泡沫铜肋细小通道热沉中的R134a流动沸腾换热实验研究

高武焕, 付铠, 徐向华, 梁新刚*

清华大学航天航空学院, 北京 100084

* E-mail: liangxg@mail.tsinghua.edu.cn

收稿日期: 2021-05-21; 接受日期: 2021-06-23; 网络版发表日期: 2021-10-28

国家自然科学基金项目(批准号: 51876102)资助

摘要 泡沫金属被广泛应用于换热强化. 本文研究了一种泡沫铜肋细小通道热沉的流动沸腾换热性能. 泡沫铜的孔隙率为0.8, 包含4条宽503 μm 、高990 μm 的矩形通道. 实验工质为R134a, 质量流速范围是595~1213 $\text{kg/m}^2\text{s}$, 热流密度范围是22~172 W/cm^2 . 实验得到了不同质量流速、热流密度和干度条件下的换热系数变化规律, 分析了不同热流密度下的换热恶化现象. 对比了实体肋平行通道热沉的换热性能, 发现泡沫铜肋热沉在低热流密度下具有良好的强化换热效果, 在高热流密度下反而使换热弱化, 反转的热流密度在87~100 W/cm^2 之间, 随流量增大而增大. 通过对比流动沸腾流型, 解释了泡沫铜肋在高热流密度下引发换热恶化的物理机制.

关键词 泡沫金属, 细小通道, 多孔肋, 流动沸腾, 换热, 蒸汽

1 引言

随着科学技术的发展, 航空航天、通讯设备、电动汽车等领域对高热流密度散热的需求持续增长. 泡沫金属具有较大的比表面积、迂曲的内部空间, 应用于导热^[1]、对流^[2-4]、容积沸腾^[5,6]等换热场景, 获得了良好的强化换热效果. 对于流动沸腾, 在通道内填充泡沫金属可以将换热系数提高2~5倍^[7-10]. 通常认为, 泡沫金属的强化换热机理包括增大换热面积^[11]、增强混合^[9]和辅助液膜铺展^[8]. 然而整体填充泡沫金属后的流动压降会增加约20~70倍^[8,10], 限制了泡沫金属的应用.

为了解决整体填充流动阻力过大的问题, 研究人员提出了烧结金属多孔肋的办法, 既降低流动阻力, 同时又保持多孔介质的强化换热效果. Deng等人^[12]提出一种Omega形多孔肋微通道(reentrant porous micro-channels, RPM)热沉, 使用石墨模具烧结铜粉制备, 采用去离子水开展流动沸腾实验. 研究表明, RPM热沉的起始沸腾壁面过热度较实体Omega形通道更低, 壁温波动也更小, 换热系数随干度(和热流密度)的增大而减小, 约为实体Omega形通道的2~5倍. 后续实验还发现换热系数随通道水力直径的减小先增大后减小^[13]、由不规则铜粉烧结而成的多尺度粗糙表面RPM热沉同样具有强化换热效果^[14].

引用格式: 高武焕, 付铠, 徐向华, 等. 泡沫铜肋细小通道热沉中的R134a流动沸腾换热实验研究. 中国科学: 技术科学, 2022, 52: 333-342
Gao W H, Fu K, Xu X H, et al. Experimental investigation on flow boiling heat transfer of R134a in a minichannel heatsink with copper foam fins (in Chinese). Sci Sin Tech, 2022, 52: 333-342, doi: 10.1360/SST-2021-0212

Xu等人^[15]提出一种梯度-多孔肋通道结构. 多孔肋由大小不同的微肋柱组成, 由微机电系统(micro electro mechanical system, MEMS)工艺加工而成, 靠近通道的微肋柱更细、且间隙更大. 实验发现肋侧壁的液膜厚度存在高频波动, 频率约1 kHz, 使壁温变得极为稳定. Yu等人^[16]研究发现梯度-多孔肋通道的换热系数不受流量和热流密度的影响, 通道区和肋区的换热性能在不同条件下此消彼长, 使整体换热性能在较宽沸腾数范围内保持稳定.

通过文献调研可以发现, 泡沫金属相关的流动沸腾研究通常将通道内填满泡沫金属. 这使压降显著增大. 对于压降相对较小的多孔肋-通道复合结构, 现有的研究却并不充分.

本文作者^[17]提出在泡沫铜中加工槽道, 形成泡沫铜肋细小通道热沉, 如图1. 泡沫铜孔隙率为0.9, 通道宽624 μm , 通道间肋宽约4倍的通道宽. 采用R134a开展实验, 发现泡沫铜肋热沉的换热系数约为相同基底尺寸实体肋热沉的1.5倍, 压降仅增大1~2倍. 限于实验条件, 上述结果的热流密度小于10 W/cm², 因此有必要开展更高热流密度的实验研究. 本文进一步研究泡沫铜肋细小通道在更高热流密度下的流动沸腾换热规律, 为多孔肋细小通道热沉的设计优化提供参考.

图1 (网络版彩图)泡沫铜肋细小通道

Figure 1 (Color online) The mini-channel with copper foam fins.

图2 实验系统图

Figure 2 Schematic of the experimental system.

2 实验方法

2.1 实验系统

图2展示了流动沸腾实验台的系统框图. 工质(R134a)由齿轮泵驱动, 经过恒温水浴、质量流量计、预热器后进入实验段, 汽化后在冷凝器中冷凝, 再经过气液分离器和过滤干燥器, 回到泵前. 恒温水浴用于调节预热器入口温度, 温度波动在0.1 K以内. 预热器用于调节实验段入口干度, 外部包裹多层隔热棉. 预热功率为零时, 实验段入口和预热器入口温差在0.2 K以内. 储液罐用于调节系统压力, 内部安装有盘管和加热器. 加热器由测控系统控制, 在实验过程中维持实验段入口的压力恒定. 实验段上方安装有高速摄像系统.

实验段由热沉、加热器、壳体、视窗、盖板和隔热结构组成, 如图3所示. 热沉由无氧铜加工而成, 长12 mm, 宽10 mm, 顶部焊接孔隙率为0.8的泡沫铜, 然后铣出四条宽503 μm 、高990 μm 的矩形通道, 肋宽和通道宽度之比(β_w)为4. 测温孔在热沉侧壁, 孔深至热

沉中心线, 分两排布置, 共四个. 上排距通道底面(H_0)1.28 mm, 上下排间距(H_d)为10.00 mm. 上下游热电偶距离通道入口的距离分别为(z_1)3 mm和(z_2)9 mm. 加热器由12根陶瓷加热棒粘接而成. 陶瓷加热棒具有耐温高结构紧凑的优点. 壳体材料为玻纤环氧树脂材料(FR4), 前后布置有流体进出口, 两侧布置有取压孔、热电偶安装孔等. 高硼硅玻璃视窗由不锈钢盖板压在泡沫铜肋顶. 隔热结构由耐高温玻纤环氧树脂加工. 实验段温度均由自制T型热电偶测量. 热电偶焊点约0.5 mm, 焊接后由热电偶干体炉(JOFRA RTC-156B)标定. 铠装结构由不锈钢管加工. 图4为部分尺寸的示意图.

2.2 数据处理和不确定度

热沉铜块中的导热采用一维热流假设^[5,12,18], 在轴

图 3 实验段装配图

Figure 3 Assembly diagram of the test section.

图 4 实验段尺寸示意图

Figure 4 Dimensions illustration of the test section.

向位置 z_i 处的热流密度和壁温分别为

$$q''_{\text{eff},i} = k_s(T_{d,i} - T_{u,i}) / H_d, \quad (1)$$

$$T_{w,i} = (1 + H_u / H_d)T_{u,i} - (H_u / H_d)T_{d,i}, \quad (2)$$

其中 k_s 为铜热导率, $T_{u,i}$ 和 $T_{d,i}$ 分别为上下排测点温度, H_d 表示上下排测点间距, H_u 表示上排测点和通道底面的间距。

流体温度由当地饱和压力计算。假设热沉内的压力线性分布, 流体温度为

$$T_{f,i} = T_{\text{sat}}(P_{\text{in}} - z_i \Delta P / L_c), \quad (3)$$

其中 P_{in} 表示入口压力, ΔP 为压降, L_c 为热沉长度。换热系数为

$$h_{\text{eff}} = q''_{\text{eff}} / (T_w - T_f). \quad (4)$$

入口和位置 z_i 处的干度由预热器入口的比焓和热流分段计算, 即

$$x_{\text{in}} = (i(P_{\text{in}}, T_{\text{pre}}) - i_{\text{sat,L}}(P_{\text{in}}) + q_{\text{pre}} / Q_m) / i_{\text{LG}}, \quad (5)$$

$$x_1 = x_{\text{in}} + \frac{W_c}{Q_m i_{\text{LG}}} (q''_{\text{eff},1} L_c), \quad (6)$$

$$x_2 = x_1 + \frac{W_c}{2Q_m i_{\text{LG}}} (q''_{\text{eff},1} L_c + q''_{\text{eff},2} (2z_2 - L_c)), \quad (7)$$

其中 $i_{\text{sat,L}}(P_{\text{in}})$ 表示饱和液相比焓, T_{pre} 和 q_{pre} 分别表示预热器的入口温度的加热功率, Q_m 表示质量流量, i_{LG} 表示汽化潜热, W_c 表示热沉宽度。式(5)采用实验段入口压力计算预热器入口比焓, 但这对于干度的影响可以忽略。因为压力对液相比焓的影响远小于温度的影响。计算质量流速时, 流通面积取通道的横截面积, 即

$$G = Q_m / (N_{\text{ch}} W_{\text{ch}} H_{\text{ch}}). \quad (8)$$

实验过程中, 保持实验段入口压力为748 kPa, 对应饱和温度29°C。根据实验段入口的状态, 实验工况可分为单相入口实验和两相入口实验。单相入口实验中, 保持实验段入口温度(T_{in})为21.5°C, 按照15 W间隔逐步增大实验段加热功率, 当下游壁面过热度超过25 K时终止实验。两相入口实验中, 保持预热器入口温度(T_{pre})为21.5°C和实验段加热器功率; 为了改变入口干度, 每间隔30 W逐步增大预热器功率; 当下游换热系数急剧减小时终止实验。本文一共开展1.2, 1.8和2.4 g/s三个流量的实验。实验控制入口温度的偏差小于0.2 K, 流量的偏差小于0.02 g/s, 入口饱和温度的偏差小于0.06 K。实验的质量流速在595~1213 kg/m² s之间, 热流密度的范围是22~172 W/cm²。

通道几何尺寸和温度测点纵向间距由显微图像测量。热沉的长度和宽度由千分尺测量。测点的轴向位置取为设计值, 由游标卡尺检验。流量计、压力计和压差计的不确定度为仪表量程的0.2%。热电偶的标定精度为0.1 K, 不确定度取0.2 K。各参数的不确定度如表1

表 1 测量参数的不确定度

Table 1 Measurement uncertainties

参数	不确定度	参数	不确定度
W_c, L_c	10 μm	ΔP	0.04 kPa
$W_{\text{ch}}, H_{\text{ch}}, H_u, H_d$	20 μm	T	0.2 K
z_i	100 μm	Q_m	0.03 g/s
P_{in}	2 kPa		

所示. 根据不确定度的传递关系, 实验得到换热系数的不确定度在1%~10%之间.

3 结果与讨论

3.1 实验测量验证

通过对比实体肋单相对流换热的实验和数值模拟结果验证测量方法. 实体肋热沉包含9条宽 $485\text{ }\mu\text{m}$ 、高 $999\text{ }\mu\text{m}$ 的通道, 肋和通道的宽度之比(β_w)约为1, 下文简称为实体肋热沉. 验证工况的流量为 1.46 g/s , 入口温度 21.6°C , 加热功率 4.05 W .

数值模拟计算域取一半宽度的实验段, 包括热沉、流道和壳体. 热沉截取加热器以上部分, 下表面给定均匀热流密度边界. 壳体取图5虚线框内的六面体区域, 外表面绝热. 流道的入口给定均匀速度边界; 出口被适当延长, 给定充分发展边界; 取压口为对称边界. 验证工况的通道为层流, 入口管内为湍流(雷诺数5200), 因而模拟使用雷诺时均(RANS)方法, 并选取适用于低雷诺数湍流的SST $k-\omega$ 模型. 经验证, 1256万的多面体网格满足无关性要求.

计算得到的压差为 0.164 kPa , 与实验值 0.16 kPa 的相对偏差仅为0.3%, 小于测量不确定度. 图6展示了中心和边缘通道中心线的压力分布. 结果显示, 压力在入口联箱内的较均匀, 在通道入口由于截面收缩大幅降低, 在通道内基本满足线性分布, 进入出口联箱后有所回升. 需要说明, 入口收缩压降在单相验证实验中的占比较大, 但是在两相实验中的占比并不大, 对式(3)流体温度计算的影响很小. 根据关联式^[19]的估算,

图5 (网络版彩图)数值模拟计算域示意图

Figure 5 (Color online) Illustration of the computational domain.

实验最大流量下的入口收缩压降约 0.8 kPa , 对应的饱和温度变化仅为 0.05 K .

基于模拟结果计算得到的 Nu 数为20.3, 与实验值18.9偏差7.5%. 图7展示了模拟得到的热沉温度分布. 模拟得到的各测点温度和实验结果的偏差小于不确定度. 通道上游的流体温度低, 换热处于入口段, 测点温度更低. 受导热的影响, 下排测点温度差别很小.

3.2 换热系数变化规律

图8展示了不同流量下单相入口实验的换热系数随热流密度的变化. 单相实验入口实验中, 干度随热流密度同步增大. 换热系数随热流密度(干度)增大先增大后减小. 增大阶段, 上下游测点的换热系数基本相同, 即换热系数和干度无关. 减小阶段, 下游的换热系

图6 (网络版彩图)实验和模拟的压力分布对比

Figure 6 (Color online) Pressure distribution in the experiment and simulation.

图7 (网络版彩图)实验和模拟的温度分布对比

Figure 7 (Color online) Temperature distribution in the experiment and simulation.

图 8 (网络版彩图) 换热系数随热流密度的变化 ($T_{in} = 21.6^\circ\text{C}$)

Figure 8 (Color online) Variation of heat transfer coefficient with heat flux ($T_{in} = 21.6^\circ\text{C}$).

数更低, 即换热系数随干度增大而减小. 增大流量对恶化发生前的换热系数的影响很小, 但会提高换热系数开始下降的热流密度(和干度)值, 也使恶化后相同热流密度下的换热系数有所提高.

两相入口实验的干度和热流密度相互独立. 在实验段热流密度不变的条件下, 可以通过调节预热器功率改变实验段入口的干度, 继而改变测点位置的干度. 图9~11展示了不同热流密度和流量下测点位置的换热系数随干度的变化趋势.

热流密度为 24.7 W/cm^2 的结果如图9所示. 这里的热流密度指图中所有数据的平均值. 1.2和1.8 g/s流量下, 换热系数随干度增大先增大后减小. 2.4 g/s流量的实验在换热恶化前因压差超出量程被提前终止. 流量越大, 换热系数越高, 换热系数随干度的增幅也越大. 需要说明, 这里的换热系数变化规律仍存在入口效应. 一方面, 在通道入口肋的端面受到两相射流冲击; 另一方面, 通道内的流型仍在发展演化, 使换热系数受到测点位置的影响. 对比相同条件下不同测点的换热系数. 流量为1.2 g/s时, 上下游换热系数可以重合在一条曲线上, 说明入口效应较小. 增大流量后, 入口效应增强, 上游的换热系数明显更高.

图10展示了 74.5 W/cm^2 热流密度下的换热系数变化规律. 热流密度增大后, 换热系数随干度增加的趋势减弱. 换热恶化前, 2.4 g/s流量的换热系数仍有上升趋势, 1.8 g/s流量的换热系数基本不变, 1.2 g/s流量的换

热系数甚至出现了下降的趋势. 换热系数的入口效应也有所减弱. 相同流量的上下游换热系数曲线基本重合. 这些规律在图11中更为直观. 高热流密度下, 换热系数的曲线更平缓, 入口效应更小. 此外, 随着热流密度增大, 低干度工况的换热系数显著提高, 换热系数开始急剧下降的起始蒸干干度(x_{di})减小.

3.3 换热恶化现象

流动沸腾的换热恶化通常包括偏离核态沸腾(DNB)和蒸干(dry out)两种^[20,21]. 微细平行通道中还存在预成熟临界热流(pre-mature CHF)^[18], 即部分通道被反向流动的蒸汽阻塞引发供液困难和换热恶化. 根据观测, 实验中的换热恶化是由于蒸干现象引起的, 不同热流密度下的蒸干现象存在明显的区别.

图12展示了1.2 g/s流量下的沸腾图. 图中的水平线表示影响数据点换热系数的干度范围. 由于存在横向导热, z_i 位置的换热系数代表上方一定区域内的换热性能. 上排热电偶和通道底面的间距(H_0)越大, 影响温度 T_u 区域的面积越大. 通过简化的二维导热分析, 影响本文换热系数的区域长度约7 mm, 相应的干度范围随热流密度增大而增大. 图12中上游测点的水平线表示距入口0~7 mm位置的干度变化, 下游测点的水平线表示距入口5~12 mm位置的干度变化. 水平线的端点形式(颜色)由数据点的温度波动确定. 无箭头(红色)表示 T_u 的标准差大于0.03 K. 否则, 用箭头(绿色)标记. 粗实线(蓝色)标记了两相入口实验中换热系数开始大幅降低的干度(x_{di}). x_{di} 随热流密度的增大而减小. 这和大多微通道实验结果一致. 粗虚线(蓝色)标记了单相入口实验中换热系数开始下降的热流密度. 由此可见, 沸腾图中的换热恶化区域包括高热流密度区域和低热流密度高干度区域. 换热恶化后的温度波动普遍更高.

图13展示了低热流密度高干度条件下的换热恶化状态的照片, 对应图12中的点A. 青色代表未完全蒸干的位置, 实际是视频中灰度标准差大于全图标准差平均值的点. 当某点未蒸干时, 灰度值会因液膜反光产生较大波动, 标准差相对更大. 虚线框内的通道区域没有着色. 图像的视野范围为7 mm, 对应图12中的干度变化范围, 工质从左向右流动. 右下角的多孔肋(即实线框内)区域已接近蒸干, 而通道区域仍有液膜. 这与多孔肋区域会因毛细作用晚于通道区域蒸干的直观判断相反. 这是因为泡沫铜无法从通道底面的液膜中

图9 (网络版彩图) 换热系数随干度的变化($q''_{\text{eff}}=24.7 \text{ W/cm}^2$)
Figure 9 (Color online) Variation of heat transfer coefficient with quality ($q''_{\text{eff}}=24.7 \text{ W/cm}^2$).

图11 (网络版彩图) 换热系数随干度的变化($Q_m=1.8 \text{ g/s}$)
Figure 11 (Color online) Variation of heat transfer coefficient with quality ($Q_m=1.8 \text{ g/s}$).

图10 (网络版彩图) 换热系数随干度的变化($q''_{\text{eff}}=74.5 \text{ W/cm}^2$)
Figure 10 (Color online) Variation of heat transfer coefficient with quality ($q''_{\text{eff}}=74.5 \text{ W/cm}^2$).

图12 (网络版彩图) 沸腾图($Q_m=1.2 \text{ g/s}$)
Figure 12 (Color online) Boiling regime map ($Q_m=1.2 \text{ g/s}$).

汲取液体。干度很高时, 多孔肋供液性能下降, 先于通道区域达到过热状态。

图14展示了高热流密度下的换热恶化状态的照片, 对应图12中的点B。此时, 多孔肋区域和通道区域都有液相工质, 通道中交替地出现搅拌流和丝束环状流(wispy annular flow)^[22]。此时的壁温波动变大, 判断通道中已出现干斑(实线框内)。液膜在丝束环状流中被烧干, 在搅拌流中被润湿。壁面在烧干时迅速升温, 被润湿时由于莱顿弗斯特效应^[20]溅起许多液滴。鉴于蒸汽在肋区产生, 推测其内部很可能也被局部间歇地

蒸干。

图15展示了1.8 g/s流量下的沸腾图。换热恶化仍然发生在干度或热流密度较高的区域, 即粗实线(蓝色)和粗虚线(蓝色)外侧。为方便比较, 图中用点划线标(蓝色)识了1.2 g/s流量下的换热恶化边界。流量增大后, 图右侧换热恶化区域的变化较小。这和微细通道中常见的 x_{di} 随流量增大而减小的趋势^[23]不同。实体肋通道中, 高流速使液膜变得更不稳定, 更多液相被卷入气核, 使 x_{di} 减小。多孔肋通道中, 肋区的流阻大、流速低, 液膜不会因速度过高而失稳。单相入口实验中, 增

图 13 典型的低热流密度下的蒸干现象($Q_m=1.2$ g/s, $q''_{\text{eff}}=22$ W/cm², $x=0.98$)

Figure 13 Image of typical dry out under low heat flux conditions ($Q_m=1.2$ g/s, $q''_{\text{eff}}=22$ W/cm², $x=0.98$).

图 14 典型的高热流密度下的蒸干现象($Q_m=1.2$ g/s, $q''_{\text{eff}}=123$ W/cm², $x=0.49$)

Figure 14 Image of typical dry out under high heat flux conditions ($Q_m=1.2$ g/s, $q''_{\text{eff}}=123$ W/cm², $x=0.49$).

大流量也可以减缓通道区域的间歇烧干, 使换热系数开始减小的热流密度略有提高.

3.4 和实体肋热沉的对比

微细通道换热强化研究通常以将实体肋热沉为基准. 本小节对比实体肋中的流动沸腾换热系数和换热恶化现象, 直观地说明多孔肋通道热沉流动沸腾的独有特征.

图16对比了两个热沉在入口温度21.6°C、流量

图 15 沸腾图($Q_m=1.8$ g/s)

Figure 15 Boiling regime map ($Q_m=1.8$ g/s).

图 16 不同热沉的 h_{eff} 对比($Q_m=1.2$ g/s, $T_{\text{in}}=21.6^\circ\text{C}$)

Figure 16 Comparison of h_{eff} between the two different heat sinks ($Q_m=1.2$ g/s, $T_{\text{in}}=21.6^\circ\text{C}$).

1.2 g/s条件下的换热系数. 泡沫铜肋热沉的换热系数在25 W/cm²热流密度下约为实体肋热沉的1.6倍. 随着热流密度增大, 泡沫铜肋热沉的换热系数更早开始下降. 当热流密度大于87 W/cm²后, 泡沫铜肋热沉的换热系数较实体肋热沉更低. 实体肋热沉换热系数曲线开始下降的热流密度更高, 但下降段也更陡. 上游测点的曲线最为明显, 在拐点后迅速下探. 这是因为通道中出现了不稳定的流动沸腾现象, 即文献[18]中的预成熟临界热流.

图17展示了这种不稳定流动沸腾的瞬时状态的照片, 对应图16虚线框中的数据. 图片下方的两个通道入

图 17 (网络版彩图)不稳定流动沸腾现象($Q_m=1.2$ g/s, $T_{in}=21.6^\circ\text{C}$, $q''_{eff}=139$ W/cm²)

Figure 17 (Color online) Image of unstable flow boiling phenomenon ($Q_m=1.2$ g/s, $T_{in}=21.6^\circ\text{C}$, $q''_{eff}=139$ W/cm²).

口被蒸汽阻塞, 流量减小, 下游(虚线框内)壁面尚有液膜覆盖, 但很快就会被蒸干. 蒸干后的状态可参考图中的上方通道. 上方通道刚经历了蒸干. 新补充的液相工质还没有完全润湿下游壁面. 图中点划线框内有一些大液滴飞离壁面, 即由液体接触高温壁面溅起. 上方通道的上游产生了大量微气泡. 随着微气泡的聚集, 通道的入口将会被再次阻塞, 引起新一轮蒸干. 如此往复, 上下游壁面都会出现缺液, 换热性能同时大幅恶化.

相同条件下, 泡沫铜肋热沉中没有出现上述不稳定流动沸腾现象. 可能的原因包括: 各通道由多孔肋联通, 难以积聚很高的局部压力; 蒸汽在多孔肋中的

产生位置分散, 减小了阻塞通道的风险; 通道数更少, 通道内的流速更高.

图18对比了1.8 g/s流量下的换热系数. 类似地, 泡沫铜肋热沉的换热系数在低热流密度下相对更高. 当热流密度高于100 W/cm²时, 实体肋热沉的换热更好, 且没有出现不稳定的流动沸腾现象. 两个热沉的换热恶化均由局部蒸干引起. 下游的换热系数相对更低. 换热恶化后, 泡沫铜肋通道热沉上游换热系数较实体肋下降更快, 即上游的烧干区域更多.

为什么泡沫铜肋热沉的换热性能在高热流密度下较实体肋更差? 图19展示了两种热沉在125 W/cm²热流密度下的典型状态照片, 对应的换热系数在图18虚

图 18 (网络版彩图)不同热沉的 h_{eff} 对比($Q_m=1.2$ g/s, $T_{in}=21.6^\circ\text{C}$)

Figure 18 (Color online) Comparison of h_{eff} between the two different heat sinks ($Q_m=1.8$ g/s, $T_{in}=21.6^\circ\text{C}$).

图 19 流动沸腾对比图($Q_m=1.8$ g/s, $q''_{eff}=125$ W/cm²). (a) 泡沫铜肋热沉($T_{in}=21.6^\circ\text{C}$); (b) 实体肋热沉($T_{in}=21.5^\circ\text{C}$)

Figure 19 Images of flow boiling phenomena ($Q_m=1.8$ g/s, $q''_{eff}=125$ W/cm²). (a) In the copper foam fin heatsink ($T_{in}=21.6^\circ\text{C}$); (b) in the solid fin heat sink ($T_{in}=21.5^\circ\text{C}$).

线框中标出. 此时实体肋的换热尚未恶化, 泡沫铜肋的换热系数已开始下降. 如图所示, 多孔肋热沉通道中的气泡(或气弹)直径大、数量少; 实体肋通道中的气泡直径小数量多, 并没有形成弹状流. 这是因为在多孔肋热沉中, 气泡首先在肋区核化、生长和聚并, 然后涌入通道形成大气泡或气弹; 而实体肋热沉中的气泡核化、生长和聚并过程都发生在通道, 直接由小(微)气泡聚并形成气核. 从通道区换热的角度分析, 气弹底部的液膜较小(微)气泡周边的液膜更薄更易蒸干. 此外, 肋区也蕴含了部分液相工质, 可能使多孔肋通道区的含气率(气相体积分数)更高. 从肋区换热的角度分析, 气泡的生长聚并会造成泡沫铜局部表面的蒸干, 而在实体肋侧壁上游核化的气泡迅速进入主流, 蒸干仅发生在含气率较高的下游位置. 总而言之, 泡沫铜肋热沉中的气泡在肋区核化生长, 间歇地涌入通道, 使肋区气泡生长位置和通道区气泡涌入位置的瞬时含气率变大, 使换热表面更易被蒸干, 不利于高热流密度条件下的换热.

4 结论

本文研究了R134a在泡沫铜肋细小通道中的流动

沸腾换热. 实验得到了泡沫铜肋细小通道的换热系数变化规律. 相同干度下, 换热系数随热流密度的增大先升高后降低. 升高阶段, 热流密度引起的增幅随干度的增大而减小. 干度对换热系数的影响和热流密度有关. 热流密度较低时, 换热系数随干度的增大先升高、后降低. 提高热流密度后, 换热系数随干度的升高趋势逐渐转变为降低趋势. 换热系数随流量的增大而增大, 在中高干度区更显著.

实验中的换热恶化由蒸干引起. 换热恶化伴随着温度波动变大. 在低热流密度高干度条件下, 肋区域先于通道区完全蒸干. 在高热流密度下, 泡沫铜肋中气泡生长聚并, 造成肋区局部蒸干; 蒸汽涌入通道后形成气弹, 造成气弹底部液膜局部蒸干. 提高流量可以增大高热流密度下的起始蒸干热流密度, 对低热流密度下的起始蒸干干度的影响较小.

与实体肋比较, 泡沫铜肋细小通道热沉的换热性能在低热流密度下更优, 在高热流密度下更差. 优劣反转的热流密度在 $87\sim 100\text{ W/cm}^2$ 之间, 随流量的增大而增大. 泡沫铜肋联通了各个通道, 使小流量下的流动沸腾更稳定. 但是, 泡沫铜肋也造成肋区和通道区的局部瞬时含气率增大, 使换热表面更易被蒸干, 不利于高热流密度条件下的换热.

参考文献

- 1 Liu X L, Song F Z, Xu Q. The influence of pore size distribution on thermal conductivity, permeability, and phase change behavior of hierarchical porous materials. *Sci China Tech Sci*, 2021, doi: 10.1007/s11431-021-1813-0
- 2 Lu T J, Stone H A, Ashby M F. Heat transfer in open-cell metal foams. *Acta Mater*, 1998, 46: 3619–3635
- 3 Mancin S, Zilio C, Diani A, et al. Air forced convection through metal foams: Experimental results and modeling. *Int J Heat Mass Transfer*, 2013, 62: 112–123
- 4 Zheng Z J, Xu Y, He Y L. Thermal analysis of a solar parabolic trough receiver tube with porous insert optimized by coupling genetic algorithm and CFD. *Sci China Tech Sci*, 2016, 59: 1475–1485
- 5 Yang Y, Ji X, Xu J. Pool boiling heat transfer on copper foam covers with water as working fluid. *Int J Thermal Sci*, 2010, 49: 1227–1237
- 6 Xu Z G, Zhao C Y. Pool boiling heat transfer of open-celled metal foams with V-shaped grooves for high pore densities. *Exp Thermal Fluid Sci*, 2014, 52: 128–138
- 7 Zhao C Y, Lu W, Tassou S A. Flow boiling heat transfer in horizontal metal-foam tubes. *J Heat Transfer*, 2009, 131: 121002
- 8 Zhu Y, Hu H, Sun S, et al. Flow boiling of refrigerant in horizontal metal-foam filled tubes: Part 2 — A flow-pattern based prediction method for heat transfer. *Int J Heat Mass Transfer*, 2015, 91: 502–511
- 9 Diani A, Mancin S, Doretti L, et al. Low-GWP refrigerants flow boiling heat transfer in a 5 PPI copper foam. *Int J Multiphase Flow*, 2015, 76: 111–121
- 10 Abadi G B, Moon C, Kim K C. Flow boiling visualization and heat transfer in metal-foam-filled mini tubes — Part I: Flow pattern map and experimental data. *Int J Heat Mass Transfer*, 2016, 98: 857–867
- 11 Topin F, Bonnet J P, Madani B, et al. Experimental analysis of multiphase flow in metallic foam: Flow laws, heat transfer and convective boiling.

- [Adv Eng Mater](#), 2006, 8: 890–899
- 12 Deng D, Tang Y, Liang D, et al. Flow boiling characteristics in porous heat sink with reentrant microchannels. [Int J Heat Mass Transfer](#), 2014, 70: 463–477
 - 13 Deng D, Chen R, He H, et al. Effects of heat flux, mass flux and channel size on flow boiling performance of reentrant porous microchannels. [Exp Thermal Fluid Sci](#), 2015, 64: 13–22
 - 14 Deng D, Chen R, Tang Y, et al. A comparative study of flow boiling performance in reentrant copper microchannels and reentrant porous microchannels with multi-scale rough surface. [Int J Multiphase Flow](#), 2015, 72: 275–287
 - 15 Xu J, Yu X, Jin W. Porous-wall microchannels generate high frequency “eye-blinking” interface oscillation, yielding ultra-stable wall temperatures. [Int J Heat Mass Transfer](#), 2016, 101: 341–353
 - 16 Yu X, Xu J, Liu G, et al. Phase separation evaporator using pin-fin-porous wall microchannels: Comprehensive upgrading of thermal-hydraulic operating performance. [Int J Heat Mass Transfer](#), 2021, 164: 120460
 - 17 Gao W, Xu X, Liang X. Flow boiling of R134a in an open-cell metal foam mini-channel evaporator. [Int J Heat Mass Transfer](#), 2018, 126: 103–115
 - 18 Qu W, Mudawar I. Measurement and correlation of critical heat flux in two-phase micro-channel heat sinks. [Int J Heat Mass Transfer](#), 2004, 47: 2045–2059
 - 19 Geiger G E. Sudden contraction losses in single and two-phase flow. Dissertation for Doctoral Degree. Pittsburgh: University of Pittsburgh, 1964
 - 20 Lü J F, Wu Y X, Li Z H, et al. Gas-Liquid Two-Phase Flow and Boiling Heat Transfer (in Chinese). Beijing: Science Press, 2017 [吕俊复, 吴玉新, 李舟航, 等. 气液两相流动与沸腾传热. 北京: 科学出版社, 2017]
 - 21 Kim S M, Mudawar I. Thermal design and operational limits of two-phase micro-channel heat sinks. [Int J Heat Mass Transfer](#), 2017, 106: 861–876
 - 22 Harirchian T, Garimella S V. Flow regime-based modeling of heat transfer and pressure drop in microchannel flow boiling. [Int J Heat Mass Transfer](#), 2012, 55: 1246–1260
 - 23 Kim S M, Mudawar I. Universal approach to predicting saturated flow boiling heat transfer in mini/micro-channels — Part I. Dryout incipience quality. [Int J Heat Mass Transfer](#), 2013, 64: 1226–1238

Experimental investigation on flow boiling heat transfer of R134a in a minichannel heatsink with copper foam fins

GAO WuHuan, FU Kai, XU XiangHua & LIANG XinGang

School of Aerospace, Tsinghua University, Beijing 100084, China

Metal foam is widely used for heat-transfer enhancement. Flow boiling of R134a in a minichannel heatsink with copper foam fins was studied. The heat sink contained four channels that were 503 μm in width and 990 μm in depth, and the copper foam fins had a porosity of 0.8. The mass flux in the experiment ranged from 595 to 1213 $\text{kg/m}^2\text{s}$, and the heat flux was in the range of 22–172 W/cm^2 . Heat transfer coefficients under different mass flow rates, heat fluxes, and qualities were obtained. The heat transfer deterioration phenomenon at different heat fluxes was analyzed. Compared with a solid-fin minichannel heat sink, the heat transfer was enhanced at low heat fluxes, whereas it was weakened at high heat fluxes. The turning point heat flux was between 87 and 100 W/cm^2 and increased as the flow rate increased. Mechanisms of the heat transfer deterioration in the copper foam minichannel heatsink were explained by comparing flow patterns in the two heatsinks at the high heat flux.

metal foam, minichannels, porous fin, flow boiling, heat transfer, dry-out

doi: [10.1360/SST-2021-0212](https://doi.org/10.1360/SST-2021-0212)