

歧管微通道热沉传热试验研究

周乃香,徐锦锦,张井志*

(山东大学核科学与能源动力学院,山东 济南 250061)

摘要:为研究高热流密度散热装置的性能,搭建歧管微通道流动换热可视化试验台,对铜基微通道的换热性能进行试验研究。以去离子水为工质,通过改变加热功率(100~400 W),分析工质流量分别为120、300 mL/min时单相和沸腾流动对传热性能的影响,并观察气泡生长过程。结果表明,单相或沸腾换热时热阻均随着热流量的增加出现小幅降低;沸腾状态下,气泡沿壁面产生并从底部脱离向歧管流道迁移,歧管进口流道内聚集的气体达到一定程度时会流经下方微通道向出口流道迅速转移并逸出,提高散热性能。

关键词:歧管装置;微通道;单相流动;沸腾换热;气泡生长

中图分类号:TK124 **文献标志码:**A

引用格式:周乃香,徐锦锦,张井志. 歧管微通道热沉传热试验研究[J]. 山东大学学报(工学版),2026,56(2):175-180.

ZHOU Naixiang, XU Jinjin, ZHANG Jingzhi. Experimental study of heat transfer in manifold microchannel heat sinks[J]. Journal of Shandong University (Engineering Science), 2026, 56(2):175-180.

Experimental study of heat transfer in manifold microchannel heat sinks

ZHOU Naixiang, XU Jinjin, ZHANG Jingzhi*

(School of Nuclear Science, Energy and Power Engineering, Shandong University, Jinan 250061, Shandong, China)

Abstract: To study the performance of high heat flux cooling devices, a visual experimental setup for flow and heat transfer in manifold microchannels was built. Experiments were conducted to investigate the heat transfer performance of copper-based microchannels. Using deionized water as the coolant, the heat power was varied from 100 to 400 W. The effects of single-phase and boiling flow on heat transfer were analyzed at coolant flow rates of 120 and 300 mL/min. The bubble growth process was also observed. Results showed that under both single-phase and boiling conditions, the thermal resistance decreased slightly as the heat flux increased. During boiling, bubbles formed along the wall, detached from the bottom, and migrated into the manifold channels. When gas had accumulated sufficiently at the inlet of the manifold, it quickly passed through the microchannels below and exited through the outlet channel, enhancing heat transfer performance.

Keywords: manifold arrangement; microchannel; single-phase flow; boiling heat transfer; bubble growth

0 引言

随着现代工业产品(尤其是电子设备)日趋小型化和高功率化,高效散热技术需求日益增加,微通道热沉装置因结构紧凑和换热性能优异脱颖而出,近年来受到广泛关注。歧管微通道(manifold microchannel, MMC)的歧管结构能够将大流量的流体分配到多个微通道中,实现流体更均匀流动,能够降低压力损失并提升换热均匀性,避免传统微

通道中部分区域过热的现象,提升整体的换热性能^[1-3]。歧管微通道展现了巨大的热管理潜力,尤其在高热流密度和精确温度控制领域,能够提供更高效、更稳定的散热效果。

文献[4]基于数值模拟研究表明,消除界面可改善散热器内的温度均匀性,降低最大底壁温度,提高总体传热性能;文献[5]的研究结果表明,采用强制供给方式能够大大提高歧管微通道的冷却性能;文献[6]基于对具有微翅片和凹槽壁面结构的MMC进行数值模拟,研究气泡的生

收稿日期:2024-12-16

基金项目:山东省自然科学基金资助项目(ZR2021ME080)

第一作者简介:周乃香(1987—),女,山东潍坊人,实验师,硕士,主要研究方向为强化传热与节能技术。E-mail:zhounaixiang@sdu.edu.cn

*通信作者简介:张井志(1989—),男,山东枣庄人,教授,博士生导师,博士,主要研究方向为高效热管理技术。E-mail:zhangjz@sdu.edu.cn

长和分离过程;文献[7]中研究者设计S形歧管微通道散热器,在不同热流密度和进口流量下对3种不同结构的MMC进行试验和数值模拟,得到总努塞尔数关于微通道热沉尺寸和雷诺数的关联式;文献[8]对不同结构交错排列的针翅式硅基微通道研究结果表明,质量、流量对各热沉的换热性能和压降的影响都很大;文献[9]对铝基微通道的流动沸腾传热特性进行研究,通道顶部采用亚克力盖板密封,以便观测沸腾过程;文献[10]的研究结果表明,逆流互连结构的铜基微通道可以有效提高流动沸腾过程中的传热性能;文献[11]通过试验比较歧管不同覆盖面积的铜基微通道的散热性能,结果表明,更大的歧管覆盖面积能够加强传热。

目前关于歧管微通道的研究主要依赖数值模拟,试验研究较少且多为歧管与通道一体封装,无法观察沸腾过程。现有的流动沸腾可视化试验主要针对普通微通道,缺乏针对歧管微通道的研究。因此,本研究搭建歧管微通道流动换热可视化试验台,探究歧管微通道单相和沸腾流动换热特性,并记录气泡生长变化过程。

1 歧管微通道流动换热可视化试验系统

本研究采用的可视化歧管微通道传热试验系统示意图如图1所示。试验系统分为循环系统和数据采集系统。

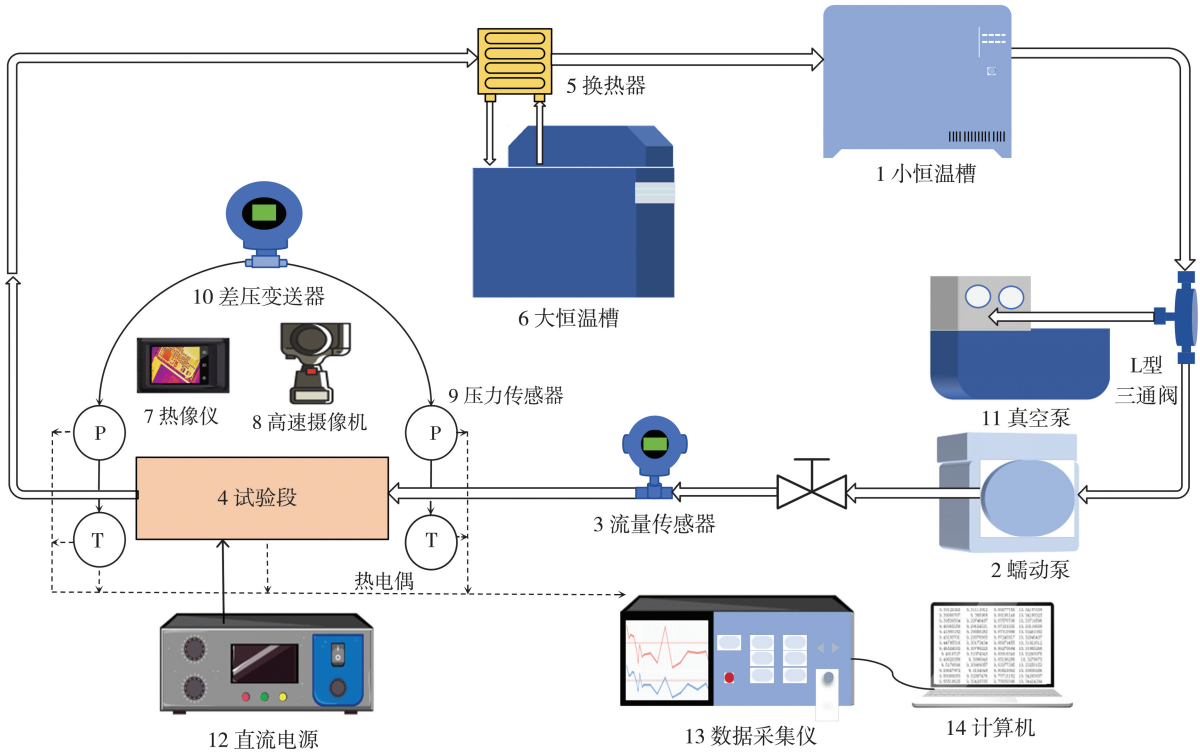


图1 可视化歧管微通道传热试验系统示意图

Fig.1 Schematic diagram of visualized manifold microchannel heat transfer experimental system

循环系统包括可视化试验段,电热管,钎焊板式换热器,大、小恒温槽,蠕动泵和流量传感器;数据采集系统包括直流电源、差压变送器、压力传感器、直角三棱镜、高速摄像机、辅助照明设备、T型热电偶、热像仪、变送器、数据采集仪和电脑设备。试验系统设备型号及精度如表1所示。

本试验采用去离子水作为冷却工质,小恒温槽用于调节工质的入口温度,工质在蠕动泵的驱动下流经流量传感器、可视化试验段,后经换热器与来自大恒温槽的低温介质进行热交换,接着流向小恒温槽,以此构成循环。在单相流动传热试验中,采

用热像仪拍摄微通道顶部,显示温度的分布图像。在沸腾流动传热试验中,选用高速摄像机捕捉气泡生成及流动情况,并在试验段四周布置辅助照明设备,光源表面覆盖一层绿色硫酸纸使光线分布更加均匀。使用系统自带的软件PFV4(Photron FASTCAM Viewer 4)进行操控,在1 024像素×1 024像素的分辨率下帧率达到6 000帧/s。可视化试验段进、出口处接入压力传感器和差压变送器,试验系统沿程及试验段底部布置热电偶进行测温,信号均接入数据采集仪便于记录。在试验开始前,采用真空泵对试验管路抽真空,真空度高于

0.095 MPa。启动小恒温槽,待工质温度达到设定值时开启蠕动泵,通过流量监测判断流动稳定后,为电加热管接通直流电源,设定电源输出功率,当工况换热稳定后记录并保存温度、压力等数据,并使用热像仪或高速摄像机拍摄试验段温度分布或气泡流动图片。试验结束后,将采集的数据信息导出电子表格并整理统计,以温度波动在 0.4 °C 范围内为依据判断是否达到稳定传热状态,每种工况下取稳定传热状态下连续 50 组数据计算其算术平均值,提高结果的可靠性。

表1 试验系统设备型号及精度

Table 1 Test system equipment model and accuracy

设备	型号	精度
大恒温槽	DC-2020	±0.05 °C
小恒温槽	DC-2020	±0.05 °C
蠕动泵	07555-05	
流量传感器	F025S113C2BPMZZZZ	±0.2%
直流电源	FTP065-40-240	±0.2%
差压变送器	EJA110E	满量程的±0.3%
压力传感器	QDW90A	±0.2%
热电偶	TT-T-36	0.50 °C
高速摄像机	nova s6	
热像仪	HM-TPK20-3AQF/W	±2.00 °C
数据采集仪	DAQ970A	
真空泵	SHB-III	

试验段示意图如图 2 所示。考虑成本、安装测量等问题,选用电热管模拟热源对试验段加热,在

微通道和歧管的上下方安装不锈钢夹板进行紧固,采用螺栓连接,如图 2(a)所示。可视化试验段的微通道部分与下方加热块选用铜块一体雕刻而成,微通道宽 0.3 mm、深 1.5 mm、长 23 mm,相邻通道间隔 0.2 mm,微通道区域 23 mm×23 mm。距离微通道底部 1.5 mm 中心位置依次开有 3 个孔径为 1 mm 的测温孔,分别位于进口端、中部和出口端,间距 10 mm,采用 AB 胶将热电偶固定在孔内,防止松动或脱落。加热块底部加工 4 个直径 6 mm、深 52 mm 的孔,将电热管嵌入铜块内部,布置方式呈 2×2 阵列,单个电热管功率为 150 W。利用直流电源额定功率对电热管供电,加热过程更稳定。微通道俯视图如图 2(b)所示。在通道四周开出宽度为 1 mm 的细槽,填充硅胶条密封;左右两端各设置 4 个螺栓孔。歧管模型如图 2(c)所示。歧管流道宽 3 mm、高 1 mm、间隔 4 mm;流道左右两侧各有一个蓄液槽,槽宽 3 mm、深 5 mm,与两端进、出水孔相连;左右两端各设置 4 个螺栓孔。歧管为聚砜材料,具有优异的耐高温性能并易于加工,呈淡黄色透明状,有较好的透光效果,符合可视化试验要求。为减少热量损失,在加热块四周包裹硅酸铝陶瓷纤维纸与不锈钢夹板平齐,之后整体缠绕自带背胶的高密度橡塑棉。温度和压力等实时信息通过数据采集仪获取并传输到计算机,时刻监测各工况下稳定换热状态,防止局部温度过高导致电热管或歧管损坏。

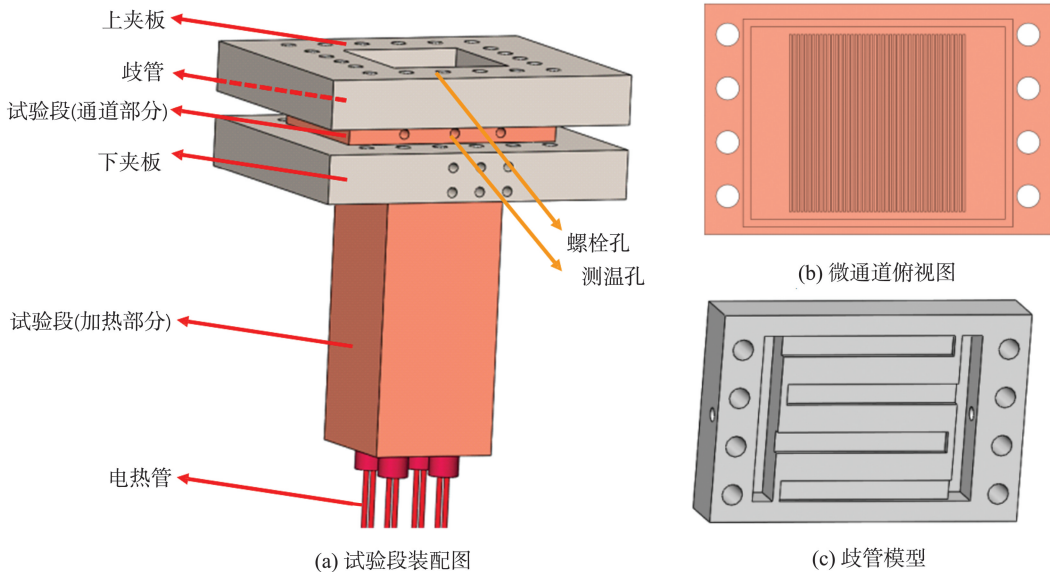


图2 试验段示意图

Fig.2 Schematic diagram of the experimental section

试验段虽使用保温材料进行包裹,但热损失仍不可避免,热损失计算公式为

$$Q_{\text{loss}} = Q_{\text{tot}} - Q_{\text{eff}}, \quad (1)$$

式中 Q_{loss} 、 Q_{tot} 、 Q_{eff} 分别为试验段损失热量、试验段输入热量、有效换热量。

定义本试验段热损率为 $\varepsilon_{\text{loss}}$, 计算公式为

$$\varepsilon_{\text{loss}} = Q_{\text{loss}} / Q_{\text{tot}} \quad (2)$$

计算本试验各热量输入条件下的有效换热量和热损失量,得到平均热损失率为4.79%,最大热损失率为9%。

热沉总热阻 R 计算公式为

$$R = (T_{\text{hs}} - T_{\text{in}}) / Q_{\text{eff}} \quad (3)$$

式中, T_{hs} 为热源面平均温度, T_{in} 为工质进口温度。

2 试验结果与讨论

本研究讨论入口温度为25℃,去离子水流量为120、300 mL/min,加热功率为100~400 W条件下歧管微通道的换热特性与流动情况。通过观察可视化歧管微通道内部流动,发现去离子水流量为120 mL/min情况下,热流量 q 升高至300 W时开始出现沸腾。

温度与热阻随热流量的变化规律如图3所示。本研究对进口流量为120、300 mL/min时热流量的变化对热源面温度的影响进行比较,比较结果如图3(a)所示。图3(a)中, T_{hs} 、 T_1 、 T_2 、 T_3 分别为热源面平均温度、出口端测温点温度、中部测温点温度、进口端测温点温度。从图3可以看出,热源面温度随热流量的增加而提高。这是因为一定流量的工质在单位时间带走的热量有限,随着热流量增大,散热器内滞留的热量增多,从而导致温度上升。高流量提高了通道内工质流速,传热效果增强。单相流动时热源面温差较小,散热更均匀。本研究对120、300 mL/min进口流量下热流量变化对热阻的影响进行比较,比较结果如图3(b)所示。由图3(b)可知,进口流量高时热沉热阻较低,单相或沸腾换热时热阻均随着热流量的增加有小幅降低。这表明可以通过提高制冷剂流量降低热阻。

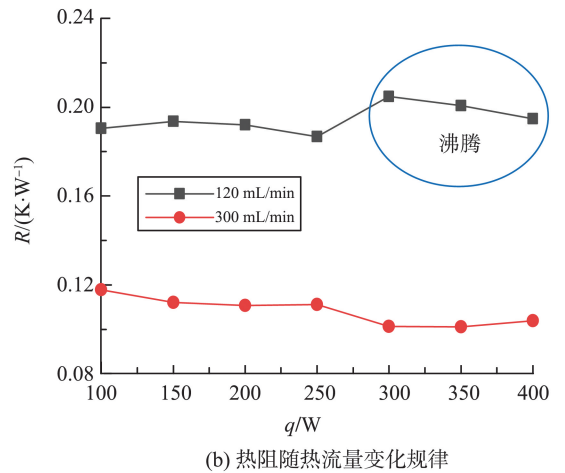
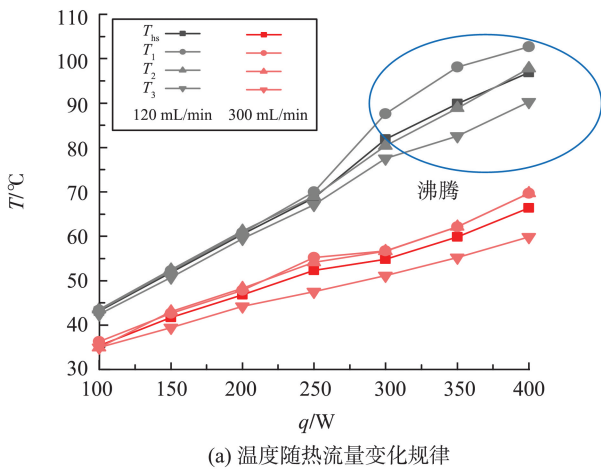


图3 温度与热阻随热流量变化规律

Fig.3 The variation laws of temperature and thermal resistance with heat flow rate

120 mL/min 流量下不同热流量的歧管盖热像图及气泡分布特性如图4所示。由图4可以看出,

进口段的表面温度远低于中部和出口段。这也印证了上文温度监测点所得结论。

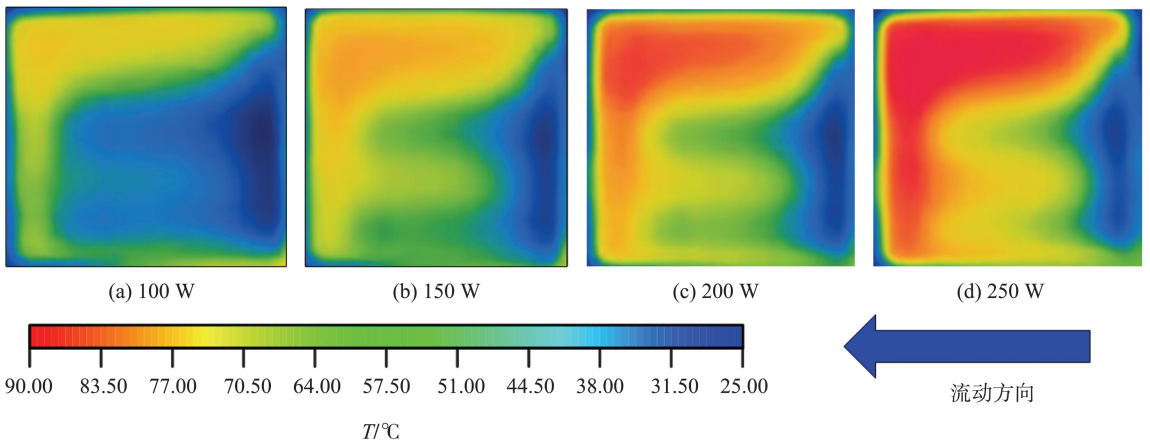


图4 120 mL/min 流量下歧管盖热像图(100~250 W)

Fig.4 Thermal image of manifold cover at 120 mL/min flow rate with heating power ranging from 100 to 250 W

300、350、400 W 热流量下热像图及沸腾时的气泡分布情况如图 5~7 所示。随着时间推移,微通道基底热量累积,细微气泡沿壁面产生并从底部脱离,可以看到通道内有核态沸腾现象,主要是泡状流。微通道中相邻气泡融合,形成大气泡向歧管通道迁移,迁向进口流道的气泡在尾部聚集形成弹状

流,迁向出口流道的气泡迅速逸出。随着热流量增大,沸腾越来越剧烈,气泡脱离速度加快,歧管进口流道内存在弹状和少许泡状气体,当气体在进口流道累积到一定程度时,通过下方微通道向出口流道转移并迅速逸出。

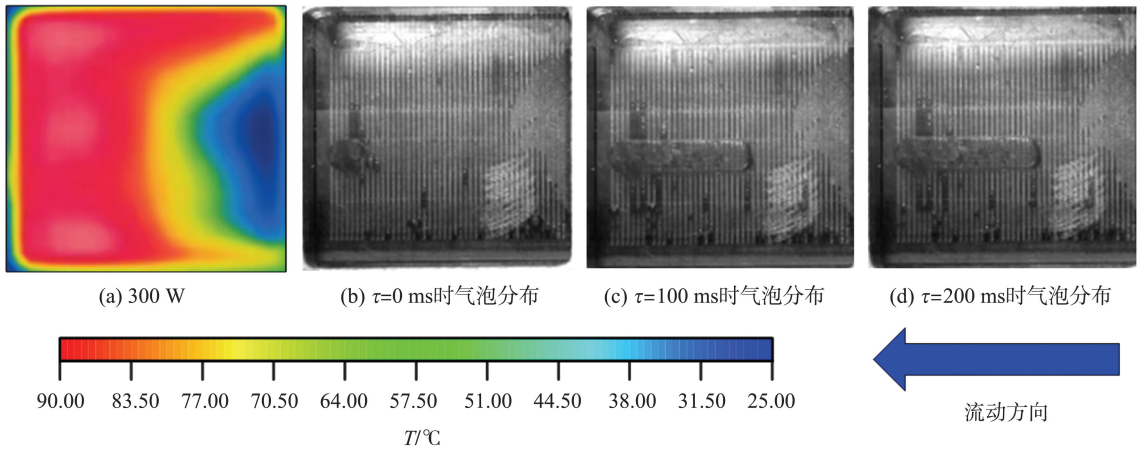


图 5 300 W 加热功率下歧管盖热像图及气泡分布图

Fig.5 Thermal image of manifold cover and bubble distribution with heating power of 300 W

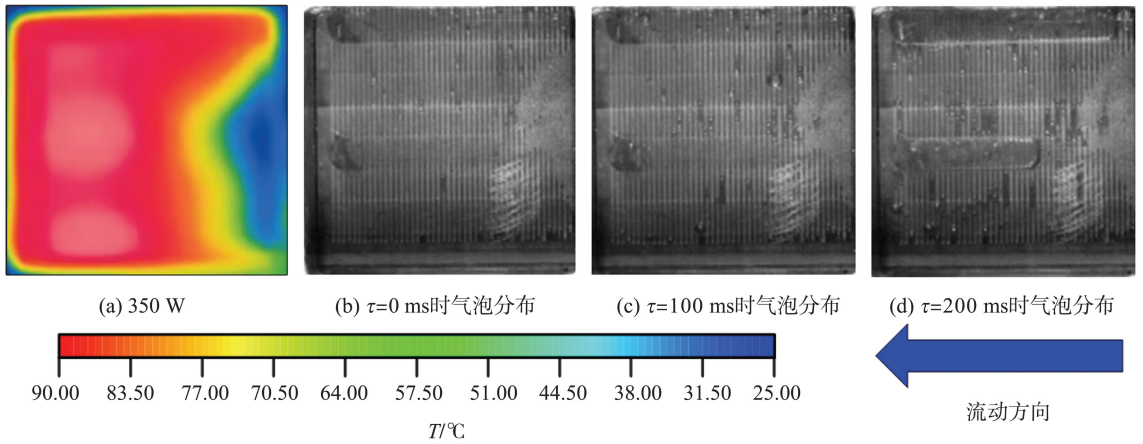


图 6 350 W 加热功率下歧管盖热像图及气泡分布图

Fig.6 Thermal image of manifold cover and bubble distribution with heating power of 350 W

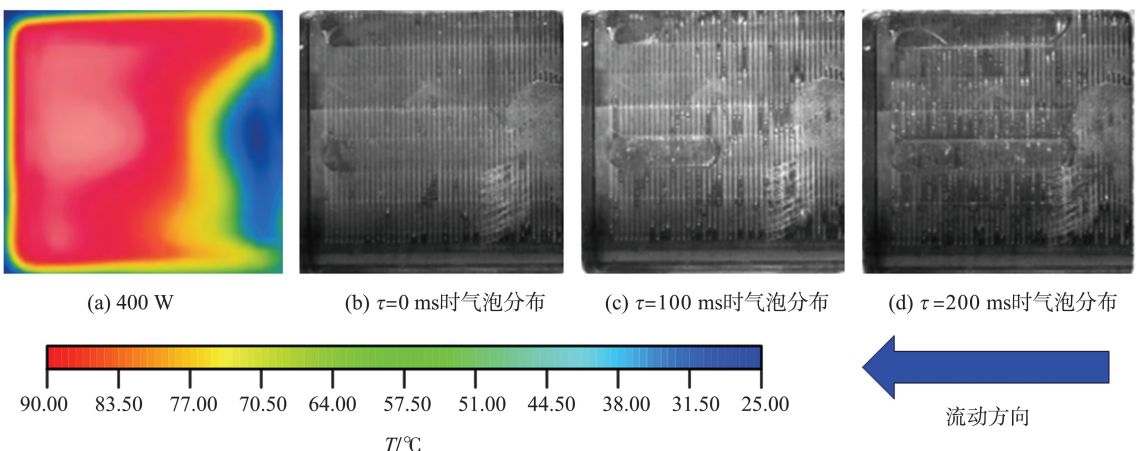


图 7 400 W 加热功率下歧管盖热像图及气泡分布图

Fig.7 Thermal image of manifold cover and bubble distribution with heating power of 400 W

去离子水流量为 120 mL/min、热流量为 400 W 沸腾状态下某一时刻的歧管微通道气泡分布局部

放大图如图 8 所示。由图 8 可以看出,歧管内的汽相流动会卷携流经微通道内的气泡。

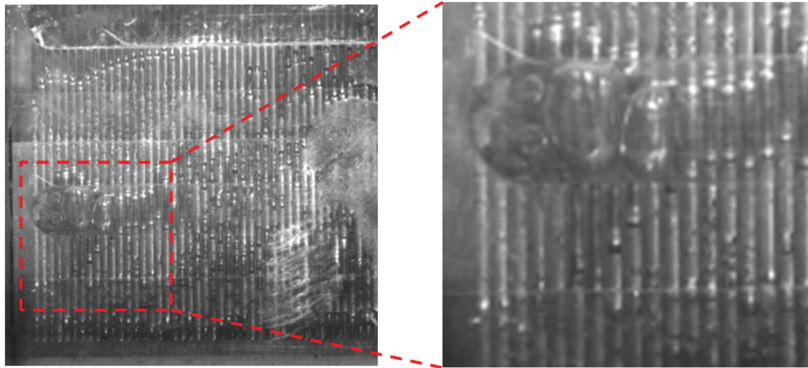


图 8 歧管微通道气泡分布放大图

Fig.8 Enlarged view of bubble distribution in manifold microchannel

3 结论

本研究搭建歧管微通道流动换热可视化试验台,研究歧管微通道单相和沸腾流动换热特性,并记录气泡生长变化过程。在入口温度为 25 ℃,去离子水流量分别为 120、300 mL/min,热流量为 100~400 W 的试验条件下,得到以下结论。

(1) 去离子水进口流量高时,热沉热阻较低,单相或沸腾换热时热阻均随着热流量的增加而小幅降低。热源面温度随热流量的增加而提高,并且进口段温度低于中部和出口段,温度差异随着热流量的增加更明显。

(2) 去离子水进口流量为 120 mL/min 情况下,热流量升高至 300 W 时开始出现核态沸腾。小气泡沿壁面产生并从底部脱离,相邻气泡融合形成大气泡向歧管流道迁移。随着热流量的增大,沸腾更剧烈,歧管进口流道内存在弹状和少许泡状气体,气泡逸出速度快。

参考文献:

[1] MANDEL R, SHOOSHTARI A, OHADI M. Effect of manifold flow configuration on two-phase ultra-high flux cooling [J]. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 2018, 74(8): 1425-1442.

[2] LIN Y H, LUO Y, LI W, et al. Single-phase and two-phase flow and heat transfer in microchannel heat sink with various manifold arrangements [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2021, 171: 121118.

[3] SONG J, LI X, FENG S, et al. Topological and multi-objective optimization of single-phase heat transfer and energy efficiency using manifold micro-channels for high-power electronics cooling [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2024, 228: 125640.

[4] KANG H Z, MEI X S, XU K D, et al. Investigation of heat transfer performance of the manifold microchannel heat sink with different interface configurations [J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2024, 159: 107807.

[5] BATTAGLIA F, SINGER F, DEISENROTH D C, et al. Experimental characterization of two-phase cooling of power electronics in thermosiphon and forced convection modes [J]. *Journal of Electronic Packaging*, 2021, 143(3): 031006.

[6] MA Z H, HU C Y, HOU J S, et al. Numerical investigation of the effect of microchannel configurations on subcooled flow boiling heat transfer performance of manifold heat sinks [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2024, 235: 126160.

[7] ZHANG Y, CHEN X Y, MIAO L, et al. Experimental and numerical investigation of thermal performance of S-shaped manifold microchannel heat sinks [J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2024, 157: 107737.

[8] SHEN Y T, PAN Y H, CHEN H, et al. Experimental study of embedded manifold staggered pin-fin microchannel heat sink [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2024, 226: 125488.

[9] ALNAIMAT F, HANAN A, MATHEW B. Boiling heat transfer of water on smooth and square pin fins surfaces in minichannel [J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2024, 159: 108186.

[10] WANG D H, WANG D Y, HONG F J, et al. Improved flow boiling performance and temperature uniformity in counter-flow interconnected microchannel heat sink [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2024, 241: 122370.

[11] SUN B, LI J. Toward extremely low thermal resistance with extremely low pumping power consumption for ultra-high heat flux removal on chip size scale [J]. *Energy Conversion and Management*, 2024, 306: 118293.