

带矩形重入腔的直肋微通道内 流动沸腾换热特性

吴越, 张子涛, 何坤, 晏鑫

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 为揭示矩形重入腔强化直肋微通道内流动沸腾换热的机理, 采用实验方法研究了带矩形重入腔的直肋微通道内的流动沸腾换热特性, 获得了不同质量流率($200\sim 500\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$)和不同热流密度($0\sim 78.16\text{ W}\cdot\text{cm}^{-2}$)条件下微通道内的传热系数和压降, 并与无矩形重入腔的直肋微通道内的流动换热性能进行了对比。结合流态可视化测量结果, 对微通道内流动沸腾过程中的流态进行了分析。实验结果表明: 相比无矩形重入腔的直肋微通道, 带矩形重入腔的直肋微通道内表现出更好的传热特性, 尤其是在高质量流率 $G>400\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ 条件下, 各流态下带矩形重入腔的直肋微通道的传热性能均有所提升, $G=500\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ 时提升了14.8%; 重入腔结构对液相工质的毛细牵引效应, 提高了直肋微通道在高热流密度下的换热能力和临界热流密度; 带矩形重入腔的直肋微通道的临界热流密度比无重入腔直肋微通道提升了15.2%; 在单相区, 带矩形重入腔的直肋微通道内的压降损失略高于无重入腔直肋微通道; $G=500\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ 时, 在两相区带矩形重入腔的直肋微通道内的压降损失相比无重入腔直肋微通道下降了约48%。

关键词: 直肋微通道; 换热; 流动沸腾; 重入腔; 流态可视化

中图分类号: TK172 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202407004 **文章编号:** 0253-987X(2024)07-0039-11

Flow Boiling Heat Transfer Characteristics in a Ribbed Micro-Channel with Rectangular Reentrant Cavities

WU Yue, ZHANG Zitao, HE Kun, YAN Xin

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To reveal the mechanism of enhancement of flow boiling heat transfer in ribbed microchannel by rectangular reentrant cavities, this study experimentally investigates the flow boiling heat transfer characteristic in the ribbed microchannel with rectangular reentrant cavities. It involves measuring the heat transfer coefficient and pressure drop in the rectangular reentrant microchannel (RCRM) by considering a range of mass fluxes ($G=200\sim 500\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$) and heat fluxes ($q=0\sim 78.16\text{ W}\cdot\text{cm}^{-2}$). The thermohydraulic performance in the RCRM is compared with that in the ribbed microchannel without rectangular reentrant cavities. Incorporating visual measurements, an analysis is made regarding the flow patterns during the flow boiling process in the microchannel. The experimental results demonstrate superior heat transfer characteristics in the RCRM compared to the ribbed microchannel without rectangular reentrant cavities. Particularly,

under high mass flux conditions ($G>400\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$), the heat transfer performance in the RCRM improves across all flow regimes. At $G=500\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$, the improvement amounts to 14.8%. The presence of reentrant cavities enhances capillary traction effects on the liquid phase, boosting heat transfer capability and critical heat flux in the ribbed microchannel at high heat flux levels. The critical heat flux in the RCRM surpasses that in the ribbed microchannel without reentrant cavities by 15.2%. While the pressure drop penalty in the RCRM slightly exceeds that in the ribbed microchannel without reentrant cavities in the single-phase flow region, the pressure drop penalty in the RCRM is lower in the two-phase region. Specifically, at $G=500\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$, the pressure drop penalty in the RCRM is reduced by 48%.

Keywords: ribbed-microchannel; heat transfer; flow boiling; reentrant cavity; flow visualization

符号表

A/m^2	换热面积	$Q_{\text{input}}/\text{W}$	总输入热量
$G/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1})$	质量流率	Q_{loss}/W	散热损失
$h/(\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1})$	换热系数	$q_{\text{eff}}/(\text{W}\cdot\text{cm}^{-2})$	有效热流密度
H_{ch}/mm	通道高度	$q_{\text{eff,CHF}}/(\text{W}\cdot\text{cm}^{-2})$	临界热流密度
H_{fin}/mm	直肋高度	Re	雷诺数
H_{rc}/mm	重入腔深度	$T_{\text{amb}}/^{\circ}\text{C}$	室温
I/A	直流电源电流	$T_{\text{f}}/^{\circ}\text{C}$	流体温度
$k/(\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1})$	铜导热系数	$T_{\text{w}}/^{\circ}\text{C}$	换热表面温度
L/m	测温点与换热表面距离	$T_{\text{tc,avg}}/^{\circ}\text{C}$	热电偶平均温度
L_{rc}/mm	重入腔长度	U/V	直流电源电压
Q_{eff}/W	有效输入热量	$\Delta p/\text{kPa}$	实验段压降

随着电子技术的快速发展,芯片等各类电子元器件性能突飞猛进,但电子元器件的发热功率也逐年攀升。当电子元器件的热流密度超过 $100\text{ W}/\text{cm}^2$ 时,常规散热器无法适应其散热需求^[1]。微通道换热器具有体积紧凑、冷却效果好、积热分散能力强、散热能力最高超过 $1\,000\text{ W}/\text{cm}^2$ 等优点^[2],能较好地满足高热流密度电子元器件的散热要求,因此被研究者视为新一代电子冷却技术^[3],受到了研究者的广泛关注,应用在航空^[4]、电子^[5]以及动力电池热管理^[6]等领域。

近年来,对于微通道换热器的研究主要集中于:①分析微通道的几何布置的影响,例如歧管效应^[7]、单双层换热器、入口限制器等对微通道的影响^[8-9];②采用传热性能更好的流体工质,例如纳米流体、低沸点工质 FC72、HLF7100 等^[10-11];③改变微通道的几何特征^[12]来增强流体扰动,以获得更好的换热性能,例如在微通道内安置针肋、翅片、凸起、凹坑和多孔介质等结构^[13-17]。

直肋微通道可在不改变流道体积的同时极大地

拓展换热面积,因此在微通道换热器中应用十分普遍。在直肋微通道内增加其他的微纳结构,例如微肋柱、二次通道和额外的凹坑突起结构等^[18-19],可进一步大幅提高微通道的换热能力。重入腔是一种在肋上开设各种形状的孔结构,在增加微通道换热面积的同时破坏边界层,可有效增强换热。

Li 等^[20]对带不同形状重入腔的带肋微通道内单相流动换热特性进行了数值研究,发现带正三角形重入腔结构的微通道表现出最佳的综合换热性能。此外, Li 等^[20]提出了一种新型的水滴形重入腔结构,该结构比带正三角形重入腔结构的综合换热性能更好。通过对水滴形重入腔结构的几何参数进行优化,获得了具有最佳综合换热性能的水滴形重入腔结构。Hou 和 Chen^[21]对带不同形状重入腔的带肋微通道内的换热特性进行了数值研究,得到的结论与 Li 等^[20]一致。Tang 等^[22]对带单矩形变截面和多矩形变截面微通道内的流动换热特性开展了实验研究,结果表明:质量流率 $G=400\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ 时,单矩形变截面微通道的换热系数比等截面微通道换

热系数最高提升了 17.6%,多矩形变截面微通道比等截面微通道换热系数提高了 40.2%。多矩形变截面微通道的进口温度稳定性最好,表现出最佳的流动特性。Zeng 等^[23]在梯形直肋微通道上加工出锥形重入腔结构,并研究了该结构对梯形直肋微通道内的流动沸腾换热特性的影响。发现重入腔结构可提供大量的成核点位,提高了微通道在高热流密度下的换热能力。重入腔的毛细力对工质的牵引使得通道内在流动失稳阶段保持润湿状态,提高了梯形直肋微通道的临界热流密度,缓解了流动不稳定性。Bortolin 等^[24]研究了 R134a 和 HEF-7000 两种低沸点工质在带三角重入腔的微通道内的流动沸腾换热特性,发现带三角重入腔微通道提供的额外成核点位使得成核提前,强化了微通道换热器在两相区的换热能力。在相同的质量流率、干度和热流密度条件下,HEF-7000 的传热系数比 R134a 低了近 50%。

上述研究结果表明:通过增添或优化重入腔结构可改善直肋微通道的流动传热特性,但目前的研究针对于矩形重入腔对直肋微通道内流动沸腾传热特性影响的实验研究较少,特别是对带重入腔的直肋微通道内两相区的流动传热机理仍不清晰。因此,本文开展矩形重入腔对直肋微通道内流动沸腾传热特性的影响机制研究,测量带矩形重入腔的直肋微通道内的换热系数、临界热流密度和压降损失,并结合流态可视化结果分析两相区的流动沸腾传热机理,并与无重入腔直肋微通道的实验结果进行对比,揭示了矩形重入腔结构对直肋微通道内流动沸腾传热特性的强化换热机理。

1 实验系统与方法

1.1 流动回路

微通道流动沸腾换热实验系统如图 1 所示。实验回路由储液罐、预加热器、可调速齿轮泵、转子流量计、实验段和冷却风机组成。可调速齿轮泵闭环驱动完全脱气的去离子水,利用负载为钛加热管的 PID 温控系统调节实验段入口水温。回路流量通过高精度电位器改变泵的转速设定,并由量程为 40~400 ml/min 的转子流量计(常州双环)进行监测。加热模块由可调直流电源与不锈钢加热棒构成,可通过改变输入电压调节加热功率。换热面温度由 12 个插入换热表面的 K 型热电偶测得的温度进行计算,测温点分布如图 2 所示。测试段进出口流体压差由测压范围为 0~6 kPa、校核精度为 0.19% 的单晶硅差压传感器(联测)、流体温度由 K 型热电偶进行测

量。进出口流体压力和温度的测量位置为进出口静压腔室,与进出口流体测温测压口相通。温度和压力数据分别由 NI-9213 和 Smacq-DAQ 数据采集设备采集。流态可视化使用 Photron 高速摄像机进行拍摄,拍摄帧率为 500~4 000 帧/s。

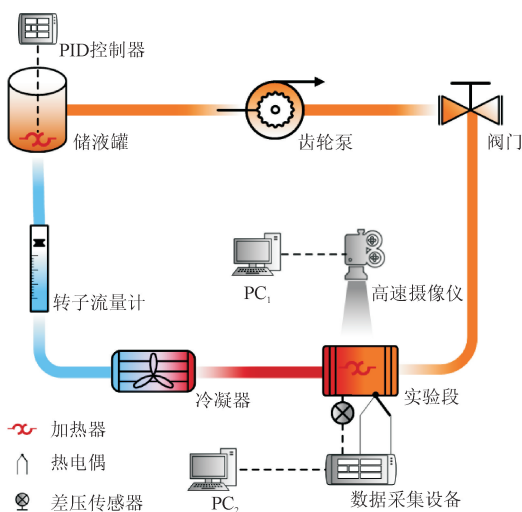


图 1 微通道流动沸腾换热实验流程示意图

Fig. 1 Schematic view of the experimental test setup

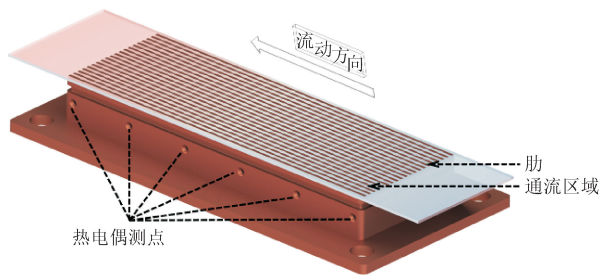


图 2 实验段热电偶分布

Fig. 2 Distribution of thermocouples in the test section

1.2 实验段和微通道表面的几何特征

微通道流动沸腾换热实验段如图 3 所示,由换热部分为 25 mm×70 mm 的纯铜加热模块、石英玻璃盖板、聚醚醚酮底板、聚四氟乙烯保温箱、不锈钢加热棒组成。使用螺栓石英玻璃盖板和聚醚醚酮底板,并采用硅橡胶密封圈保证微通道密封良好。微通道的实际尺寸通过高精度数显测高仪进行测量,测量精度为±5 μm。

在实验段的加热部分,采用 0~110 V 可调直流电源对 8 根不锈钢加热棒进行供电,以给流体施加恒定的热流密度条件,8 根加热棒与铜加热块的加热模块的对应部分配合。在加热棒表面,涂抹导热

系数为 $6.5\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 的导热硅脂以减少接触热阻。铜板上表面与微通道中的流体接触并换热。聚四氟乙烯保温箱包覆在换热块外表面,以减少向环境中的散热。

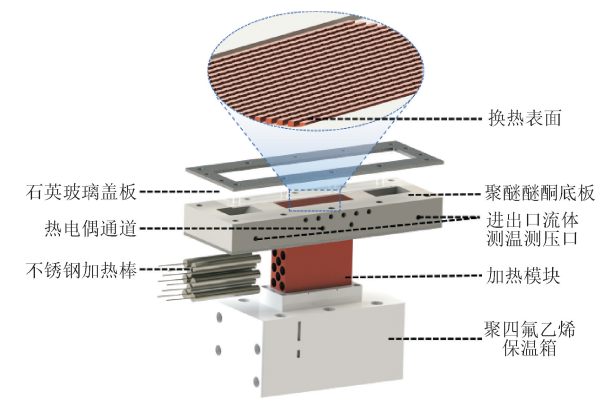


图 3 微通道流动沸腾换热实验段示意图
Fig. 3 Schematic of micro-channel heat transfer experiment test section

为了研究直肋微通道内重入腔结构对流动换热特性的影响,对带矩形重入腔的直肋微通道和无重入腔的直肋微通道进行了实验研究。带矩形重入腔的直肋微通道实验表面如图 4 所示,肋的宽度和通道宽度分别为 W_{fin} 和 W_{ch} ,肋的高度和通道高度分别 H_{fin} 和 H_{ch} ,重入腔的长宽高分别为 L_{rc} 、 W_{rc} 和 H_{rc} ,换热表面的具体几何参数见表 1。

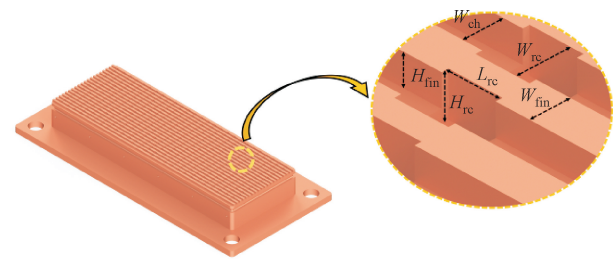


图 4 换热表面示意图(带矩形重入腔)
Fig. 4 Schematic of heat transfer surface (with rectangular reentrant cavities)

表 1 换热表面的具体几何参数

Table 1 Geometrical dimensions for the heat transfer surface						
表面	$H_{\text{fin}}/$ μm	$H_{\text{rc}}/$ μm	$W_{\text{fin}}/$ μm	$W_{\text{ch}}/$ μm	$W_{\text{rc}}/$ μm	$L_{\text{rc}}/$ μm
无重入腔	500		600	600		
有重入腔	500	700	600	600	1 000	800

1.3 实验流程

实验开始前,使用超声波清洗仪将铜块先后浸

没在去离子水和纯乙醇中清洗 15 min 以去除可能的污染。实验中使用的去离子水需要通过煮沸 30 min 脱气以去除水中的可溶性气体。

实验开始后打开预加热器,并启动储水罐中的磁力搅拌器,保证储水罐内的工质温度分布均匀。启动齿轮泵并调节流量至指定值。打开温度监测程序,调节直流电源输入功率。待温度读数稳定后,记录对应功率下的各温度数据,并对压力进行 1 min 的读数取平均值。测量完毕后,升高直流电源输入功率,重复以上步骤,同时使用高速摄像机观测微通道中的流态变化。本实验中,温度是由测量精度为 0.2% 的 K 型热电偶(TZ-CMEI)测量,数据由美国国家仪器公司(NI) USD-9231 数据采集设备结合 LabView 程序进行采集记录。压力是由高精度差压传感器(联测)测量,测量数据则由 Smacq DAQ 软件采集记录。

2 实验数据处理与不确定度分析

在流动沸腾换热特性实验中,铜试件(导热率 $\approx 401\text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)由聚醚醚酮底板和聚四氟乙烯保温层包覆,顶部由石英玻璃覆盖,3 种材料的导热率分别约为 0.2 、 0.22 和 $1.3\text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ 。因此,在流动沸腾换热特性实验过程中,大部分热量传给了流体,减少了由于从实验段到环境的热损失造成的误差。实验过程中的散热损失由散热损失实验测定,散热损失实验的详细细节在前期工作^[11]中有详细阐述,这样的方法被大量的微通道换热实验研究者采用^[17, 25-26]。

微通道中用于加热流体的有效热量由下式确定

$$Q_{\text{eff}} = Q_{\text{input}} - Q_{\text{loss}} \tag{1}$$

式中: Q_{input} 为输入功率,由直流电源输出的电流 I 和电压 U 确定; Q_{loss} 为散热损失,由下式根据实验时对应的壁面温度确定

$$Q_{\text{loss}} = 0.259\,2(T_{\text{tc,core}} - T_{\text{amb}}) \tag{2}$$

式中: $T_{\text{tc,core}}$ 为换热铜块的核心温度; T_{amb} 为环境温度。系数 0.259 2 由散热损失实验测定得到,即在未通流体的实验段中施加一定的功率 Q_{loss} ,测量在该功率下加热模块的核心温度 $T_{\text{tc,core}}$ 和外界环境的温度 T_{amb} 。通过拟合的方式确定 $Q_{\text{loss}} = C(T_{\text{tc,core}} - T_{\text{amb}})$ 中的系数 $C = 0.259\,2$ 。

相应的有效热流密度 q_{eff} 则由下式确定

$$q_{\text{eff}} = \frac{Q_{\text{eff}}}{A_{\text{ic}}} \tag{3}$$

式中: A_{ic} 为换热表面基底的面积。

由于聚醚醚酮底板的导热性能远弱于纯铜,可近似将换热表面附近的导热视为一维导热,因此换热表面的实际温度可通过 12 个热电偶示数的平均值 $T_{tc,ave}$ 与测温点离表面的距离 L ,并根据一维导热进行估算

$$T_w = T_{tc,ave} - \frac{q_{eff}L}{k}$$

(4)

在该实验段中, L 为热电偶顶部到换热表面的距离,约为 2 mm, k 为铜的导热系数, $k=401\text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ 。

铜板表面平均换热系数为

$$h_{avg} = \frac{q_{eff}}{T_w - T_{f,avg}}$$

(5)

仪表测量以及计算得到的物理量和真实量之间存在一定的偏差,由不确定度来衡量。一般情况下测量的物理量包括直接测量物理量和间接测量物理量。直接测量物理量 y 的不确定度通过下式确定

$$y_i = y_s + \Delta y_i$$

(6)

间接测量的不确定度采用误差传递公式进行计算,对于 $y = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$, 其不确定度为

$$\frac{\Delta y}{y} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial y}{\partial x_i} \frac{\Delta x_i}{y} \right)^2}$$

(7)

表 2 和表 3 分别给出了测量仪器的精度和实验的不确定度。

表 2 测量仪器的精度

Table 2 Measurement accuracy

传感器与测量参数	测量精度
K 型热电偶/ $^{\circ}\text{C}$	± 0.2
转子流量计	$\pm 5\%$
差压传感器	$\pm 0.5\%$
电流电压转换器	$\pm 0.1\%$
电压/ V	$\pm 2\%$
电流/ A	$\pm 3\%$
换热表面的几何尺寸/ μm	$\pm 5\%$

表 3 实验的测量不确定度

Table 3 Measurement uncertainty of experiment

参数	不确定度
热流密度	$\pm 2.56\%$
换热系数	$\pm 3.25\%$

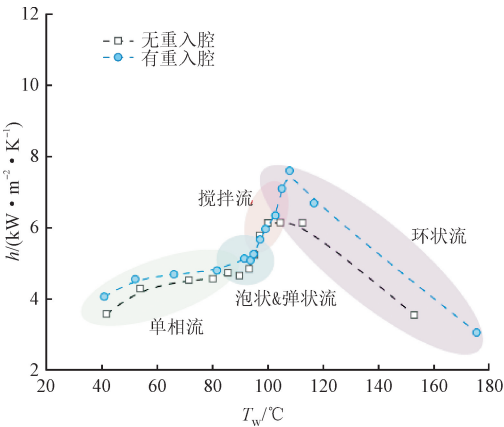
3 实验结果与讨论

本文测量了带矩形重入腔的直肋微通道和无重

入腔直肋微通道内的平均换热系数和压降损失,并结合可视化测量结果分析了矩形重入腔结构对直肋微通道内的流动沸腾特性的影响机理。实验质量流率为 $G=200\sim 500\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$,实验热流密度范围为 $0\sim 78.16\text{ W}\cdot\text{cm}^{-2}$,流体进口温度为 $35\text{ }^{\circ}\text{C}$,进口雷诺数的范围为 $324.9\sim 812.3$,处在层流阶段^[27]。

3.1 换热分析

图 5 给出了在不同 G 时实验测量的有、无重入腔的直肋微通道内换热系数 h 随壁温变化的规律。图 6 给出了图 5(a) 中各个不同流态下无重入腔直肋微通道和带矩形重入腔的直肋微通道内对应的可视化图像。在单相流动换热区域,换热系数随壁温缓慢增加。随着有效热流密度增大,壁温上升。流体升温上升,黏性下降。在相同泵功驱动下,流体流速上升,雷诺数上升,换热系数有所增加。在流动进入到泡状和弹状流动时,换热系数随壁温的增加呈现先增大后减小的趋势。泡状和弹状流初期时,气泡运动主要为滞留、脉动、脱离或生长溃灭等单一气泡运动行为,对主流产生扰动,进而强化换热。到了泡状和弹状流后期时,气泡生长合并等多气泡行为占据主导地位。由于此时有效热流密度较低,热量主要被液态流体带走,气泡内部维持在相对平衡的状态,合并后的蛞蝓状气泡堵塞在通道出口处(见图 6(a)),阻碍主流液体流动,阻碍了换热,因此换热系数有所下降。到了搅拌流阶段(见图 6(b)),流动换热以剧烈的薄膜蒸发换热为主要换热方式,换热系数随壁温快速上升。在有效热流密度进一步增加,壁面温度进一步上升的情况下,流动将进入环状流阶段(见图 6(c)),间歇性的不稳定膜态沸腾将主导沸腾换热过程,传热恶化,壁温快速飞升。若长时间维持在该有效热流密度下,沸腾过程将会越过莱登弗罗斯特点进入稳定的膜态沸腾,造成壁面烧毁。



(a) $G=200\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$

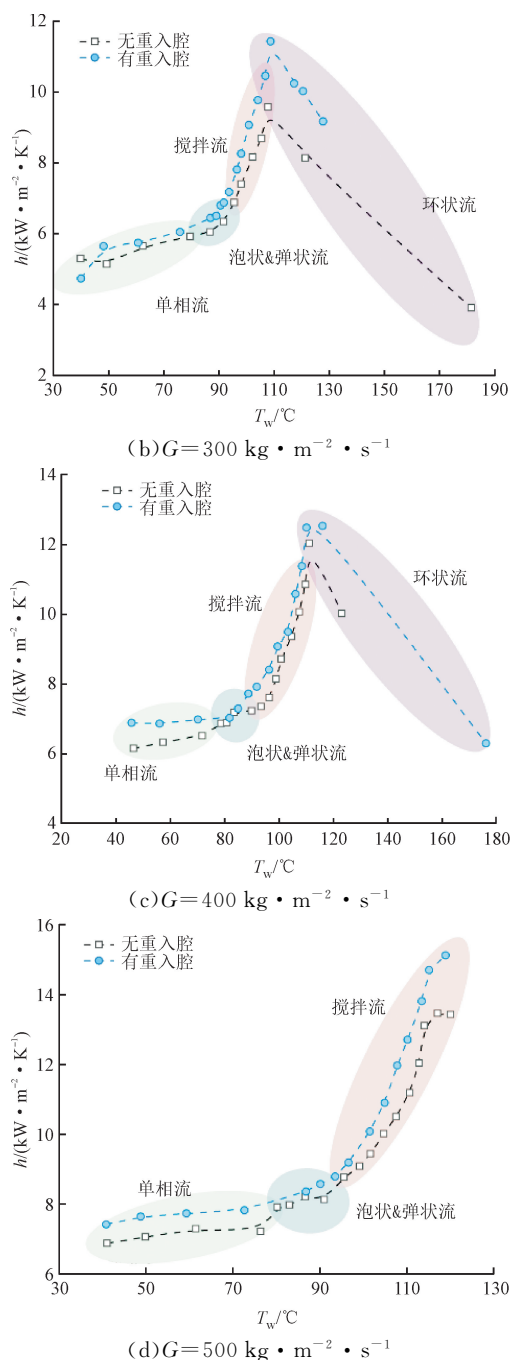


图 5 无重入腔直肋微通道与带矩形重入腔的直肋微通道在相同质量流率下的换热系数

Fig. 5 Comparisons of heat transfer coefficients between the smooth ribbed micro-channel and RCRM at the same mass flux

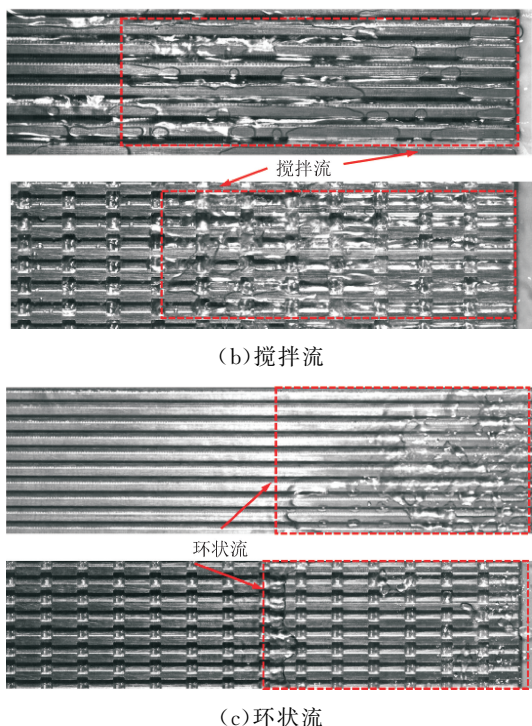
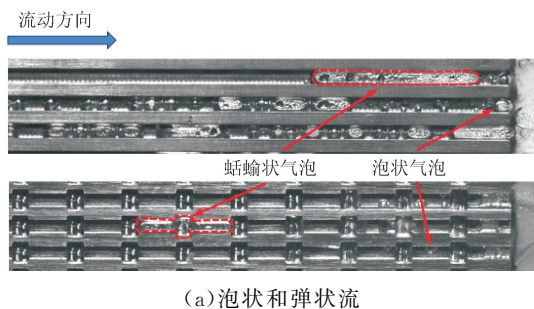


图 6 $G = 200 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 时无重入腔直肋微通道和带矩形重入腔的直肋微通道内各流态时的可视化图像

Fig. 6 Visualization of flow regimes in the smooth ribbed micro-channel and RCRM at $G = 200 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$

对比图 5(a)~5(d)中无重入腔直肋微通道和带矩形重入腔的直肋微通道在单相区域内的换热系数可以看出;带矩形重入腔的直肋微通道在单相区域的换热能力强于无重入腔直肋微通道,且随着壁温和质量流率的上升,强化换热的幅度有所提升。在单相区域,矩形重入腔结构主要由以下两方面增强流动换热:重入腔进口和出口的尖锐边缘破坏边界层发展;改变流动截面积,突增结构引起重入腔内形成涡旋^[28]。随着质量流率增大,涡旋强度增强^[20],换热系数提升更为明显。泡状和弹状流阶段,无重入腔直肋微通道换热增强幅度大于带矩形重入腔的直肋微通道。在这一阶段气泡成核后对主流产生扰动,增强主流流体的混合,加强对流换热是这一时期强化换热的主要机制。引起边界层重新发展的重入腔结构削弱这一作用,且重入腔内的涡旋更容易引起气泡的脉动,这一现象在高质量流率下更为明显。搅拌流态下,在蒸干区域重入腔对液相的毛细力牵引液相工质进入重入腔沸腾蒸发,且重入腔拓展了蒸发面积,增强了换热。在搅拌流区域,随着壁温增加,带矩形重入腔的直肋微通道和无重入腔直肋微通道二者的换热系数曲线有明显的分离趋势,尤其是接近临界热流密度(CHF)时,带矩形

重入腔的直肋微通道存在明显的换热能力提升。图 7 对比了各个质量流率带矩形重入腔的直肋微通道和无重入腔直肋微通道临界热流密度 $q_{\text{eff,CHF}}$ 。二者的临界热流密度 $q_{\text{eff,CHF}}$ 与质量流率 G 呈近似线性关系^[29],但带矩形重入腔的直肋微通道的临界热流密度 $q_{\text{eff,CHF}}$ 明显高于无重入腔直肋微通道。在 $G = 500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,带矩形重入腔的直肋微通道的临界热流密度上升了 $10.35 \text{ W} \cdot \text{cm}^{-2}$,且两条曲线存在明显的分离趋势,随着质量流率的增大,这一差距将会逐渐增大。主要归因于重入腔对液相工质的毛细力增强了通道吸液蒸发能力。

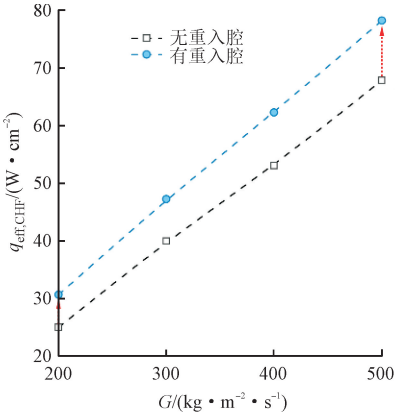
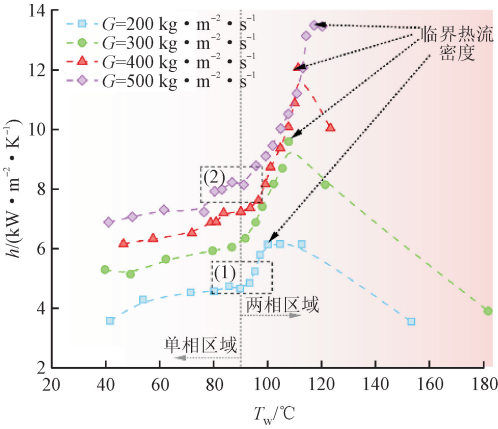


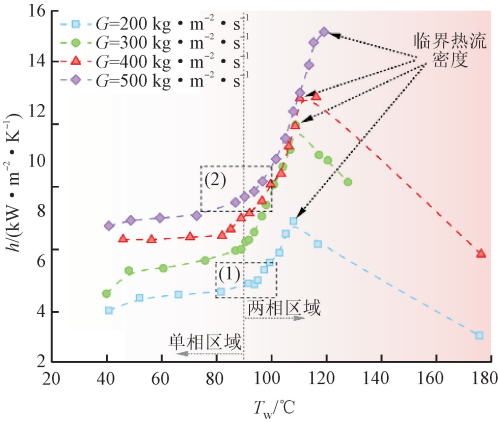
图 7 无重入腔直肋微通道和带矩形重入腔的直肋微通道的临界热流密度 $q_{\text{eff,CHF}}$

Fig. 7 Critical heat flux $q_{\text{eff,CHF}}$ in the smooth ribbed micro-channel and RCRM

图 8 展示了在不同质量流率下无重入腔直肋微通道和带矩形重入腔的直肋微通道换热系数 h 和壁温 T_w 的关系。在图 8(a) 无重入腔直肋微通道中,在单相区域质量流率增大,边界层减薄,换热增强。进入两相区域后,在泡状和弹状流阶段,随壁温 T_w 的上升,在低质量流率 ($G = 200 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$) 下,换热系数 h 存在突增后又下降的趋势(图 8(a)中区域(1))。在高质量流率下 ($G = 500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$) 换热系数 h 首先小幅度地突增,后维持小幅度上升(图 8(a)中区域(2))。进入搅拌流后换热系数 h 随壁温快速上升,这主要得益于两相区气泡的扰动,以及快速的薄膜蒸发。泡状和弹状流动阶段,低质量流率 ($G = 200 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$) 下,带矩形重入腔的直肋微通道中的换热规律与无重入腔直肋微通道表现出类似的规律(图 8(a)中区域(1)和图 8(b)中区域(1))。在高质量流率下 ($G = 500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$),带矩形重入腔的直肋微通道中的换热规律与无重入腔直肋微通道相比存在明显差异(图 8(a)中区域(2)和图 8(b)中区域(2))。



(a) 无重入腔直肋微通道



(b) 带矩形重入腔的直肋微通道

图 8 不同质量流率下的换热系数

Fig. 8 Heat transfer coefficients in the smooth ribbed micro-channel and RCRM at different mass fluxes

图 9 给出图 8 (b) 中区域(1)、(2)的放大图和其中工况对应的可视化图像。在低质量流率下 ($G = 200 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$),受核态沸腾起始点 (ONB) 影响,换热系数在成核初期存在先上升后小幅度下降然后再上升的规律。高质量流率下 ($G = 500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$) 则不存在这样的规律,高质量流率下换热系数随着壁温上升持续增加。结合对应的可视化图像可知,在低质量流率下、成核初期,由于主流动能较小,成核点位形成的气泡大多滞止在通道和重入腔内。重入腔内的气泡很难从重入腔内排除,热流密度增加时这些气泡吸热膨胀,生长并吞并周围气泡形成蛞蝓状气泡。由于主流动能低,并且它们的运动受到重入腔的限制,导致这些气泡长时间滞止在通道内,阻碍了主流工质冷却这部分通道,导致传热系数有所下降。随后,流态转变为搅拌流,换热系数再次上升。在高质量流率下主流的过冷度更高且主流压力和动能更大,气泡尺寸较小且难以附着在壁面和重入腔内。蛞蝓状气泡主要由通道前端脱离的气泡并且合并后端气泡后形成。由于这些蛞蝓状气泡存在初始动能以及强劲的主流动能对它们的推挤作用,

这些气泡快速离开通道,不会附着在通道内。在此过程中蛞蛄状气泡的运动扰动主流,增强了主流的换热。因此在高质量流率($G=500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$)下,该阶段的换热随壁温增加而持续增强。在高质量流率($G=500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$)下,无重入腔直肋微通道内的蛞蛄状气泡的形成也主要是由成核气泡生长并吞并周围气泡形成,滞止在通道内阻碍了换热。由于主流动能上升,蛞蛄状气泡并不会像低质量流率下一样长时间滞留在通道内部恶化传热。此外,根据可视化结果统计了从生成蛞蛄状气泡到离开表面的时间,无重入腔的带肋微通道内的时间为大于 10 s ($G=200 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$) 和小于 4 s ($G=500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$),带矩形重入腔的带肋微通道内的时间为大于 12 s ($G=200 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$) 和小于 0.5 s ($G=500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$)。

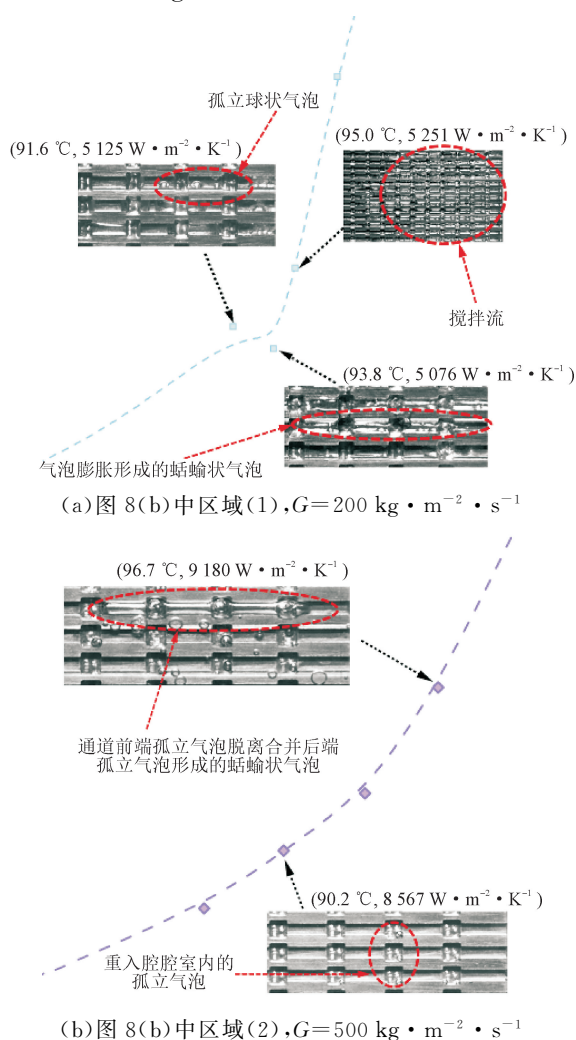


图9 矩形重入腔的直肋微通道中泡状和弹状流阶段换热系数曲线局部放大图(图8(b))和对应的可视化图像

Fig.9 Close-up views for the heat transfer coefficients in Fig. 8(b) and the corresponding visualization image of bubble and slug flow regimes in RCRM

3.2 压降分析

图10给出了带矩形重入腔的直肋微通道在 $G=400 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 时的压降随温度的变化, $P_1 \sim P_4$ 为4个工况点。 P_1 以前为单相区域,随着热流密度增加壁温上升,流体温度升高,流体黏性下降,压降随着壁温升高下降^[9]。 P_1 为成核点,气泡滞留在换热表面,对主流产生扰动,造成压降突增。 $P_1 \sim P_2$ 阶段为泡状流和弹状流,该阶段随着壁温升高,成核点位逐渐增多,压降先上升再下降。在该阶段初期,气泡一直滞止在通道内部造成堵塞,压降上升,随着壁温上升成核半径缩小^[26],堵塞有所缓解,压降降低。 $P_3 \sim P_4$ 阶段为来回振荡的流动失稳状态,随着热流密度增加,薄膜蒸发速率加快,气相堵塞加剧,且气相在出口与过冷主流混合增强,引起部分蒸气(泡)坍塌,造成了主流的振荡,压降随壁温增加快速上升。在 P_4 后,进入不稳定膜态沸腾阶段,壁温快速飞升。由于核态沸腾被间歇性膜态沸腾取代,蒸发速率大幅度下降,气相堵塞的情况有所缓解,压降并没有再次上升,在一些工况下压降反而有所下降(如图11(a))。

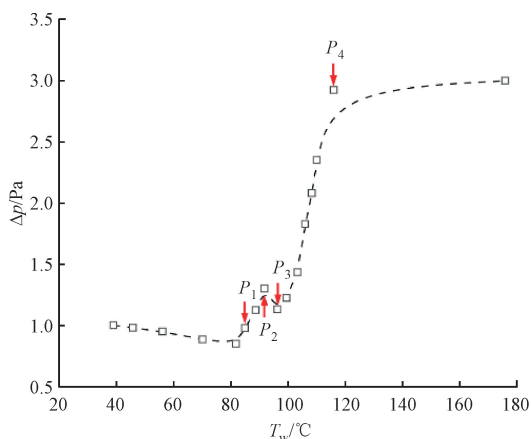
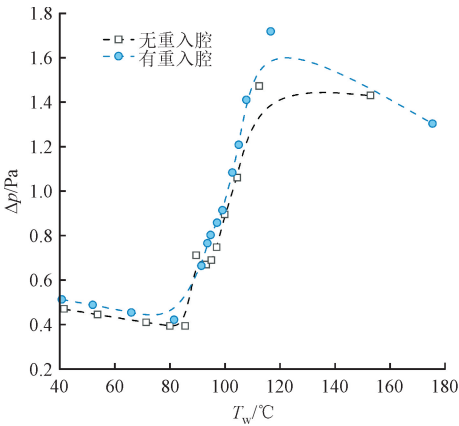


图10 $G=400 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 时带矩形重入腔的直肋微通道内压降随温度的变化

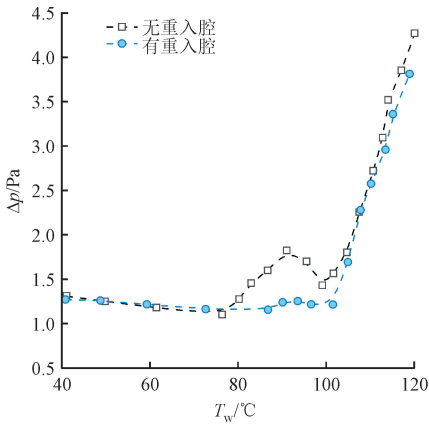
Fig.10 Variation of pressure drop in RCRM due to the change of temperature at $G=400 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$

图11(a)、(b)分别对比了在 $G=200 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 和 $G=500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 时无重入腔的直肋微通道和带矩形重入腔的直肋微通道内的压降大小。在单相区域,重入腔内的涡旋耗散了部分主流动能,因此带矩形重入腔的直肋微通道内压降略高于无重入腔直肋微通道。在泡状流和弹状流阶段,低质量流率下,带矩形重入腔的直肋微通道压降略高于无重入腔直肋微通道,而在高质量流率下,带矩形重入腔的直肋微通道内压降比无重入腔直肋微通道降低近

48%。这主要是由于蛭蠕状气泡在通道内的滞留和堵塞程度的不同(见 3.1 节)。进入搅拌流阶段时,高质量流率($G=500\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$)下带矩形重入腔的直肋微通道的压降在失稳初期略高于无重入腔直肋微通道,随着壁温上升,带矩形重入腔的直肋微通道内压降又低于无重入腔直肋微通道。这可能是由于在流动失稳初期压降损失主要是由于蛭蠕状气泡的快速产生和受到主流急冷坍塌引起的流动振荡和堵塞所致。由于带矩形重入腔的直肋微通道内成核点位更多,气泡的产生、合并程度更加剧烈,堵塞回流更加严重,压降更高。后期气相堵塞主要是由于快速的薄膜蒸发所致。带矩形重入腔的直肋微通道中由于重入腔毛细力的作用,在主流液相蒸干后,腔室内仍然存在液相工质,引导热量传向液相工质而非直接传递到气相中。



(a) $G=200\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$



(b) $G=500\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$

图 11 无重入腔直肋微通道和带矩形重入腔的直肋微通道内的压降

Fig. 11 Pressure drop in the smooth ribbed micro-channel and RCRM

高热流密度下微通道内蒸干区域热量传递分布如图 12 所示,液相的汽化后所占的体积要远小于气

相直接受热膨胀的体积,缓解了气相堵塞,使得压降低于无重入腔直肋微通道^[23]。相较于其他换热手段所带来的成倍增加的压降损失^[15, 25],带矩形重入腔的直肋微通道在强化换热的同时,并没有带来过大的附加压降损失,且部分工况和流态下的压降损失低于无重入腔直肋微通道,这对于节约能源是有利的,尤其是在需要大范围采用液冷或泵功被严格限制的应用场合,如数据中心或航空航天、电子芯片等。

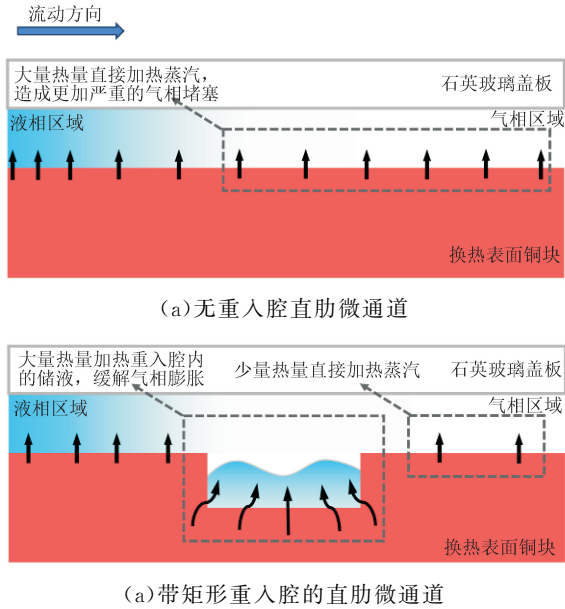


图 12 高热流密度下微通道内蒸干区域热量传递分布示意图
Fig. 12 Schematic views of q_{eff} distributions in the smooth ribbed micro-channel and RCRM at dry-out status

4 结 论

本文采用实验方法研究了带矩形重入腔结构的直肋微通道内的流动沸腾特性,并与无重入腔结构的直肋微通道流动换热特性进行对比,结合流态可视化结果分析了矩形重入腔对带肋微通道内流动沸腾过程中的换热、临界热流密度以及压降损失的影响规律,得到的结论如下。

(1)与无重入腔的直肋微通道相比,带矩形重入腔的直肋微通道在各个质量流率和所有流态下均表现出更好的传热性能, $G=500\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ 时提升了 14.8%。

(2)带矩形重入腔的直肋微通道和无重入腔的直肋微通道的临界热流密度 $q_{\text{eff,CHF}}$ 和质量流率 G 呈近似线性关系。在相同质量流率下,带矩形重入腔的直肋微通道的临界热流密度 $q_{\text{eff,CHF}}$ 大于无重入腔的直肋微通道。随着质量流率的增加, $q_{\text{eff,CHF}}$ 的提

升幅度增大。质量流率从 $200 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 增加到 $500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,带矩形重入腔的直肋微通道 $q_{\text{eff,CHF}}$ 相对于无重入腔的直肋微通道的提升幅度从 $5.66 \text{ W} \cdot \text{cm}^{-2}$ 增加到 $10.35 \text{ W} \cdot \text{cm}^{-2}$ 。

(3)通过增加矩形重入腔结构,在单相区不会带来过大的压降损失,但能够有效强化单相区的换热。在两相区,增加矩形重入腔结构后能降低高质量流率工况下的压降损失, $G=500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 时带矩形重入腔的直肋微通道内压降降低了 48%。

参考文献:

- [1] ZHANG Xuelai, JI Zhe, WANG Jifen, et al. Research progress on structural optimization design of microchannel heat sinks applied to electronic devices [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2023, 235: 121294.
- [2] DENG Daxiang, WAN Wei, QIN Yu, et al. Flow boiling enhancement of structured microchannels with micro pin fins [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017, 105: 338-349.
- [3] RAMESH K N, SHARMA T K, RAO G A P. Latest advancements in heat transfer enhancement in the micro-channel heat sinks: a review [J]. *Archives of Computational Methods in Engineering*, 2021, 28(4): 3135-3165.
- [4] JAISWAL A K, MAHAPATRA P S, PRASAD B V S S S. Effect of microchannel on combined impingement and film cooling of a concave surface [J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2021, 126: 105441.
- [5] PAN Minqiang, HU Minglong. Numerical simulation of manifold microchannel heat sinks for thermal management in a Li-Ion battery [J]. *Chemical Engineering & Technology*, 2020, 43(12): 2501-2513.
- [6] TIAN Zhen, HUANG Zhikang, ZHOU Yang, et al. Design and experimental study on wave-type microchannel cooling plates for marine large-capacity battery thermal management [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2024, 236(Part A): 121571.
- [7] TANG Sheng, ZHAO Yaohua, DIAO Yanhua, et al. Effects of various inlet/outlet positions and header forms on flow distribution and thermal performance in microchannel heat sink [J]. *Microsystem Technologies*, 2018, 24(5): 2485-2497.
- [8] LENG Chuan, WANG Xiaodong, WANG Tianhu, et al. Optimization of thermal resistance and bottom wall temperature uniformity for double-layered microchannel heat sink [J]. *Energy Conversion and Management*, 2015, 93: 141-150.
- [9] KOŞAR A, KUO C J, PELES Y. Suppression of boiling flow oscillations in parallel microchannels by inlet restrictors [J]. *Journal of Heat Transfer*, 2006, 128(3): 251-260.
- [10] LI Wenming, MA Jiaxuan, LI Chen. Enhanced flow boiling in microchannels by incorporating multiple micro-nozzles and micro-pinfin fences [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2021, 165(Part B): 120695.
- [11] 张子涛, 吴越, 何坤, 等. 微通道内稀乳液流动沸腾换热特性的实验研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2023, 57(4): 60-70.
ZHANG Zitao, WU Yue, HE Kun, et al. Experimental research on the flow boiling heat transfer characteristic of dilute emulsion in micro-channel [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2023, 57(4): 60-70.
- [12] 罗炜, 贺静, 罗兵, 等. 截面形状对微通道流动沸腾影响的数值研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2019, 53(11): 101-111.
LUO Wei, HE Jing, LUO Bing, et al. Numerical study on the effect of cross-sectional shape of microchannels on flow boiling [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2019, 53(11): 101-111.
- [13] CHAI Lei, WANG Liang, BAI Xin. Thermohydraulic performance of microchannel heat sinks with triangular ribs on sidewalls: part 2 average fluid flow and heat transfer characteristics [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, 128: 634-648.
- [14] CHAI Lei, XIA Guodong, WANG Huasheng. Parametric study on thermal and hydraulic characteristics of laminar flow in microchannel heat sink with fan-shaped ribs on sidewalls: part 1 heat transfer [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016, 97: 1069-1080.
- [15] CHAI Lei, XIA Guodong, WANG Huasheng. Parametric study on thermal and hydraulic characteristics of laminar flow in microchannel heat sink with fan-shaped ribs on sidewalls: part 2 pressure drop [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016, 97: 1081-1090.
- [16] CHAI Lei, WANG Liang, BAI Xin. Thermohydraulic performance of microchannel heat sinks with triangular ribs on sidewalls: part 1 local fluid flow and heat transfer characteristics [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, 127(Part C): 1124-1137.
- [17] ZHANG Zitao, WU Yue, HE Kun, et al. Experimental investigation into flow boiling heat transfer and

- pressure drop in porous coated microchannels [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2024, 218: 124734.
- [18] PRAJAPATI Y K, PATHAK M, KALEEM KHAN M. A comparative study of flow boiling heat transfer in three different configurations of microchannels [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2015, 85: 711-722.
- [19] LI Wenming, LI Chen, WANG Zuankai, et al. Enhanced flow boiling in microchannels integrated with supercapillary pinfin fences [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2022, 183 (Part B): 122185.
- [20] LI Haiwang, LI Yujia, HUANG Binghuan, et al. Numerical investigation on the optimum thermal design of the shape and geometric parameters of microchannel heat exchangers with cavities [J]. *Micromachines*, 2020, 11(8): 721.
- [21] HOU Tingbo, CHEN Yuanlong. Pressure drop and heat transfer performance of microchannel heat exchanger with different reentrant cavities [J]. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 2020, 153: 107931.
- [22] TANG Jiaqi, LIU Yi, HUANG Baoling, et al. Enhanced heat transfer coefficient of flow boiling in microchannels through expansion areas [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2022, 177: 107573.
- [23] ZENG Jian, ZHANG Shiwei, TANG Yong, et al. Flow boiling characteristics of micro-grooved channels with reentrant cavity array at different operational conditions [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017, 114: 1001-1012.
- [24] BORTOLIN S, FRANCESCON A, RIBATSKI G, et al. Flow boiling of R134a and HFE-7000 in a single silicon microchannel with microstructured sidewalls [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2021, 179: 121653.
- [25] LAW M, LEE P S. A comparative study of experimental flow boiling heat transfer and pressure characteristics in straight-and oblique-finned microchannels [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2015, 85: 797-810.
- [26] LEE P S, GARIMELLA S V. Saturated flow boiling heat transfer and pressure drop in silicon microchannel arrays [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2008, 51(3/4): 789-806.
- [27] HARTNETT J P, KOH J C Y, MCCOMAS S T. A comparison of predicted and measured friction factors for turbulent flow through rectangular ducts [J]. *Journal of Heat Transfer*, 1962, 84(1): 82-88.
- [28] KUO C J, PELES Y. Flow boiling instabilities in microchannels and means for mitigation by reentrant cavities [J]. *Journal of Heat Transfer*, 2008, 130 (7): 072402.
- [29] YU W, FRANCE D M, WAMBSGANSS M W, et al. Two-phase pressure drop, boiling heat transfer, and critical heat flux to water in a small-diameter horizontal tube [J]. *International Journal of Multiphase Flow*, 2002, 28(6): 927-941.

(编辑 武红江)