

微通道过冷沸腾实验研究

王敬韬 周昌宁 王云亭 刘志春 刘伟 杨金国

(华中科技大学能源与动力工程学院, 武汉 430074)

摘要 设计并搭建了以 R134a 为工质的微通道散热及可视化实验台, 对 R134a 在不同饱和温度、流速、热流密度条件下流经微通道产生过冷沸腾状态时的换热性能进行了实验研究。研究了壁面过热度, 质量流速对热沉换热系数和压降的影响, 通过结果分析, 将整得换热区域分为单相对流、过冷沸腾、饱和沸腾三个区域。并采用基于高速摄像机的可视化技术对微通道内气泡运动状态进行了分析。

关键词 R134a 制冷剂; 微通道; 过冷沸腾; 可视化

中图分类号: TK124 **文献标识码:** A **文章编号:** 0253-231X(2016)07-1549-06

Experimental Investigation of Subcooled Boiling Characteristics in Microchannels

WANG Jing-Tao ZHOU Chang-Ning WANG Yun-Ting LIU Zhi-Chun LIU Wei YANG Jin-Guo

(School of Energy and Power Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China)

Abstract Experiments are conducted to investigate the subcooled boiling heat transfer and flow characteristics of R134a in microchannel heat sink. The experiment is aimed at investigating the effects of saturation, mass flux, and subcooling degree on subcooled boiling heat transfer and flow characteristics. The influences of superheating degree and mass velocity on the boiling curve, heat transfer coefficient and pressure drop are investigated. On the basis of the analysis for the flow and heat transfer characteristics, the heat transfer coefficient curves are divided into three parts namely single phase, subcooled boiling and saturated boiling. Flow visualizations are performed by using a high-speed digital video camera to observe bubbles flow characteristics.

Key words R134a; microchannels; subcooled boiling; visualization

0 引言

微通道冷却系统有着换热量大、热传输距离长、响应迅速、运行稳定可靠等优点, 可广泛应用于电子芯片散热、航空航天、LED 散热等小空间、高热流密度的散热领域; R134a 有着换热量大、环境友好、对电子设备安全无危害等优点。因此国内外学者对以 R134a 为工质的微通道冷却系统进行了大量的研究。

Stefan S. Bertsch^[1,2] 对微通道热沉中 R134a 的沸腾换热特性进行了研究。实验研究了工质从过冷液体到过热蒸汽时微通道的换热特性。实验通道为 17 个并行的宽 0.762 mm、水力直径 1.09 mm 的铜质微通道。单通道的工质的质量流速分别为 $20.3 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$, $40.5 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$, $60.8 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$, 以及 $81.0 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ ($Re=100\sim 500$), 入口温度为 $(-8.3\pm 0.5)^\circ\text{C}$ 。系统运行压力为 400 kPa、550 kPa 和 750 kPa, 相应的工质饱和温度为 8.9°C 、 18.7°C

和 20.9°C 。壁面热流范围为 $0\sim 20 \text{ W}\cdot\text{cm}^{-2}$ 。得出蒸汽质量含量在 0.2 时管内换热能力最强的结论。而且质量流速越大, 换热能力越强。但此时系统压力对换热系数的影响较小。

Francisco Júlio do Nascimento^[3] 对微通道热沉中的 R134a 沸腾换热性能进行了研究。微通道高 500 μm , 宽 100 μm , 中间壁厚 200 μm , 通道长度 15 mm。整个热沉有 15 个并列通道。实验研究了单通道质量流速从 $400\sim 1500 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$, 入口过冷度为 5 到 15°C , 沸点温度将近 25°C 时的情况。热流密度为 $31 \text{ W}\cdot\text{cm}^{-2}$ 时, 整个热沉换热系数可以达到 $36 \text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}\cdot^\circ\text{C}$ 。实验显示低流速时, 流速对于气化核心的形成没有明显的影响, 在高流速 (超过 $1000 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$) 时汽化核心极少。在实验条件下, 热沉换热效果随着入口流量的减少和入口过冷度的减少而增强。在含气率一定时, 平均表面换热系数随着

收稿日期: 2016-03-19; 修订日期: 2016-06-17

基金项目: 国家重点基础研究发展计划 (No.2013CB228302); 国家自然科学基金资助项目 (No.51376069)

作者简介: 王敬韬 (1990-), 男, 硕士研究生, 主要从事高热流密度电子器件散热研究。通信作者: 刘志春, 教授, zcliu@hust.edu.cn

流量增加而增加。在质量流速为 $400 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ ，热流密度 $30 \text{ W}/\text{cm}^2$ 时，热沉温度最高 34°C 。

A.W. Mauro 等人^[10]对微通道内临界热流密度进行了研究。选取工质为 R134a, R236fa 和 R245fa, 铜质热沉的尺寸为 $199 \mu\text{m}$ 宽, $756 \mu\text{m}$ 高, 有 29 个并行通道。为了增加临界热流密度, 减少压降, 热沉采用了单入口, 双入口的流动方式。单通道质量流速范围从 250 到 $1500 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$, 入口过冷度从 -25°C 到 -5°C , 沸点从 20°C 到 50°C 。实验结果显示: 单进口双出口流动方式与单进口单出口流动方式相比可以获得更高的临界热流密度, 和更小的压降。对 R134a 来说, 沸点升高可以使饱和临界热流密度有轻微增加, 在质量流速为 $1500 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ 时, 可以获得最大的临界热流密度 $330 \text{ W}\cdot\text{cm}^{-2}$ 。

Jung Eung Park 等人^[11]对工质在低压下的临界热流密度进行了研究。工质为 R134a, R236fa, R245fa。通道尺寸: 通道 1 为宽 $467 \mu\text{m}$, 高 $4052 \mu\text{m}$; 通道 2 为宽 $199 \mu\text{m}$, 高 $756 \mu\text{m}$, 长度均为 30 mm, 在中间 20 mm 用电加热器加热。热流密度从 37 到 $342 \text{ W}\cdot\text{cm}^{-2}$ 。对于 R134a, 通道 1 中质量流速为 100 到 $450 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$, 设计蒸发温度 10°C 到 30°C , 入口过冷度 3°C 到 20°C ; 通道 2 中, 质量流速 200 到 $4000 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$, 设计蒸发温度 15°C 到 25°C , 入口过冷度 0°C 到 15°C 。实验中壁面温度最高达到 110°C 。实验表明, 随着质量流速增加, 临界热流密度逐渐增加, 增长率逐渐减小。R134a 的压力特性和换热特性要优于 R236fa, R245fa。

Leszek Wojtan^[12]对内径为 0.5 mm 到 0.8 mm 的通道中 R134a 临界热流密度进行了研究。实验管长 20 到 70 mm, 质量流速 400 到 $1600 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$, 入口过冷度 2°C 到 15°C , 设计蒸发温度 30°C 或 35°C 。质量流速为 $1000 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$, 蒸发温度为 30°C 时, 内径 0.5 mm 的管道最大热流密度可达 $16.3 \text{ W}/\text{cm}^2$ 。质量流速为 $500 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$, 蒸发温度为 35°C 时, 内径 0.5 mm 的管道最大热流密度可达 $47 \text{ W}/\text{cm}^2$ 。

以上研究都对微通道换热系统的临界热流密度进行了研究, 并对微通道内流通及换热特性进行了很好的描述。但未对微通道内过冷度较高时过冷沸腾状态进行深入研究。本文正是针对过冷核态沸腾阶段的换热及流动特性进行实验研究, 并通过可视化技术对过冷沸腾阶段微通道内气泡行为进行了观测。

1 微通道过冷沸腾实验装置

1.1 实验系统

设计并搭建了以 R134a 为工质的微通道两相冷却可视化实验系统, 如图 1 所示, 系统包括齿轮泵、前置加热器、流量计、压力保护器、冷凝器、制冷机组、稳压器、干燥过滤器、视液镜、温控仪、高速摄像机以及连接系统的管路阀门等组成。其中数据采集器采用 KEITHLEY 2400 型数据采集器, 流量计采用 LWGY-6 型涡轮流量计, 齿轮泵采用 MG200XK/DC24W 磁驱齿轮泵, 高速摄像机采用

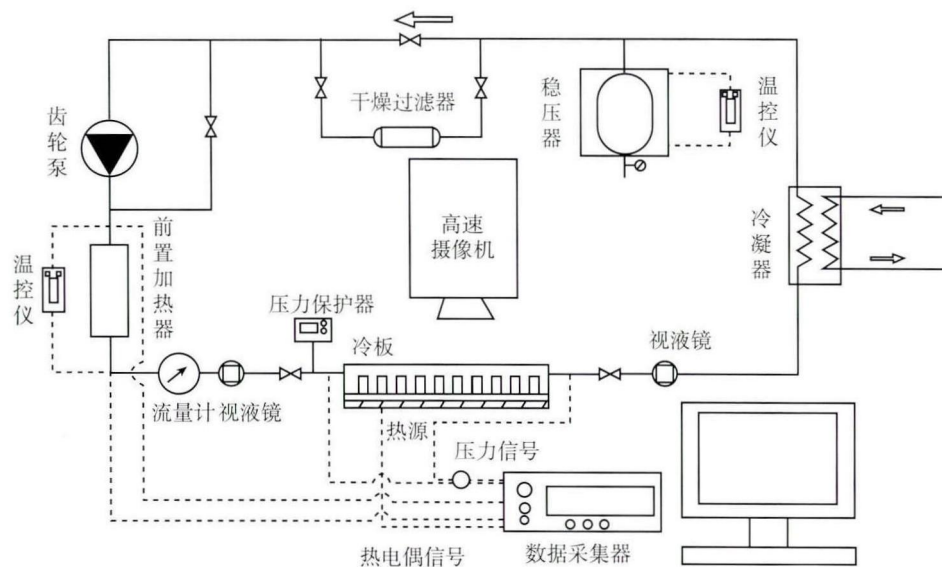


图 1 实验系统设计图

Fig. 1 Refrigerant circuit

表 1 R134a 为工质微通道热沉两相冷却技术国内外研究现状

Table 1 Studies on the heat transfer characteristics of R134a in microchannels

作者	材料	尺寸/ μm	N	截面质量流量 $G/\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$	饱和温度 $T_{\text{sat}}/^\circ\text{C}$	入口压力 P_{in}/MPa	热流密度 $Q_{\text{CHF}}/\text{W}\cdot\text{cm}^{-2}$
Lee ^[4,5]	Copper	231×713	53	127~654	-18.5~24.73	0.144~0.66	15.9~93.8
Kaew-On ^[6]	aluminium	1250×1000	13	300~800	8.9~21.5	0.4~0.66	1.5~6.5
Owhaib ^[7]	Glass	R 1700, 1224, 826	1	50~400	24~34.0	0.86 0.64	03~3.4
Y. Yan ^[8]		2000	28	50~200	5~31	0.349~0.79	0.52~2.1
Agarwal ^[9]	Aluminum	R464, R762	17~20	150~750	55	1.491	-

Photron SA-X2 高速摄像机, 系统冷凝器选用板式逆流冷凝器, 压力测量采用日本横河 EJA110A 系列压力转换器。

1.2 微通道热沉设计

实验研究微通道热沉结构如图 2 所示。微通道尺寸为 $500\ \mu\text{m}\times 500\ \mu\text{m}$, 长度 40 mm, 肋片宽 $500\ \mu\text{m}$, 总共 20 个微通道。微通道底面 2 mm 处插入 8 个热电偶测量底面温度; 顶面直接和 K9 玻璃接触, 采用 O 型圈密封。微通道热沉采用侧向进出的流动方式, 在进出口布置压力测点, 测量系统绝对压力以及热沉整体压降。

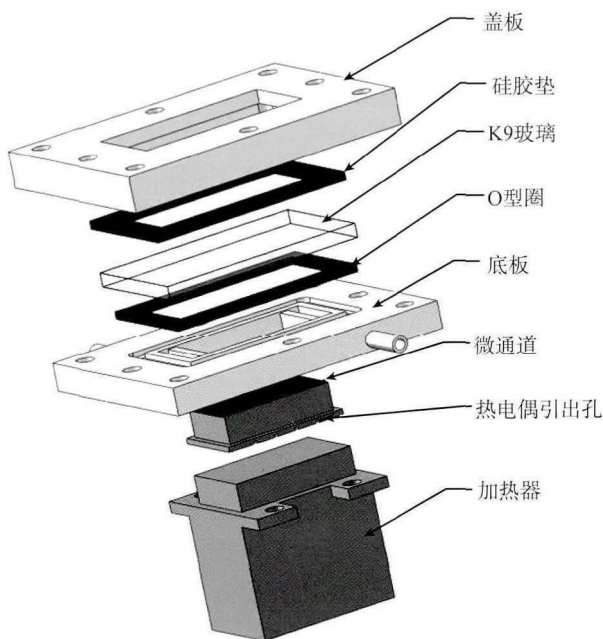


图 2 微通道热沉结构爆炸图

Fig. 2 Test section

实验测量误差为: 温度采用 T 型热电偶进行测量, 测温误差为 $\pm 0.2^\circ\text{C}$ 。实验中通过外接的功率表可以测得加热器的输入功率, 功率表精度等级 0.5 级。流量计采用型号: LWGY-6, 量程: 1.67~10 L/min, 精度等级 0.5 级。测量热沉压降的量为 0~100 kPa, 测量系统压降的量为 10~100 kPa 精度为 0.075%。

经测量计算, 微通道热沉散热损失约为 3%, 热沉总换热系数及质量含气率计算误差小于 15%。

2 实验数据处理

微通道热沉换热系数由如下公式获得:

$$h = \frac{q''}{T_{\text{wall}} - T_{\text{fluid}}}$$

其中 q'' 为底面热流密度, T_{wall} 为底面平均温度, T_{fluid} 为流体平均温度。

壁面过热度定义为:

$$\Delta T = T_{\text{wall}} - T_{\text{sat}}$$

其中, T_{sat} 为热沉内部当前压力下工质的饱和温度。

热沉出口处质量含气率由如下公式获得:

$$x_{\text{out}} = \frac{i_{(l,\text{in})} - i_{(l,\text{out})} + Q/\dot{m}_{\text{in}}}{i_{(v,\text{out})} - i_{(l,\text{out})}}$$

其中 $i_{(l,\text{in})}$ 、 $i_{(l,\text{out})}$ 、 $i_{(v,\text{out})}$ 分别为入口液相焓、出口液相焓、出口气相焓。Q 为总加热功率。 \dot{m}_{in} 为热沉入口质量流速。

2.1 热沉换热及压降性能

实验中由于玻璃微通道肋片顶面并未完全贴合, 存在一定的间隙, 间隙中存在换热, 计算出的壁面换热系数会略高于微通道实际换热系数。

实验中固定流量, 逐渐增加或者降低加热功率, 获得图 3~6 的实验结果。

图 3 所示为不同流量下, 壁面过热度与平均换热系数之间的对比关系。图 3 中可以看出在同一流量下, 平均换热系数随底面过热度增加而增加, 在过冷沸腾区换热系数增加斜率明显小于单相区和饱和区。这是由于单相段, 壁面过热度低, 肋片温度更接近于工质温度, 此时随底面过热度增加, 肋片温度升高, 换热强化效果显现, 但是出现相变以后, 由于气泡撞击肋片使得肋片均温性变好, 前述强化效果减弱, 导致过冷沸腾区斜率减小。在底面过热度足够高时, 底面换热主要为相变换热, 换热系数趋于一致。根据换热系数变化以及观测结果, 可以将图中分为单相对流区、过冷沸腾区、饱和沸腾区。

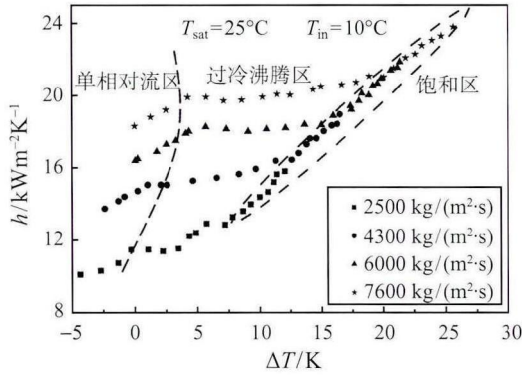


图 3 壁面过热度与平均换热系数对比关系

Fig. 3 Effect of heat sink superheating and mass velocity for heat transfer coefficient

与图 3 相似，图 4 中热沉压降性能也有相应的变化。这是因为随着壁面过热度升高，流体由单相相对流区进入过冷沸腾区，产生少量散状气泡，通道内流速增加，压降增加；壁面过热度继续升高，微通道内流态由单相相对流区进入饱和区，气相含量大大增加，热沉压降也快速升高。

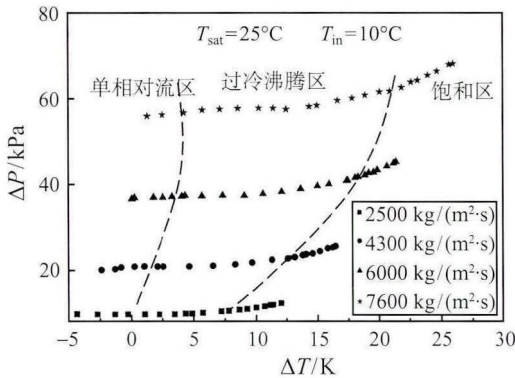


图 4 壁面过热度与热沉压降对比关系

Fig. 4 Effect of heat sink superheating and mass velocity on pressure drop

实验中固定加热功率，逐渐增加微通道内流量得到图 5~7 的实验结果。

图 5 为质量流速与换热系数对比关系，随着流量增加，热沉底面换热系数呈现先逐渐减小后逐渐增加的趋势。这是由于在过冷沸腾阶段，换热主要由对流换热、汽化潜热以及激冷热流构成，随着流量增加，壁面温度降低，表面相变过程大大减少，汽化潜热以及激冷热流份额大大减少，但对流换热并未增加很多，导致整体换热呈现略微减少的趋势；且随着加热功率增加，热沉底面换热系数增加，这是由于功率越高，壁面附近工质相变越多，汽化潜热及激冷热流带走的热量越多，整体换热系数越高。流

量继续增加，进入单相换热阶段，单相对流换热仅与流速有关，换热系数趋于一致。在热设计过程中，应尽量避免微通道工作在换热系数最低的区域。

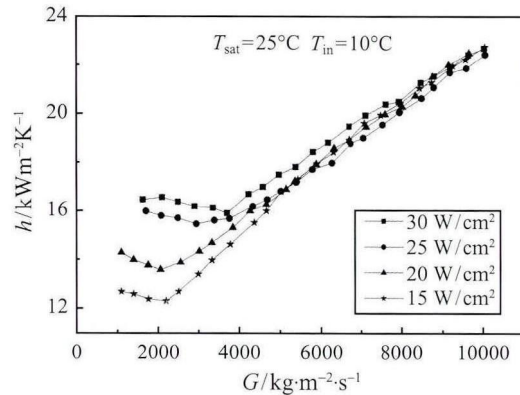


图 5 质量流速与换热系数对比关系

Fig. 5 Effect of heat flux and mass velocity for heat transfer coefficient

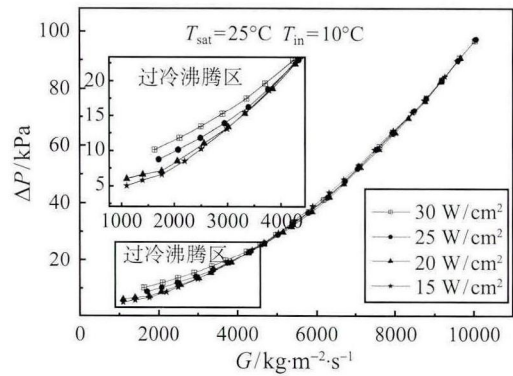


图 6 质量流速与热沉压降对比关系

Fig. 6 Effect of heat flux and mass velocity on pressure drop

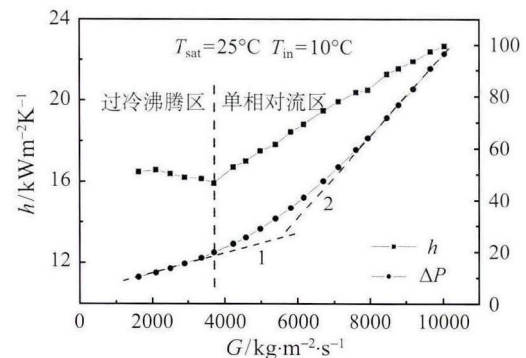


图 7 加热功率 30 W/cm² 质量流速与热沉压降对比关系

Fig. 7 Effect of mass velocity for pressure drop and heat transfer coefficient

图 6 为质量流速与热沉压降对比关系，图中可以看出两相区随着加热功率增加，热沉压降增大，这是因为加热功率越大，热沉内部含气量越高，热沉内

流速越高, 压降越大。随着流量增加, 工质中含气量减少, 热沉压降受加热功率影响减弱。在单相对流区, 热沉压降仅与流量相关。

将图 5、图 6 中加热功率为 $30 \text{ W}\cdot\text{cm}^{-2}$ 时换热系数及压降性能对比如图 7 所示。可以看出由两相区进入单相区后, 压降随流量变化斜率增大, 即直线 1 斜率小于直线 2 斜率。这是由于在过冷沸腾阶段, 随着流量增加, 气泡含量减少, 流量引起的压降增加, 但是气泡引起的压降却是减少的, 整体压降变化率小于单相区压降变化。

2.2 微通道气泡行为研究

图 8 为 $T_{\text{sat}}=25^\circ\text{C}$, $T_{\text{in}}=15^\circ\text{C}$, 质量流速为 $2500 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$, 加热功率 $25 \text{ W}\cdot\text{cm}^{-2}$ 时中央通道内距出口 4 mm、9 mm、14 mm、19 mm、24 mm、29 mm、34 mm、39 mm 处通道内气泡运动图像。右侧为隐去背

景后气泡图像。图 8 中圆圈为汽化核心出现位置, 箭头方向为流动方向。图片拍摄速度为 40000 fps。

微通道内, 在壁面温度较高的地方, 出现汽化核心, 产生气泡逐渐长大, 气泡脱壁面后进入温度较低的主流区; 气泡表面气相逐渐凝结, 气泡逐渐减小, 一部分气泡随后破裂消失, 未来得及消失的气泡和其他气泡相互撞击融合, 成为较大气泡, 流向下游。这一过程中流体温度逐渐升高, 气泡破裂过程强度减弱, 气泡相撞融合过程逐渐增强。

从图 8 中可以看出微通道内通道内距离入口 4.2 mm 处开始出现工质汽化现象, 由于工质温度较低, 产生气泡直径较小, 尺度约为 $10 \mu\text{m}$, 且逐渐变小。此时气泡凝结破裂较多。随着主流区温度逐渐升高, 下游汽化核心数量增加, 9 mm 处视野明显的汽化核心达到 4 个, 此时气泡尺寸并未增加很多, 但气泡数

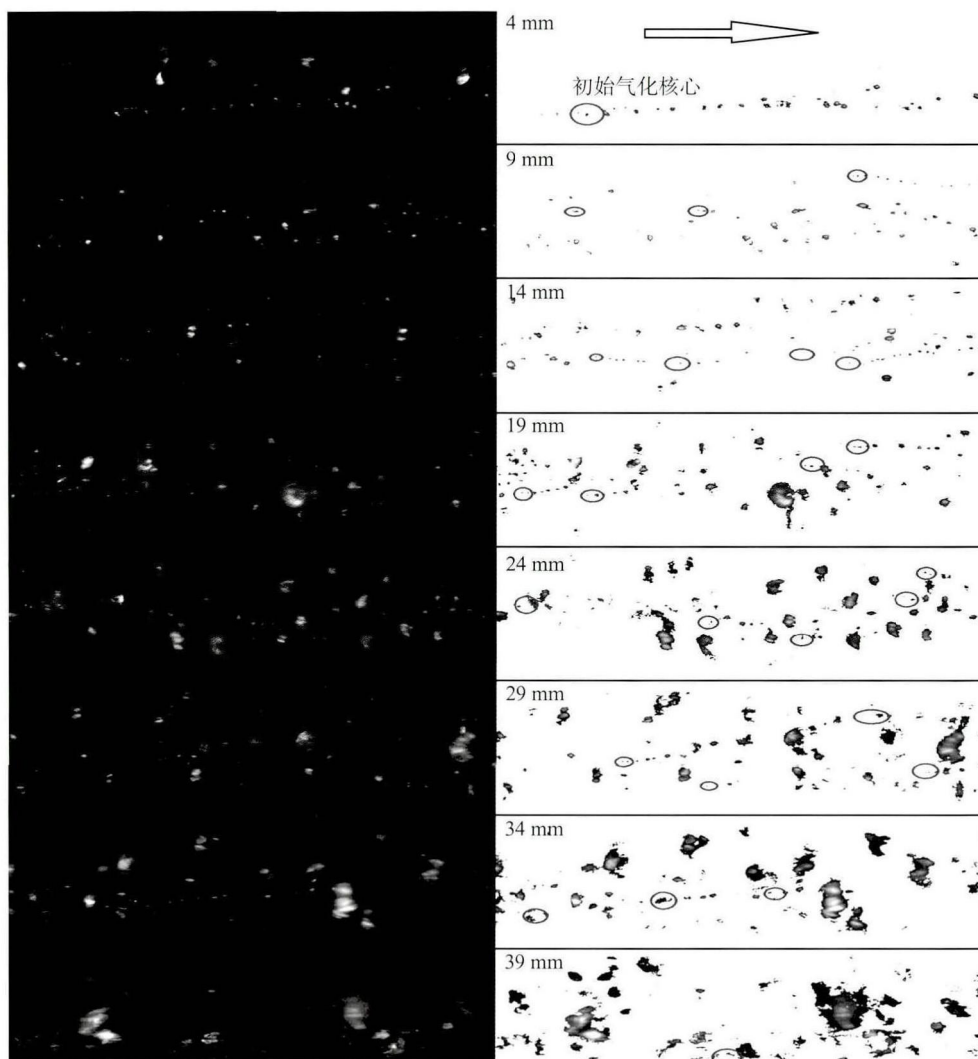


图 8 微通道内气泡运动画面

Fig. 8 Bubble behaviors in microchannels

量大大增加,碰撞融合的几率也就大大增加。由 14 mm 到 19 mm 段,气泡体积逐渐增加,偶尔出现直径达 100 μm 的气泡。气泡碰撞融合更加容易,而且较大气泡更不容易凝结破裂,在大气泡扫掠过的地方,小尺寸气泡均被带走,气泡直径逐渐变大,通道内气相含量大大增加。24 mm 到 34 mm 段,气泡尺寸达到 200 μm , 39 mm 处接近微通道出口区域,气泡尺度已接近微通道尺寸。

3 结 论

1) 换热系数及热沉压降随壁面过热度变化可明显区分单相区、过冷沸腾区、饱和沸腾区,热设计时可根据壁面过热度判断微通道内是否处在过冷沸腾区。

2) 散热功率一定时,流量应避免单相和过冷沸腾交界位置,避免低换热能力区。

3) 微通道内过冷沸腾流动形态为泡状流时,气泡行为主要包括产生、脱离、凝结、碰撞融合等过程。凝结和碰撞融合过程的强弱取决于壁面温度、汽化核心数量以及主流体温度。

参 考 文 献

- [1] Bertsch S S, Groll E A, Garimella S V. Refrigerant Flow Boiling Heat Transfer in Parallel Microchannels as a Function of Local Vapor Quality [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2008, 51(19): 4775-4787
- [2] Lee J, Mudawar I. Fluid Flow and Heat Transfer Characteristics of Low Temperature Two-Phase Micro-Channel Heat Sinks—Part 1: Experimental Methods and Flow Visualization Results [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2008, 51(17): 4315-4326
- [3] do Nascimento F J, Leão H L S L, Ribatski G. An Experimental Study on Flow Boiling Heat Transfer of R134a in a Microchannel-Based Heat Sink [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2013, 45: 117-127
- [4] Lee J, Mudawar I. Two-Phase Flow in High-Heat-Flux Micro-Channel Heat Sink for Refrigeration Cooling Applications: Part I—Pressure Drop Characteristics [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2005, 48(5): 928-940
- [5] Lee J, Mudawar I. Two-phase flow in High-Heat-Flux Micro-Channel Heat Sink for Refrigeration Cooling Applications: Part II—Heat Transfer Characteristics [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2005, 48(5): 941-955
- [6] Kaew-On J, Sakamatapan K, Wongwiset S. Flow Boiling Heat Transfer of R134a in the Multiport Minichannel Heat Exchangers [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2011, 35(2): 364-374
- [7] Owahaib W, Martín-Callizo C, Palm B. Evaporative Heat Transfer in Vertical Circular Microchannels [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2004, 24(8): 1241-1253
- [8] Yan Y Y, Lin T F. Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134A in a Small Pipe [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1998, 41(24): 4183-4194
- [9] Agarwal A, Bandhauer T M, Garimella S. Measurement and Modeling of Condensation Heat Transfer in Non-Circular Microchannels [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2010, 33(6): 1169-1179
- [10] Mauro A W, Thome J R, Toto D, et al. Saturated Critical Heat Flux in a Multi-Microchannel Heat Sink Fed by a Split Flow System [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2010, 34(1): 81-92
- [11] Park J E, Thome J R. Critical Heat Flux in Multi-Microchannel Copper Elements With Low Pressure Refrigerants [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2010, 53(1): 110-122
- [12] Wojtan L, Revellin R, Thome J R. Investigation of Saturated Critical Heat Flux in a Single, Uniformly Heated Microchannel [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2006, 30(8): 765-774