

DMLS微换热器粗糙度对 $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{R141b}$ 流动沸腾传热影响

周建阳¹ 罗小平¹ 冯振飞^{1,2} 邓聪¹ 谢鸣宇¹

(1. 华南理工大学机械与汽车工程学院, 广州 510640; 2. 广西大学化学化工学院, 南宁 530004)

摘要: 为了探究 DMLS(直接金属激光烧结)微型换热器换热通道表面粗糙度对纳米流体制冷剂流动沸腾传热的影响,运用化学抛光技术改变不同 DMLS 微型换热器换热管道表面的粗糙度,制备 0.01% 低浓度 $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{R141b}$ 纳米流体制冷剂为实验工质,在不同的热流密度 $9.4 \sim 29.4 \text{ kW/m}^2$ 、质量流率 $184.3 \sim 432.2 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 下,研究不同 DMLS 换热管道表面下的粗糙度对 $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{R141b}$ 流动沸腾传热特性。研究结果表明:粗糙度对纳米流体制冷剂在 DMLS 微型换热器内流动沸腾传热有显著影响,纳米流体制冷剂的换热性能随粗糙度的减小而减弱,粗糙度减小 80.4%,换热性能减弱 22.5%;相同的工况下,相比于表面粗糙度为 $8.7 \mu\text{m}$ DMLS 微型换热器换热管道,纳米流体制冷剂在粗糙度为 5.8 、 3.2 、 $1.7 \mu\text{m}$ DMLS 微型换热器换热管道中的平均换热系数分别减小 7.1%、14.1%、22.5%;DMLS 微型换热器换热通道表面粗糙度越大,表面凹凸程度越大,单位长度换热通道内,纳米流体制冷剂与通道表面有更多的接触面积,促使单位面积上有更多的纳米制冷剂核气化核心密度,同时核化起点提前、壁面过热度越低,有利于强化传热效果;实验结果与修正后的 LAZAREK 传热模型结果相对偏差为 9.88%,验证了数学模型的有效性及其实验结果的可靠性。

关键词: 直接金属激光烧结;微型换热器;化学抛光技术;粗糙度;纳米流体制冷剂;流动沸腾传热

中图分类号: TK124; TQ051.5 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2016)11-0421-08

Effect of Roughness on Flow Boiling Heat Transfer of $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{R141b}$ in DMLS Micro Heat Exchanger

Zhou Jianyang¹ Luo Xiaoping¹ Feng Zhenfei^{1,2} Deng Cong¹ Xie Mingyu¹

(1. School of Mechanical and Automotive Engineering, South China University of Technology, Guangzhou 510640, China

2. School of Chemistry and Chemical Engineering, Guangxi University, Nanning 530004, China)

Abstract: The roughness influence on flow boiling heat transfer characteristics of nanofluid refrigerant in direct metal laser sintering (DMLS) micro heat exchangers was analyzed through changing the roughness of different DMLS micro heat exchanger channels surface by using chemical polishing technology and preparing 0.01% $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{R141b}$ as working medium under the conditions of different heat fluxes $9.4 \sim 29.4 \text{ kW/m}^2$ and mass flow rates $184.3 \sim 432.2 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ in order to research the roughness of DMLS micro heat exchanger channels surface impact on flow boiling heat transfer characteristics of nanofluid refrigerant. The research results showed that roughness had a significant impact on flow boiling heat transfer of $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{R141b}$ in DMLS micro heat exchangers and heat transfer performance was weakened with the decrease of roughness, which was found that heat transfer coefficient was weakened by 22.5% when roughness was decreased by 80.4%. And the average heat transfer coefficient which the surface roughness of DMLS micro heat exchanger channels were $5.8 \mu\text{m}$, $3.2 \mu\text{m}$ and $1.7 \mu\text{m}$ were weakened by 7.1%, 14.1% and 22.5% compared with the surface roughness of DMLS micro heat exchanger channels was $8.7 \mu\text{m}$ under the same conditions, respectively. It was also found that nanofluid refrigerant had

收稿日期: 2016-04-11 修回日期: 2016-05-16

基金项目: 国家自然科学基金项目(21276090)

作者简介: 周建阳(1986—),男,博士生,讲师,主要从事纳米流体制冷剂相变传热研究, E-mail: jianyangzhou@sohu.com

通信作者: 罗小平(1967—),男,教授,博士生导师,主要从事微槽道相变传热研究, E-mail: mmxpluo@scut.edu.cn

much more contact area with the channel surface per unit length channels which degree of concave and convex surface was greater on the DMLS micro heat exchanger larger roughness surface so that it made refrigerant have more nucleate gasification density in per unit area and nucleation starting point in advance and another thing was that super-heating degree was much lower, which were conducive to strengthening heat transfer effect. It verified the validity of the mathematical model and the reliability of the experimental results as the value of MAE was 9.88%, which was relative deviation between experimental results and revised LAZAREK heat transfer model.

Key words: DMLS; micro heat exchanger; chemical polishing technology; roughness; nanofluid refrigerant; flow boiling heat transfer

引言

随着科技的进步,电子部件和设备趋向集成化,传统大通道的传热设备已无法满足电子芯片的传热过程,在此背景下,有学者提出具有较高比表面积和换热效率的微细尺寸换热器来强化传热^[1-2]。

近几年,国内外学者对于微细换热器强化传热的研究,主要集中在换热通道结构、尺寸以及换热工质类型对强化传热的影响^[3-6]等方面,如 RAPOLU 等^[7]在水力直径为 700 μm 的圆形、矩形水平微型通道里研究制冷剂的沸腾两相压降情况;PAISRRN 等^[8]在矩形微细通道中用纳米流体作为换热工质来研究强化传热机理,得出一些相关理论公式;罗小平教授的团队长期研究微细通道中的强化传热机理,研究发现换热工质的类型对强化传热有显著影响,在换热工质中加入纳米颗粒有利于强化传热^[9-10]。而在传热过程中,换热通道表面特性极大影响着沸腾传热的过程,例如, HAI 等^[11]通过改变换热材料表面属性在微通道内研究了换热材料表面的湿润性对两相沸腾压降及换热效率的影响,还有些学者在传热表面上进行化学镀层来改变传热表面特性来研究传热和压降特性^[12-14]。对于微型换热器换热通道表面的粗糙度,相对换热尺寸来说,其微型形貌特征对微型换热器的换热性能影响往往被忽略。

以上研究都是基于传统加工工艺生产的换热器,但是随着微电子机械系统(MEMS)发展,传统的加工方式已逐渐无法满足当代科技的需求。本文采用直接金属激光烧结(DMLS)加工方式,制备出一种微型换热器,通过化学抛光技术改变不同 DMLS 微型换热器换热管道(1号、2号、3号、4号)表面的粗糙度,以质量分数为 0.01% 的 $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{R141b}$ 纳米流体制冷剂为换热工质,在水力直径为 1.3 mm 微细通道中,研究 DMLS 微型换热器换热通道表面的粗糙度对纳米流体制冷剂流动沸腾特性的影响。

1 实验设计

1.1 纳米流体配置

毕胜山等^[15]在研究 SiO_2 在制冷剂分散行为时发现,纳米颗粒分散效果会影响纳米制冷剂的性能,同时发现 R141b 制冷剂具有良好的物理特性及分散稳定性。为此,在制备纳米流体制冷剂时,选用 R141b 作为基液,为了制备性能良好稳定的纳米流体制冷剂($\text{Al}_2\text{O}_3/\text{R141b}$),采用超声波振荡仪,同时加入 SPAN-80 分散剂,制备过程及纳米流体制冷剂($\text{Al}_2\text{O}_3/\text{R141b}$)如图 1 所示,静置一段时间,未发现明显的纳米颗粒沉积现象,说明配置的纳米流体制冷剂符合研究要求,配置的纳米流体制冷剂质量分数 $w = 0.01\%$,饱和状态物理时,导热系数 $\lambda = 0.087 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$,粘度 $\mu = 3.5 \times 10^{-4} \text{ Pa}\cdot\text{s}$,定压比热容 $C_{\text{nf}} = 1.627 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 。

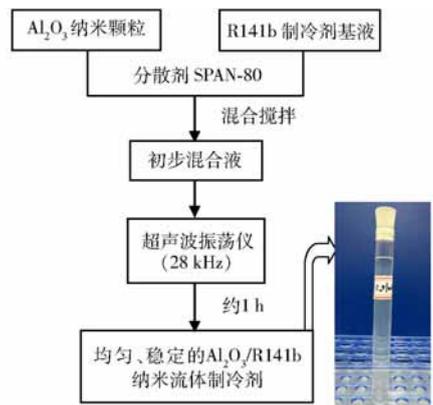


图 1 纳米制冷剂流体制备流程

Fig. 1 Preparation process of nanofluid refrigerant

1.2 不同粗糙度 DMLS 微型换热通道制备

1.2.1 DMLS 微型换热器制造成型原理

计算机设计成型 CAD Model 后,使用高能量的激光束高温熔化固化粉末金属材料,三维模型数据控制激光器在加工台上的运动走刀路线,自动层层堆叠来成型 DMLS 微型换热器,成型原理如图 2 所示。

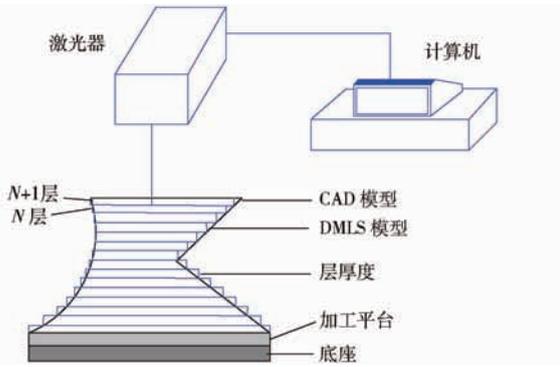


图 2 DMLS 微型换热器制造原理图

Fig. 2 Diagram of DMLS micro heat exchanger manufacturing principles

1.2.2 不同粗糙度微型换热通道制备

采用 OY-45A (铝化学抛光剂), 参考文献 [16]

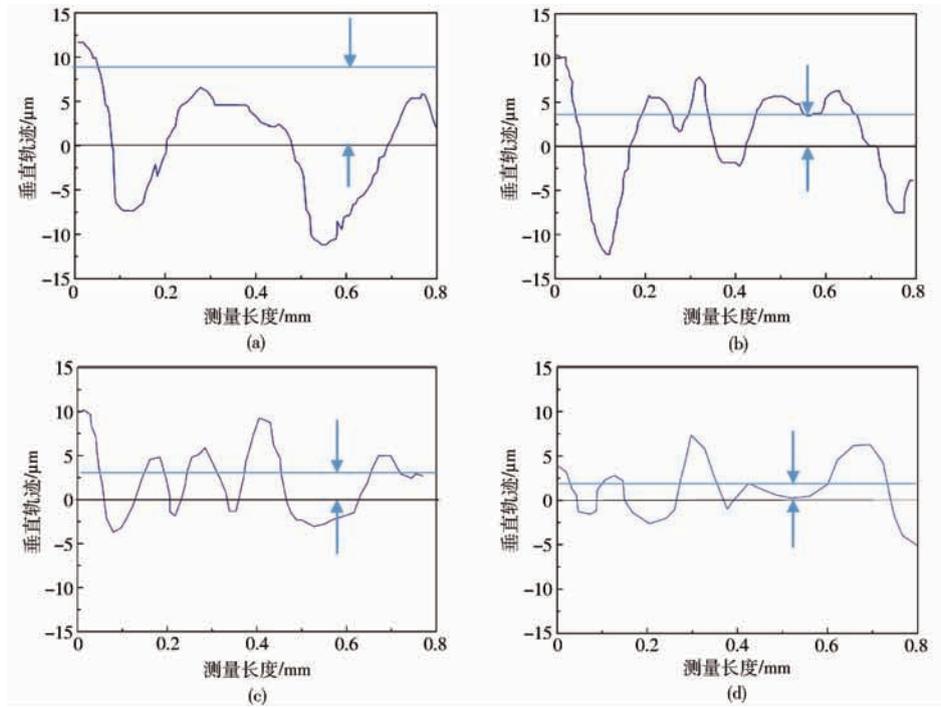


图 3 微细通道轮廓测量曲线

Fig. 3 Measurement curves of microchannel profile

1.3 实验装置与步骤

为有效研究纳米流体在微细通道中流动沸腾机理, 搭建如图 4 所示的实验平台, 此系统包含纳米流体制冷剂注入系统模块、制冷剂循环控制模块 (控制制冷剂入口温度、压力及输送动力)、测试实验段模块、实验采集测试系统模块, 其中测试实验段模块如图 5 所示。实验平台搭建后, 为保证测试数据的有效性, 用氮气对测试系统进行泄漏检查, 然后将系统抽真空。

测试实验段模块中的实验段进出口分别设有测温、测压孔, 侧壁面设有 4 对测温孔 (如图 6 所示) 测量壁面温度 (t_1, t_2, \dots, t_8) 和进出口压力 (p_{in} 和 p_{out}), 测温采用 Pt1000 热电阻, 测压采用 HC3160-

中叙述方法对 DMLS 微型换热器的换热通道进行化学抛光处理, 获取不同粗糙表面的微细通道 (1 号、2 号、3 号、4 号), 通过 JB-1C 粗糙度测量仪测试微细通道粗糙度情况, 测试结果如图 3 所示。

基于

$$R_a = \frac{\int_0^{\lambda_c} |f(x)| dx}{\lambda_c}$$

可以计算出微细通道壁面的粗糙度 (式中 λ_c 表示粗糙度测量仪卫星探针在测量表面的测量行程), 图 3a 粗糙度 R_a 为 $8.7 \mu\text{m}$, 图 3b 粗糙度 R_a 为 $5.8 \mu\text{m}$, 图 3c 粗糙度 R_a 为 $3.2 \mu\text{m}$ 。图 3d 粗糙度 R_a 为 $1.7 \mu\text{m}$ 。

HVG4 压力传感器。

为研究粗糙度对纳米制冷剂在微细通道中流动沸腾的影响, 设计系统压力在 176 kPa, 入口温度为 40°C , 在质量流量为 $184.3 \sim 432.2 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, 热流密度为 $9.4 \sim 29.4 \text{ kW}/\text{m}^2$ 工况下, 在 4 个不同微细通道中进行流动沸腾实验。

2 数据处理与实验结果

2.1 数学模型

实验段的单个通道截面图如图 7 所示, 相关尺寸参数为: 换热微通道宽度 $W_{ch} = 1 \text{ mm}$, 肋片宽度的一半 $W_w = 1 \text{ mm}$, 单个微通道宽度 $W_{cell} = 3 \text{ mm}$, 微通道深度 $H_{ch} = 2 \text{ mm}$; 上盖板厚度 $H_w = 10 \text{ mm}$, 整个测

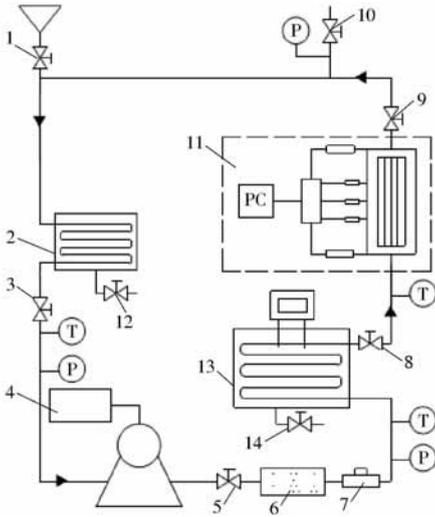


图4 实验装置简图

Fig. 4 Schematic of experimental apparatus

1,3,5,8,9,10,12,14. 阀门 2. 冷却水箱 4. 泵 6. 过滤器
7. 流量计 11. 数据采集系统 13. 温度控制箱

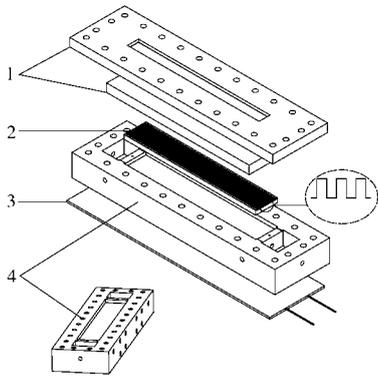


图5 测试实验段简图

Fig. 5 Diagram of experimental test section

1. 上盖板 2. 微型换热器 3. 加热板 4. 测试实验段

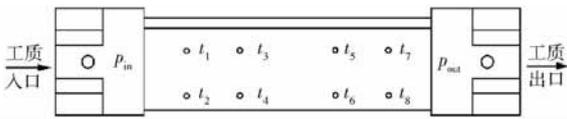


图6 测温孔与测压孔位置示意图

Fig. 6 Location of thermometer hole and pressure hole

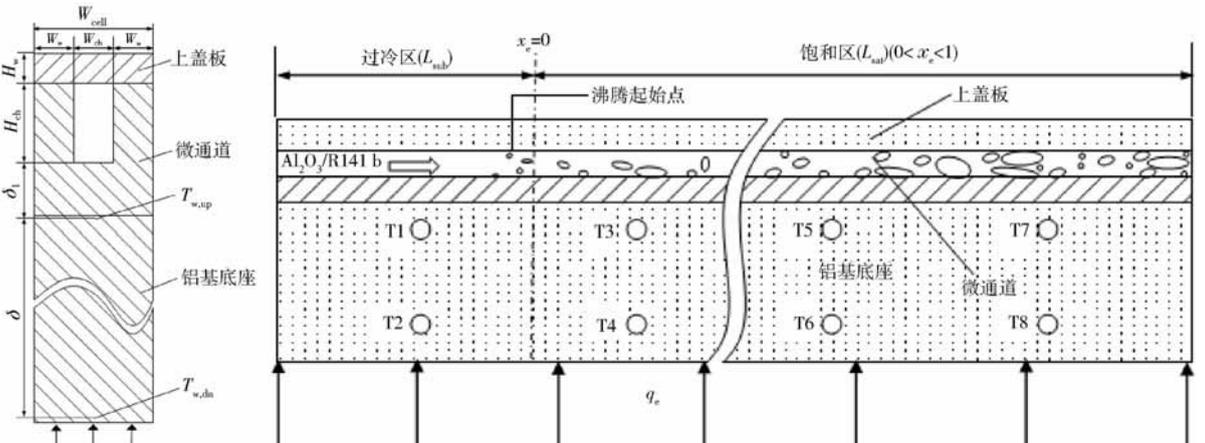


图7 单个通道截面图

Fig. 7 Sectional view of single channel

试实验段厚度 $H_{cell} = 65 \text{ mm}$, 上测量壁面温度点到槽道底面之间距离 $\delta_1 = 6 \text{ mm}$, 上、下测量壁面温度点之间距离 $\delta = 30 \text{ mm}$, 基于纳米流体在微细通道蒸发器中能量平衡原理, 建立纳米流体制冷剂在低表面能微细通道中强化传热数学模型, 传热系数 h 为

$$q_e (W_{ch} + 2W_w) = h(T_w - T_{sat})(W_{ch} + 2\eta H_{ch}) \quad (1)$$

$$h = \frac{q_e (W_{ch} + 2W_w)}{(T_w - T_{sat})(W_{ch} + 2\eta H_{ch})} \quad (2)$$

其中

$$\eta = \frac{\tanh(mH_{ch})}{mH_{ch}} \quad (3)$$

$$m = \sqrt{\frac{h}{\lambda W_w}} \quad (4)$$

$$q_e = -\lambda \frac{dT}{dx} = -\lambda \frac{T_{w,dn} - T_{w,up}}{\delta} \quad (5)$$

$$T_w = T_{w,up} + (T_{w,up} - T_{w,dn}) \frac{\delta_1}{\delta} \quad (6)$$

式中 q_e ——热流密度, kW/m^2
 η ——微细通道之间的肋片传热效率
 T_{sat} ——制冷剂饱和温度, $^{\circ}\text{C}$
 T_w ——通道壁面温度, $^{\circ}\text{C}$
 $T_{w,up}$ ——上测量壁面点的温度, $^{\circ}\text{C}$
 $T_{w,dn}$ ——下测量壁面点的温度, $^{\circ}\text{C}$

由换热工质在单相段能量守恒

$$q_e N (W_{ch} + 2\eta H_{ch}) L_{sub} = C_{nf} M (T_{sat} - T_{in}) \quad (7)$$

得纳米流体制冷剂在微细通道中过冷度长度

$$L_{sub} = \frac{C_{nf} M (T_{sat} - T_{in})}{q_e N (W_{ch} + 2\eta H_{ch})} \quad (8)$$

式中 C_{nf} ——定压比热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
 M ——工质质量流量, kg/s
 T_{in} ——制冷剂入口温度, $^{\circ}\text{C}$
 N ——微通道个数, 取 $N = 18$

纳米流体制冷剂在气液两相段的干度(气液两相段气泡比率)为

$$x_e = \frac{q_e (W_{ch} + 2W_w)(Z - L_{sub})}{Mh_{fg}} \quad (9)$$

式中 Z ——与微细通道入口处距离, mm

h_{fg} ——工质的汽化潜热, kJ/kg

2.2 结果误差分析

在测试过程中, 温度测量仪器选用的是 PT100 型热电阻, 纳米制冷剂的流量测量选用 LWGY 型涡轮流量计, 实验段进出口的压力测量选用 HC3160-HVG4 型压力传感器, 具体参数如表 1 所示。

表 1 数据采集设备参数

Tab.1 Equipment parameters of data acquisition system

测量仪器	型号	测量范围	精度/%
热电阻	Pt100	0 ~ 200℃	0.1
温度变送器	订制	0 ~ 200℃	0.2
涡轮流量计	LWGY	0 ~ 250 L/h	0.5
压力传感器	HC3160-HVG4	0 ~ 700 kPa	0.5

根据误差传递原理, 可求得纳米流体制冷剂 ($\text{Al}_2\text{O}_3/\text{R141b}$) 在微细通道中热流密度 q_e 、传热系数 h 、干度 x_e 最大相对误差为 0.57%、3.2%、2.7%。

2.3 实验结果

设计系统压力为 176 kPa, 纳米流体制冷剂 ($\text{Al}_2\text{O}_3/\text{R141b}$) 换热工质的入口温度为 40℃, 在热流密度为 9.4 ~ 29.4 kW/m², 质量流量为 184.3 ~ 432.2 kg/(m²·s) 工况下, 在不同粗糙度 DMLS 微型换热器微细通道 (1 号、2 号、3 号、4 号) 中进行实验, 将原始数据代入数学模型, 可得 0.01% $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{R141b}$ 纳米制冷剂在不同粗糙度微细通道中流动沸腾传热系数, 如图 8、9 所示。图中 G 为质量流量, P 为系统平均压力。

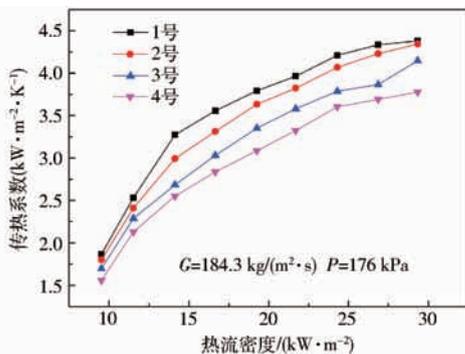


图 8 不同粗糙度微细通道传热系数随热流密度变化曲线

Fig.8 Change curves of heat transfer coefficient with heat flux in different roughness micro channels

图 8 和图 9 表示系统压力为 176 kPa, 纳米流体制冷剂 ($\text{Al}_2\text{O}_3/\text{R141b}$) 换热工质的入口温度为 40℃ 情况下, 不同粗糙度微细通道中纳米流体制冷剂换热特性随热流密度和质量流率变化而变化情况, 图 8、9 可以得出: 4 种不同粗糙度程度微细通道中

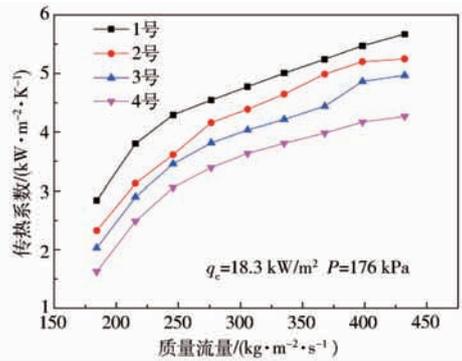


图 9 不同粗糙度微细通道传热系数随质量流量变化曲线

Fig.9 Change curves of heat transfer coefficient with mass flow rate in different roughness micro channels

的传热系数分别随热流密度和质量流量增加而增加; 同样的工况下, 4 号微细通道中的换热性能最差, 4 号微细通道中的换热系数比 1 号微细通道中的换热系数小 22.5%, 其原因是凹凸程度越大、粗糙度越大的通道, 其表面凹凸形状特征可以为纳米流体制冷剂核化提高有利空间, 粗糙度大的面可提高纳米制冷剂的活化核心密度^[17], 活化核心密度的增加, 会使得过冷沸腾阶段微通道内气泡的形成更为迅速, 使得工质更早进入泡状流, 在气-液两相沸腾阶段, 使换热工质更快地由泡状流演变成弹状流或环状流, 从而达到强化传热效果。

2.4 沸腾传热特性分析

图 10 ~ 12 表示纳米流体制冷剂在微细通道流动方向上, 干度和传热系数的变化趋势, 与入口距离 $Z=0$ 表示纳米制冷剂流体刚入微细通道中, 沸腾过程如图 7 所示, 换热工质以纯液体在换热通道中流动区域称为过冷段, 其区域长度为过冷长度 (L_{sub}), 制冷剂随后换热工质慢慢气化, 产生气泡, 含气泡的比率也越来越大, 如图 10 所示; 在干度有数值后, 干度 x_a 与轴向距离 Z 基本上成线性关系, 依次增加, 说明纳米制冷剂开始产生气泡, 进入流动沸腾传热, 此区域称为气-液两相段^[17]。

通过图 10 可知, 相同的实验条件下, 4 种微细通道中制冷剂开始气化的区域大约在离入口处 (Z) 0.05 ~ 0.12 m 区域内, 图 11 也验证了此结论, Z 在 0.05 ~ 0.12 m 区域内, 4 种微细通道中的换热系数直线的斜率都有明显的变大, 说明此区域已有核化气泡产生; 图 10 含气率开始点及图 11 中的斜率“拐点”称为 ONB (核化起点), 此后微细通道中气泡比率增高, 换热工质进入气-液两相流动沸腾阶段, 换热系数逐渐增加。

由图 10 和图 11 可得 1 号通道中发生核化起始点比 3 号通道中发生核化起始点要早, 也就是说, 表

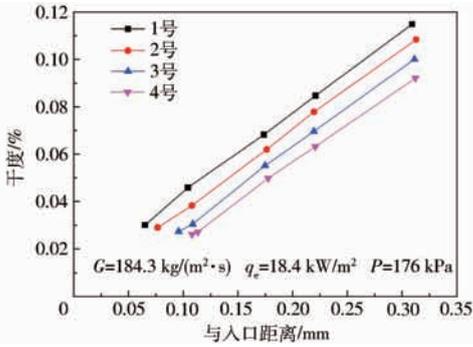


图10 不同粗糙度微细通道干度随入口距离变化曲线

Fig. 10 Change curves of vapor quality with distance from entrance in different roughness micro channels

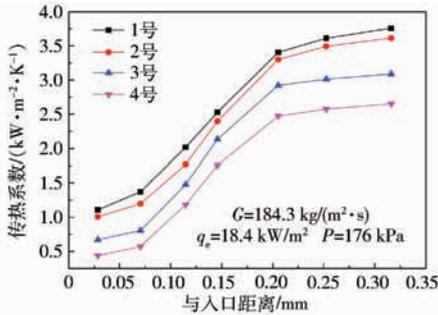


图11 不同粗糙度微细通道传热系数随入口距离变化曲线

Fig. 11 Change curves of heat transfer coefficient with distance from entrance in different roughness micro channels

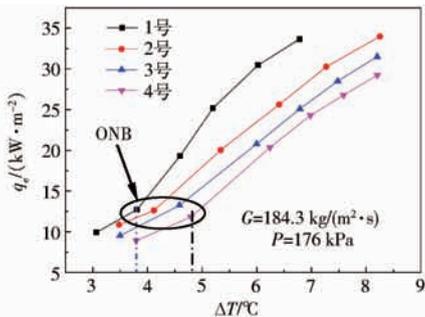


图12 不同粗糙度微细通道中纳米流体制冷剂沸腾曲线

Fig. 12 Boiling curves of nanofluid refrigerant in different roughness micro channels

面凹凸程度越大(图3a),通道(1号)气泡核化起始点时间越早,说明表面凹凸程度越大、粗糙度越大的通道(1号)换热性能最佳,粗糙度减少80.4%,换热性能减弱22.5%。

图12表示质量分数为0.01%的纳米流体制冷剂($\text{Al}_2\text{O}_3/\text{R141b}$)在4种不同粗糙度换热通道中沸腾曲线,横坐标 ΔT 表示壁面过热度($\Delta T = T_w - T_{\text{sat}}$),沸腾曲线含义是:在一定的压力下,热流密度随通道壁面温度变化趋势,相同的热流密度下, ΔT 壁面过热度越大说明壁面温度越大,纳米制冷剂带走的热量越少,传热效果越差。图中热流密度在 $10 \sim 15 \text{ kW/m}^2$,壁面过热度为 $3.7 \sim 4.9^\circ\text{C}$,各

制冷剂热流密度曲线斜率有显著增加,斜率突变“拐点”称为 ONB,此后制冷剂进入流动沸腾区域。

值得注意的是纳米制冷剂在1号通道的沸腾起点时,壁面过热度大约为 3.7°C ,2号壁面过热度大约为 4.2°C ,3号壁面过热度大约为 4.7°C ,4号壁面过热度大约为 4.9°C ,说明制冷剂在1号通道中换热工质更早进入沸腾传热阶段,验证了图10、11结论,换热通道表面粗糙度越大,换热性能越好。

2.5 方差分析

取不同质量流量下,4种不同粗糙度 DMLS 微细换热器对纳米流体制冷剂换热性能影响,做双方差齐性检验分析(F 检验),定义质量流率为影响因素 A ,微细通道中粗糙度为影响因素 B ,取 $\alpha = 0.05$,结果如表2所示;取不同热流密度下,4种不同粗糙度微细通道对纳米流体制冷剂换热性能影响,做双方差齐性检验分析(F 检验),定义热流密度为影响因素 C ,结果如表3所示,其中 F_i 服从自由度为(df_i, df_e)的 F 分布,对于给定的显著性水平 $\alpha = 0.05$,若 $F_i > F_{\alpha}(df_i, df_e) = F_{\text{crit}}$,则认为因素 i 对试验结果有显著影响,否则无显著影响,表2和表3中影响因子 B 对应的 F 均大于 F_{crit} ,说明粗糙度对纳米流体在微细通道流动沸腾传热中有显著影响。

表2 质量流率与粗糙度对传热影响方差分析

Tab. 2 Variance analysis of impact of mass flow rate and roughness on heat transfer

差异源	离差平方和	自由度	均方	F	F_{crit}
A	27.3	8	3.4	423.3	2.4
B	7.5	3	2.5	310.0	3.0
误差	0.19	24	8.1×10^{-3}		
总计	34.9	35			

表3 热流密度与粗糙度对传热影响方差分析

Tab. 3 Variance analysis of impact of heat flux and roughness on heat transfer

差异源	离差平方和	自由度	均方	F	F_{crit}
C	21.6	8	2.7	437.3	2.4
B	1.9	3	0.6	100.7	3.0
误差	0.15	24	6.1×10^{-3}		
总计	23.6	35			

取在不同粗糙度微细通道中不同热流密度和质量流量的传热系数的平均值,以不同粗糙度为影响因子,做单因素方差分析,取 $\alpha = 0.05$,结果如表4所示,表中对应 $F > F_{\text{crit}} = 2.7$,说明粗糙度对纳米流体在微细通道中流动有显著影响。

表2~4中的方差分析,都说明了粗糙度对纳米流体制冷剂在 DMLS 微型换热通道中换热特性有显

著影响,相同的工况下,纳米流体制冷剂在微细通道中的换热性能随粗糙度的增加而增强。

表 4 粗糙度对传热影响方差分析

Tab. 4 Analysis variance of impact of roughness on

heat transfer

差异源	离差平方和	自由度	均方	F	F_{crit}
组间	8.4	3	2.8	3.2	2.7
组内	60.2	68	0.9		
总计	68.6	71			

3 模型对比分析

微细通道中制冷剂沸腾两相强化传热机理比较复杂,传热模型至今还没有形成统一的认识,为了评估实验中使用的数学模型的有效性,将实验原始数据代入国际比较经典的传热关联式,与实验结果进行对比,结果如表 5 所示。

表 5 实验值与关联式模型预测值的偏差

Tab. 5 Deviation between experimental values and predicted value of correlation model

对比模型	传热关联式	偏差/%
$h = 30Re^{0.857}Bo^{0.714}\frac{\lambda_1}{D_h}$	文献[18]	19.1
$h = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.5}\frac{\lambda_1}{D_h}$	文献[19]	25.8
$h = 136876(BoWe)^{0.1993}Re^{-0.1626}$	文献[20]	40.6

表 5 中偏差为

$$M_{MAE} = \frac{\sum_{i=1}^N \left| \frac{h_{\text{cal}} - h_{\text{exp}}}{h_{\text{exp}}} \right|}{N} \times 100\% \quad (10)$$

式中 h_{cal} ——关联式预测传热系数

h_{exp} ——实际实验传热系数

文献[18]中关联式的值与实验结果偏差最小,为 19.1%,文献[20]中关联式的值与实验结果偏差值最大,为 40.6%,说明实验模型与文献[18]中传热关联式比较吻合,但结果存在一定的差异,这是因为文献[18]中传热系数关联式模型未考虑换热通道表面粗糙度差异所引起核化密度(或者气液两相干度 x_e)差异对沸腾传热的影响,因此可以借鉴文献[21]所提出的比较经典的饱和沸腾传热模型公式对文献[18]中传热模型进行修正,验证实验结果合理有效性。

考虑 DMLS 微换热器的粗糙度不同,引起微细通道壁面单位面积上产生核化密度(或者气-液两相干度 x_e)的不同,将文献[18]中传热模型中的雷诺数 Re 及沸腾数 Bo 引入干度 x_e 系数,对文献[18]中传热关联式进行修正。

$$h = 30[Re^{0.857}(1-x_e)^a][Bo^{0.714}(1-x_e)^b]\frac{\lambda}{D_h} \quad (11)$$

$$Bo = q_e / (Gh_{\text{fg}}) \quad (12)$$

$$Re = \frac{GD_h}{\mu_1} \quad (13)$$

式中 D_h ——微通道水力直径

μ ——液体粘度

将实验数据代入式(11)进行多元非线性拟合,可得到

$$h = 30Re^{0.857}Bo^{0.714}\frac{\lambda}{D_h}(1-x_e)^{0.5262} \quad (14)$$

将实验原始数据代入修正后的文献[18]中传热关联式,实验值与实验模型得出的实验值进行比较,偏差为 9.88%,且有 96.8% 的数据点位于修正公式预测值的 $\pm 20\%$ 范围之内(如图 13 所示),说明粗糙度对纳米流体沸腾传热特性研究过程中使用的数学模型的有效性及其实验结果的可靠性。

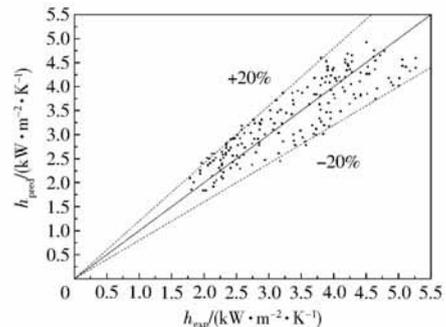


图 13 实验值与修正后模型预测值的对比结果

Fig. 13 Comparison results between model predictions corrected and experimental values

4 结论

运用化学抛光技术改变不同的 DMLS 微换热器通道壁面的粗糙度,制备质量分数为 0.01% 的 $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{R141b}$ 纳米流体为实验工质,在不同的热流密度、质量流率下,研究微细通道内的粗糙度对纳米制冷剂流动沸腾传热特性影响,研究结果表明:

(1) 粗糙度对纳米制冷剂在 DMLS 微细换热器换热通道中流动沸腾传热有显著影响,在相同的工况下,纳米制冷剂的换热性能随粗糙度的减小而减弱,粗糙度减小 80.4%,换热性能减弱 22.5%。

(2) 纳米制冷剂在粗糙度为 5.8、3.2、1.7 μm DMLS 微型换热器换热管道中的平均换热系数分别比表面粗糙度为 8.7 μm 的 DMLS 微型换热器换热管道的平均换热系数减小 33.3%、63.2%、80.4%。

(3) 实验研究发现:DMLS 微型换热器换热通道表面粗糙度越大,表面凹凸程度越大,单位长度换热

通道内,纳米制冷剂与通道表面有更多的接触面积,促使单位面积上有更多的纳米制冷剂核气化核心,同时核化起点(ONB)提前、壁面过热程度越低,有利于强化传热效果。

(4)为验证实验结果的有效性,对比了国际上3种比较经典传热模型,并基于CHEN沸腾两相传

热机理对LAZAREK传热关联式进行修正,得出传热结果的96.8%数据点位于修正后的LAZAREK传热关联式模型值的 $\pm 20\%$ 范围之内;同时实验结果与修正后的LAZAREK模型结果偏差值为9.88%,说明了研究过程中使用的数学模型的有效性及其实验结果的可靠性。

参 考 文 献

- MASOUD A, XIE G N, BENGT S. A review of heat transfer and pressure drop characteristics of single and two-phase microchannels [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014, 79:34-53.
- 罗小平, 涂华营, 邓君. 铝基微通道内纳米流体饱和沸腾及可视化研究[J]. *中南大学学报: 自然科学版*, 2015, 46(9): 3520-3526.
- LUO X P, TU H Y, DENG J. Saturated boiling and visualization of nanofluids in aluminum-based microchannels [J]. *Journal of Central South University: Engineering Science Edition*, 2015, 46(9): 3520-3526. (in Chinese)
- PING L, DI Z, XIE Y H. Heat transfer and flow analysis of Al_2O_3 /water nanofluids in microchannel with dimple and protrusion [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014, 73: 456-467.
- WEI Y, XIE Q H, YANG L. Experimental investigation on the thermal transport properties of ethylene glycol based nanofluids containing low volume concentration diamond nanoparticles [J]. *Colloids and Surfaces A: Physicochemical and Engineering Aspects*, 2011, 380:1-5.
- HARIRCHIAN T, GARIMELLA S V. Flow regime based modeling of heat transfer and pressure drop in microchannel flow boiling [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2012, 55(4): 1246-1260.
- PARK C Y, JANG Y. Flow boiling heat transfer coefficients and pressure drop of FC-72 in microchannels [J]. *International Journal of Multiphase Flow*, 2012, 39: 45-54.
- RAPOLU P, SON S Y. Capillary effects on two-phase flow resistance in micro-channels [C] // *Proceedings of 18th International Symposium on Transport Phenomena*, 2007: 1431-1436.
- PAISRAN N, LURSUKD N. Heat transfer of nanofluids in the mini-rectangular fin heat sinks [J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2013, 40:25-31.
- LIU B, LUO X P. Effect of surface roughness on two-phase fractional pressure drop through microchannels [J]. *Journal of Central South University: Science and Technology*, 2015(11): 4334-4340.
- 邓聪, 罗小平, 冯振飞, 等. 矩形微通道内制冷流动沸腾传热特性及可视化研究[J]. *制冷学报*, 2015, 36(6): 1-5.
- DENG C, LUO X P, FENG Z F, et al. Research on boiling heat transfer characteristics and visualization of refrigerant in rectangular microchannels [J]. *Journal of Refrigeration*, 2015, 36(6): 1-5. (in Chinese)
- HAI T P, NADIA C. Flow boiling of water in a minichannel; The effects of surface wettability on two-phase pressure drop [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2011, 31(11-12): 1894-1901.
- 叶朝曦. Ni-P化学镀改性换热表面阻垢特性实验研究[D]. 上海: 华东理工大学, 2014.
- YE C X. Experimental fouling investigation with modified surface of electroless Ni-P coating [D]. Shanghai: East China University of Science of technology, 2014. (in Chinese)
- 孙浩. 低表面能换热面传热特性和污垢特性的研究[D]. 吉林: 东北电力大学, 2010.
- SUN H. Investigation on the effects of the low energy surface upon heat transfer and fouling performance [D]. Jilin: Northeast Dianli University, 2010. (in Chinese)
- CHENG Y H, ZOU Y, CHENG L. Effect of the microstructure on the properties of Ni-P deposits on heat transfer surface [J]. *Surface & Coatings Technology*, 2009, 203(12): 1559-1564.
- 毕胜山, 史琳, 王磊. 纳米 TiO_2 颗粒在制冷工质中的分散[J]. *过程工程学报*, 2007, 7(3): 541-545.
- BI S S, SHI L, WANG L. Dispersion behavior of TiO_2 nanoparticles in refrigerant [J]. *The Chinese Journal of Process Engineering*, 2007, 7(3): 541-545. (in Chinese)
- 张艳红. 铝制品化学抛光新工艺的研究[D]. 太原: 山西大学, 2009: 16-24.
- ZHANG Y H. Research on chemical polishing of aluminum [D]. Taiyuan: Shanxi University, 2009: 16-24. (in Chinese)
- JO H J, KIM S H, KIM H. Nucleate boiling performance on nano/microstructures with different wetting surfaces [J]. *Nanoscale Resear Letters*, 2012, 7(9): 1-5.
- LAZAREK G M, BLACK S H. Evaporative heat transfer, pressure drop and critical heat flux in a small vertical tube with R-113 [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1982, 25(7): 945-960.
- YUN R, HEO J, KIM Y. Evaporative heat transfer and pressure drop of R410A in microchannels [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2006, 29(1): 92-100.
- OH H, SON C. Condensation heat transfer characteristics of R-22, R-134a and R-410A in a single circular microtube [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2011, 35(4): 706-716.
- CHEN C J. Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convection flow [J]. *Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development*, 1966, 5(3): 322-329.