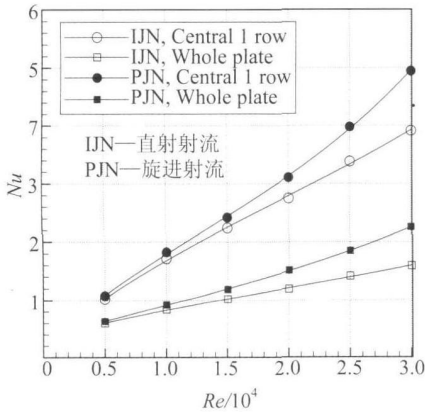


图 11 射流外掠加热平板时的对流换热特征
($D_1 = 1.75\text{ mm}$)

Fig. 11 Convective heat transfer characteristics with a parallel jet flow over the plate ($D_1 = 1.75\text{ mm}$)

[4] Herwig H, Mocikat H, Gürtler T, et al. Heat transfer due to unsteadily impinging jets [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2004, 43: 733-741.

[5] Herwig H, Göppert S, Gürtler T, et al. Wärmelübergang bei instationären prallstrahlen [J]. Chemie Ingenieur Technik, 2004, 76(1-2): 84-88.

[6] Camci C, Herr F. Forced convection heat transfer enhancement using a self oscillating impinging planar jet [J]. Journal of Heat Transfer, 2002, 124: 770-782.

[7] Zumbrunnen D A, Aziz M. Convective heat transfer enhancement due to intermittency in an impinging jet [J]. Journal of Heat Transfer, 1993, 115: 91-98.

[8] Azevedo L F A, Webb B W, Queiroz M. Pulsed air jet impingement heat transfer [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 1994, 8: 206-213.

[9] Wong C Y, Nathan G J, Ó Doherty T. The effect of initial conditions on the exit flow from a fluidic precessing jet nozzle [J]. Experiments in Fluids, 2004, 36: 70-81.

