通道结构强化微通道流动沸腾流动与传热

党超^{1,2}, 贾力^{1,2*}, 杞卓琳^{1,2}, 彭启^{1,2}

1. 北京交通大学机械与电子控制工程学院, 热能工程研究所, 北京 100044;

2. 微细尺度流动与相变传热北京市重点实验室, 北京 100044

* 联系人, E-mail: ljia@bjtu.edu.cn

2019-01-26 收稿, 2019-04-27 修回, 2019-04-30 接受, 2019-08-05 网络版发表

国家自然科学基金(51776015)资助

摘要 开展了R134a/R245fa非共沸混合工质及其纯组分工质在不同通道结构的平行微通道内流动沸腾特性的探索性工作。提出了具有内部连通区域的分隔型微通道结构, 重点探讨了通道结构对流动沸腾传热特性与压降特性的影响。研究表明, 与连续型微通道相比, 纯组分工质在分隔型微通道中的流动沸腾传热效果略有增强, 但非共沸混合工质却略有减弱。无论纯组分工质还是非共沸混合工质, 分隔型微通道内部连通区域的存在对于延迟传热恶化的出现、提高流动沸腾CHF均有所帮助。此外, 分隔型微通道可以显著降低非共沸混合工质及其纯组分工质流动沸腾过程中的压降, 且工质的液-气密度比越小, 内部连通区域对压降的改善效果越明显。

关键词 流动沸腾, 通道结构, 非共沸混合工质, 传热特性, 压降特性

电子设备与机械元件逐渐向小型化发展过程中遇到的散热问题已经成为机械与电子控制工程领域继续发展的瓶颈, 而微通道流动沸腾换热技术有可能为此提供有效的冷却保障^[1,2], 考虑到器件合理运行温度范围以及冷却工质蒸发温度与压力选择的多样性, 制冷剂工质已经成为重要选项^[3,4], 特别是其中的非共沸混合工质, 不仅可以调制纯组分工质的性质, 而且具有独特的相变传热特性, 极具应用前景^[5,6]。在此基础上, 开展微通道流动沸腾传热强化与调控机制的研究可为微小型蒸发换热器的设计与开发提供参考与指导。

制冷剂工质的表面能较低, 采用近年来研究较多的表面微纳结构与表面改性等表面处理手段并不能够很好地实现对制冷剂工质在换热表面上亲疏水性的调控, 尽管表面处理手段可能使得气化核心增加^[7,8], 但并不能够有效解决影响微通道流动沸腾换热效果最关键的问题, 即微通道间两相流分配不均以及流道内气相阻塞和气泡迅速受限生长造成两相流回流及不稳定性

等现象。鉴于此, 制冷剂工质微通道流动沸腾特性的强化研究应当首先从流道几何结构的创新与改进角度着手考虑^[9,10]。

最近, 已有部分学者率先开展了通过改变流道几何结构来强化微通道流动沸腾换热效果方面的研究。Wang等人^[11]与Szczukiewicz等人^[12]通过可视化手段研究了制冷剂工质在有/无入口受限结构的平行多通道内的流动沸腾特性, 发现入口受限结构的存在可以有效抑制微通道内的两相流回流现象。Prajapati等人^[13]以去离子水作为实验工质, 研究了平行式、扩张式和分隔肋式3种通道结构的微通道流动沸腾特性, 重点探讨了通道中气泡生长特性及流动不稳定性。Li等人^[14]在微通道中设计了一种辅助通道与微型喷嘴结构, 用以引起自激和自持的高频两相流振荡, 以水作为工质开展流动沸腾实验, 发现该结构可以切断拉长气泡, 延迟环状流的形成。Deng等人^[15]研究了乙醇和水在具有内部连通结构的微通道中的流动沸腾特性, 发现该结构可

引用格式: 党超, 贾力, 杞卓琳, 等. 通道结构强化微通道流动沸腾流动与传热. 科学通报, 2019, 64: 2450–2462

Dang C, Jia L, Qi Z L, et al. Flow and heat transfer characteristics of microchannel flow boiling enhancement with channel configurations (in Chinese). Chin Sci Bull, 2019, 64: 2450–2462, doi: [10.1360/N972019-00083](https://doi.org/10.1360/N972019-00083)

以为来流的气相提供扩张空间, 减弱微通道对气相流动的受限效应, 一定程度上提高了流动沸腾CHF及换热效果。

本文以纯制冷剂R134a与R245fa作为实验工质, 对比研究了实验工质在不同通道结构的平行多(微)通道内(连续型与分隔型微通道)的流动沸腾特性, 用以揭示通道结构对微通道流动沸腾传热特性、CHF与压降特性的影响。

1 实验系统

1.1 实验装置介绍

图1展示了用于研究高压工质在平行微通道内流动沸腾特性的实验装置示意图。微型齿轮泵(MICRO-PUMP GJ-N23-FF1S)为环路系统中实验工质的流动提供了驱动力。通过调节与微型齿轮泵配套的变频器以及安装在旁通管路中的针阀开度和实验段出口处之后的针阀开度, 可以很好地实现实验工质流量从小到大的精确调控。实验工质流量的大小则通过安装在过滤器之后的科氏质量流量计(OVAL CR004C-SS-200N)来监测, 其测量精度为 $\pm 0.1\%$ 。安装在实验段入口处之前的针阀主要用于消除由于泵循环系统所引起的流动不稳定性^[12]。科氏流量计之后设置有过冷器与电热式预热器, 两者互相配合用以调节流入实验段的实验工质

入口温度(入口过冷度), 预热器的加热功率通过调压器来控制。同时, 利用数字电流表和电压表实时监测功率大小, 其测量精度均为 $\pm 0.5\%$ 。视液镜1和2分别用来观察过冷器出口处和实验段入口处的工质流动状态。实验段之后的冷凝器(冷凝盘管)置于可控低温循环浴槽(EYELA NCB-2600)中, 流出实验段的实验工质经冷凝器冷却冷凝之后, 流回储液罐中完成一次流动循环。此外, 实验段进出口处的温度与压力分别使用K型热电偶(HAKKO HTK0219)与压力传感器(KELLER PAA-33X)来监测, 测量精度分别为 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 和 $\pm 0.25\%$ 。所有的测量值均由数据采集系统(ETO DENKI 9201L-9365A)记录。

1.2 实验段介绍

图2展示了连续型与分隔型平行微通道流动沸腾实验段的详细结构示意图。两个实验段均由铝制通道基座与铝制盖板组成, 通道基座与盖板之间采用原子扩散焊技术进行焊接与密封处理。如图2(a)与(b)所示, 两个实验段薄层通道基座的上侧均加工有总长度($L = 110\text{ mm}$)相同的7个平行微通道, 每个微通道截面尺寸均为 $2\text{ mm} \times 1\text{ mm}(W_c \times H)$ 。另外, 相邻通道之间的肋板宽度均为 $0.5\text{ mm}(W_s)$ 。与通道基座区域较大、通道间肋板较厚的实验段结构相比, 这种具有较薄整体轮廓的实验段结构不仅更加接近于实际工程应用, 而且可以提高流动沸腾传热特性测量的准确性。至于两个实

图1 (网络版彩色)多(微)通道流动沸腾实验装置

Figure 1 (Color online) Experimental setup of flow boiling in multi-microchannels

图2 (网络版彩色) 平行微通道流动沸腾实验段

Figure 2 (Color online) Experimental test section of flow boiling in parallel microchannels

实验段的不同之处, 图2(a)是连续型微通道实验段, 即常规的平行多通道结构形式, 而图2(b)展示的是分隔型微通道实验段, 该实验段在平行多通道结构形式的基础上, 沿通道长度方向每隔30 mm设置一个长度为10 mm的内部连通区域. 薄层通道基座的下侧是加热块, 加热块上设置有加热棒孔(预留2个)与热电偶孔(预留3个), 为了尽可能减弱实验段沿流动方向上的热传导, 提高微通道表面温度测量的准确性, 故沿通道长度方向上, 以每列热电偶孔所在的位置作为加热块中轴线, 然后在相邻的加热块中轴线之间作了切割. 每个加热块上均设置两个筒形加热器(HAKAU 120V-100W), 其加热功率通过与之对应调压器(YAMABISHI S-130-10)来调节, 并使用测量精度为 $\pm 0.25\%$ 的数字功率计(HIOKI 333)来监测与记录. 每个加热块的加热功率调节与测量均是独立控制的. 另外, 实验段的进出口均设置在铝制盖板的上侧, 在实验工质入口过冷的条件下, 这种实验段进出口垂直于微通道流向的布置方式, 对于抑制

微通道入口处的回流、强化微通道出口处的气相出流十分有利, 可以有效减弱流动沸腾的不稳定性.

1.3 实验条件与实验工质

对于连续型与分隔型微通道实验段而言, 每种实验工质的流动沸腾实验均在相同的入口状态下开展, 其中, 实验段入口处工质的过冷度均保持在 $2\sim 4\text{ }^{\circ}\text{C}$ 范围内, 工质的蒸发温度均设定在 $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ 左右(偏差在 $\pm 1.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 之内). 实验段入口处蒸发温度对纯组分工质而言即饱和温度, 对非共沸混合工质而言为泡点温度(亦为该处饱和温度), 混合工质流动沸腾过程中沿程干度会发生变化, 饱和温度也随之改变. 为了获得上述入口状态, 不仅需要对实验段入口处工质的温度进行调节, 还需要将实验段入口处的压力控制在蒸发温度对应的压力值附近^[16]. 质量流速与加热功率的调节范围分别为 $300\sim 400\text{ kg}/(\text{m}^2\text{ s})$ 与 $20\sim 350\text{ kW}/\text{m}^2$. 此外, 所有的测试数据均在实验达到稳定条件的情况下记录. 实验工

质为纯组分工质R134a与R245fa以及R134a/R245fa非共沸混合工质(Mix 1与Mix 2: 10/90, 70/30 wt%), 表1列出了实验工质在蒸发温度为26 °C时的热物性参数, 图3展示了R134a/R245fa非共沸混合工质的相图。

2 数据处理方法

2.1 数据处理

对于平行微通道实验段而言, 尽管通道截面尺寸

较小, 但通道数目较多, 实际总换热面积与通道基座投影面积之比较大, 不宜近似认为通过矩形微通道换热表面的热流密度是均匀的, 因此, 通过实验段换热表面的有效热流密度须由下式计算获得:

$$q_{fb,eff} = \frac{(1-\eta)Q_{fb}}{A_{fb,eff}}, \quad (1)$$

其中, Q_{fb} 代表筒形加热器提供给实验段的加热量; η 指的是实验段的平均热损失率, 实验段处于良好的绝热条件, 单相流验证性试验中得到的两个实验段的热损

表1 饱和温度26°C时实验工质的热物性参数

Table 1 Thermophysical properties of test refrigerants at $T_{eva}=26^{\circ}\text{C}$

工质	液体密度 (kg/m^3)	气体密度 (kg/m^3)	液体动力黏度 ($\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$)	液体导热系数 ($\text{mW}/(\text{m}\cdot\text{K})$)	汽化潜热 (kJ/kg)	表面张力 (mN/m)	对比压力	滑移温度 ($^{\circ}\text{C}$)
R134a	1202.9	33.335	192.5	80.705	176.87	7.900	0.1689	0
R245fa	1335.8	8.859	395.3	87.791	189.73	13.505	0.0421	0
Mix 1	1319.7	12.623	356.4	86.832	186.66	13.016	0.0628	9.4
Mix 2	1236.6	27.411	225.1	82.106	177.52	9.579	0.1356	9.479

图3 (网络版彩色)R134a/R245fa非共沸混合工质的相图

Figure 3 (Color online) The phase diagram of R134a/R245fa zeotropic mixtures

失率均在5%~7%的范围内; $A_{fb,eff}$ 则代表实验段的实际有效换热面积, 考虑到实验段仅在底部受热, 可近似使用以下公式计算^[13]:

$$A_{fb,eff} = A_{fb,b} + A_{fb,es}, \quad (2)$$

其中, $A_{fb,b}$ 指的是实验段所有通道的底面面积之和; $A_{fb,es}$ 则代表所有通道的有效侧面积之和, 相邻通道之间的肋板可作为翅片效应进行处理。

因此, 结合图2中的相关信息, 连续型与分隔型微通道所对应的实际有效换热面积可通过式(3)与(4)计算得到:

$$A_{fb,eff} = N(W + 2\alpha H)L, \text{ 连续型}, \quad (3)$$

$$A_{fb,eff} = N(W + 2\alpha H)L + n(N-1)(W_s - 2\alpha H)L_i + 2n(N-1)\alpha W_s H, \text{ 分隔型}, \quad (4)$$

其中, N 指的是实验段微通道的数目; W 与 W_s 分别代表微通道的宽度和相邻通道之间肋板的宽度; H 指的是微通道的高度; n 与 L_i 分别指的是内部连通区域的数目和每个内部连通区域的长度; α 代表相邻通道之间肋板的翅片效率, 肋板顶端近似处于绝热条件, 多位学者在单侧加热的多(微)通道流动沸腾研究中用到了类似的处理方式^[17]。

所有通道结构形式的翅片效率均应使用下式进行计算:

$$\alpha = \frac{\tanh(mH)}{mH}, \quad (5)$$

其中, m 指的是翅片参数, 对于连续型与分隔型微通道而言, 其相邻通道之间的肋板均可看作是矩形直肋, 因此, 可按照下式计算各自对应的翅片参数:

$$m = \sqrt{\frac{P_{fin} h_{fb,exp}}{k_{Al} A_{fin}}} \quad (6)$$

$$= \begin{cases} \sqrt{\frac{2(L + W_s) h_{fb,exp}}{k_{Al} W_s L}}, & \text{连续型}, \\ \sqrt{\frac{[(L - nL_i)/(n+1) + W_s] h_{fb,exp}}{k_{Al} W_s (L - nL_i)/(n+1)}}, & \text{分隔型}, \end{cases}$$

其中, P_{fin} 与 A_{fin} 分别指的是翅片的截面周长与截面面积; k_{Al} 代表铝的导热系数; $h_{fb,exp}$ 是多(微)通道实验段的流动沸腾传热系数。然而, 流动沸腾传热系数本身是基于实验段换热表面的有效热流密度进行计算的, 见式(7)所示, 故该处流动沸腾传热系数需要通过迭代方式求解。

$$h_{fb,exp} = \frac{q_{fb,eff}}{T_{fb,w} - T_{sat}}, \quad (7)$$

其中, T_{sat} 指的是实验工质的局部饱和温度, 可通过对实验段进、出口处压力值进行插值, 得到微通道内局部压力值, 然后查询与之对应的饱和温度; 实验段换热表面的表面温度 $T_{fb,w}$ 可利用一维傅里叶导热定律推导得出^[18]:

$$T_{fb,w} = T_{fb,c} - \frac{q_{fb,eff} X_{fb}}{k_{Al}}, \quad (8)$$

其中, $T_{fb,c}$ 指的是实验段加热块上靠近薄层通道基座的热电偶孔中所测量得到的温度值。

微通道进口处实验工质均处于过冷状态, 因此, 微通道出口处的干度可以通过下式计算得到:

$$x = \frac{1}{h_{lv}} \left[\frac{(1-\eta) Q_{fb}}{M} - c_{p,l} (T_{sat} - T_{in}) \right], \quad (9)$$

其中, h_{lv} 指的是实验工质的汽化潜热; T_{in} 代表实验段进口处实验工质的温度。

微通道实验段流动沸腾过程中的两相流总压降可由下式表示:

$$\Delta P_{total} = P_{in} - P_{out} = \Delta P_f + \Delta P_a + \Delta P_g + \Delta P_{loss}, \quad (10)$$

其中, P_{in} 与 P_{out} 指的是实验段进出口处压力值; ΔP_f 指的是摩擦压降; ΔP_a 是加速压降; ΔP_g 指的是重力压降; ΔP_{loss} 是实验段进出口处缓冲室突缩与突扩所带来的压降。

本研究中微通道实验段的压降指的是摩擦压降, 可由下式计算得到:

$$\Delta P_{f,exp} = \Delta P_{total} - \Delta P_a - \Delta P_g - \Delta P_{loss}, \quad (11)$$

其中, 加速压降的计算方法如下所示:

$$\Delta P_a = G^2 \left(\frac{1}{\rho_{in}} - \frac{1}{\rho_{out}} \right), \quad (12)$$

其中, ρ_{in} 是微通道实验段进口处的工质密度, 由于进口处工质处于过冷状态, 故 $\rho_{in} = \rho_l$; ρ_{out} 是微通道实验段出口处的工质密度, 可由下式计算得到:

$$\rho_{out} = \alpha \rho_v + (1 - \alpha) \rho_l, \quad (13)$$

其中, α 为截面含气率, 可由下式计算得到:

$$\alpha = 1 / \left(1 + \frac{1-x}{x} \frac{\rho_v}{\rho_l} S \right), \quad (14)$$

其中, S 为滑速比, 其计算方法见:

$$S = \sqrt{1 - x \left(1 - \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)}. \quad (15)$$

另外, 由于本研究中微通道实验段水平放置, 故重力压降为零. 采用Li等人^[14]相关研究中所使用的方法来计算实验段进出口处缓冲室突缩与突扩带来的压力损失.

2.2 不确定度分析

采用Moffat^[19]提出的不确定度计算方法来精确计算多(微)通道流动沸腾实验中导出量的不确定度, 计算公式如下:

$$\delta R = \left[\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial R}{\partial V_i} \delta V_i \right)^2 \right]^{1/2}, \quad (16)$$

其中, δR 代表计算参数 R 的整体不确定度, 而计算参数 R 是一个受一系列测量参数 V_i (独立变量)影响的因变量; δV_i 指的是测量参数 V_i 对应的不确定度.

在平行微通道流动沸腾实验数据的基础上, 表2总结了相关测量参数不确定度(主要测试仪器、设备的精度)与计算参数不确定度. 该部分研究内容中, 连续型

与分隔型微通道实验段流动沸腾传热系数的最大不确定度分别为 $\pm 5.78\%$ 与 $\pm 9.93\%$, 表明了实验装置间接测量的准确性较高.

3 结果与讨论

3.1 通道结构对微通道流动沸腾传热特性的影响

3.1.1 纯组分工质

图4对比了纯组分工质R134a与R245fa在连续型与分隔型微通道内流动沸腾过程中传热系数的变化情况, 用以说明通道结构对纯组分工质微通道流动沸腾传热特性的影响.

在有效热流密度相对较低的情况下(质量流速为 $300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 时, $q_{\text{fb,eff}} < 150 \text{ kW/m}^2$; 质量流速为 $400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 时, $q_{\text{fb,eff}} < 200 \text{ kW/m}^2$), 即对应的干度值在小于0.5的范围内时, 纯组分工质R134a与R245fa在分隔型平行微通道内的流动沸腾传热系数仅略微高于连续型微通道. 但是, 相比于连续型平行微通道而言, 当干度值超过0.5之后(即对于质量流速为300与 $400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 时有效热流密

表 2 实验参数不确定度

Table 2 Uncertainties of experimental parameters

测量参数		计算参数	
参数名称	不确定度	参数名称	不确定度
H, W, W_s, L, L_i	$\pm 0.01 \text{ mm}$	G	$\pm 1.12\%$
M	$\pm 0.10\%$	x	$\pm 0.31\% \sim 1.28\%$
$T \text{ (K-type)}$	$\pm 0.10 \text{ }^\circ\text{C}$	$q_{\text{fb,eff}}$ (连续型/分隔型)	$\pm 3.98\% \pm 6.31\%$
P	$\pm 0.25\%$	$T_{\text{fb,w}}$ (连续型/分隔型)	$\pm 0.04\% \sim 0.18\% \pm 0.05\% \sim 0.28\%$
Q	$\pm 0.25\%$	h_{fb} (连续型/分隔型)	$\pm 4.00\% \sim 5.78\% \pm 6.36\% \sim 9.93\%$

图 4 (网络版彩色)通道结构对制冷剂R134a与R245fa流动沸腾传热特性的影响. (a) $G = 300 \text{ kg/(m}^2 \text{ s)}$; (b) $G = 400 \text{ kg/(m}^2 \text{ s)}$

Figure 4 (Color online) Effect of channel structure on flow boiling heat transfer characteristics of R134a and R245fa. (a) $G = 300 \text{ kg/(m}^2 \text{ s)}$; (b) $G = 400 \text{ kg/(m}^2 \text{ s)}$

度分别高于150与200 kW/m²的情况), 分隔型平行微通道对流动沸腾传热效果的强化作用开始逐渐提升。

根据前期微通道流动沸腾特性的相关研究结果可知^[16,20], 在干度值小于0.5的范围内, 纯组分工质R134a与R245fa的流型基本上均集中在泡状流到拉长弹状流以及搅混-环状流阶段. 在该阶段内, 流动沸腾传热机理主要由对流沸腾机制与核态沸腾机制共同主导, 但核态沸腾机制的影响较大. 而分隔型微通道中的内部连通区域一方面虽然增加了流动扰动(对核态沸腾机制有所抑制, 有利于对流沸腾机制, 但影响较为有限), 另一方面也为两相流提供了缓冲区域, 可以减小微通道对气相流动的受限效应(有利于核态沸腾机制). 但是, 考虑到在上述沸腾机制主导流动沸腾传热机理的情况下, 尤其是在核态沸腾发展较为充分, 核态沸腾机制明显主导的情况下, 由于纯组分工质的核化及气泡生长脱离过程不存在附加传质阻力, 两个微通道实验段换热表面的气化核心均可得以充分激活, 其核态沸腾水平处于充分发展阶段, 气泡的生长脱离状况良好, 故对应的流动沸腾传热性能均处于稳定较高的状态. 这种情况下, 内部连通区域产生的流动扰动所带来的影响十分有限^[21], 而缓冲区域虽然有利于气相扩张与顺利流通, 但此时气泡的生长脱离原本即处于良好状态, 尚未有所恶化, 所以改善效果相对有限. 因此, 分隔型微通道的流动沸腾传热系数仅略有提高。

当干度值超过0.5之后, 纯组分工质的流型则基本上集中在环状流阶段, 在该阶段内, 流动沸腾传热机理开始由液膜蒸发机制主导^[22]. 因此, 分隔型平行微通道的内部连通区域不仅可以引起微通道上游来流两相流的剧烈搅混与扰动, 而且可以使得微通道下游的液膜

得以重新初始化. 根据Deng等人^[15]相关研究中干度相对较高情况下(环状流阶段)的可视化结果, 亦可对此作出很好的说明. 一方面, 微通道下游液膜的扰动有所增强, 可以破坏液膜内的温度梯度, 一定程度上降低了液膜蒸发阻力; 另一方面, 内部连通区域中气液两相的再混合与向下游微通道的重新分配可以有效提高下游微通道间的两相流均匀性, 很大程度上延迟局部干涸现象的出现. 在环状流阶段(不包括出现局部烧干的干涸-环状流阶段), 纯组分工质R134a在分隔型平行微通道内流动沸腾过程中, 质量流速在300与400 kg/(m² s)条件下对应的传热系数分别平均提升了5.26%与3.13%, 纯组分工质R245fa分别平均提升了7.43%与7.24%. 图4中的传热特性以及图5中高热流密度时的沸腾曲线可以对此给予很好的佐证. 很明显, 内部连通区域的存在可以有效提高纯组分工质的流动沸腾CHF. 特别地, 如图5(b)所示, 在实验条件范围内, 当有效热流密度值最高时, R134a在分隔型微通道内流动沸腾所对应的壁面过热度相较于连续型微通道而言减小了14 °C.

3.1.2 非共沸混合工质

图6对比了R134a/R245fa非共沸混合工质(Mix 1与Mix 2: 10/90, 70/30 wt%)在连续型与分隔型平行微通道内流动沸腾传热系数的变化情况, 用以说明通道结构对非共沸混合工质微通道流动沸腾传热特性的影响。

与连续型平行微通道相比而言, 当有效热流密度较低时, 混合工质Mix 1与Mix 2在分隔型微通道中的流动沸腾传热系数均略微有所降低, 但之后随着有效热流密度的升高, 传热退化效应会逐渐减弱, 这与3.1.1节中纯组分工质在分隔型微通道中展现出来的流动沸腾传热特性并不相同. 前期的研究表明, R134a/R245fa

图5 (网络版彩色)通道结构对制冷剂R134a与R245fa流动沸腾曲线的影响. (a) $G = 300 \text{ kg/(m}^2 \text{ s)}$; (b) $G = 400 \text{ kg/(m}^2 \text{ s)}$
Figure 5 (Color online) Effect of channel structure on flow boiling curves of R134a and R245fa. (a) $G = 300 \text{ kg/(m}^2 \text{ s)}$; (b) $G = 400 \text{ kg/(m}^2 \text{ s)}$

图 6 (网络版彩色)通道结构对R134a/R245fa非共沸混合工质流动沸腾传热特性的影响. (a) $G=300\text{ kg/(m}^2\text{ s)}$; (b) $G=400\text{ kg/(m}^2\text{ s)}$
 Figure 6 (Color online) Effect of channel structure on flow boiling heat transfer characteristics of R134a/R245fa zeotropic mixtures. (a) $G=300\text{ kg/(m}^2\text{ s)}$; (b) $G=400\text{ kg/(m}^2\text{ s)}$

非共沸混合工质在微通道内流动沸腾过程中, 附加传质阻力的存在原本就会对其核化过程与蒸发过程造成抑制与延迟^[16]. 所以, 在热流密度较低的区域, 即对流沸腾机制与核态沸腾机制主导流动沸腾传热机理的情况下, 混合工质的核态沸腾机制本身就受到一定程度的抑制, 故其对流沸腾机制的作用会相对较为明显一些, 这也使得混合工质对流动扰动的敏感性有所增加. 因此, 在相同的实验条件下, 分隔型微通道的内部连通区域所引起的剧烈流动扰动会对实验混合工质的核态沸腾过程造成进一步的抑制, 而该情况下微通道受限效应减弱所起到的作用则十分有限, 故流动沸腾传热效果有所下降. 与此同时, 分隔型平行微通道所对应的壁面过热度也更高一些, 如图7所示.

随着有效热流密度的上升, 流动沸腾传热机理则逐渐由液膜蒸发机制主导(见3.1.1节所述), 对于Mix 1而言, 当干度大于0.5时, 其流动沸腾流型开始进入到环

状流阶段, 对于Mix 2而言, 干度大于0.65时其流型才开始进入到环状流阶段^[16,20]. 分隔型微通道内部连通区域的存在所引起的两相流混合与重新分配会增强通道下游液膜的扰动, 不仅可以破坏液膜内温度梯度, 而且可以破坏浓度梯度, 因而促进了液膜蒸发过程, 这也是进入环状流阶段之后流动沸腾传热效果抑制现象逐渐减弱最可能的原因.

此外, 实验混合工质Mix 1与Mix 2流动沸腾传热系数的变化趋势之间存在着一些差异. 由于实验混合工质Mix 2中低沸点组分R134a的质量分数高于Mix 1, 附加传质阻力对其流动沸腾传热效果的抑制效应所对应的有效热流密度范围相对较大(流动沸腾传热系数增长速率较慢的范围相对较大), 这主要是因为非共沸混合工质的附加传质阻力大小与其滑移温度呈正相关关系^[23,24]. 如图3所示, 在原始混合比例情况下, Mix 1与Mix 2的滑移温度基本相同, 附加传质阻力的作用效果

图 7 (网络版彩色)R134a/R245fa非共沸混合工质在连续型与分隔型微通道内的流动沸腾曲线. (a) $G=300\text{ kg/(m}^2\text{ s)}$; (b) $G=400\text{ kg/(m}^2\text{ s)}$
 Figure 7 (Color online) Flow boiling curves of R134a/R245fa zeotropic mixtures in continuous and segmented multi-microchannels. (a) $G=300\text{ kg/(m}^2\text{ s)}$; (b) $G=400\text{ kg/(m}^2\text{ s)}$

基本相似。但是,由于Mix 1处于温度滑移特性曲线的上升侧,而Mix 2处于其下降侧,在实验混合工质流动沸腾过程中,随着低沸点组分的率先起沸及组分比例的逐渐减小,Mix 1的滑移温度随之减小,而Mix 2的滑移温度则呈现先增大后减小的趋势,故Mix 2附加传质阻力的抑制作用范围相对较大,且传热系数增速较缓。值得注意的是,尽管混合工质Mix 1在原始混合比时对应的滑移温度与Mix 2几乎相等,但低热流密度情况下Mix 2的流动沸腾传热系数却稍大于Mix 1,因为Mix 2的表面张力与液体黏度较低,有利于核化过程。之后,随着有效热流密度的增加,Mix 2的流动沸腾传热系数会明显小于Mix 1,同样是因为通道内混合工质液中低沸点组分工质的局部微浓度逐渐减小,使得Mix 2的附加传质阻力先增大后逐渐减小,而Mix 1的附加传质阻力则单调减小,Mix 2的附加传质阻力作用效果大于Mix 1所致。在有效热流密度较高时,与连续型微通道相比,实验混合工质在分隔型微通道内的流动沸腾传热效果得到增强,且其随后流动沸腾传热系数的下降趋势也明显延迟,如图6(b)所示,其原因与上文3.1.1中纯组分工质的情况相类似。根据实验混合工质Mix 1与Mix 2的流动沸腾曲线可以看出,内部连通区域的存在同样可以明显提高非共沸混合工质的流动沸腾CHF,如图7(b)所示。

3.2 通道结构对微通道流动沸腾压降特性的影响

3.2.1 纯组分工质

图8对比了纯组分工质R134a与R245fa在连续型与分隔型平行微通道实验段内流动沸腾过程中压降的变化情况。不论是连续型微通道还是分隔型微通道,质量

流速相同时,除了热流密度较低的情况外,纯组分工质R245fa流动沸腾过程中的压降均明显大于R134a,且随着有效热流密度的升高,两者的压降之差越大。这是因为低热流密度时,干度较小,两相流型主要集中在泡状流阶段,故单相流效应对流动沸腾压降的影响仍然较大,而R245fa的液体黏度高于R134a,所以R245fa流动沸腾压降稍高于R134a。但当热流密度升高后,干度增大,两相流效应对压降的影响逐渐增强,而R245fa的液-气密度比明显大于R134a,故在相同条件下,通道内气相所占空间较大,气液界面剪切效应增强,且液相流速增大,因而R245fa流动沸腾过程中的压降明显较大。

另外,纯组分工质R134a与R245fa流动沸腾过程中的压降均随着热流密度的升高而增大,但在热流密度较高的情况下会出现上升趋势减缓甚至下降趋势,特别是对于R134a而言。因为随着热流密度的升高,干度逐渐增大,气液界面剪切效应增强,且液相流速增大,所以两相流的摩擦压降逐渐增大^[25],但高热流密度时,干度值很高,容易出现局部烧干现象,造成液膜破碎,使两相流压降特性向单相(气相)流压降特性靠近,从而使得流动沸腾压降有所减小^[26],而R134a的黏度与表面张力较低,故高热流密度时更容易出现压降减小的现象,图8(b)中该现象较为明显。

相比于连续型平行微通道而言,绝大部分实验条件下,纯组分工质R134a与R245fa在分隔型微通道内流动沸腾过程中的压降明显减小。主要有三方面的原因:(a)与连续型微通道实验段相比,分隔型平行微通道实验段中微通道的实际有效长度有所减小;(b)分隔型平行微通道实验段中内部连通区域的存在减弱了微通道上游来流两相流的受限效应,为气相的迅速膨胀与扩

图8 (网络版彩色)通道结构对纯制冷剂R134a与R245fa流动沸腾压降特性的影响。(a) $G=300 \text{ kg/(m}^2 \text{ s)}$; (b) $G=400 \text{ kg/(m}^2 \text{ s)}$
Figure 8 (Color online) Effect of channel structure on flow boiling pressure drop characteristics of R134a and R245fa. (a) $G=300 \text{ kg/(m}^2 \text{ s)}$; (b) $G=400 \text{ kg/(m}^2 \text{ s)}$

张提供了空间,减小了上游微通道内因气相阻滞带来的流动阻力;(c)连通区域内上游来流两相流的再混合以及向下游微通道的重新分配,可以有效提高下游微通道两相流分配的均匀性,避免因个别通道内气相过多聚集而造成总体压降上升。上述原因对于改善两相流摩擦压降均非常有利。另外,尽管分隔型平行微通道中内部连通区域上游微通道的出口突扩与下游微通道的入口突缩会带来一定程度的压力损失,但由于相邻通道间肋板宽度很薄,在两相流流动惯性的作用下,这种形阻所带来的压降很小。此外,高热流密度时,纯组分工质在分隔型平行微通道内流动沸腾过程中的压降并没有明显减小,这与其内部连通区域存在对局部烧干现象的延缓有关。

如图8所示,考虑到流动沸腾相对较为充分且稳定的情况,选取了干度值在0.2~0.8范围内的相关数据进行统计分析,即排除了单相流效应影响较大以及发生局部干涸现象时所对应的数据。可以发现,与连续型平行微通道相比,纯组分工质R134a在分隔型平行微通道内流动沸腾过程中,质量流速在300与400 kg/(m² s)条件下对应的压降分别平均减小了19.09%与17.50%,纯组分工质R245fa分别平均减小了6.62%与5.08%。之所以分隔型平行微通道对R245fa流动沸腾压降的降低作用明显小于R134a,是因为R245fa的液-气密度比明显高于R134a。相同条件下,R245fa流动沸腾过程中气相所占空间较大,分隔型平行微通道内部连通区域空间相对有限,相比于R134a而言,内部连通区域对R245fa两相流的混合与再分配效果减弱,故R245fa流动沸腾压降减小的程度较小。

3.2.2 非共沸混合工质

图9以混合工质Mix 1与Mix 2的相关实验数据为例,对比了R134a/R245fa非共沸混合工质在连续型与分隔型平行微通道实验段内流动沸腾过程中压降的变化情况,用以说明通道结构对非共沸混合工质微通道流动沸腾压降特性的影响。

很明显,相比于连续型平行微通道而言,实验混合工质Mix 1与Mix 2在分隔型平行微通道内流动沸腾过程中的压降也显著降低,其原因与上文3.3.1中纯组分工质的介绍相类似,此处不再赘述。另外,由于混合工质Mix 1的液-气密度比大于Mix 2,因此,相同条件下,混合工质Mix 1的流动沸腾压降也明显大于Mix 2。

值得注意的是,通过对比图8(a)与9(a)以及图8(b)与9(b)可以发现,与纯组分工质相比,在热流密度较低的情况下,R134a/R245fa非共沸混合工质流动沸腾过程中压降明显较低,且随着有效热流密度的升高,压降的增长趋势相对较缓(斜率较小),尤其是对于Mix 2而言。这主要是由于非共沸混合工质附加传质阻力对流动沸腾过程中核态沸腾机制的抑制作用,使得单相流效应的影响仍然相对较为明显,因而,两相流压降特性更接近于单相(液相)流压降特性。混合工质Mix 1与Mix 2在低热流密度时的流动沸腾压降均比较低,但Mix 1的液体黏度较高,故其流动沸腾压降稍高于Mix 2。而随着热流密度的升高,干度逐渐增大,混合工质Mix 2滑移温度随低沸点组分工质质量分数的减少呈先增大后减小的趋势,故其附加传质阻力作用所对应的热流密度范围较广,因此,Mix 2流动沸腾压降缓慢增长的趋势更明显一些。高热流密度情况下,实验混合工质在连续

图9 (网络版彩色)通道结构对R134a/R245fa非共沸混合工质流动沸腾压降特性的影响。(a) $G=300 \text{ kg/(m}^2 \text{ s)}$; (b) $G=400 \text{ kg/(m}^2 \text{ s)}$
 Figure 9 (Color online) Effect of channel structure on flow boiling pressure drop characteristics of R134a/R245fa zeotropic mixtures. (a) $G=300 \text{ kg/(m}^2 \text{ s)}$; (b) $G=400 \text{ kg/(m}^2 \text{ s)}$

型平行微通道内的流动沸腾压降同样出现了轻微减缓的趋势,但在分隔型平行微通道中,流动沸腾压降并未明显减缓,如图9(b)所示。

此外,同样选取了干度值在0.2~0.8范围内的相关数据进行统计分析,如图9所示。可以发现,与连续型平行微通道相比,实验混合工质Mix 1在分隔型平行微通道内流动沸腾过程中,质量流速在300与400 kg/(m²·s)条件下对应的压降分别平均减小了7.93%与8.36%,混合工质Mix 2分别平均减小了14.71%与11.83%。由于混合工质Mix 1的液-气密度比大于Mix 2,故分隔型平行微通道内部连通区域对Mix 1流动沸腾压降的改善效果相对较弱。与纯组分工质R245fa相比, Mix 1的液-气密度比较小,与R134a相比, Mix 2的液气比密度比较大,因此,相对于R245fa而言, Mix 1流动沸腾压降的改善效果有所提升,相对于R134a而言, Mix 2的流动沸腾压降改善效果则有所减弱。

4 结论

本文通过实验研究了R134a/R245fa非共沸混合工

质及其纯组分工质在连续型与分隔型平行微通道内的流动沸腾该特性,分析讨论了通道结构对流动沸腾传热特性与压降特性的影响,得到的主要结论总结如下:

(1) 分隔型平行微通道内,纯组分工质的流动沸腾传热效果稍微有所强化,特别是在热流密度较高的情况下,但对于非共沸混合工质而言,其传热效果反而略微有所降低,随着热流密度的增加,传热抑制效应逐渐减弱。

(2) 无论是纯组分工质还是非共沸混合工质,分隔型平行微通道中内部连通区域的存在均可有效延缓流动沸腾传热恶化现象的出现,进而提高了流动沸腾CHF。

(3) 与连续型平行微通道相比,纯组分工质与非共沸混合工质在分隔型平行微通道内流动沸腾过程中的压降显著降低,且工质的液-气密度比越小,内部连通区域对压降的改善效果越明显。

(4) 与纯组分工质相比,非共沸混合工质在低热流密度时的流动沸腾压降较小,且压降随热流密度的增长趋势较缓。

参考文献

- 1 Chu W X, Li X H, Ma T, et al. Heat transfer and pressure drop performance of printed circuit heat exchanger with different fin structures (in Chinese). *Chin Sci Bull*, 2017, 62: 1788–1794 [褚雯霄, 李雄辉, 马挺, 等. 不同肋片结构的印刷电路板换热器传热与阻力特性. 科学通报, 2017, 62: 1788–1794]
- 2 Wang H, Wu H Y, Cheng P. Study on alternating flow phenomena during flow boiling in silicon microchannels (in Chinese). *J Eng Therm*, 2006, 27: 61–64 [王浩, 吴慧英, 郑平. 芯片微通道沸腾相变过程中流动交变现象探析. 工程热物理学报, 2006, 27: 61–64]
- 3 Lee J, Mudawar I. Low-temperature two-phase microchannel cooling for high-heat-flux thermal management of defense electronics. *IEEE Trans Comp Packag Technol*, 2009, 32: 453–465
- 4 Deng C, Luo X P, Feng Z F, et al. Research on boiling heat transfer characteristics and visualization of refrigerant in rectangular microchannels (in Chinese). *J Refrig*, 2015, 36: 1–5 [邓聪, 罗小平, 冯振飞, 等. 矩形微通道内制冷剂流动沸腾传热特性及可视化研究. 制冷学报, 2015, 36: 1–5]
- 5 Qi L S, Ma H G, Xie R J. Characteristics of flow boiling in micro-channel with R32/R134a (in Chinese). *J Eng Therm*, 2010, 12: 2083–2086 [齐鲁山, 马虎根, 谢荣建. R32/R134a在微通道内流动沸腾特性. 工程热物理学报, 2010, 12: 2083–2086]
- 6 Lv F Y, Ma H G, He H P, et al. Investigation on flow boiling heat transfer of non-azeotropic refrigerant mixture in microchannel (in Chinese). *Chem Ind Eng Prog*, 2012, 31: 1449–1453 [吕凤勇, 马虎根, 何红萍, 等. 微通道内非共沸混合制冷剂的流动沸腾特性. 化工进展, 2012, 31: 1449–1453]
- 7 Zhao Y D, Zhang W, Li Y, et al. Research progress on the flow boiling heat transfer enhancement by using micro/nano compound structures in microchannels (in Chinese). *Micronanoelectr Tech*, 2017, 54: 311–318 [赵亚东, 张伟, 李亚, 等. 微纳米复合结构强化微通道内沸腾换热的研究进展. 微纳电子技术, 2017, 54: 311–318]
- 8 Wang X L, Yang W G, Shi X P, et al. Experimental research of flow boiling heat transfer with nanotube arrays surface on titanium (in Chinese). *Chem Ind Eng Prog*, 2013, 32: 1771–1774 [王新亮, 杨文刚, 史晓平, 等. 纳米管阵列表面流动沸腾传热特性的实验研究. 化工进展, 2013, 32: 1771–1774]
- 9 Liu R, Xia G D, Du M. Characteristics of convective heat transfer in triangular microchannel heat sink using different nanofluids (in Chinese). *J Chem Ind Eng*, 2016, 67: 4936–4943 [刘冉, 夏国栋, 杜墨. 三角形微通道内纳米流体流动与换热特性. 化工学报, 2016, 67: 4936–4943]
- 10 Li J, Pan Z, Li P. Improvement of temperature uniformity in microchannel with pin-fin based on endwall fillet structure (in Chinese). *Chin Sci Bull*, 2018, 63: 108–120 [李金星, 潘治良, 李平. 端部圆角结构提升带肋针微通道热沉均温性. 科学通报, 2018, 63: 108–116]
- 11 Wang G, Cheng P, Bergles A E. Effects of inlet/outlet configurations on flow boiling instability in parallel microchannels. *Int J Heat Mass Transfer*,

- 2008, 51: 2267–2281
- 12 Szczukiewicz S, Borhani N, Thome J R. Two-phase flow operational maps for multi-microchannel evaporators. *Int J Heat Fluid Flow*, 2013, 42: 176–189
- 13 Prajapati Y K, Pathak M, Khan M K. Bubble dynamics and flow boiling characteristics in three different microchannel configurations. *Int J Thermal Sci*, 2017, 112: 371–382
- 14 Li W, Alam T, Yang F, et al. Enhanced flow boiling in microchannels using auxiliary channels and multiple micronozzles (II): Enhanced CHF and reduced pressure drop. *Int J Heat Mass Transfer*, 2017, 115: 264–272
- 15 Deng D, Xie Y, Huang Q, et al. On the flow boiling enhancement in interconnected reentrant microchannels. *Int J Heat Mass Transfer*, 2017, 108: 453–467
- 16 Dang C, Jia L, Zhang X, et al. Experimental investigation on flow boiling characteristics of zeotropic binary mixtures (R134a/R245fa) in a rectangular micro-channel. *Int J Heat Mass Transfer*, 2017, 115: 782–794
- 17 Wang H L, Wu H C, Kong Wang S, et al. A study of mini-channel thermal module design for achieving high stability and high capability in electronic cooling. *Appl Thermal Eng*, 2013, 51: 1144–1153
- 18 Prajapati Y K, Pathak M, Kaleem Khan M. A comparative study of flow boiling heat transfer in three different configurations of microchannels. *Int J Heat Mass Transfer*, 2015, 85: 711–722
- 19 Moffat R J. Describing the uncertainties in experimental results. *Exp Therm Fluid Sci*, 1988, 1: 3–17
- 20 Yin L, Jia L, Guan P, et al. An experimental investigation on the confined and elongated bubbles in subcooled flow boiling in a single microchannel. *J Therm Sci*, 2012, 21: 549–556
- 21 Keepaiboon C, Wongwises S. Two-phase flow patterns and heat transfer characteristics of R134a refrigerant during flow boiling in a single rectangular micro-channel. *Exp Thermal Fluid Sci*, 2015, 66: 36–45
- 22 Dang C, Jia L, Huang Q. Experimental study of flow boiling heat transfer characteristics of R134a in a rectangular micro-channel (in Chinese). *J Eng Therm*, 2017, 38: 1327–1332 [党超, 贾力, 黄浅. 矩形微槽道内R134a流动沸腾换热特性的实验研究. *工程热物理学报*, 2017, 38: 1327–1332]
- 23 Li M, Dang C, Hihara E. Flow boiling heat transfer of HFO1234yf and R32 refrigerant mixtures in a smooth horizontal tube: Part I. Experimental investigation. *Int J Heat Mass Transfer*, 2012, 55: 3437–3446
- 24 Bamorovat Abadi G, Yun E, Kim K C. Flow boiling characteristics of R134a and R245fa mixtures in a vertical circular tube. *Exp Thermal Fluid Sci*, 2016, 72: 112–124
- 25 Bao W, Ma H G, Bai J M, et al. Pressure drop characteristics during flow boiling in micro-channel with low boiling point refrigerant (in Chinese). *J Chem Ind Eng*, 2011, 1: 118–122 [鲍伟, 马虎根, 白健美, 等. 微通道内低沸点工质流动沸腾压降特性. *化工学报*, 2011, 1: 118–122]
- 26 Xu F Y, Wu H Y. Effect of compressible volume on flow boiling instability of water in the pin-fin microchannel (in Chinese). *Chin Sci Bull*, 2017, 62: 312–319 [徐法尧, 吴慧英. 可压缩容积对内肋阵列微通道流动沸腾不稳定性影响. *科学通报*, 2017, 62: 312–319]

Summary for “通道结构强化微通道流动沸腾流动与传热”

Flow and heat transfer characteristics of microchannel flow boiling enhancement with channel configurations

Chao Dang^{1,2}, Li Jia^{1,2*}, Zhuolin Qi^{1,2} & Qi Peng^{1,2}

¹ Institute of Thermal Engineering, School of Mechanical, Electronic and Control Engineering, Beijing Jiaotong University, Beijing 100044, China;

² Beijing Key Laboratory of Flow and Heat Transfer of Phase Changing in Micro and Small Scale, Beijing 100044, China

* Corresponding author, E-mail: ljia@bjtu.edu.cn

The heat dissipation problem encountered in the process of the development of new electronic equipment and mechanical components towards miniaturization has become the bottleneck of continuous progress in the field of mechanical and electronic control engineering, and the flow boiling heat transfer technology in microchannel may provide the effective cooling guarantee for this purpose. Given the reasonable operating temperature ranges of devices and the diversity of coolant evaporation temperature and pressure choices, refrigerants have become an important option, especially for zeotropic mixtures, which can not only modulate the properties of pure components, but also present the unique phase change heat transfer characteristics with great application prospects.

In the present study, the flow boiling heat transfer research of R134a/R245fa zeotropic mixtures as well as their pure components in parallel multi-microchannel with continuous and segmented channel configurations were experimentally studied. Each microchannel test section consisted of seven parallel channel passages with the same total length of 110 mm. The cross-sectional area of each channel passage was 2 mm × 1 mm (width×height) with the slab width of 0.5 mm. What difference from continuous microchannel was that 10 mm-long interconnected area was arranged every 30 mm along the channel length in segmented one.

The experiments were carried out at the same inlet saturation temperature of 26 °C under the conditions comprising the heat flux range of 20–350 kW/m² and mass flux range of 300–400 kg/(m² s), respectively. In order to obtain more accurate data matching relationship, the analysis of heat transfer performance focused on the region near the outlet of the test sections. It's worth noting that the multi-microchannel should be treated as fin effects during the heat transfer data reduction. The ribbed slabs could be considered as the rectangular straight fins either for continuous or segmented multi-microchannel.

The results showed that compared with continuous microchannel, the heat transfer performance was slightly enhanced for pure components while slightly suppressed for zeotropic mixtures in segmented microchannel at lower effective heat flux. With the increase of effective heat flux, the heat transfer suppression effect of zeotropic mixtures was gradually weakened. The interconnected area was helpful to delay the occurrence of the transfer deterioration and improve the flow boiling CHF regardless of pure or zeotropic refrigerants. Besides, the flow boiling pressure drop in segmented microchannel was obviously reduced for zeotropic mixtures and their pure components. The smaller the liquid-vapor density ratio of test refrigerants, the higher the reduction of pressure drop with the help of interconnected area. For zeotropic mixtures, the flow boiling pressure drop was smaller at lower effective heat flux and the increasing trend of pressure drop on heat flow is slower.

flow boiling, channel configurations, zeotropic mixtures, heat transfer characteristics, pressure drop characteristics

doi: [10.1360/N972019-00083](https://doi.org/10.1360/N972019-00083)