

DOI: 10.11949/0438-1157.

R134a 在大深宽比微通道内流动沸腾传热机理研究

冯亚利^{1,2}, 江朱叶^{1,3}, 胡成玉^{1,3}, 杨小平^{1,3}, 张永海^{1,3}, 回方娇², 张志伟², 魏进家^{1,3}

(¹ 西安交通大学化学工程与技术学院, 陕西 西安 710049; ² 中航光电科技股份有限公司, 河南 洛阳 471000; ³ 氟氮化工新材料全国重点实验室, 陕西 西安 710049)

摘要: 微通道流动沸腾传热是高功率、大面积芯片散热的有效技术途径。当前研究多聚焦于高质量通量工况, 对低质量通量下、大深宽比微通道的研究相对较少。本文以 R134a 为工质, 研究了质量通量 ($< 100 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$) 及深宽比对微通道传热性能、两相压降及流型演变的影响。结果表明, 深宽比及质量通量均对两相流型和传热性能有显著影响。在低质量通量下, 深宽比为 15 的微通道 (FG-15) 传热系数最高 (HTC: $15.4 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$)。在中高质量通量下, FG-5 综合散热性能最优, 其峰值 HTC 较 FG-15 提高 11.6%, 最大散热功率 1543 W, 热源温度仅 71.4°C , 且压降较 FG-3 降低 30.6%。可视化观测表明, 在给定热通量下, FG-15 更易趋向环状流, HTC 最高, 但高热流下易发生局部干涸, 导致临界热通量 (CHF) 最低; FG-5 呈现典型弹状流; FG-3 以离散泡状流为主, 液相占比大, CHF 最高但 HTC 最低。该现象解释了 FG-5 在中高热通量下的传热优势。本研究揭示了质量通量和几何结构对微通道流动沸腾性能的综合影响, 为微通道散热器的优化设计提供了实验指导。

关键词: 流动沸腾; 微通道; 气液两相流; 传热系数; R134a

中图分类号: TQ 028.8

文献标志码: A

文章编号: 0438-1157 (XXXX) XX-0001-14

Study on flow boiling heat transfer mechanism of R134a in microchannels with high-aspect-ratio

FENG Yali^{1,2}, JIANG Zhuye^{1,3}, HU Chengyu^{1,3}, YANG Xiaoping^{1,3}, ZHANG Yonghai^{1,3}, HUI Fangjiao², ZHANG Zhiwei², WEI Jinjia^{1,3}

(¹ School of Chemical Engineering and Technology, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, Shaanxi, China; ² AVIC Jonhon Optronic Technology Co., Ltd., Luoyang 471000, Henan, China; ³ State Key Laboratory of Fluorine & Nitrogen Chemicals, Xi'an 710049, Shaanxi, China)

Abstract: Microchannel flow boiling heat transfer is an effective technical approach for heat dissipation of high-power, large-area chips. Current research mainly focuses on high mass flux conditions, while studies on microchannels with high-aspect-ratios under low mass flux conditions are relatively limited. In this paper, using R134a as the working fluid, the effects of mass flux ($< 100 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$) and aspect ratio on the boiling heat transfer performance, two-phase pressure drop, and flow pattern evolution of a copper-based microchannel heat sink are systematically investigated. The results show that both aspect ratio and mass flux significantly influence the two-phase flow pattern and heat transfer performance. Under low mass flux conditions, the microchannel with an aspect ratio of 15 (FG-15) achieves the highest HTC ($15.4 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$). Under medium and high mass flux conditions, the

收稿日期: 2026-05-07 修回日期: 2026-07-31

通信作者: 魏进家 (1971—), 男, 博士, 教授, jjwei@xjtu.edu.cn

第一作者: 冯亚利 (1985—), 女, 博士研究生, fengyali@jonhon.cn

引用本文: 冯亚利, 江朱叶, 胡成玉, 杨小平, 张永海, 回方娇, 张志伟, 魏进家. R134a 在大深宽比微通道内流动沸腾传热机理研究[J]. 化工学报, XXXX, XX(XX): 1-14

Citation: FENG Yali, JIANG Zhuye, HU Chengyu, YANG Xiaoping, ZHANG Yonghai, HUI Fangjiao, ZHANG Zhiwei, WEI Jinjia. Study on flow boiling heat transfer mechanism of R134a in microchannels with high-aspect-ratio[J]. CIESC Journal, XXXX, XX(XX): 1-14

FG-5 exhibits the best overall heat dissipation performance, with a peak HTC 11.6% higher than that of FG-15, a maximum heat dissipation power of 1543 W, a heat source temperature of only 71.4 °C, and a pressure drop reduction of 30.6% compared to FG-3. Visualization observations indicate that at a given heat flux, FG-15 tends toward annular flow, achieving the highest HTC but being prone to local dryout at high heat flux, resulting in the lowest critical heat flux (CHF). FG-5 exhibits typical slug flow, while FG-3 remains dominated by discrete bubbly flow with a large liquid fraction, yielding the highest CHF but the lowest HTC. These observations explain the heat transfer advantage of FG-5 under medium-to-high heat flux conditions. This study reveals the combined effects of mass flux and geometry on microchannel flow boiling performance, providing experimental guidance for the optimal design of microchannel heat sinks.

Keywords: flow boiling; microchannel; vapor-liquid two-phase flow; heat transfer coefficient; R134a

引 言

随着高功率电子器件及数据中心等领域的快速发展,器件功率持续攀升,对高效热管理技术提出了严苛的要求^[1-3]。传统风冷技术因受限于噪音、体积和散热能力,已难以满足高热通量场景的散热需求,成为制约电子制造发展的关键瓶颈^[4]。在此背景下,微通道流动沸腾换热技术因其高比表面积、高相变潜热和良好的温度均匀性,被认为是解决高热通量散热挑战的最具前景的方案之一^[5-7]。

R134a作为环保型制冷剂,具有良好的热物理性质和适中的饱和压力,被广泛应用于微通道流动沸腾研究中^[8-9]。然而,微通道内流动沸腾过程涉及复杂的汽液两相相互作用,其传热性能受汽泡成核、生长、脱离及流型转变等多尺度机制的共同影响^[10-12]。同时,在微尺度受限空间内,表面张力与黏性力主导作用显著增强,导致流动阻力增加、压降升高及局部干涸等问题,严重制约系统的稳定性与可靠性^[13-15]。因此,在强化传热的同时有效调控两相流动行为、降低压降,是微通道流动沸腾研究的核心科学问题之一^[16-19]。

微通道几何参数(如微通道如截面深宽比、水力直径、肋尺寸等)和质量通量对传热强化机制以及压降特性具有决定性影响^[20-22]。表1汇总了关于R134a在微通道内流动沸腾的相关实验研究。Zhang等^[23]研究了制冷剂R134a在平行微通道热沉内的流动沸腾特性。研究发现提高质量通量和饱和温度可显著增强传热性能与流动稳定性。Dalkılıç等^[24]探究了制冷剂R134a在多微通道热沉内的流动沸腾传热特性。研究结果表明:在低干度区域,传热系数主要受热通量影响,质量流速的影响可忽略,此时核态沸腾占主导。随着热通量和干度

增加,传热机制逐渐过渡为对流沸腾主导,传热系数随质量流速和干度增加而上升,直至达到干涸点。

尽管已有研究分别探讨了微通道几何尺寸或流动参数对R134a沸腾换热的影响^[28],但目前大多数研究针对较小尺寸的热源^[29],并且通过增大质量通量($100\sim 1500\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$)来达到较高的CHF^[30]。相比之下,针对低质量通量($<100\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$)条件下,高功率、大尺寸热源微通道流动沸腾传热机理研究仍较为缺乏。此外,高深宽比几何结构对受限空间内汽泡动力学行为与流型演变的调控机制尚不明晰,亟需系统性的实验研究。

为此,本文基于可视化微通道流动沸腾实验平台,采用R134a作为工质,在进口过冷度15 K、质量通量 $35.6\sim 83.1\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ 的范围内,系统研究了深宽比分别为3、5和15的三种矩形微通道热沉的沸腾性能、两相压降以及典型两相流型演变规律。进而揭示低质量通量下,深宽比对流型转变与传热-流动过程的内在关联,为高热通量微通道热沉的几何优化设计提供实验指导。

1 实验系统和测试方法

1.1 实验系统

本实验采用闭式流动沸腾实验回路,如图1所示。循环回路主要由储液罐、齿轮泵、流量计、预热器、测试段、冷凝器、高速相机以及数据采集系统等组成。工作流体采用R134a,由齿轮泵驱动在回路中循环流动,在保证系统密封性的同时实现稳定输送。液态R134a从储液罐流出后,经过过滤器滤除杂质后流入流量计(CX-M6-SS, range 20-1500ml/min),以精确控制体积流量至设定值。为保证测试段入口处过冷度为15 K,流体在进入测试段前通过

表1 微通道内R134a流动沸腾的相关实验研究
Table 1 Experimental studies on flow boiling of R134a in microchannels

作者	通道尺寸	高宽比	质量通量	温度	有效热通量
Zhang等 ^[23]	通道数量:27	0.8	282~1033 kg·m ⁻² ·s ⁻¹	27.2~35.5 °C	117 W/cm ²
	通道高:0.8 mm				
	通道宽:1 mm				
	肋宽:0.5 mm				
	肋长:30 mm				
Dalkılıç等 ^[24]	水力直径:0.89 mm	1.23	800~1200 kg·m ⁻² ·s ⁻¹	18~28 °C	46 W/cm ²
	热源尺寸:30×40 mm				
	通道数量:27				
	通道高:0.47 mm				
	通道宽:0.382 mm				
Thiangtham等 ^[25]	肋宽:0.416 mm	1.23	150~600 kg·m ⁻² ·s ⁻¹	13~23 °C	12.6 W/cm ²
	肋长:40 mm				
	水力直径:0.421 mm				
	通道数量:27				
	通道高:0.47 mm				
Yan等 ^[26]	通道宽:0.382 mm	1	132~1528 kg·m ⁻² ·s ⁻¹	21.6~32.9 °C	58 W/cm ²
	肋宽:0.416 mm				
	肋长:40 mm				
Li等 ^[27]	水力直径:0.421 mm	1	373.33~1244.44 kg·m ⁻² ·s ⁻¹	/	80.212 W/cm ²
	通道数量:30				
	通道高:0.5 mm				
	通道宽:0.5 mm				

预热器进行温度调节。经过预热器后的工质进入测试段,在微通道内发生流动沸腾。测试段进出口分别布置有压力传感器、压差传感器(DMF305X-DST, range 0~100 kPa)和T型热电偶(KPS-TT-T-36, KAIPUSEN),用于测量压力和温度变化。流出测试段的两相流体进入冷凝器,被冷凝后返回储液罐,完成循环。

实验过程中,采用高速相机从测试段顶部的透明视窗拍摄微通道内的两相流型。所有传感器信号(温度、压力、压差、流量)均由数据采集系统(NATIONAL INSTRUMENTS 9174, USA)实时记录。加热电源采用直流稳压电源,为预热器和测试段提供稳定的加热功率。实验过程中采用逐级提高加热功率的方法获得完整沸腾曲线。当继续增加输入功率后,若壁面温度出现明显的突跃式升高,且热通量无法继续保持稳定增长,则判定测试段发生沸腾危机。将壁面温度突升前最后一个可稳定维持工况所对应的有效热通量定义为CHF。

1.2 微通道可视化测试段结构

测试段为核心部分,内部集成微通道热沉结构及加热模块。微通道测试段的爆炸结构如图2所示,由不锈钢顶盖、透明聚碳酸酯(PC)视窗、透明PC盖板、纯铜热沉和不锈钢底板组成。透明PC盖板设置有工质流道。透明PC视窗和盖板允许光学观察,便于高速摄像。各组件通过螺栓连接并采用耐高温密封圈实现密封,以保证两相流动过程中的稳定性与安全性。

加热铜柱位于热沉底部,通过嵌入式电加热棒提供均匀热流。图3展示了加热铜柱及微通道热沉的结构示意图。铜柱顶端总加热面积为50 mm×45 mm。同时开设间距为10 mm的测温槽,用于安装5个直径为0.08 mm的T型热电偶。加热铜柱轴向方向安装三个直径1 mm的铠装热电偶,间距均为3 mm,通过一维导热反推得到微通道底部的壁面温度和热通量。整个测试段及加热块周围包覆绝热材料,以减少对环境的热损失。

热沉材料选用高导热性能的纯铜(导热系数约

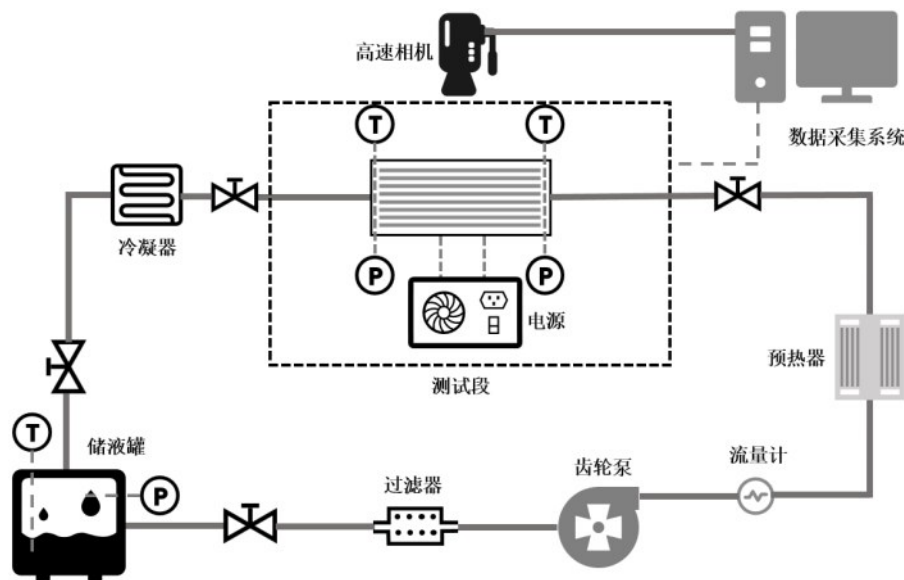


图1 流动沸腾实验回路示意图

Fig.1 Schematic diagram of the flow boiling experimental loop

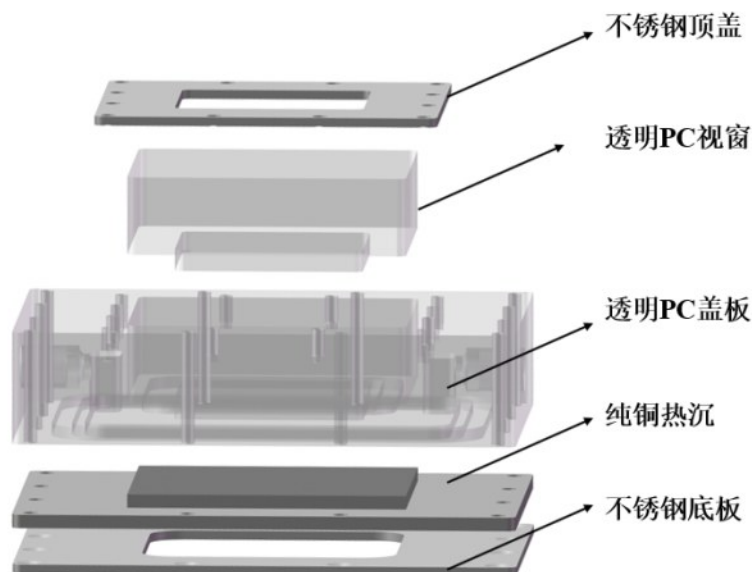


图2 测试模块爆炸图

Fig.2 Exploded view of the test module

$384 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$), 以降低固体导热热阻并保证温度分布均匀。微通道采用机械加工方式制备, 在铜基底表面加工平行肋结构, 形成多通道流动空间。通道肋宽均为 0.2 mm , 肋高 3 mm , 肋间距分别为 0.2 mm 、 0.6 mm 和 1.0 mm (分别记为 FG-15、FG-5 和 FG-3)。微通道的总长度为 62 mm , 宽度为 55.2 mm 。完整的微通道几何参数如表 2 所示。

1.3 数据处理与不确定分析

导热铜柱四周被绝热材料包裹, 故有效热通量根据一维导热定律计算。

$$q_{\text{eff}} = \frac{Q_{\text{eff}}}{A} \quad (1)$$

$$Q_{\text{eff}} = k_{\text{cu}} A \frac{\Delta T_{ij}}{\Delta x_{ij}} \quad (2)$$

式中, k_{cu} 是纯铜的热导率, 取值为 $384 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$; ΔT_{ij} 是导热铜柱轴向的测温点的温度梯度, K ; Δx_{ij} 是导热铜柱轴向的测温点的间距 (3 mm)。

热损失由能量守恒定律计算:

$$Q_{\text{loss}} = Q_{\text{in}} - Q_{\text{eff}} \quad (3)$$

式中, Q_{in} 表示直流稳压电源输出的总电功率, W 。热损失通过预实验标定, 所选工况对应本实验

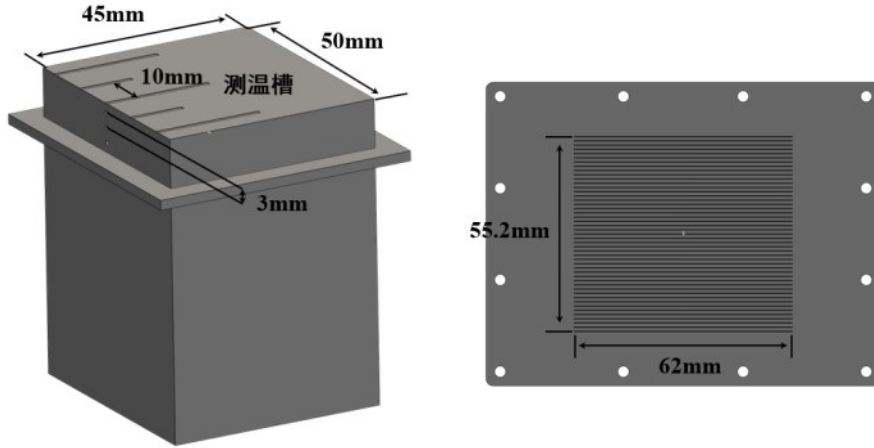


图3 加热铜柱及热沉示意图

Fig.3 Schematic diagram of the heating copper column and heat sink

表2 通道几何参数

Table 2 Channel geometric parameters

样品	肋宽 (mm)	肋高 (mm)	肋长 (mm)	肋间距 (mm)	水力直径 (mm)	深宽比	通道 数量
FG-15	0.2	3	62	0.2	0.375	15	138
FG-5	0.2	3	62	0.6	1	5	69
FG-3	0.2	3	62	1	1.5	3	46

范围内较大的热损失水平,因此可用于保守评估系统热损失。图4展示了FG-5型热沉在质量通量为 $35.6 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,输入功率600 W以内的热损失曲线。结果表明,热损失约占输入功率的2%~16%。

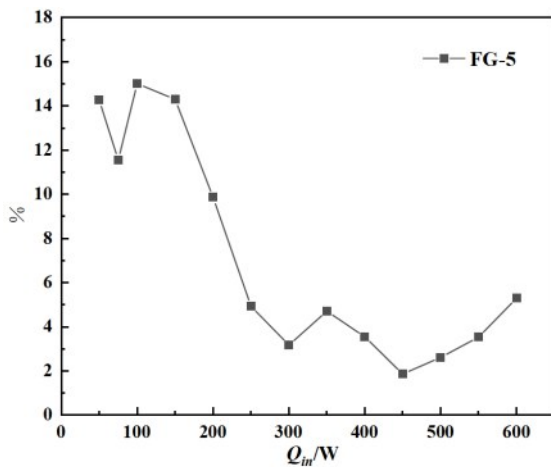


图4 不同输入功率下的热损失

Fig.4 Heat loss under different input powers

两相传热系数(HTC)用于表征微通道内流动沸腾传热性能,按下式计算:

$$h_{ave} = \frac{q_{eff}}{T_w - T_i} \quad (4)$$

$$T_{w,ave} = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 T_{w,i} \quad (5)$$

$$T_i = \frac{T_{out} + T_{in}}{2} \quad (6)$$

式中, $T_{w,ave}$ 表示热沉底板的平均温度, $^{\circ}\text{C}$; T_i 表示工质的温度; T_i 表示导热铜柱顶端的五个测温点的测量温度; T_{in} 表示工质的入口温度; T_{out} 表示工质的出口温度。

壁面过热度计算公式为:

$$\Delta T_{sat} = T_{w,ave} - T_i \quad (7)$$

基于能量平衡,出口干度可表示为:

$$x_{out} = \frac{Q_{eff} - Mc_p(T_{sat} - T_{in})}{Mh_f} \quad (8)$$

其中, M 是质量流量; c_p 表示定压比热容; T_{sat} 为R134a的饱和温度; h_f 是工质的汽化潜热。

质量流量(G)表示微通道热沉中单个通道内工质的流量。

$$G = \frac{\rho V}{NA_N} \quad (9)$$

式中, ρ 表示工质的密度, kg/m^3 ; V 表示总体积流量, m^3/s ; N 表示微通道的个数; A_N 是单个微通道的截面积, m^2 。

根据 Moffat^[31]提出的不确定度传递方法,对主要测量参数的不确定性进行评估。实验不确定度主要来源于传感器精度,电源电压和电流等。计算可得有效热通量的不确定度为4.2%,传热系数的最大不确定度为7.4%,满足微通道流动沸腾实验的精度要求。详细的不确定度汇总于表3。

2 结果与讨论

2.1 沸腾曲线

图5展示了在入口过冷度 ΔT_{sub} 为15 K条件下,不同质量通量(35.6、59.4、83.1 $\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$)时三种微

表3 实验不确定度

Table 3 Experimental Uncertainty.

参数	不确定度
温度 T	± 0.5 K
电压 U	$\pm 0.02\%$
电流 I	$\pm 0.05\%$
压力 P	0.075%
压差 ΔP	0.075%
体积流量 V	0.25%
传热系数 h_{ave}	7.4%
热通量 q	4.2%

通道结构(FG-15, FG-5, FG-3)的有效热通量随壁面过热度变化的流动沸腾曲线。在所有测试的质量通量下,随着热通量的增加,壁面过热度均呈上升趋势,体现出典型的微通道内流动沸腾特征。在低热通量区,各结构曲线差异较小,说明此时以单相强制对流或初始核态沸腾为主,汽泡生成较少,表面尺寸影响有限。随着热通量增加,曲线斜率发生变化,进入充分核态沸腾区,此时壁面过热度增长减缓,传热效率得到提升,不同深宽比的影响逐渐显现。

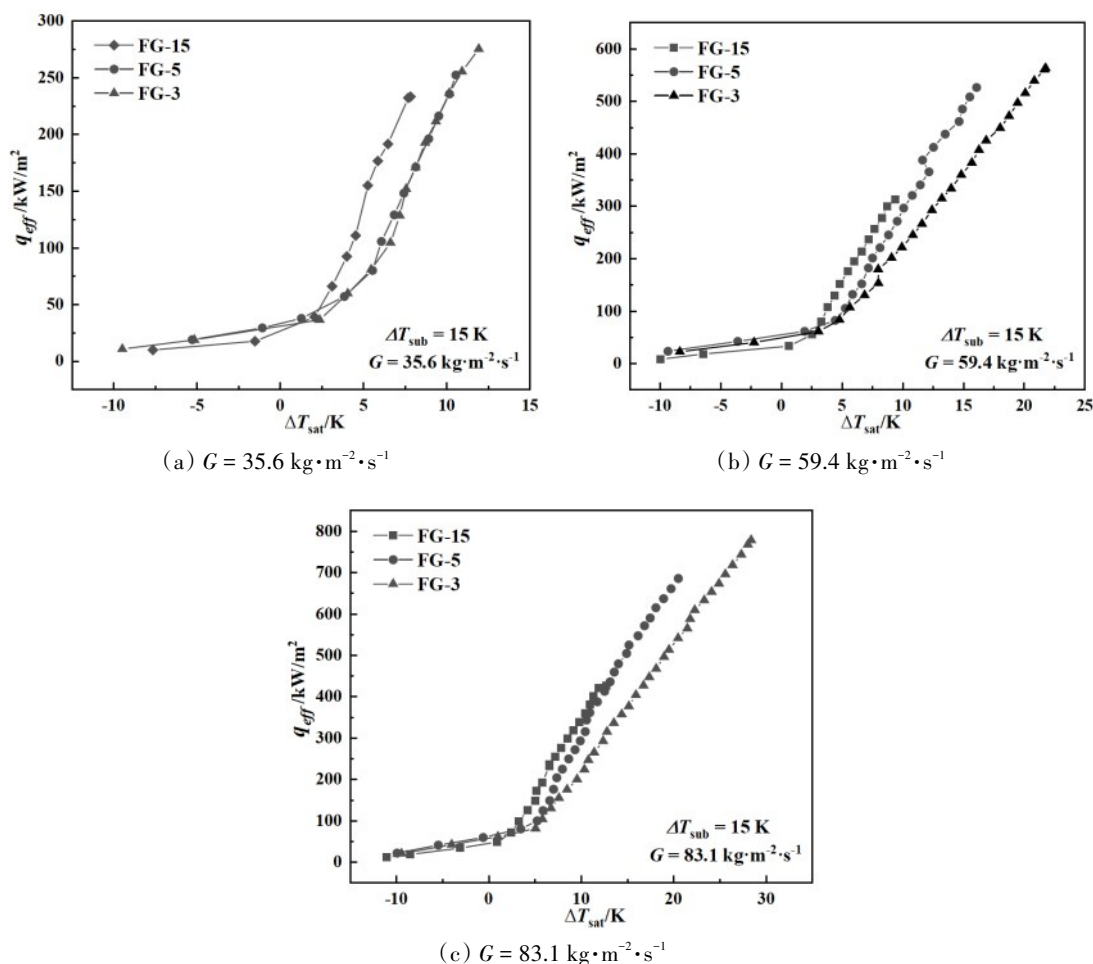


图5 不同质量通量下的沸腾曲线

Fig.5 Boiling curves under different mass fluxes

对比不同深宽比的微通道,在相同质量通量和过热度下,FG-15曲线整体位于左侧,即在相同热通量下对应更低的壁面过热度,表明其具有更优的传热性能。但在三种质量通量下,其CHF均低于其他两种结构热沉,最大CHF为426.4 kW/m²。这表明过大的深宽比虽然更早的发生沸腾,但由于肋间距过小,在高过热度下会限制汽泡的生长与排出,导致

局部蒸汽聚集,削弱传热强化效果。而FG-5微通道沸腾曲线位于两者之间,表明适中的深宽比能在汽泡成核与通道流通性之间取得更好平衡。在汽液分离方面具有一定优势,能实现更优的传热性能。且随着质量通量的增加,FG-5的沸腾曲线逐渐接近FG-15。在质量通量为83.1 kg·m⁻²·s⁻¹的条件下,其最大CHF为685.9 kW/m²,对应散热功率达

1543 W, 热源温度仅 71.4℃。在不同质量流量条件下, FG-3 在各质量流量下虽可实现更高热通量, 但是在相同热通量下具有更高的壁面过热度。在质量流量为 $83.1 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 的条件下, 其最大 CHF 为 778.7 kW/m^2 , 对应散热功率达 1752 W, 热源温度为 79.3℃。

值得指出的是, 沸腾曲线的演变与通道内流型的转变密切相关。图 6 在质量流量 $83.1 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 的条件下, 以 FG-5 的微通道为例, 直观地展示了随着热通量增加, 微通道内 R134a 两相流型的演变过程。在低热通量区间 ($81.4 \sim 130.2 \text{ kW/m}^2$), 通道内流型以泡状流为主导。此时热通量较低, 液体汽化率有限, 大量尺寸小于通道直径的离散蒸汽泡均匀分布于连续液相中, 汽泡在浮力与流体剪切力的共同作用下随主流体快速流动。该阶段核态沸腾占据主导地位, 汽泡成核频率较低、生长缓慢, 生成后迅速被液相带走, 未发生明显聚并。

当热通量提升至中等区间 ($175.7 \sim 272 \text{ kW/m}^2$),

随着热通量增大, 汽化强度显著提高, 汽泡数量与尺寸同步增长, 汽泡间的聚并效应愈发显著, 逐渐形成长度接近或超过通道直径的拉长汽泡, 流型由泡状流过渡为弹状流。此时气相体积分数大幅提升, 气相成为非连续主导相。弹状汽泡与通道壁面的接触面积、相互作用强度显著增加, 强化了壁面附近的对流扰动与换热。

当热通量进一步升高至 315.6 kW/m^2 的高热通量区域, 弹状汽泡持续聚并、拉长, 最终在通道截面上形成连续的液环包裹中心汽柱的环状流。此时气相完全占据通道核心区域并成为连续相, 液相则以薄液膜的形式紧贴通道壁面流动, 流场的流速差与密度差达到最大。环状流是微通道内流动沸腾的典型高负荷流型, 其传热主要依赖液膜的蒸发与强制对流换热, 换热效率显著高于其他流型阶段。这一演变过程清晰表明, 热通量是调控微通道内两相流型演化的核心驱动参数, 流型的转变直接反映了沸腾传热性能的阶段性变化。

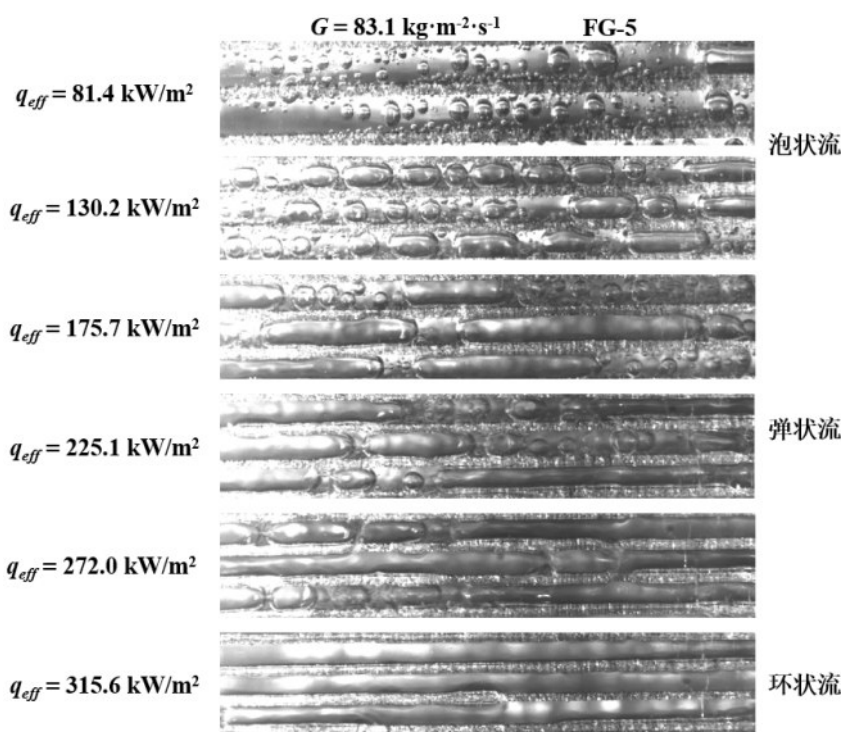


图 6 不同加热热通量下微通道内汽泡流型演变

Fig.6 Evolution of bubble flow patterns in microchannel under different heating powers

质量流量对微通道内 R134a 的沸腾曲线具有显著调控作用。在相同深宽比与过冷度条件下, 沸腾曲线随质量流量提升整体向更高热通量区间偏移, 且 CHF 显著增大。对于 FG-5, 质量流量从 $35.6 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 提升至 $83.1 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$, 对应工况下的 CHF 可

从约 252.5 kW/m^2 提升至 685.9 kW/m^2 , 增幅超过 172%。更高的质量流量意味着流体在微通道内的流速更快, 一方面增强了对传热表面的剪切冲刷作用, 加速了汽泡从壁面的脱离与携带, 避免了汽泡在壁面附近聚集形成蒸汽膜, 维持了核态沸腾的高

效传热区间。另一方面,高速流动强化了液体与壁面间的对流换热,提升了单相强制对流在总传热中的贡献,同时抑制了热边界层的增厚,使壁面过热度维持在更优水平,从而实现更高的热通量承载能力。

图7展示了在固定深宽比(FG-5)和加热热通量($q_{\text{eff}} = 175.7 \text{ kW/m}^2$)条件下,质量通量对微通道内汽泡形态与流型演变的影响规律。当质量通量较低时($G = 35.6 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$),通道内呈现典型的环状流特征。连续的蒸汽相沿通道中心高速流动,壁面维持一层连续稳定的薄液膜。随着质量通量增大至 $59.4 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$,流型开始向弹状流过渡。蒸汽相的连续性被破坏,通道内出现拉长的柱状汽弹,汽弹之间被较厚的液塞隔开,液膜厚度显著增加。当质量通量进一步提高至 $83.1 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ 时,通道内呈现出稳定的弹状流特征。汽泡呈明显的拉长柱状,

尺寸接近通道直径,汽弹与液塞交替出现液相占比明显增大。

在恒定热通量,低质量通量条件时,液相流速较低,蒸汽相在剪切作用下易形成连续汽芯,同时由于液膜受重力及表面张力影响较均匀,从而维持环状流结构。随着质量通量增加,液相流速增大,液相惯性力增强,对蒸汽相的冲刷和切割作用加剧,导致连续汽芯被破坏,分裂为离散的拉长汽泡,推动流型向弹状流转换。当质量通量进一步提高时,液相占据主导地位,汽泡进一步分散,形成典型的弹状流。这一现象表明,增大质量通量会抑制环状流的稳定发展,促进弹状流形成。此外,质量通量和深宽比对流型的调控机制存在明显差异。深宽比主要通过几何约束改变汽泡的横向生长空间,而质量通量主要通过改变液相惯性力和汽液界面剪切力来影响蒸汽相的连续性。

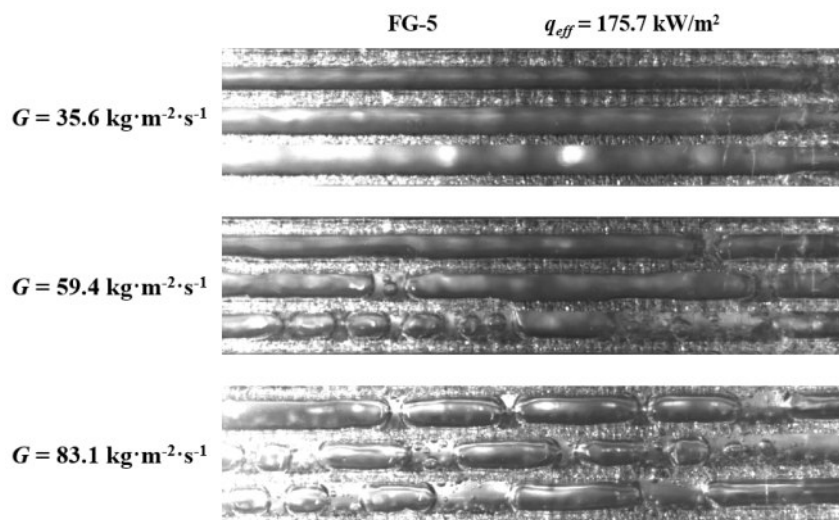


图7 质量通量对两相流型的影响

Fig.7 Effect of mass flux on two-phase flow patterns

图8展示了不同微通道结构下,流型随出口干度及质量通量的分布特征。总体而言,出口干度是决定汽相含量及连续性的关键参数。在低干度区域,工质汽化程度较低,通道内生成的汽泡数量和尺寸均相对有限,汽泡彼此分离并分散于连续液相中,通道主体仍由液相占据,因此主要表现为泡状流。随着出口平衡干度逐渐增加,蒸汽生成量和气相体积分数持续升高,汽泡间的碰撞与聚并行为增强,气相沿流动方向逐渐拉伸并趋于连续,流型由离散泡状流依次向弹状流及具有连续汽芯特征的环状流演化。

不同微通道结构因水力直径差异导致总质量

流量不同,进而影响相同加热功率下的出口干度水平。在相同质量通量下,FG-15的总流通截面积最小,因而对应的总质量流量最低。在相同加热功率下,单位质量工质所获得的焓升更大,使其出口干度更易达到较高水平。与此同时,FG-15较小的水力直径和较强的横向约束作用会限制汽泡的横向扩展,促进汽泡沿流动方向拉伸、聚并形成连续汽相核心,因此更容易呈现明显的环状流特征。相比之下,FG-5具有适中的水力直径、总质量流量和通道约束强度,既能够促进汽泡聚并和轴向拉伸,又可保留一定厚度的液塞及壁面液膜,使弹状流能够在较宽的干度和质量通量范围内稳定存在。这

种汽弹—液塞交替流动有利于增强近壁液体更新,并在汽相输运与壁面再润湿之间形成较好的平衡。FG-3的总流通截面积最大,在相同质量通量下对应的总质量流量最高,因此在相同加热条件下通常具有较低的出口干度。此外,其较大的水力直径减弱

了汽泡的几何约束及聚并程度,使其在中低干度区域主要维持离散泡状流。只有当出口干度进一步升高、汽相含量显著增加时,汽泡才逐渐聚并和拉长,并依次向弹状流及环状流转变。

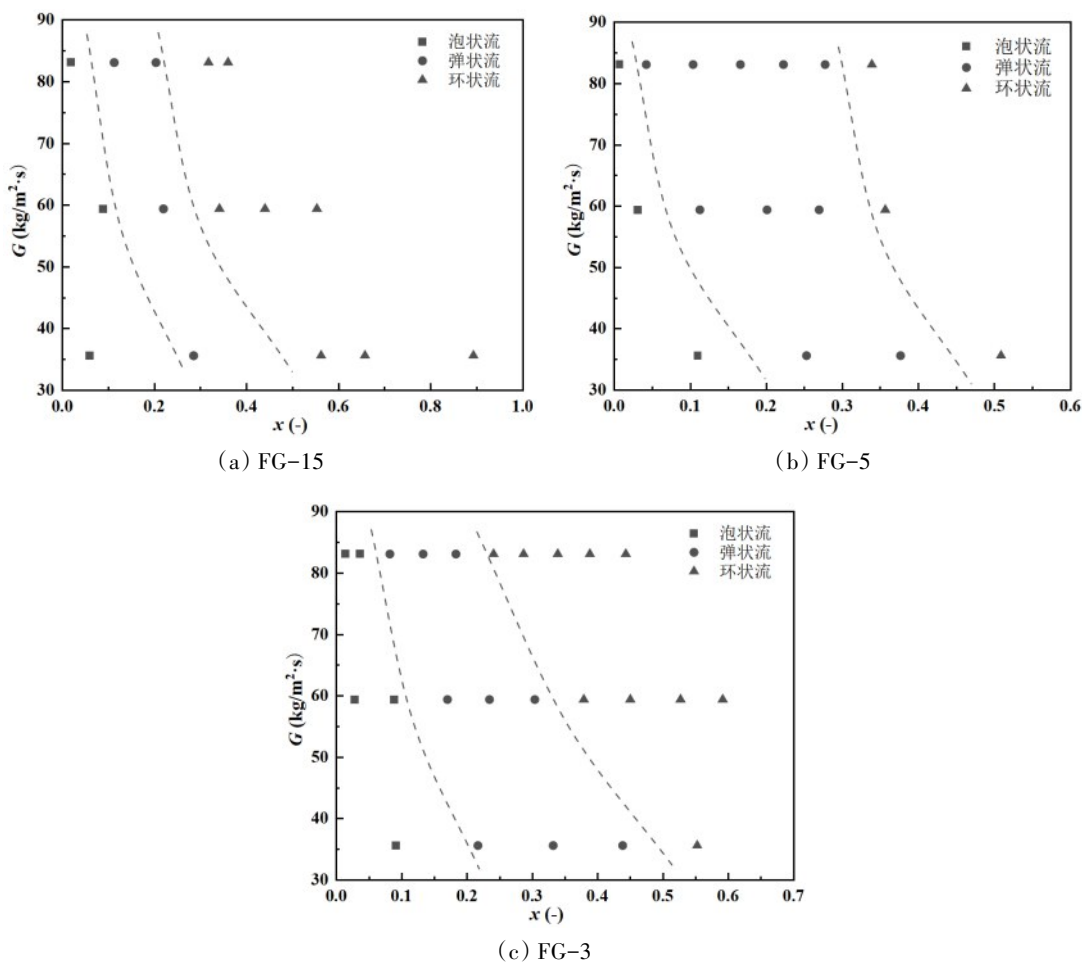


图8 流型转变图

Fig.8 Flow pattern map

2.2 传热系数特性

图9展示了不同质量通量条件下的有效传热系数随热通量的变化规律。分析结果表明,传热系数对热通量与质量通量均呈现强烈的依赖性。在核态沸腾主导的区间内,传热系数随有效热通量的升高呈显著递增趋势。这源于汽泡成核频率、生长速率及脱离频率的同步提升,强化了相变潜热交换与对流扰动。而在相同热通量下,更高的质量通量通常对应更优的换热性能。这是因为高速流体对壁面的剪切冲刷作用更强,既加速了汽泡脱离与液体补位,又抑制了热边界层增厚,使强制对流与核态沸腾的协同换热效应得到充分发挥。对于FG-5,在

质量通量为 $83.1 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 的条件下,传热系数最高达 $24.1 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$,较质量通量为 $35.6 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 条件下的最大传热系数 ($15.4 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$) 提高 56.5%。

进一步对比不同深宽比的传热性能可见,深宽比对换热性能的调控规律与质量通量密切相关。在低质量通量 ($35.6 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$) 下,FG-15 展现出相对更高的传热系数,这得益于其更密集的肋结构提供了更多成核位点,在低速流动下仍能维持高效的汽泡成核与相变换热。而当质量通量提升至 $59.4 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 及 $83.1 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 后,FG-5 在高热通量区间的换热优势逐渐凸显,成为最优结构参数。这是

因为较大深宽比(FG-15)的微通道具有更小的肋间距。在高速流动下会限制气泡生长与排出,易引发局部蒸汽阻塞甚至提前干涸,削弱了传热持续性。较小的深宽比(FG-3)虽改善了流通性,但成核位点密度降低,气泡聚并与扰动效应减弱,导致传热强化效果不足。而深宽比适中的微通道(FG-5)则实现了成核位点密度与通道流通性的最佳平衡。既

保留了充足的成核位点以促进气泡高效生成,又为气泡脱离、液体补充提供了足够空间,避免了大深宽比下的蒸汽阻塞问题。同时相比大深宽比维持了更密集的传热面积,使核态沸腾与对流换热的协同效应最大化,最终在高质量通量、高热通量工况下展现出最优的传热强化性能。

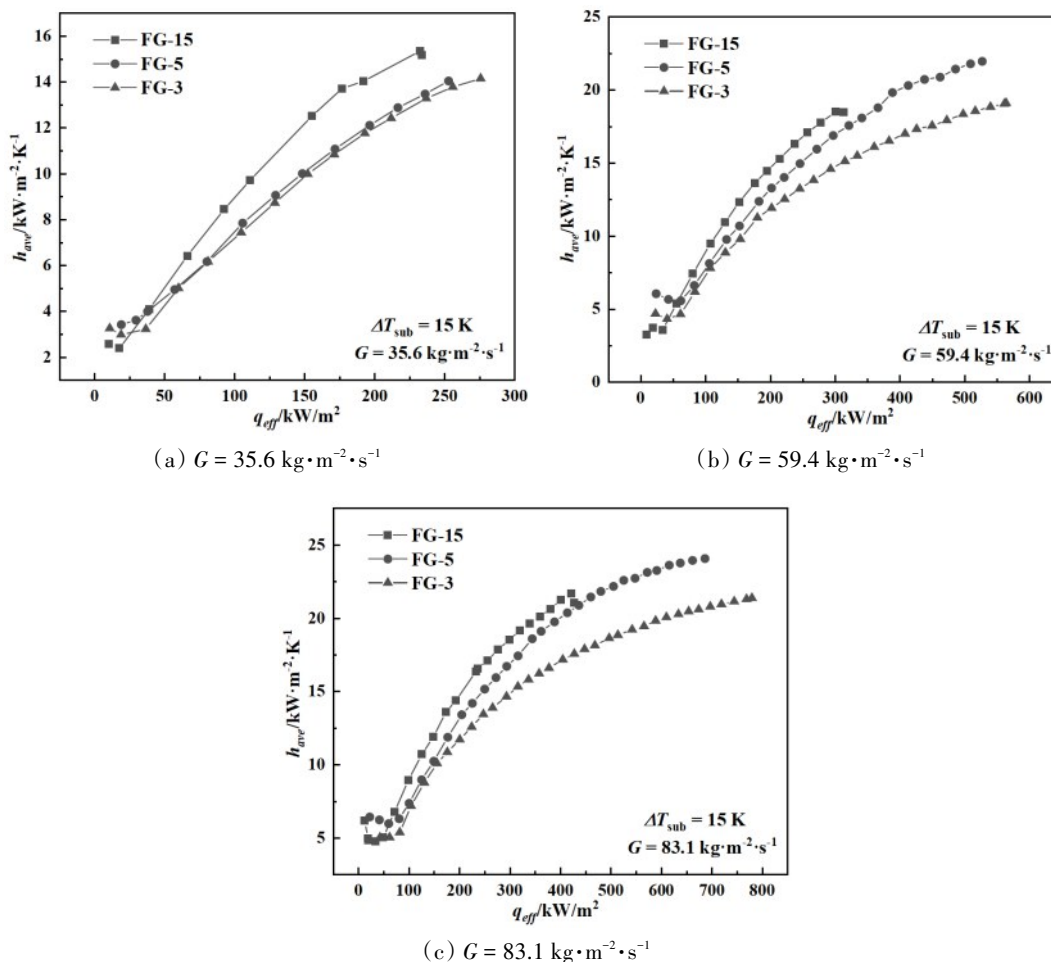


图9 不同质量通量下的传热系数曲线

Fig.9 Heat transfer coefficient curves under different mass fluxes

图10在固定质量通量($G = 83.1 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$)的条件下,进一步比较了不同深宽比对微通道内R134a两相流型的影响。从可视化结果可以清晰看出,深宽比通过改变气泡成核、生长、聚并及脱离的空间环境,对气泡形态、尺寸分布与整体流型结构均产生显著影响,进而决定了不同结构热沉的传热性能差异。

在较低热通量下,三种微通道内两相流型均以泡状流为主。但FG-15和FG-5微通道中已出现大量气泡成核,而FG-3由于流通截面宽、单位体积内

成核位点密度相对较低,因此气泡数量较少。泡状流的特点是液相占比大、液体补充充分,因此能承载更高的热通量,但其传热系数最低,主要依靠单相强制对流和少量核态沸腾,相变扰动较弱。

当热通量升高至 130.2 kW/m^2 时,不同深宽比的微通道流型差异开始显现。对于深宽比较小的FG-3微通道,气泡数量显著增加。但由于流道宽度充足,气泡在横向与纵向均具备充分的生长空间,流型整体仍以典型的泡状流为主。较大的通道宽度在一定程度上削弱了气泡间的碰撞概率与合并

趋势, 汽泡尺寸普遍偏小且分布高度分散, 难以形成能够显著强化传热的弹状结构。这种分散泡状流虽然流动阻力相对较低, 但相变扰动与界面换热强度有限, 因此传热系数较低。

对于深宽比适中的 FG-5 微通道, 流型呈现为泡状流向弹状流过渡的混合状态。汽泡尺寸明显增大且在通道内分布均匀。汽泡的聚并、变形与脱离过程十分活跃。适中的流道宽度既保证了足够的成核密度, 又为汽泡合并提供了适宜的空间约束, 使相变扰动与对流剪切实现最优协同。弹状流传热系数中等, 介于环状流和泡状流之间, 但其 CHF 较高, 能够在维持较好传热性能的同时承载较高的热通量, 是核态沸腾与强制对流耦合作用下综合性能最优的流型特征 (图 11)。而对于深宽比较大的 FG-15 通道, 狭窄的流道空间对汽泡的横向生长形成强烈限制。汽泡在流体剪切作用下被显著拉长, 呈现出明显的受限流动特征。泡状流难以稳定存在, 更易快速向受限环状流转变。这种流型在一定程度上依靠薄膜蒸发提升了传热系数, 但同时也容易引发局部蒸汽聚集与流动阻塞风险, 使得其在高热通量条件下的传热性能受到抑制。

随着热流的进一步增加, FG-3 微通道中汽泡继续生长、合并。但由于通道宽度较大、对汽泡的几何约束较弱, 汽泡难以形成连续的蒸汽核心, 流型仍然以泡状流为主, 仅局部出现短小的弹状汽泡。FG-5 微通道中, 汽泡进一步合并, 并沿流向拉伸, 形成了稳定的弹状流。气相沿通道中心连续流动, 壁面覆盖薄液膜, 传热效率显著提升。FG-15 微通道中, 由于通道宽度的强约束, 汽泡几乎完全占据截面, 形成了典型的环状流, 传热系数达到峰值, 但液膜极薄, 在高热流下易发生局部干涸, 导致 CHF 最低。

综上所述, 深宽比通过调控汽泡的受限程度与聚并行为, 直接影响流型的转变, 进而决定了传热系数与 CHF 之间的权衡关系。减小深宽比 (FG-3) 倾向于维持分散泡状流, 延迟流型向弹状流或环状流的转变, 获得最高的 CHF 但传热系数最低。增大深宽比 (FG-15) 则加速流型向受限环状流演进, 传热系数最高, 但更易产生局部干涸风险, CHF 最低。适中的深宽比 (FG-5) 则能够在汽泡成核与热通量承载能力之间取得最佳平衡, 从而获得最优的综合散热性能。

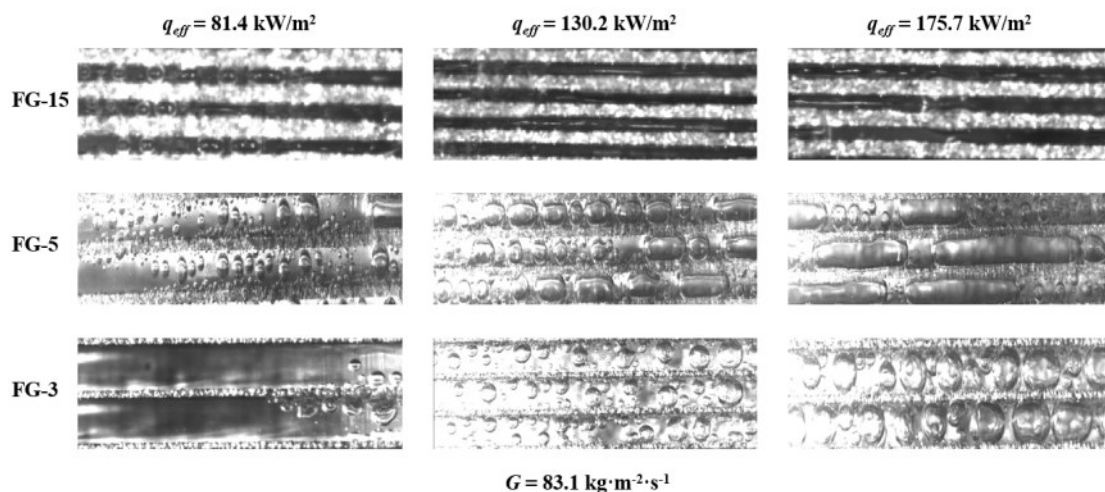


图 10 微通道深宽比对两相流型的影响

Fig.9 The effect of microchannel aspect ratio on two-phase flow patterns

2.3 压降特性

图 12 对比了不同微通道结构在各质量通量下的压降 ΔP 随热通量的变化规律。结果表明, 所有工况下压降均随热通量单调递增, 且在中高热通量区间呈现明显的加速上升趋势。这一现象源于沸腾强度随热流的增加而增强。随着输入功率提升, 更多液体汽化为蒸汽, 通道内气相体积分数显著升高, 两相流的密度差与流速差增大, 同时汽泡间的

合并、挤压及与壁面的摩擦扰动显著增强, 最终导致摩擦压降、加速压降及局部压降的快速攀升。

摩擦压降主要受到通道水力直径、润湿周长、汽液相速度、液相滞留和界面剪切的影响。加速压降源于蒸发过程中汽相质量分数增加、混合物密度降低以及汽液相速度变化。局部压降则与进出口收缩和扩张、流体转向以及入口腔体内的流量重新分配有关。在相同质量通量和热通量下, 三种微通

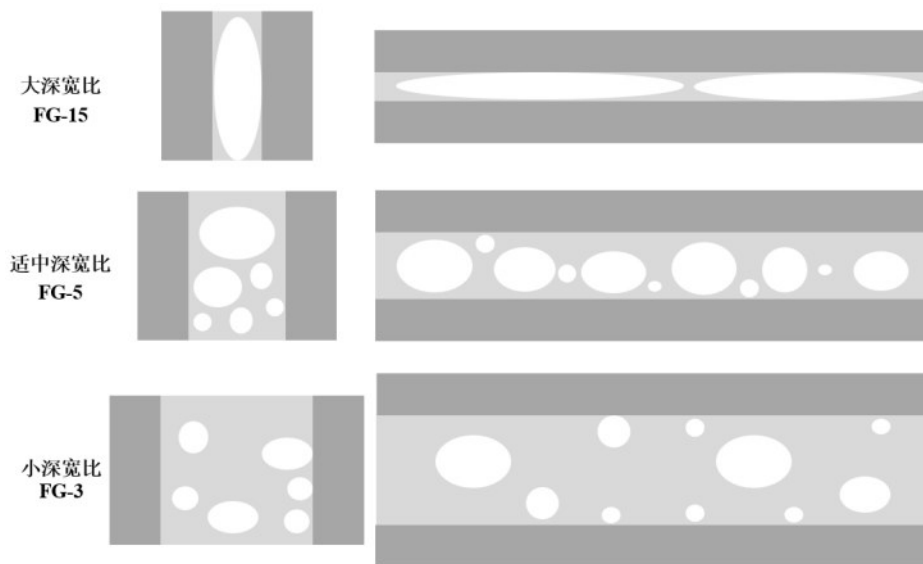


图11 微通道截面内气泡行为示意图

Fig.11 Schematic of vapor bubble behavior in microchannel cross-section

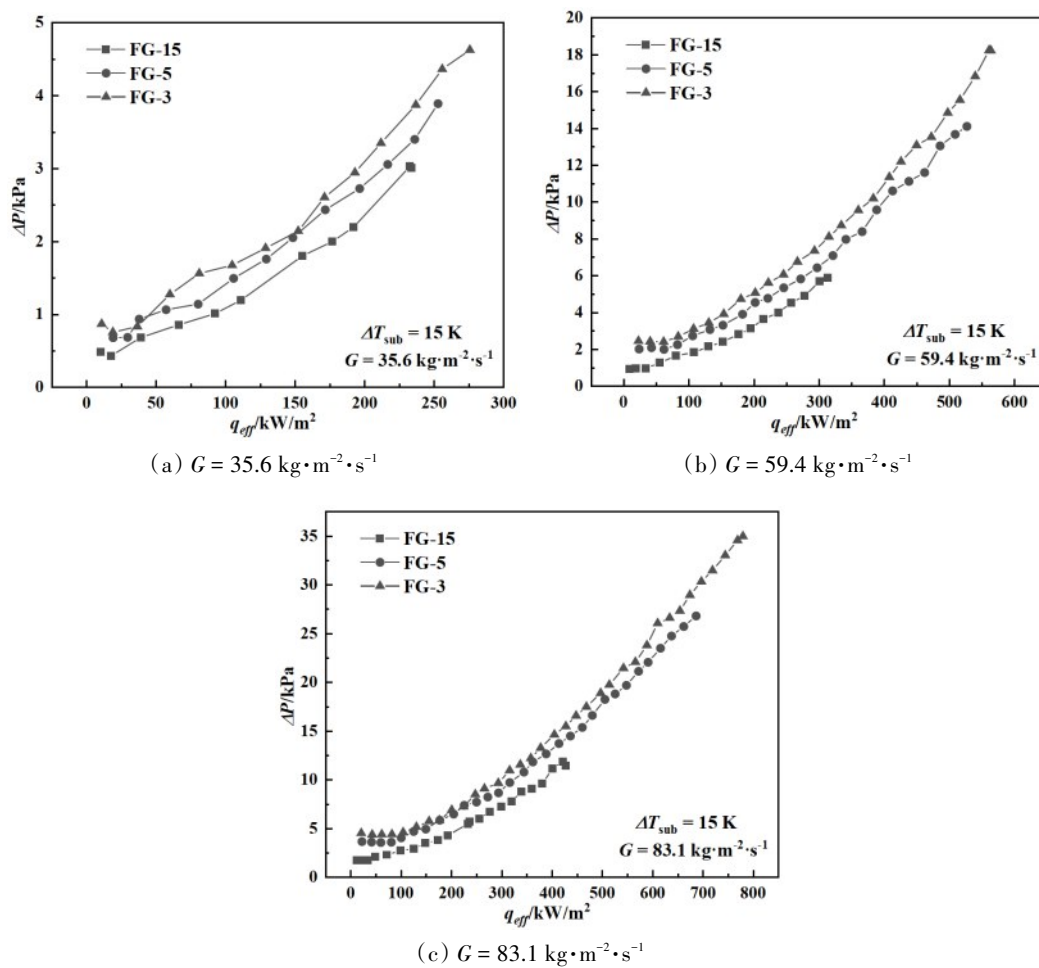


图12 不同微通道热沉的压降对比

Fig.12 Comparison of pressure drop for different microchannel heat sinks

道结构表现出明显不同的压降特性,其中FG-3的总压降始终最高,FG-15最低,FG-5介于二者之间。对于小深宽比的FG-3,其单通道流通截面积更大,在相同质量通量下对应的体积流量更高,流体流经进出口时的局部扩张与收缩阻力显著增强。与此同时,可视化结果表明,FG-3中主要呈现离散泡状流。较宽的流道为汽泡生长、迁移和聚并提供了更大的空间,使汽相分布具有较强的非均匀性。离散汽泡在运动过程中会引起局部液体加速、回流、界面变形以及频繁的汽液动量交换,从而增强两相流动扰动和能量耗散。因此,FG-3较高的总压降可能是较大总流量、两相摩擦、汽泡诱导的局部扰动以及进出口局部损失共同作用的结果。相比之下,大深宽比的FG-15具有较小的水力直径。然而,其总流通截面积较小,在相同质量通量下对应的总质量流量和总体积流量较低,从而减弱了进出口的局部损失。此外,FG-15中汽泡受到更强的几何约束,在较高热通量下更易沿流动方向拉伸并形成连续汽相核心,液相则以较薄液膜形式沿壁面流动。相较于离散泡状流,较连续的汽相结构可在一定程度上减少汽泡反复膨胀、重排和横向迁移所引起的局部扰动。尽管较小的水力直径可能提高通道内摩擦压降,但较低的总流量以及相对连续的两相流动结构可能削弱局部压降和部分相间动量耗散,使FG-15在本实验范围内表现出最低的总压降。FG-5的水力直径、总流通面积和通道约束强度均处于两者之间,其流型主要表现为汽弹与液塞交替运动的弹状流。因此,FG-5在通道摩擦、进出口局部损失及两相界面扰动之间保持了相对适中的水平,使其总压降低于FG-3而高于FG-15。

此外,质量通量对压降的正向驱动作用同样显著。在相同热通量与深宽比下,高质量通量($G = 83.1 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$)工况的压降始终高于低质量通量($G = 35.6 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$)工况。这是因为更高的质量通量意味着流体流速更快,单相摩擦压降与两相加速压降均呈指数级增长,同时高速流体对汽泡的剪切作用更强,加剧了两相流的扰动与能量耗散,最终表现为整体流动阻力的显著提升。

3 结论

本研究针对R134a在矩形微通道内的流动沸腾传热与压降特性开展了系统实验研究,分析了入口

过冷度15 K的条件下,不同质量通量(35.6、59.4、83.1 $\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$)及不同深宽比(15、5、3)对传热性能、流动特性及汽泡流型演变的影响机制。主要研究结果如下:

(1)深宽比及质量通量对换热性能具有显著影响。在低质量通量($35.6 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$)下,FG-15具有最高的传热系数和最低的壁面温度。而在中高质量通量条件下,FG-5综合性能最佳,峰值传热系数达 $24.1 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$,最大散热功率为1543 W,对应热源温度仅 71.4°C 。FG-5能够在汽泡成核与维持流动稳定之间取得平衡,而FG-15因肋间距过小易导致汽泡过度约束和局部干涸。FG-3则因肋间距过大导致汽泡聚并不足,传热强化减弱。

(2)两相总压降随热通量和质量通量增加而单调上升,尤其在高热通量区呈加速增长趋势。热通量升高会增加汽相生成量、汽液界面剪切及局部流动扰动。质量通量升高则会增强壁面摩擦、界面摩擦以及进出口局部动压损失。不同结构中,FG-3压降最大,FG-15最小,FG-5处于中间水平。FG-3具有最大的总流通面积和总质量流量,其进出口及流量分配区域的局部损失可能相对较大,同时泡状流中离散气泡的生长和运动可能增强液相摩擦、汽液界面动量交换及局部流体加速。FG-15虽然水力直径最小,但其总质量流量最低,并更易形成沿流动方向连续发展的汽相结构,从而可能减弱离散气泡和液塞引起的间歇性堵塞。

(3)可视化结果揭示了流型演变对传热、压降特性的内在联系。在相同质量通量与热通量下,大深宽比的微通道(FG-15)趋向环状流,传热系数最高,但极易诱发局部干涸现象,CHF最低;FG-5为典型弹状流;FG-3仍为离散泡状流,传热系数最低,但补液能力充足,CHF最高。因此,适中的深宽比在强化换热与抑制干涸、降低压降之间取得了更优平衡,这解释了FG-5在不同质量通量下的传热优势。此外,随质量通量增大,流型由环状流向弹状流逐步转变。

参考文献

- [1] Shang H Q, Xia G D, Cheng L X, et al. Comprehensive review of enhancement techniques and mechanisms for flow boiling in micro/mini-channels[J]. Applied Thermal Engineering, 2025, 258: 124783.
- [2] Huang C N, Kharangate C R. A new mechanistic model for predicting flow boiling critical heat flux based on hydrodynamic instabilities[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer,

- 2019, **138**: 1295–1309.
- [3] Zhang K, Yang J S, Huai X L, et al. Highly stable subcooled flow boiling enabled by an opposed wall jet design[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2023, **216**: 124562.
- [4] Rohini A K, Choi W W, Kim S M. Subcooled flow boiling in multiple parallel rectangular micro-channel heat sink: Development of heat transfer correlation[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2024, **250**: 123444.
- [5] Ding T, Chen X X, Li Z Y, et al. A review of flow boiling heat transfer: Theories, new methods and emerging applications[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2025, **215**: 115615.
- [6] 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.
- [7] Ateş A, Çelik S, Yağcı V, et al. Flow boiling of dielectric fluid HFE - 7000 in a minichannel with pin fin structured surfaces[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2023, **223**: 120045.
- [8] Wongpromma P, Wongwises S. Flow patterns and heat transfer characteristics in flow boiling of R-513A and R-134a refrigerant in open microchannel heat sinks[J]. *International Journal of Multiphase Flow*, 2025, **189**: 105237.
- [9] Fang X D. A new correlation of flow boiling heat transfer coefficients based on R134a data[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2013, **66**: 279–283.
- [10] Shah N, Mehta H B, Banerjee J. Synchronized visualization and thermal measurements of flow boiling in high-aspect-ratio microchannel with backflow controller[J]. *International Journal of Multiphase Flow*, 2025, **185**: 105140.
- [11] Camarasa J, Vilarrubí M, Ibáñez M, et al. Experimental study of flow boiling cooling in a novel variable density pin - fin device[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2025, **269**: 126023.
- [12] Yang G, Zhang W C, Binama M, et al. Review on bubble dynamic of subcooled flow boiling—part b: Behavior and models[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2023, **184**: 108026.
- [13] Yin L F, Wang Y J, Jia L. Flow boiling instability of R134a in the large-area heat sink with interconnected parallel multi-minichannels[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2024, **204**: 109193.
- [14] Criscuolo G, Markussen W B, Meyer K E, et al. High heat flux flow boiling of R1234yf, R1234ze(E) and R134a in high aspect ratio microchannels[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2022, **186**: 122215.
- [15] Deng D X, Zeng L, Sun W. A review on flow boiling enhancement and fabrication of enhanced microchannels of microchannel heat sinks[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2021, **175**: 121332.
- [16] Cheng L X, Xia G D. Fundamental issues, mechanisms and models of flow boiling heat transfer in microscale channels[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017, **108**: 97–127.
- [17] Zou Y, Li J Y, Li T Y, et al. Experimental study of the effect of surface roughness on the heat transfer characteristics of subcooled flow boiling in a narrow rectangular channel[J]. *Annals of Nuclear Energy*, 2025, **210**: 110842.
- [18] Li Y, Wu H Y, Yao Y P. Enhanced flow boiling heat transfer and suppressed boiling instability in counter-flow stepped microchannels[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2022, **194**: 123025.
- [19] Qiu J C, Zhao Q, Lu M X, et al. Experimental study of flow boiling heat transfer and pressure drop in stepped oblique-finned microchannel heat sink[J]. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2022, **30**: 101745.
- [20] Cui P L, Liu Z Y, Wu H Y. Subcooled flow boiling in ultrahigh-aspect-ratio microchannels for high heat flux cooling[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2024, **151**: 107221.
- [21] Cheng X, Wu J J. Geometry-metrics-dependent flow boiling characteristics in rectangular microchannels[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2024, **218**: 124733.
- [22] Yin L F, Xu R N, Jiang P X, et al. Subcooled flow boiling of water in a large aspect ratio microchannel[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017, **112**: 1081–1089.
- [23] Zhang Z Q, Jia L, Dang C, et al. Experimental study on flow boiling characteristics of R134a inside high-heat-flux microchannels[J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2024, **107**: 109372.
- [24] Dalkılıç A S, Özman C, Sakamatapan K, et al. Experimental investigation on the flow boiling of R134a in a multi-microchannel heat sink[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2018, **91**: 125–137.
- [25] Thiangtham P, Keepaiboon C, Kiatpachai P, et al. An experimental study on two-phase flow patterns and heat transfer characteristics during boiling of R134a flowing through a multi-microchannel heat sink[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016, **98**: 390–400.
- [26] Yan Q, Jia L, An Z J, et al. A comprehensive criterion for slug-annular flow transition based on flow boiling of R134a in microchannels[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2019, **105**: 1–9.
- [27] Li X J, Jia L. The investigation on flow boiling heat transfer of R134a in micro-channels[J]. *Journal of Thermal Science*, 2015, **24** (5): 452–462.
- [28] Yuan C, Jin S H, Li H Q, et al. Experimental study of R134a and its alternative mixture R450A flow boiling in a microchannel tube [J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2024, **159**: 108319.
- [29] Dang C, Jia L, Xu M C, et al. Experimental study on flow boiling characteristics of pure refrigerant (R134a) and zeotropic mixture (R407C) in a rectangular micro-channel[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017, **104**: 351–361.
- [30] Widgington J J, Ivanov A, Karayiannis T G. Flow boiling heat transfer in a single microchannel and comparison with correlations [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2025, **251**: 127388.
- [31] Moffat R J. Describing the uncertainties in experimental results[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1988, **1**(1): 3–17.