

文章编号: 1000-8055(2010)12-2795-07

受限浸没射流阵列冲击针肋热沉的传热特性

杨瑞波, 夏国栋, 柴磊

(北京工业大学 环境与能源工程学院 传热强化与过程节能教育部重点实验室
传热与能源利用北京市重点实验室, 北京 100124)

摘 要: 以去离子水为工质, 对受限浸没射流阵列冲击矩形针肋热沉的传热特性进行了实验研究. 讨论了热沉几何参数和射流雷诺数对传热特性的影响规律. 结果表明: 针肋高度直接影响换热能力, 但并非越高越好; 热沉传热特性受针肋宽度与肋间距影响较大, Nu 在 $0.625 \leq W/G \leq 1.000$ 内呈塔型分布; Nu 在 $2.5 \leq H/d \leq 10.0$ 之间不断下降; S/d 在 $3.00 \sim 4.50$ 之间, Nu 随 S/d 的增大单调递增, 但 Re 增大到 4000 后, 换热性能与 S/d 基本无关; S/d 在 $4.50 \sim 7.00$ 之间, Nu 随 S/d 的增大单调递减; 热沉的热阻随泵功的增大而降低, 但变化渐趋平缓.

关 键 词: 受限射流; 射流阵列; 肋化表面; 对流热阻; 强化传热

中图分类号: V231.1; TK124

文献标识码: A

Investigation on heat transfer of confined and submerged water jet array impingement on pin-fin heat sinks

YANG Rui-bo, XIA Guo-dong, CHAI Lei

(Key Laboratory of Heat Transfer and Energy Conversion, Beijing Education Commission,
Key Laboratory of Enhanced Heat Transfer and Energy Conservation,
Ministry of Education, College of Environmental and Energy Engineering,
Beijing University of Technology, Beijing 100124, China)

Abstract: The thermal performance of pin-fin heat sinks with confined and submerged liquid water jet array impingement was investigated experimentally. The experimental results indicate that: the performance of heat sinks is closely related to the height of the pin-fin, but not the higher the better; Nusselt number is represented by pyramidal distribution in $0.625 \leq W/G \leq 1.000$; for the confined and submerged jet arrays a strong dependence on both jet-to-target and jet-to-jet spacing can be observed, and Nusselt number falls continuously between $2.5 \leq H/d \leq 10.0$; an increment in jet-to-jet spacing between $3.00 \sim 4.50$ can be found to decrease Nusselt number when $Re < 4000$; a reduction in jet-to-jet spacing between $4.50 \sim 7.00$ can be found to decrease Nusselt number rapidly, especially for high Reynolds number. The thermal resistance of heat sinks will decline with the increase of pump power, but then change slowly.

Key words: confined jet; jet array; pin-fin surface; thermal resistance;
heat transfer enhancement

收稿日期: 2009-11-07; 修订日期: 2010-03-30

基金项目: 国家自然科学基金(50876003); 北京市自然科学基金(3092009)

作者简介: 杨瑞波(1983—), 男, 河北大名, 硕士生, 主要从事传热方面的研究工作.

从热耗散的角度来看,将液体以射流冲击的形式直接应用于电子器件的冷却,有其独特的优点.这是由于射流冲击是目前所知单相传热系数最高的对流换热方式,尤其在较小的传热温差下,其热耗散性能更加突出.

目前,国内外很多学者对单相单孔射流冲击冷却进行了研究,取得了丰硕的成果.相比单孔射流而言,阵列射流的传热与流动机理要复杂得多,不仅各个射流孔之间流体流动相互干扰,而且流体流出射流冲击区的路径也会对其传热效率产生重要影响^[1-2].文献[3-4]对射流阵列的布置方式进行了比较深入的研究,发现在其他结构相同的条件下,射流孔顺排比叉排布置的传热系数要高.文献[5]认为在较小 H/d 下, S/d 对换热的影响更显著.

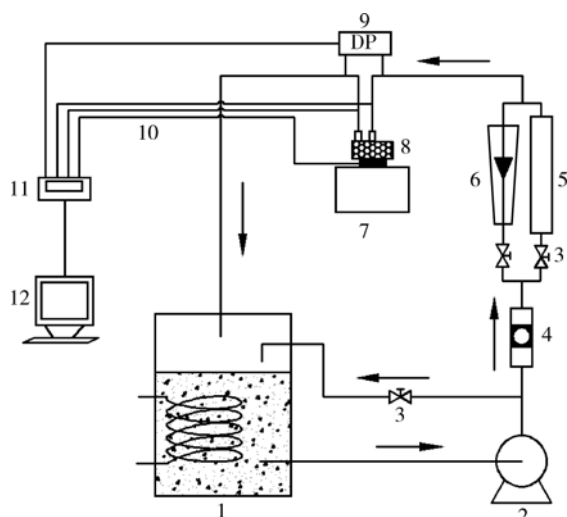
在射流冲击传热中,对冲击表面进行一定的处理将会显著提高其热耗散性能,这也是目前射流冲击换热研究的主要方向之一.根据文献[6]的研究,在液体单孔射流冲击中,表面采用肋化处理,热阻降低 50%,如果进一步提高肋表面的粗糙度,热阻降低高达 80%.文献[7]对多种针肋热沉进行了研究,相比光滑表面而言,肋化表面的传热效率提高了 2~5 倍.

总体来看,国内外对液体受限浸没射流阵列冲击针肋的研究非常有限,需要对其传热规律进行更深入的探索.本文以去离子水为工质,对受限浸没射流阵列冲击针肋热沉的传热特性进行了实验研究,主要讨论了射流孔分布 S/d 、射流距离 H/d 、矩形针肋肋宽 W 、肋高 H_p 及 Re 对努塞尔数 Nu 影响规律,同时分析了介质体积流量 Q_v 和泵功 P_{pumping} 同对流热阻 R_{conv} 之间的变化规律.

1 实验系统和研究方法

实验系统如图 1 所示,恒温水箱控制去离子水的温度在合理的射流温度范围之内,由智能泵驱动去离子水,经质量流量计(准确度 $\pm 0.3\%$)进入实验件,吸收热量后回流入恒温水箱.实验中通过调节阀门 3 来控制进入实验件的流体流量.在智能泵后加装过滤器 4,以防止污物进入实验件影响测量精度.实验件进出口装有热电偶和差压变送器,用来测量实验件进出口温度和压力损失,并经由数据采集仪输入计算机.

加热棒(热源)用紫铜棒制成,用直流稳压稳流电源(精确度 0.01 A, 0.1 V)可提供最大 320 W



1 恒温水箱; 2 智能水泵; 3 流量控制阀; 4 过滤器;
5 质量流量计; 6 转子流量计; 7 热源; 8 实验件;
9 差压变送器; 10 热电偶; 11 数据采集仪; 12 计算机

图 1 实验系统

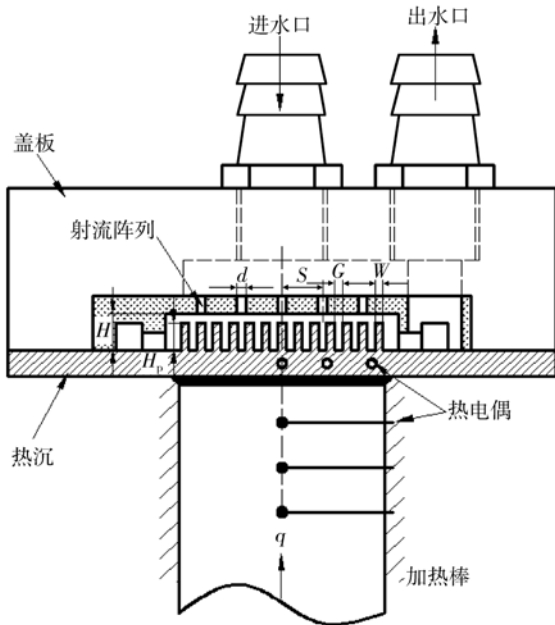
Fig. 1 Schematic diagram of the water jet impingement experimental system

的加热功率.如图 2(a)所示,在加热棒轴线上远离接触面等间距(10 mm)布置三支热电偶,测量三点温度,用来计算轴向温度梯度 dT/dz ,进而求得接触面的热流密度.

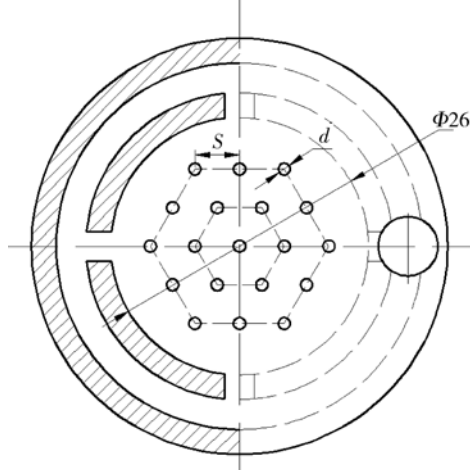
射流板如图 2(b)所示,材料为有机玻璃,射流孔以正六边环形阵列排布,均匀分布在直径为 26 mm 的圆内,任意相邻孔间距为 S ;射流孔长度 $l=2$ mm.

热沉结构如图 2(c)所示,材料为紫铜.热沉的针肋采用线切割工艺加工,精度可达 0.01 mm.实验前用丙酮洗去肋表面油污.光滑表面在实验前用 2000 目砂纸研磨,为了保证实验中具有相同的表面状况,将其置于 320 K 的空气中氧化 3 h 以上.在热沉底部沿径向等间距(5 mm)布置三支热电偶,所测值的算术平均值 T_{base} ,作为热沉的平均温度,用来计算平均传热系数 h_{base} .

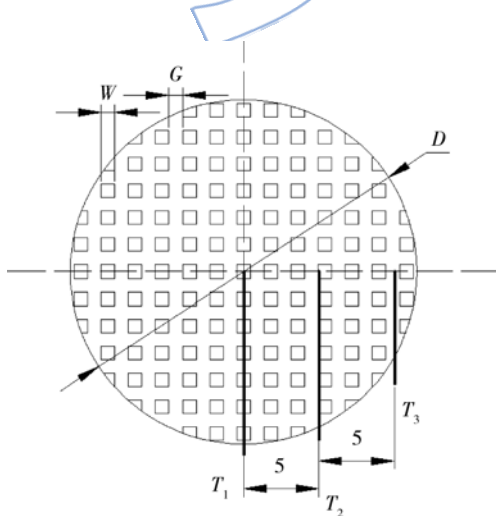
实验件用三支螺栓固定在加热棒顶部,为保证其间紧密接触,中间垫有导热材料 T-gon 805 (成分:软态石墨,导热系数 $5 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$),并且安装所有实验件时都要测量三支螺栓的夹紧力并保持一致.此外,为保证换热面有恒定的热流密度,并且沿换热面法向一维传播,减小热量沿径向的散热损失,将实验件和加热棒用多层保温材料包裹.



(a) 加热棒与热沉几何参数



(b) 射流孔阵列布置方式



(c) 热沉针肋和热电偶布置方式

图 2 热沉结构示意图

Fig. 2 Schematic diagram of heat sink

2 数据处理

平均传热系数 h_{base} ($\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$) 由下式确定:

$$h_{\text{base}} = \frac{q}{T_{\text{base}} - T_{\text{jet}}} \quad (1)$$

式中 T_{base} 为基板平均温度 (K), T_{jet} 为射流温度 (K).

假定热流密度 q (W/m^2) 恒定, 由下式计算:

$$q = -\lambda_{\text{Cu}} \frac{dT}{dz} \quad (2)$$

其中 λ_{Cu} 为紫铜的导热系数 ($\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$), dT/dz 为加热棒轴线上三点温度 T_1, T_2, T_3 经过线性拟合, 由拟合方程计算出的温度梯度.

平均努塞尔数为

$$Nu_{\text{base}} = \frac{h_{\text{base}} L_c}{\lambda_f} \quad (3)$$

其中特征长度 $L_c = 13 \text{ mm}$; λ_f 为定性温度下水的导热系数 ($\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$); 定性温度取射流温度与热沉平均温度之算术平均值即 $T_f = 0.5(T_{\text{jet}} + T_{\text{base}})$.

射流雷诺数 Re 的计算

$$Re = \frac{ud}{\nu_f} = \frac{4Q_v}{n\pi d\nu_f} \quad (4)$$

其中雷诺数 Re 以射流孔径 d 为特征长度 (mm); u 为平均射流速度 (m/s); Q_v 为体积流量 (L/min); ν_f 为定性温度下水的运动黏度 (m^2/s); n 为实验件射流孔的个数.

对流热阻 R_{conv} (K/W) 由下式计算:

$$R_{\text{conv}} = \frac{1}{h_{\text{base}} A_{\text{base}}} \quad (5)$$

其中 A_{base} 冲击表面的横截面积 (m^2).

实验误差产生的原因有四个方面: 测量仪器误差、环境误差、测量方法误差和人员误差. 综合这四方面影响因素, 计算得最大散热损失 0.9%, 温度由铜-康铜热电偶直接测量, 其精度为 $\pm 0.5 \text{ K}$, 温度测量的最大误差为 6.25%. 根据流量计的精度范围, 在最小流量时导致最大误差为 3.4%. 其他导出参数的误差可由误差传递公式计算. Re 、热流密度 q 、传热系数 h , Nu 的最大误差分别为 4.95%, 9.7%, 11.7%, 11.9%.

3 实验结果与分析

3.1 不同针肋结构对传热特性的影响

本节所有实验 $d = 1 \text{ mm}$, $S/d = 4.50$, $n = 19$.

本文首先对针肋结构参数对传热的影响进行

了研究. 定义射流孔到肋顶的距离为 $C = H - H_p$ (mm). 本文讨论了 $d = 1$ mm 和 $1 \leq C/d \leq 6$ 范围内努塞尔数的变化规律. 由图 3(对数坐标系)可以看出, 在相同雷诺数下, 努塞尔数随 C 的增大而逐渐减小. 文献[8]研究了 $S/d = 4.00$ 的 9 孔射流阵列 $3 \leq C \leq 25$ 范围内的传热规律. 研究者发现 C 从 3 mm 增加到 7 mm, 平均传热系数是递增的, 这与本文的研究结果截然相反. 主要原因是本文中射流雷诺数 ($Re = 4000$) 较文献[8] ($Re = 10000$) 小很多, 随着射流距离的增大, 冲刷针肋的射流速度变小, 使得扰动变小, 边界层变厚, 传热恶化.

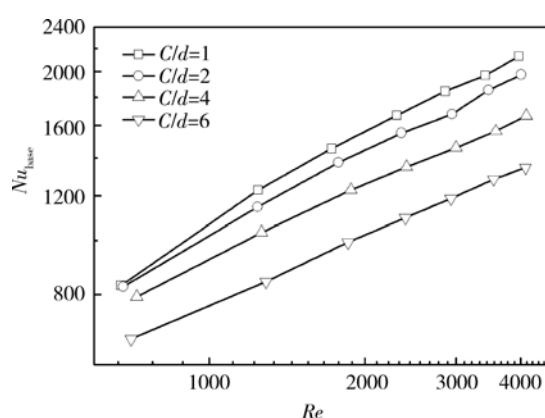


图3 射流孔与肋顶距对传热特性的影响

Fig. 3 Effect of nozzle plate-to-fin tip clearance on heat sink

本文针对 $d = 1$ mm, $S/d = 4.50$, $n = 19$ 的射流结构, 在保证 $W = G = 0.9$ mm 不变的情况下, 讨论了针肋高度与孔径之比 H_p/d 对努塞尔数的影响. 如图 4 所示, 相比于光滑表面 ($H_p = 0$ mm),

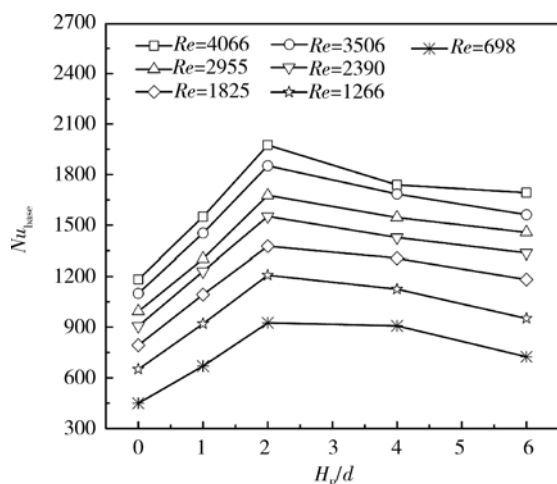
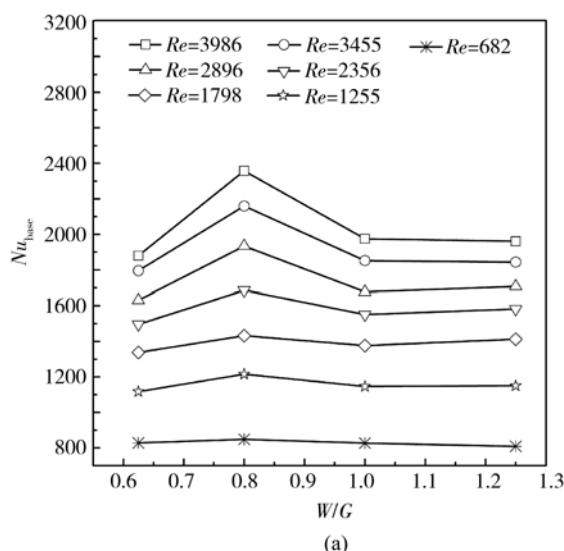


图4 针肋高度与孔径比 H_p/d 对 Nu_{base} 的影响

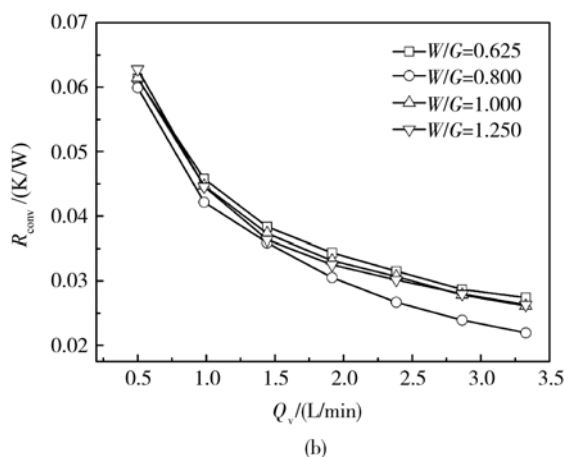
Fig. 4 Nusselt number versus H_p/d for different Reynolds numbers

粗糙肋的存在, 增大了换热面积, 并且在一定程度上增加了扰动, 从而增强了换热效果; 并且随着射流雷诺数的增大, 针肋对壁面射流流动换热的增强效果愈加明显; 但还可以发现, 当 H_p/d 大于 2.0 之后, 努塞尔数反而变小, 但变化曲线较平缓. 这是由于射流距离增大以及针肋的阻碍, 影响了射流驻点区的换热. 于是, 当针肋的高度增大到一定程度时, 再单纯依靠其不断增大来强化传热的想法已经变得不太实际, 此时针肋宽度将扮演重要角色.

因此, 本文着重讨论了肋宽与肋间距之比 W/G 对传热特性的影响规律. 如图 5(a) 所示, W/G 与 H_p/W 对传热的影响曲线较为类似, 但是较小的雷诺数下, 努塞尔数受 W/G 的影响非常之小,



(a)



(b)

图5 肋宽与肋间距之比 W/G 对传热特性的影响

($H_p = 2$ mm, $H = 4$ mm, $S/d = 4.50$)

Fig. 5 Nusselt number versus W/G for different Re

($H_p = 2$ mm, $H = 4$ mm, $S/d = 4.50$)

甚至可以忽略不计. 随着雷诺数的增大, 传热性能不断提高, 努塞尔数在 $0.625 \leq W/G \leq 1.000$ 范围内呈塔型分布, $W/G=0.800$ 时达到最大值. 当 $W/G > 0.800$ 后, 虽然拓展面积增大, 但肋间距变窄, 针肋表面射流强度减弱, 导致热阻增大. 文献 [9] 认为针肋间距太小流体不易进入肋间进行热交换, 而间距太大则使流道面积变大, 大部分流体未与针肋表面进行热交换就流出去, 因此肋间距的最优化是非常重要的.

如图 5(b) 所示, 流体流量增大, 对流热阻变小, 但此趋势逐渐变得平缓. 这主要由于冲击速度的提高不会无限制地降低边界层的厚度 [6].

3.2 不同射流阵列对传热特性的影响

本节所有实验 $d=1 \text{ mm}$, $H_p=2 \text{ mm}$, $H=4 \text{ mm}$.

图 6 显示了相同射流孔径下不同射流孔数量

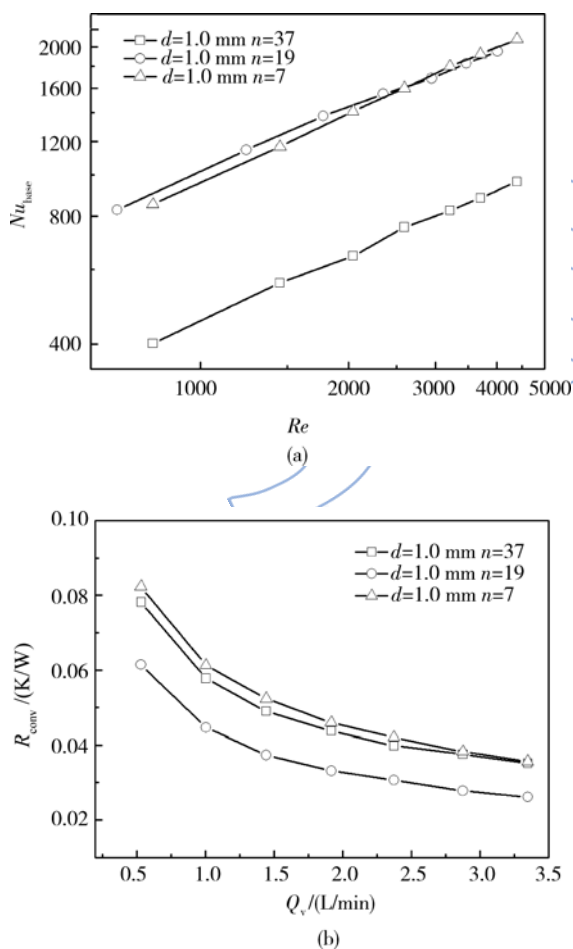


图 6 不同射流孔数量对传热特性的影响

Fig. 6 Heat transfer characteristics versus jet-number for different Reynolds number and water flow rates

对传热特性的影响规律. 以下分别对 $d=1 \text{ mm}$ 时, 孔数为 $n=7$, $S/d=7.00$; $n=19$, $S/d=4.50$; $n=37$, $S/d=3.00$ 的三种射流阵列进行了研究, 分别讨论了在相同雷诺数和相同流量下的传热规律. 研究发现, 相同的雷诺数下, 随着 S 的减小射流孔数增多, 换热将会增强. 然而本文发现当射流孔数量多到一定程度时, 强化作用不再明显, 甚至可能引起反作用. 如图 6(a) (对数坐标系), 在 $S/d=3.00$ 时, 由于射流孔相距比较近, 相邻射流在壁面射流区相互碰撞, 形成向上喷流, 被加热的流体循环进入射流核心, 平均努塞尔数比其他两种情况还要低 50%, 传热严重恶化.

图 6(b) 反映了对流热阻随介质流量的变化. 可以看出, 对于三种射流阵列, 流量从 0.5 L/min 增加到 2.5 L/min , 对流热阻减少了 50%, 下降较快, 此后将趋于平缓. 研究发现, 在相同的介质流量下, 射流孔数从 7 增加到 19, 传热性能增强了一倍多, 但是 37 孔与 7 孔射流阵列冲击热沉的努塞尔数却相差不超过 5%. 这是因为: 7 孔射流阵列具有较高的冲击速度, 传热表面边界层较薄; 而 37 孔射流阵列虽然冲击速度较小, 但直接冲击传热表面和针肋的面积较大. 这两种因素对热阻的作用相当. 然而 19 孔射流阵列两者兼备, 因此具有最佳的换热效果.

图 7 为 $H/d=4$ 时努塞尔数随 S/d 的变化. 从图中可以看出, 受限浸没射流阵列的分布对换热的影响非常大, 并且与雷诺数的大小密切相关. S/d 在 $3.00 \sim 4.50$ 之间, 努塞尔数随 S/d 的增大单调递增, 并且随着雷诺数的增大曲线曲率逐

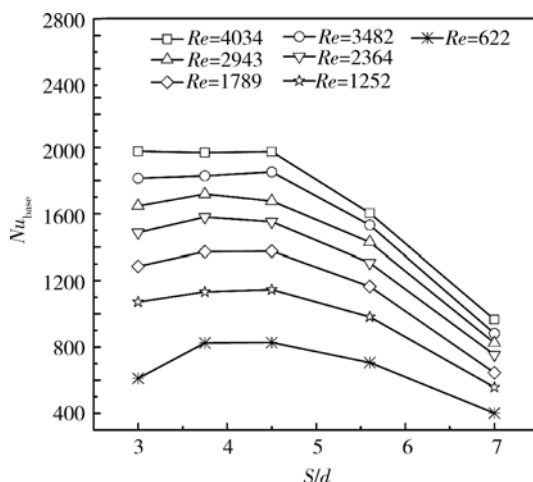


图 7 Nu_{base} 随 S/d 的变化

Fig. 7 Nusselt number versus S/d for different Re

渐变小,当 Re 超过 4000 后,换热性能与 S/d 基本无关; S/d 在 4.50~7.00 之间,努塞尔数随 S/d 的增大单调递减,且雷诺数越大 Nu_{base} 减小得越快.然而文献[5]发现在 $3.00 \leq S/d \leq 7.00$ 范围内平均传热系数单调递减,这与本文的研究结果略有不同.主要是因为文献[5]研究的是单纯的浸没射流,射流区周围不存在限制壁面.本文中由于圆形空间壁面的存在,使得射流区内扰动增大,流动与传热变得更复杂.

图8是平均努塞尔数随无量纲射流距离 H/d 的变化.如图所示,受限浸没射流的 Nu_{base} 在 $2.0 \leq H/d \leq 3.0$ 内,变化不太明显,这是由于较小的射流距离使得传热表面处于射流核心区内^[8].文献[10]认为若要射流核心有效冲击传热表面,射流孔距冲击表面的距离即 H/d 应当小于 5.0.这与本文的结果是相近的.从图中可以看出当 H/d 较大时,射流逐渐发展,在射流到达冲击平面之前,射流不仅卷吸周围介质,而且射流之间相互干扰,使射流到达冲击平面时动能降低,影响传热效果.另外,文献[11]的研究表明,在大 H/d 或 Re 小于一定值的情况下,射流冲击强化换热的效果很不明显,这与本文的研究是一致的.

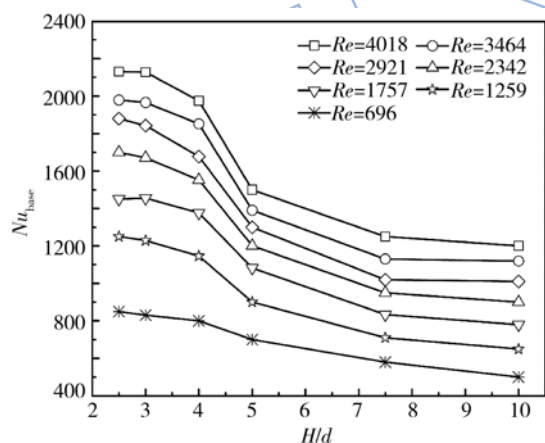


图8 Nu_{base} 随 H/d 的变化

Fig. 8 Nusselt number versus H/d for different Re

3.3 泵功对传热特性的影响

热沉所需泵功 $P_{pumping}$ (单位:W)取决于通过射流孔的压降 Δp 及介质流量 Q_v ,即

$$P_{pumping} = \Delta p \frac{Q_v}{60} \quad (6)$$

从图9可以看出,随着泵功的不断增大,对流热阻越来越小;在泵功小于 0.4 W 时,热阻随泵功的增大,下降的速度非常快;当泵功增大到一定

值,如图 $P_{pumping} = 0.8$ W 以后,热阻的变化趋势趋于平缓.因此,提高热沉的换热性能并不能一味通过增大泵功来实现^[12],而需要进一步找出泵功与换热能力的最佳值,使热沉的热耗散性和经济性达到合理匹配.这在任何需要泵驱动的热交换器的设计中,都尤为重要.

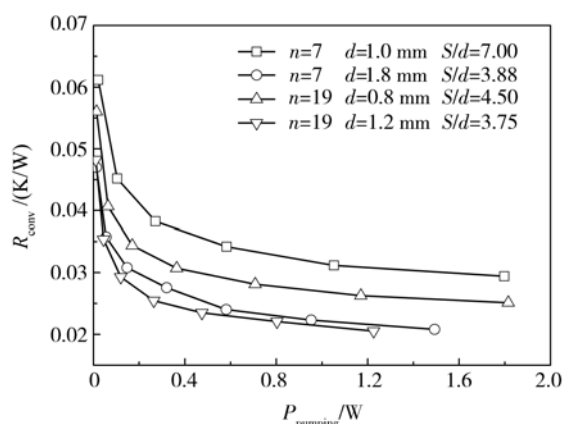


图9 对流热阻 R_{conv} 随泵功 $P_{pumping}$ 的变化
($H/d=4$)

Fig. 9 Pumping power required to form jet versus thermal resistance
($H/d=4$)

4 结 论

本文对液体受限浸没射流阵列冲击针肋热沉的传热特性进行了实验研究.研究结果表明:

1) 相比于光滑表面,针肋热沉的表面平均努塞尔数平均提高 50% 左右.随着针肋高度的增大,热沉换热性能明显提高;但当 H_p/d 大于 2.0 之后,努塞尔数反而变小,但变化曲线较平缓.

2) 努塞尔数在 $0.625 \leq W/G \leq 1.000$ 范围内呈塔型分布, $W/G=0.800$ 时为最大值.当 $W/G > 0.800$ 后,虽然拓展面积增大,但肋间距变窄,针肋表面射流强度减弱,导致热阻增大.

3) 在一定的雷诺数下,随着 S/d 减小,换热将会增强.然而本文发现当射流孔数量多到一定程度时,强化作用不再明显.研究发现 $S/d=3.00 \sim 4.50$ 时换热性能最佳.

4) 在一定的射流直径下,受限浸没射流的努塞尔数随 H/d 的增大不断下降,但在 $2.0 \leq H/d \leq 3.0$ 时,变化不太明显;在 $5.0 \leq H/d \leq 10.0$ 之间时,换热能力缓慢减弱; H/d 由 3.0 增大到 5.0,努塞尔数急剧下降了 30%.研究证明了射流核心在射流冲击传热中的重要性.

参考文献:

- [1] Lee D Y, Vafai K. Comparative analysis of jet impingement and microchannel cooling for high heat flux applications [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1999, 42(9): 1555-1568.
- [2] San J Y, Lai M D. Optimum jet-to-jet spacing of heat transfer for staggered arrays of impinging air jets [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2001, 44(2): 3997-4007.
- [3] Florchuetz L W, Truman C R, Metzger D E. Streamwise flow and heat transfer distributions for jet array impingement with crossflow [J]. ASME Journal of Heat Transfer, 1981, 103(2): 337-342.
- [4] 王磊, 张靖周, 杨卫华. 密集型阵列冲击射流换热特性实验 [J]. 航空动力学报, 2009, 24(6): 1264-1269.
WANG Lei, ZHANG Jingzhou, YANG Weihua. Experimental research on heat transfer characteristics of denser jet array impingement [J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(6): 1264-1269. (in Chinese)
- [5] Robinson A J, Schnitzler E. An experimental investigation of free and submerged miniature liquid jet array impingement heat transfer [J]. Journal of Experimental Thermal Fluid Science, 2007, 12(1): 1-13.
- [6] Sullivan P F, Ramadhyani S, Incropera F P. Use of smooth and roughened spreader plates to enhance impingement cooling of small heat sources with single circular liquid jets [J]. Topics in Heat Transfer, ASME HTD, 1992, 206(2): 103-110.
- [7] El-Sheikh H A, Garimella S V. Enhancement of air jet impingement heat transfer using pin-fin heat sinks [J]. IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies, 2000, 23(2): 300-308.
- [8] Brignoni L A, Garimella S V. Experimental optimization of confined air jet impingement on a pin fin heat sink [J]. IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies, 1999, 22(3): 399-404.
- [9] Ledezma G, Morega A M, Bejan A. Optimal spacing between pin fins with impinging flow [J]. Journal of Heat Transfer, 1996, 118(3): 570-577.
- [10] Garimella S V, Rice R A. Confined and submerged liquid jet impingement heat transfer [J]. Journal of Heat Transfer, 1995, 117(4): 871-877.
- [11] Ma C F, Zheng Q, Sun H, et al. Local characteristics of impingement heat transfer with oblique round free-surface jets of large Prandtl number liquid [J]. Int. J. Heat Mass Transfer, 1997, 40(10): 2249-2259.
- [12] 夏国栋, 李宴君, 孔凡金. 流体横掠方形微针肋阵列热沉的传热特性 [J]. 工程热物理学报, 2008, 29(4): 628-630.
XIA Guodong, LI Yanjun, KONG Fanjin. Heat transfer characteristics of a diamond-shaped pin fin micro heat sink [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2008, 29(4): 628-630. (in Chinese)