



## 论 文



# 超声波作用下微细通道内纳米制冷剂沸腾流动特性研究

罗小平\*, 李桂中, 刘倩, 廖政标

华南理工大学机械与汽车工程学院, 广州 510640

\* E-mail: mmxpluo@scut.edu.cn

收稿日期: 2021-12-14; 接受日期: 2022-02-07; 网络版发表日期: 2022-03-21

国家自然科学基金(批准号: 22178118)和广东省自然科学基金(编号: 2019A1515011053)资助项目

**摘要** 为研究超声波和纳米颗粒对微细通道流动沸腾压降的影响, 采用两步法配置质量分数为 0.1%, 0.2%, 0.3% 的  $TiO_2/R141b$  纳米制冷剂, 设计实验系统的绝对压力为 152 kPa, 施加的超声波功率为 50 W, 频率为 23 kHz, 在 2 mm × 2 mm 铝基矩形微细通道中进行流动沸腾实验, 分析超声波作用下不同质量分数纳米制冷剂流动特性差异, 并结合可视化结果分析纳米颗粒、超声作用对微细通道内工质流动状态的影响。研究结果表明: 本实验范围内, 在制冷剂 R141b 中添加  $TiO_2$  纳米颗粒和施加超声波可有效减小微细通道流动沸腾压降, 低热流密度阶段超声波对低质量分数纳米制冷剂沸腾流动压降的影响更显著。该研究结果可以为超声波强化微通道换热器换热性能优化研究提供新思路。

**关键词** 微细通道, 纳米制冷剂, 超声波, 流动沸腾, 压降

## 1 引言

近年来电子元器件朝着高度集成化、小型化的趋势发展, 对设备热设计提出了更严峻的挑战。微细通道换热器具有换热效率高、结构紧凑的特点, 在微电子机械领域广为应用<sup>[1]</sup>, 为进一步强化微细通道强化传热, 常采用有源强化和无源强化两种手段<sup>[2]</sup>, 强化传热技术一定程度上会增大换热效率, 但其对换热系统压降特性的影响也不容忽略<sup>[3]</sup>。微细通道由于本身尺寸过小容易造成系统运行阻力增大、工质流动不稳定加剧等现象, 不稳定流动可能导致传热恶化甚至造成设备疲劳损坏<sup>[4,5]</sup>。超声波强化传热技术作为一种有源强

化传热技术, 近年来受到了许多学者关注。Kofu<sup>[6]</sup>在水平塞式颗粒输送线中开展超声波振动实验, 研究发现超声波振动降低压力损失的效果与壁面压力有关, 与颗粒种类和管径无关; 颗粒与管道内壁面摩擦阻力施加超声波振动后较无超声振动时明显降低, 超声波振动可以防止管道堵塞。Delouei等人<sup>[7]</sup>在一根与超声换能器相连的不锈钢管中开展超声振动对进口湍流压降影响的实验, 研究发现超声功率一定时, 雷诺数和入口温度越大, 超声振动对压降的影响越小; 而超声功率变化对压降的影响在流量较低和入口温度较低时更加明显。Setareh等人<sup>[8]</sup>对超声振动作用下双管换热器传热和压降特性进行研究, 发现质量流率一定时, 压降随

**引用格式:** 罗小平, 李桂中, 刘倩, 等. 超声波作用下微细通道内纳米制冷剂沸腾流动特性研究. 中国科学: 技术科学, 2022, 52: 1212~1222  
Luo X P, Li G Z, Liu Q, et al. Study on boiling flow characteristics of nanorefrigerant in microchannels under ultrasonic waves (in Chinese). Sci Sin Tech, 2022, 52: 1212~1222, doi: 10.1360/SST-2021-0573

着超声功率增大而增大。

在实验工质中添加纳米颗粒是一种操作简单的无源强化传热方法,受到许多学者青睐,一些学者就纳米流体对沸腾传热和流动特性影响进行研究<sup>[9,10]</sup>。Mahmoudi等人<sup>[11]</sup>对纳米颗粒质量分数为0.1%, 0.2%, 0.5%的TiO<sub>2</sub>/水纳米流体在螺旋盘管内的压降特性进行了实验和数值研究,发现相较于蒸馏水,纳米流体流过螺旋管的压降更大,纳米流体的质量分数越大,摩擦系数越大,压降也越大。Duangthongsuk等人<sup>[12]</sup>采用TiO<sub>2</sub>/水纳米流体在水平逆流双管换热器中开展实验,发现纳米流体的压降随着雷诺数增大而增大,随纳米颗粒体积分数的增大有小幅度增加,认为纳米流体对压降的影响很小,影响原因是纳米流体的黏度增大。Yu等人<sup>[13]</sup>以体积分数为0.01%, 0.1%的水基Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>纳米流体为工质在内径为1.09 mm的不锈钢圆形细通道内开展强制流动沸腾及两相流动实验,研究发现纳米颗粒可以抑制两相流动不稳定性以及延迟ONB点的出现,纳米流体的质量分数越大,延迟效果越显著。

以上研究大多只研究超声波或纳米流体对压降特性的影响,极少有研究关注两者的复合影响,若将两者共同作用于流动沸腾,超声振动还可能对纳米颗粒的运动产生影响进而影响系统的压降特性。本文配置不同质量分数(0.1%, 0.2%, 0.3%)的TiO<sub>2</sub>/R141b纳米制冷剂为实验工质,在2 mm×2 mm铝基矩形微细通道中进行流动沸腾实验,超声振子安装在实验段入口处,研究不同热流密度条件下纳米制冷剂质量分数及超声波对流动沸腾压降特性的影响。

## 2 实验设备及方法

### 2.1 实验系统及实验段

实验系统如图1所示,工质由注液装置进入磁力泵,在磁力泵驱动下流经整个系统回路,预热水箱的作用是使进入实验段的工质温度达到设定值,工质以液态进入竖直安装的微细通道实验段,实验段出口工质呈气液两相,经冷水机组冷却为液相后进入储液罐。实验中采用标定函数范围为0~200°C的K型热电偶测量温度,压力传感器量程为0~100 kPa,精度为0.5%,涡轮流量计量程为0~250 L h<sup>-1</sup>,精度为0.5%,测量数据通过安捷伦数据采集器采集并汇入工控机,安捷伦主机和采集卡的型号分别为34970A和34901A,对应温度测

量误差和压力测量误差均为0.004%。调节阀与流量计配合调控工质流量,通过改变加热板功率改变热流密度。

实验段如图2所示,由微细通道、基座、加热板、换能器组件、密封圈垫、玻璃板和盖板构成,超声波换能器组件安装在微细通道入口位置。微细通道由电火花线切割加工而成,包含14条平行的矩形截面通道,结构如图3所示,具体尺寸参数见表1。

### 2.2 热平衡分析

为保证实验数据有效,在实验开始前使用纯制冷

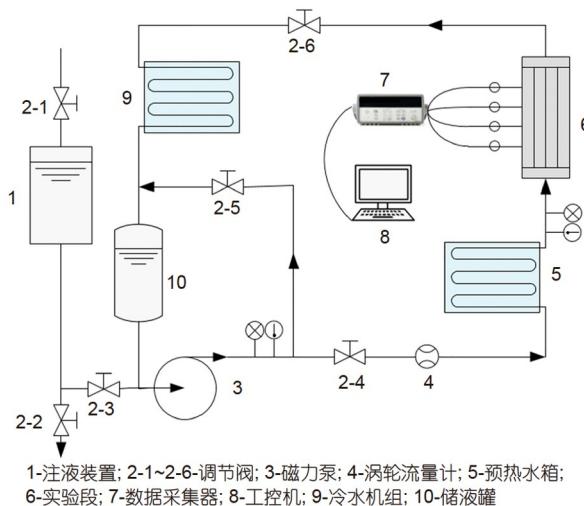
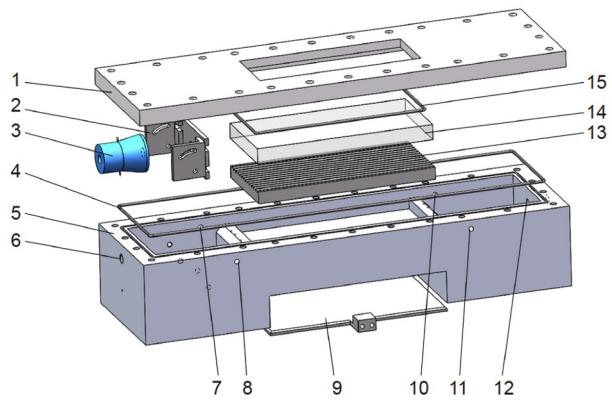


图 1 (网络版彩图)实验系统简图

Figure 1 (Color online) Schematic diagram of experimental system.



1-盖板; 2-固定件; 3-超声振子; 4-密封垫圈; 5-基座; 6-工质入口; 7-进口测压孔; 8-进口测温孔; 9-加热板; 10-出口测压孔; 11-出口测温孔; 12-工质出口; 13-微细通道热沉; 14-可视化玻璃; 15-密封垫圈

图 2 (网络版彩图)实验段结构图

Figure 2 (Color online) Structure schematic of experimental section.

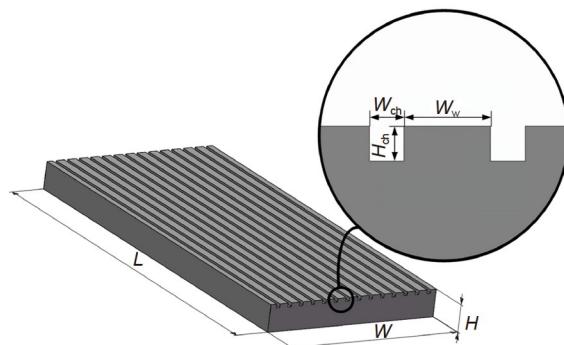


图3 微细通道结构示意图

Figure 3 Structure schematic of microchannel heat sink.

表1 微细通道尺寸参数(mm)

Table 1 Parameters of microchannel sink

$L$	$W$	$H$	$W_{ch}$	$H_{ch}$	$W_w$
220	40	15	2	2	5

剂R141b在微细通道换热器内进行单相热平衡实验测算流动沸腾实验中的热效率<sup>[14-16]</sup>。通过控制进出口工质温度和压力使工质在微细通道中的温度低于该压力下的饱和温度, 工质单向流动稳定后开始采集数据, 热效率 $\eta$ 计算公式如下:

$$\eta = \frac{Mc_r(T_{out} - T_{in})}{Q_{tot}} \times 100\%, \quad (1)$$

式中 $M$ 为实验段进口质量流量;  $c_r$ 为R141b的液相定压比热容;  $T_{out}$ 为微细通道出口温度;  $T_{in}$ 为微细通道进口温度;  $Q_{tot}$ 为加热板实际总传热量。

实验中保持质量流率和进口温度不变, 改变加热功率进行多次实验得到热效率随热流密度的变化规律, 如图4所示, 在热流密度较低的情况下, 热效率随热流密度增大而增大, 超过某个热流密度, 热效率会趋于一个较为稳定的值, 计算得平均热效率为84%, 而两相流动沸腾实验中热流密度设计在 $10\sim24\text{ kW m}^{-2}$ 范围内, 远大于单相流动热流密度, 误差会比较小。

为验证热效率计算热流密度的结果可靠性, 在基座上布置了上下对齐的四组热电偶, 测量沿热流方向单位长度的温差, 如图5所示; 由于加热板紧贴基座且两者之间缝隙均匀涂抹大量导热硅脂, 使加热板与基座之间接触热阻忽略不计, 且铝制基座导热性能良好, 基座的上测温点距离微细通道底面仅0.5 mm, 可以认

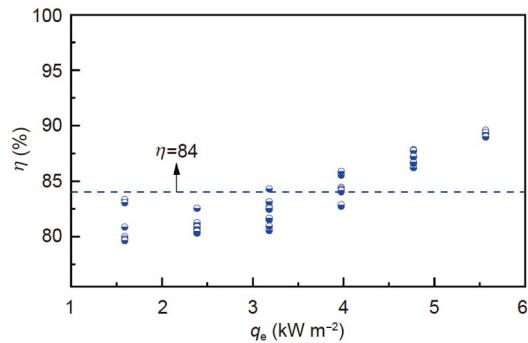


图4 (网络版彩图)单相热平衡实验结果

Figure 4 (Color online) Result of thermal equilibrium experiment.

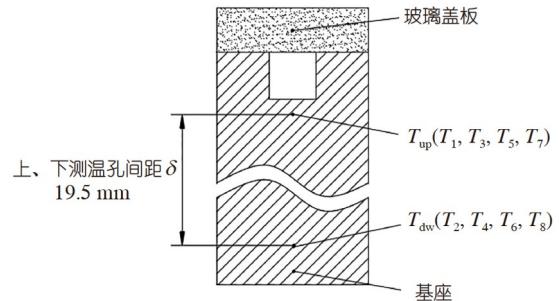


图5 单个微细通道截面示意图

Figure 5 Schematic diagram of a single microchannel section.

为热量传递是一维稳态传热, 根据傅里叶导热定律计算出实验段整体平均热流密度 $q_{ave}$ , 即

$$q_{ave} = \frac{1}{4} \sum_{n=1}^4 \lambda \frac{(T_{dw,n} - T_{up,n})}{\delta}, \quad (2)$$

式中 $\lambda$ 为铝制基座导热系数;  $\delta$ 为上、下端测温点之间距离, 数值为19.5 mm;  $T_{dw,n} - T_{up,n}$ 为上、下端测温孔之差。上下两排测温点计算得到的热流密度 $q_{ave}$ 更为接近热流密度的实际值, 将其与热效率计算所得热流密度 $q_e$ 进行比较, 两种方法计算出的热流密度差别较小, 如图6所示。

### 2.3 纳米制冷剂配置

$\text{TiO}_2$ 纳米颗粒具有良好的化学及物理稳定性且价格较低, 故本实验选用 $\text{TiO}_2$ 纳米颗粒, 以制冷剂R141b为基液, 采用两步法<sup>[17]</sup>配置质量分数分别为0.1%, 0.2%和0.3%的 $\text{TiO}_2/\text{R141b}$ 纳米制冷剂,  $\text{TiO}_2$ 纳米颗粒粒径为25 nm, 纯度为99.8%。由于纳米颗粒粒径小, 比表面积大, 界面原子数多, 具有较高的化学能, 在制备

和应用过程中易团聚, 因此在配置不同质量分数纳米制冷剂的过程中添加质量分数为 0.5% 的表面活性剂 Span-80 作为分散剂<sup>[18]</sup>, 同时结合超声波震荡处理使纳米颗粒均匀地分散在制冷剂中并使纳米制冷剂在较长时间内保持稳定的分散状态。制备的各质量分数纳米制冷剂如图 7 所示。

实验中系统绝对压力设计为 152 kPa, 纳米制冷剂的饱和温度为 44°C, 根据下式计算得各质量分数纳米流体制冷剂在饱和温度时的物理性能参数<sup>[19]</sup>, 如表 2 所示。

$$\varphi_{\text{nf}} = \frac{w_{\text{nf}}\rho_r}{(1-w_{\text{nf}})\rho_{\text{np}} + w_{\text{nf}}\rho_r}, \quad (3)$$

$$\rho_{\text{nf}} = (1-\varphi_{\text{nf}})\rho_r + \varphi_{\text{nf}}\rho_{\text{np}}, \quad (4)$$

$$k_{\text{nf}} = k_r \frac{k_{\text{np}} + 2k_r + 2\varphi_{\text{nf}}(k_{\text{np}} - k_r)}{k_{\text{np}} + 2k_r - \varphi_{\text{nf}}(k_{\text{np}} - k_r)}, \quad (5)$$

$$\mu_{\text{nf}} = \mu_r \frac{1}{(1-\varphi_{\text{nf}})^{2.5}}, \quad (6)$$

$$c_{\text{nf}} = \frac{(1-\varphi_{\text{nf}})\rho_r c_r + \varphi_{\text{nf}}\rho_{\text{np}} c_{\text{np}}}{\rho_{\text{nf}}}, \quad (7)$$

式中  $w$  为质量分数;  $\varphi$  为体积分数;  $\rho$  为密度;  $c$  为定压比热容;  $k$  为热导率;  $\mu$  为动力黏度; 下角标 nf, np, r 分别表示纳米流体、纳米颗粒、纯制冷剂。

### 3 实验数据处理

#### 3.1 质量流率

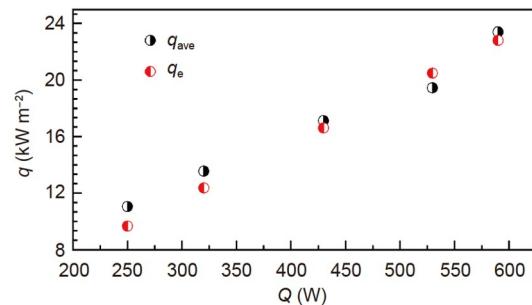
质量流率  $G$  为单位时间流过槽道单位面积的工质质量, 实验采用精度为 0.5% 的 LWGY 涡轮流量计测量实验段入口的体积流量  $V$ , 则质量流率  $G$  计算公式为

$$G = \frac{\rho V \times 10^{-3}}{3600 N_{\text{ch}} W_{\text{ch}} H_{\text{ch}}}. \quad (8)$$

**表 2** 纳米制冷剂物性参数

**Table 2** Parameters of nano-refrigerant

$w_{\text{nf}}$ (%)	$\varphi_{\text{nf}}$ (%)	$\rho_{\text{nf}}$ ( $\text{kg m}^{-3}$ )	$c_{\text{nf}}$ ( $\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ )	$k_{\text{nf}}$ ( $\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$ )	$\mu_{\text{nf}}$ ( $\times 10^{-4} \text{ Pa s}$ )
0	0	1186.7	1.188	0.084	3.15
0.1	0.031	1187.5	1.188	0.089	3.16
0.2	0.062	1188.1	1.187	0.095	3.16
0.3	0.093	1189.1	1.187	0.101	3.16



**图 6** (网络版彩图)两种方法计算所得热流密度比较

**Figure 6** (Color online) Comparison of heat flux calculated by two methods.



**图 7** (网络版彩图)不同质量分数的纳米制冷剂

**Figure 7** (Color online) Schematic diagram of nano-refrigerant with different mass fractions.

#### 3.2 热流密度

实验过程中实验段必然存在热损失, 为保证实验结果可靠性, 本文采用的热流密度  $q_c$  计算公式为

$$q_c = \frac{\eta Q_{\text{tot}}}{S}. \quad (9)$$

#### 3.3 两相段长度

根据热量平衡计算<sup>[20]</sup>, 过冷段长度  $L_{\text{sub}}$  计算公式为

$$L_{\text{sub}} = \frac{Mc_{\text{nf}}(T_{\text{sat}} - T_{\text{in}})}{q_c(W_{\text{ch}} + W_{\text{w}})}, \quad (10)$$

式中  $T_{\text{sat}}$  为实验工质在对应压力下的饱和温度。

饱和沸腾段长度 $L_{\text{sat}}$ 计算公式为

$$L_{\text{sat}} = L - L_{\text{sub}}. \quad (11)$$

### 3.4 总压降及其组成

实验段所测得总压降 $\Delta P_{\text{tot}}$ 是实验段进、出口压力之差, 实验采用精度为0.5%的HC3160-HVG4压力传感器测量实验段进、出口压力, 安捷伦采集仪采集频率设置为60 channel s<sup>-1</sup>, 即1 s可以连续采集60个通道, 可以近似认为两端压力为同步采集, 总压降 $\Delta P_{\text{tot}}$ 包括工质进入实验段的突缩压降 $\Delta P_{\text{cont}}$ 及流出实验段的突扩压降 $\Delta P_{\text{expa}}$ , 工质以过冷状态进入实验段, 经过加热之后转变为两相状态, 则实验段压降由单相压降 $\Delta P_{\text{sp}}$ 和两相压降 $\Delta P_{\text{tp}}$ 组成。因此总压降组成如下:

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{tot}} &= P_{\text{in}} - P_{\text{out}} \\ &= \Delta P_{\text{cont}} + \Delta P_{\text{sp}} + \Delta P_{\text{tp}} + \Delta P_{\text{expa}}, \end{aligned} \quad (12)$$

式中 $P_{\text{in}}$ 为实验段进口压力;  $P_{\text{out}}$ 为实验段出口压力。

突缩压降 $\Delta P_{\text{cont}}$ 、突扩压降 $\Delta P_{\text{expa}}$ 的计算公式分别为<sup>[21]</sup>

$$\Delta P_{\text{cont}} = \frac{G^2}{2\rho_1} \left[ \left( \frac{1}{C_c} - 1 \right)^2 + (1 - \sigma_c^2) \right] \left[ 1 + \frac{(\rho_1 - \rho_g)}{\rho_1} x_{e,\text{in}} \right], \quad (13)$$

$$\Delta P_{\text{expa}} = \frac{G^2 \sigma_e (\sigma_e - 1)}{\rho_1} \left[ 1 + \frac{(\rho_1 - \rho_g)}{\rho_1} x_{e,\text{out}} \right], \quad (14)$$

式中 $C_c$ 为收缩系数;  $\rho_1$ 和 $\rho_g$ 为工质液相和气相密度;  $x_{e,\text{in}}$ ,  $x_{e,\text{out}}$ 分别为工质进口、出口热力平衡干度;  $\sigma_c$ ,  $\sigma_e$ 分别为截面突缩比、突扩比, 计算公式为

$$\sigma_c = \sigma_e = \frac{N_{\text{ch}} A_{\text{ch}}}{A_p}. \quad (15)$$

式中 $A_p$ 为通道进口前腔体横截面积。

单相段压降 $\Delta P_{\text{sp}}$ 计算公式为

$$\Delta P_{\text{sp}} = \frac{2L_{\text{sp}} G f_{\text{sp}}}{\rho_1 D_h} + \rho_1 g L_{\text{sp}}, \quad (16)$$

式中 $f_{\text{sp}}$ 为单相摩擦因子;  $g$ 为重力加速度。

两相压降 $\Delta P_{\text{tp}}$ 包括两相摩擦压降 $\Delta P_{\text{tp,f}}$ 、两相重力压降 $\Delta P_{\text{tp,g}}$ 和两相加速压降 $\Delta P_{\text{tp,a}}$ <sup>[22]</sup>, 其中两相重力压降 $\Delta P_{\text{tp,g}}$ 、两相加速压降 $\Delta P_{\text{tp,a}}$ 计算公式分别如下:

$$\Delta P_{\text{tp,g}} = \frac{g L_{\text{tp}} \rho_1 \rho_g}{x_{e,\text{out}} (\rho_1 - \rho_g)} \ln \left[ 1 + x_{e,\text{out}} \left( \frac{\rho_1}{\rho_g} - 1 \right) \right], \quad (17)$$

$$\Delta P_{\text{tp,a}} = G^2 \left[ \frac{x_{e,\text{out}}^2}{\rho_g \alpha_{\text{out}}} + \frac{(1 - x_{e,\text{out}})^2}{(1 - \alpha_{\text{out}}) \rho_l} - \frac{1}{\rho_l} \right], \quad (18)$$

式中 $\alpha_{\text{out}}$ 为微细通道出口空泡率。

### 3.5 单位长度两相摩擦压降

热流密度、外加声场等工况的改变会对微细通道内两相段长度产生影响, 单位长度两相摩擦压降 $\Delta P_{\text{tp}}^f$ 可以作为一个重要依据, 其计算公式为

$$\Delta P_{\text{tp}}^f = \frac{\Delta P_{\text{tp}} - \Delta P_{\text{tp,g}} - \Delta P_{\text{tp,a}}}{L_{\text{sat}}}. \quad (19)$$

### 3.6 误差分析

实验数据不可避免地存在一定误差, 直接测量误差根据仪器属性求得, 间接测量误差根据误差分析法<sup>[23]</sup>进行计算, 计算参数 $R$ 的总不确定度 $\delta R$ 计算公式为

$$\delta R = \left[ \sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial R}{\partial X_i} x_i \right)^2 \right]^{1/2}, \quad (20)$$

式中,  $x_i$ 是测量参数 $X_i$ 的不确定度。参数 $R$ 的最大不确定度 $\xi R$ 表达式为

$$\xi R = \frac{\delta R}{R}. \quad (21)$$

热流密度、总压降相应最大不确定度的计算表达式分别为

$$\xi(q_c) = \left[ \left( \frac{\delta V}{V} \right)^2 + \left( \frac{\delta T_{\text{out}}}{T_{\text{out}} - T_{\text{in}}} \right)^2 + \left( \frac{\delta T_{\text{in}}}{T_{\text{out}} - T_{\text{in}}} \right)^2 + \left( \frac{\delta S}{S} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (22)$$

$$\xi(\Delta P_{\text{tot}}) = \left[ \left( \frac{\delta P_{\text{in}}}{P_{\text{in}} - P_{\text{out}}} \right)^2 + \left( \frac{\delta P_{\text{out}}}{P_{\text{in}} - P_{\text{out}}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (23)$$

求得主要物理量的不确定度如表3所示。

## 4 结果及分析

### 4.1 有无超声作用下的压降对比

纳米制冷剂的质量分数会对微细通道内的流动特性有着重要的影响, 有无超声作用时微细通道内表现

**表 3** 主要物理量的不确定度**Table 3** Uncertainty of main physical parameters

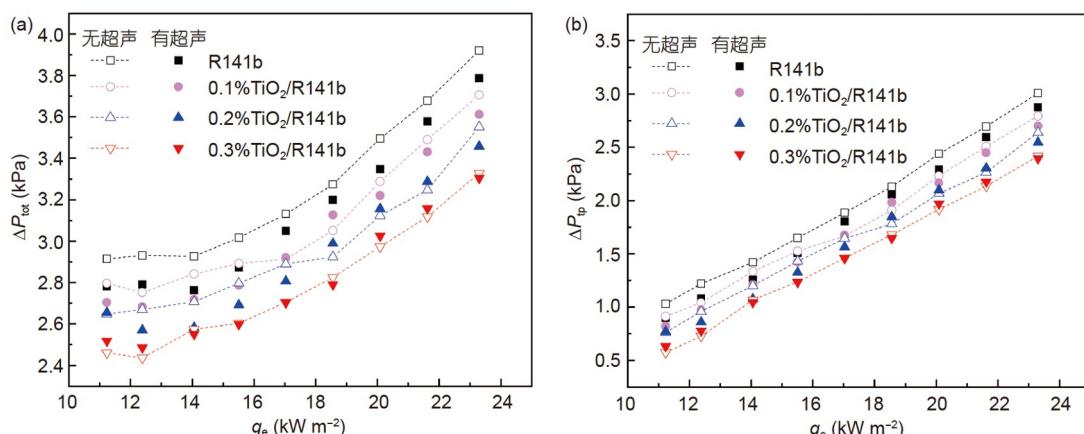
物理量	最大不确定度
温度 $T$	0.4°C
质量流率 $G$	0.50%
热流密度 $q_e$	4.48%
总压降 $\Delta P_{\text{tot}}$	8.77%

出不同的压降特性。实验中质量流率为  $118.64 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ , 热流密度范围为  $11.23\text{--}23.3 \text{ kW m}^{-2}$ , 工质入口温度为  $35^\circ\text{C}$ , 超声波的频率恒为  $23 \text{ kHz}$ , 功率恒为  $50 \text{ W}$ , 忽略超声波热效应的影响, 对比有无超声作用下不同质量分数纳米制冷剂与纯制冷剂的压降特性, 图8表示各质量分数纳米制冷剂流过微细通道的总压降、两相总压降随热流密度的变化曲线。如图8所示, 无超声作用时三种不同质量分数的纳米制冷剂和纯制冷剂流动沸腾总压降、两相总压降均随热流密度增大而增大, 这是因为随着热流密度增加, 通道内沸腾加剧, 气相成分增加, 小气泡容易在主流区汇聚成大气泡, 阻塞通道, 气液两相摩擦作用加剧<sup>[15]</sup>, 摩擦压降增大。热流密度对两相重力压降、加速度压降影响较弱, 而摩擦压降是总压降的主要组成部分<sup>[24]</sup>, 从而两相压降、总压降也增大。三种质量分数的纳米制冷剂流动沸腾总压降、两相总压降均比纯制冷剂小; 同一热流密度下纳米制冷剂流动沸腾质量分数增大, 总压降、两相总压降变小; 热流密度为  $11.23 \text{ kW m}^{-2}$  时, 质量分数  $0.1\%$ ,  $0.2\%$ ,  $0.3\%$  纳米制冷剂相比纯制冷剂的总

压降分别减小  $4.05\%$ ,  $9.15\%$ ,  $15.58\%$ , 两相总压降分别减小  $4.13\%$ ,  $7.29\%$ ,  $13.71\%$ 。

施加超声后, 纳米制冷剂流动沸腾总压降、两相总压降均低于纯制冷剂; 热流密度为  $15.51 \text{ kW m}^{-2}$  时, 质量分数  $0.1\%$ ,  $0.2\%$ ,  $0.3\%$  纳米制冷剂相比纯制冷剂的总压降分别减小  $2.94\%$ ,  $6.26\%$ ,  $9.52\%$ , 两相总压降分别减小  $5.62\%$ ,  $11.95\%$ ,  $18.17\%$ 。同一热流密度下质量分数  $0.1\%$ ,  $0.2\%$  纳米制冷剂和纯制冷剂流动沸腾总压降、两相总压降较无超声作用时具有一定数值变化, 而质量分数  $0.3\%$  纳米制冷剂流动沸腾总压降、两相总压降无明显变化, 这意味着本实验工况下超声波对质量分数较高的纳米制冷剂影响较弱。

图9表示各质量分数纳米制冷剂流过微细通道的单位长度两相摩擦压降随热流密度的变化曲线。如图9所示, 无超声作用时三种质量分数的纳米制冷剂单位长度两相摩擦压降均小于纯制冷剂, 且单位长度两相摩擦压降随着纳米制冷剂质量分数增大而减小; 热流密度为  $18.56 \text{ kW m}^{-2}$  时, 质量分数  $0.1\%$ ,  $0.2\%$ ,  $0.3\%$  纳米制冷剂相比纯制冷剂的单位长度两相摩擦压降分别减小  $12.24\%$ ,  $15.79\%$ ,  $24.72\%$ 。施加超声后, 同一热流密度下质量分数  $0.3\%$  纳米制冷剂单位长度摩擦压降值较无超声作用时无明显变化; 而热流密度低于  $17.03 \text{ kW m}^{-2}$  时, 质量分数  $0.1\%$ ,  $0.2\%$  纳米制冷剂单位长度摩擦压降值较无超声作用时差异较大; 热流密度超过  $17.03 \text{ kW m}^{-2}$  时, 质量分数  $0.1\%$ ,  $0.2\%$  纳米制冷剂单位长度摩擦压降值较无超声作用时差异逐渐减小; 热流密度为  $12.38 \text{ kW m}^{-2}$  时, 施加超声波使得质量

**图 8** (网络版彩图)压降随热流密度的变化曲线. (a) 总压降; (b) 两相总压降**Figure 8** (Color online) Variation of pressure drop with heat flux. (a) Total pressure drop; (b) two-phase pressure drop.

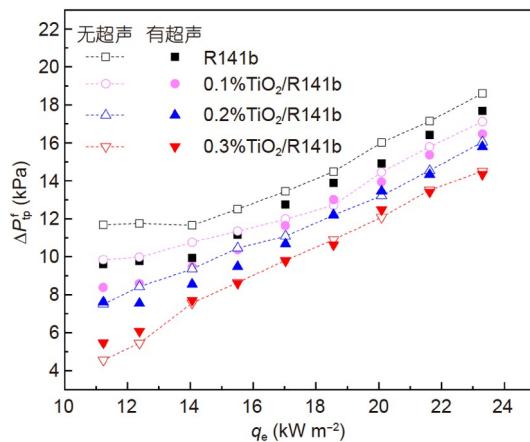


图 9 (网络版彩图)单位长度两相摩擦压降随热流密度的变化曲线

Figure 9 (Color online) Variation of two-phase friction pressure drop per unit length with heat flux density.

分数0.1%, 0.2%纳米制冷剂单位长度两相摩擦压降减小13.99%, 10.44%, 而热流密度为21.62 kW m<sup>-2</sup>时, 减小比例仅为2.72%, 1.44%。这是因为高热流密度下通道内沸腾加剧, 受限气泡数量增多会阻碍超声波的传播, 超声波空化效应及振动减弱<sup>[25]</sup>, 对气泡的生成、脱离及对纳米颗粒的活跃作用减弱, 因此在高热流密度阶段三种质量分数纳米制冷剂在有无超声波两种情况下单位长度两相摩擦压降值差异不大。

#### 4.2 超声波和纳米颗粒复合影响机理分析

气泡的生长过程、长大程度、运动方式对微细通道内流动沸腾压降特性有着极其重要的影响, 实验中利用高速摄像仪记录微细通道内同一区域纯制冷剂和纳米制冷剂的流动情况。图10表示热流密度为15.51 kW m<sup>-2</sup>时微细通道典型区域工质流动可视化图像, 选择质量分数0.3%纳米制冷剂和纯制冷剂进行比较分析。如图10所示, 纯制冷剂在通道中流动时出现拉长受限气塞, 流型为受限弹状流, 测量计算受限气泡长径比为3.13; 而纳米制冷剂流动时气泡尺寸较小, 只在典型区域后半段出现较短的受限气泡, 受限气泡长径比为2.58, 流型以泡状流和受限弹状流为主, 流动沸腾更加稳定; 这说明在制冷剂中添加纳米颗粒能降低流动沸腾的压降, 这与第4.1节的实验结果一致。分析认为这是由于在流动沸腾过程中纳米颗粒在微细通道表面发生了沉积。实验所用的微细通道由电火花加

工而成, 壁面上存在许多微米级凹坑, 这些凹坑处易形成蒸汽陷阱, 即气化核心, 随着流动沸腾的进行, 气相成分不断增多, 纳米制冷剂中纳米颗粒的质量分数不断增大, 纳米颗粒容易沉积在微米级凹坑, 且纳米制冷剂质量分数越大, 沉积量越多, 使得通道壁面粗糙度减小, 一定程度上减小流动阻力; 同时使得壁面润湿性提高<sup>[26,27]</sup>, 而壁面润湿性影响着气泡生长和脱离; 工质在流动沸腾过程中, 附着在加热壁面上的气泡主要受到浮力 $F_b$ 、工质对气泡的流动曳力 $F_p$ 以及表面张力沿流动方向的分量 $F_s$ 的影响, 如图11所示, 气泡脱离瞬间受力平衡, 有

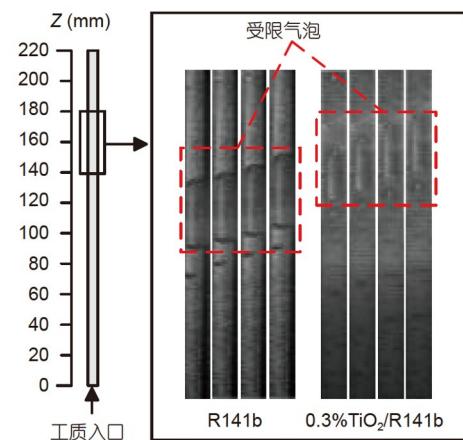


图 10 (网络版彩图)微细通道典型区域不同工质流动可视化图像

Figure 10 (Color online) Visualization of different working fluid flow in typical area of micro channel.

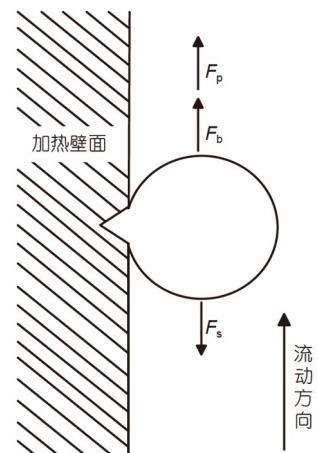


图 11 气泡受力示意图

Figure 11 Schematic diagram of bubble forces.

$$F_b + F_p = F_s, \quad (24)$$

其中  $F_b$ ,  $F_p$  促进气泡脱离,  $F_s$  会阻碍气泡脱离, 假设气泡脱离时近似看作球形, 其表达式<sup>[28]</sup>分别为

$$F_b = \frac{1}{24} \pi D_d^3 (2 + \cos\theta - \cos\theta^3) (\rho_l - \rho_g) g, \quad (25)$$

$$F_p = \frac{1}{8} C_d \rho_l^2 D_d^2 \left( \pi - \frac{\theta}{180} \pi + \cos\theta \sin\theta \right), \quad (26)$$

$$F_s = \frac{1}{4} \pi \sigma C_s D_d \sin\theta (\cos\theta_r - \cos\theta_a), \quad (27)$$

式中  $\theta$  为换热壁面静态接触角,  $\theta_a$ ,  $\theta_r$  分别为气泡前进接触角、后退接触角。将式(25)~(27)代入式(24)可知, 润湿性变好, 接触角变小, 气泡脱离直径变小, 从而气泡脱离频率增大, 气泡数量增多, 热流密度一定的情况下所生成的相变蒸汽量一定, 小气泡数量占比大导致受限气泡的长径比减小, 因此纳米制冷剂可视化图像中的受限气泡长径比更小。

图12为纯制冷剂和质量分数0.3%纳米制冷剂流动沸腾实验前后微细通道壁面静态接触角的测量结果, 以去离子水为测试液, 采用JY-82A接触角测量仪测量, 如图12所示, 纯制冷剂流动沸腾实验后壁面接触角为80.2°, 纳米制冷剂流动沸腾实验后壁面接触角为45.6°, 说明液体与通道壁面接触角变小, 壁面润湿性变好。

图13表示热流密度为15.51 kW m<sup>-2</sup>时有无超声作用下微细通道典型区域纯制冷剂流动可视化图像, 施加超声作用后微细通道典型区域中出现的受限气泡长径比为2.12, 较无超声时有所减小, 流型主要为受限弹状流, 且通过可视化气泡图像追踪可以看出气泡运动速度变快, 分析认为, 超声波正负相位交替作用导致微细通道内气泡受迫振动, 同时声流效应加剧流体扰动<sup>[29,30]</sup>, 气泡运动速度变快; 而气泡拉长生长的主要蒸汽来源于弯月面区的蒸发, 在气泡滑移距离相同的情况下, 运动速度快的气泡弯月面区蒸发量变少, 也会导致通道内受限气泡长径比减小, 且小长径比的气泡, 与主流流体跟随性更好, 气泡与主流流体的速度差变小, 流动稳定性更好, 这与前面的实验结果一致, 即超声作用能够降低流动沸腾压降。

但在实验范围内, 随着纳米制冷剂质量分数增大, 超声波作用对流动沸腾压降影响变小, 分析认为超声波一方面可以减小压降, 一方面超声空化效应及声流效应也会导致纳米颗粒在流动工质中变得更加活跃,

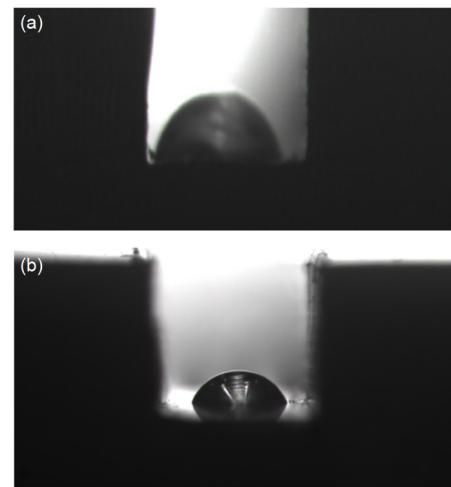


图 12 流动沸腾实验后壁面接触角. (a) 纯制冷剂; (b) 纳米制冷剂

Figure 12 Wall contact angle after flow boiling experiment. (a) Refrigerant; (b) nano-refrigerant.

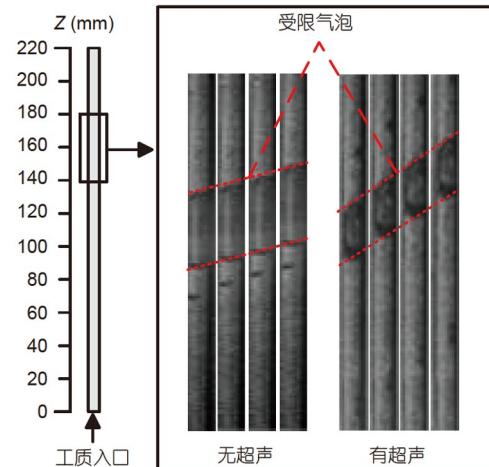


图 13 (网络版彩图)有无超声作用下微细通道典型区域可视化图像

Figure 13 (Color online) Visualization of typical regions of micro-channels with or without ultrasound.

如图14所示, 抑制了纳米颗粒在换热壁面的沉积<sup>[31]</sup>, 减弱了纳米颗粒沉积对两相摩擦压降的影响, 进而导致超声作用下压降较无超声时变化不明显。

## 5 结论

本文制备了三种不同质量分数的TiO<sub>2</sub>/R141b纳米制冷剂, 设计了带有超声波换能器的微细通道实验段,

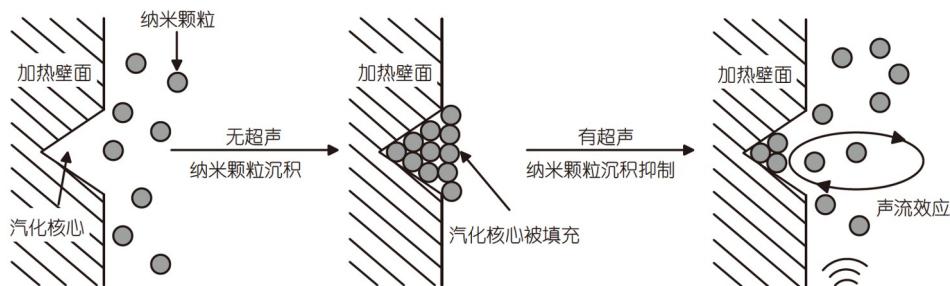


图 14 纳米颗粒沉积示意图

Figure 14 Schematic diagram of nanoparticle deposition.

在截面尺寸为 $2\text{ mm} \times 2\text{ mm}$ 的矩形微细通道内开展流动沸腾实验, 探究超声波及纳米颗粒对微细通道流动沸腾压降特性的影响, 得出以下结论.

(1) 本实验条件下, 超声波作用下微细通道内三种不同质量分数纳米制冷剂流动沸腾压降特性差异明显: 同一热流密度质量分数0.1%, 0.2%纳米制冷剂流动沸腾单位长度两相摩擦压降较无超声作用时均有一定数值的降低, 而质量分数0.3%纳米制冷剂流动沸腾单位长度两相摩擦压降无明显变化. 同一工况下三种不同质量分数纳米制冷剂压降值均小于纯制冷剂.

(2) 热流密度工况对超声波作用下纳米制冷剂流动沸腾压降特性有着重要影响: 低热流密度阶段超声波对质量分数0.1%, 0.2%纳米制冷剂流动沸腾压降影

响显著, 热流密度为 $12.38\text{ kW m}^{-2}$ 时, 施加超声波使得质量分数0.1%, 0.2%纳米制冷剂单位长度两相摩擦压降减小13.99%, 10.44%; 随着热流密度增加, 超声作用下质量分数0.1%, 0.2%纳米制冷剂单位长度两相摩擦压降较无超声作用时差异减小, 热流密度 $21.62\text{ kW m}^{-2}$ 时, 减小比例仅为2.72%, 1.44%.

(3) 纯制冷剂流动沸腾实验后壁面接触角为 $80.2^\circ$ 、质量分数0.3%纳米制冷剂实验后壁面接触角为 $45.6^\circ$ , 说明经过纳米制冷剂流动沸腾实验后通道壁面润湿性变好, 有利于压降减小; 可视化气泡图像追踪表明超声波作用下气泡运动速度变快, 受限气泡长径比变小; 同时超声作用会抑制工质中纳米颗粒在换热壁面沉积, 减弱纳米颗粒对两相摩擦压降的影响.

## 参考文献

- Wang L, Xie Z H, Sun F R, et al. Constructal studies on hexagonal microchannel heat sinks based on multi-physics field coupling calculations (in Chinese). *Sci Sin Tech*, 2019, 49: 741–752 [王亮, 谢志辉, 孙丰瑞, 等. 基于多物理场耦合计算的正六边形微通道热沉构形研究. 中国科学: 技术科学, 2019, 49: 741–752]
- Gugulothu R, Reddy K V K, Somanchi N S, et al. A review on enhancement of heat transfer techniques. *Mater Today Proc*, 2017, 4: 1051–1056
- Liang G T, Mudawar I. Review of channel flow boiling enhancement by surface modification, and instability suppression schemes. *Int J Heat Mass Transfer*, 2020, 146: 118864
- Kingston T A, Weibel J A, Garimella S V. Ledinegg instability-induced temperature excursion between thermally isolated, heated parallel microchannels. *Int J Heat Mass Transfer*, 2019, 132: 550–556
- Kuang Y, Wang W, Miao J, et al. Theoretical analysis and modeling of flow instability in a mini-channel evaporator. *Int J Heat Mass Transfer*, 2017, 104: 149–162
- Kofu K. Pressure loss reduction in horizontal plug conveying of granular particles with ultrasonic vibration. *Powder Tech*, 2016, 294: 202–210
- Delouei A A, Sajjadi H, Mohebbi R, et al. Experimental study on inlet turbulent flow under ultrasonic vibration: Pressure drop and heat transfer enhancement. *Ultrasonics Sonochem*, 2019, 51: 151–159
- Setareh M, Saffar-Avval M, Abdullah A. Experimental and numerical study on heat transfer enhancement using ultrasonic vibration in a double-pipe heat exchanger. *Appl Thermal Eng*, 2019, 159: 113867
- Mansourian R, Mousavi S M, Mohammadpoor M, et al. Evaluation of heat transfer augmentation and pressure drop by water/ethylene glycol nanofluid. *Int J Refrigeration*, 2021, 131: 459–472

- 10 Jitheesh E V, Joseph M, Sajith V. Comparison of metal oxide and composite phase change material based nanofluids as coolants in mini channel heat sink. *Int Commun Heat Mass Transfer*, 2021, 127: 105541
- 11 Mahmudi M, Tavakoli M R, Mirsoleimani M A, et al. Experimental and numerical investigation on forced convection heat transfer and pressure drop in helically coiled pipes using TiO<sub>2</sub>/water nanofluid. *Int J Refrigeration*, 2017, 74: 627–643
- 12 Duangthongsuk W, Wongwises S. An experimental study on the heat transfer performance and pressure drop of TiO<sub>2</sub>-water nanofluids flowing under a turbulent flow regime. *Int J Heat Mass Transfer*, 2010, 53: 334–344
- 13 Yu L, Sur A, Liu D. Flow boiling heat transfer and two-phase flow instability of nanofluids in a minichannel. *J Heat Transfer*, 2015, 137: 051502
- 14 Wong K K, Leong K C. Nucleate flow boiling enhancement on engineered three-dimensional porous metallic structures in FC-72. *Appl Thermal Eng*, 2019, 159: 113846
- 15 Pan L, Yan R, Huang H, et al. Experimental study on the flow boiling pressure drop characteristics in parallel multiple microchannels. *Int J Heat Mass Transfer*, 2018, 116: 642–654
- 16 Tang Y, Chen C, Zhang S, et al. Effects of structural parameter on flow boiling performance of interconnected microchannel net. *Appl Thermal Eng*, 2016, 112: 164–173
- 17 Hwang Y, Lee J K, Lee J K, et al. Production and dispersion stability of nanoparticles in nanofluids. *Powder Tech*, 2008, 186: 145–153
- 18 Trisaksri V, Wongwises S. Nucleate pool boiling heat transfer of TiO<sub>2</sub>-R141b nanofluids. *Int J Heat Mass Transfer*, 2009, 52: 1582–1588
- 19 Gupta M, Singh V, Kumar R, et al. A review on thermophysical properties of nanofluids and heat transfer applications. *Renew Sustain Energy Rev*, 2017, 74: 638–670
- 20 Raj S, Pathak M, Khan M K. An analytical model for predicting growth rate and departure diameter of a bubble in subcooled flow boiling. *Int J Heat Mass Transfer*, 2017, 109: 470–481
- 21 Qu W, Mudawar I. Measurement and prediction of pressure drop in two-phase micro-channel heat sinks. *Int J Heat Mass Transfer*, 2003, 46: 2737–2753
- 22 Kim S M, Kim J, Mudawar I. Flow condensation in parallel micro-channels—Part 1: Experimental results and assessment of pressure drop correlations. *Int J Heat Mass Transfer*, 2012, 55: 971–983
- 23 Moffat R J. Describing the uncertainties in experimental results. *Exp Thermal Fluid Sci*, 1988, 1: 3–17
- 24 Keepaiboon C, Thiangtham P, Mahian O, et al. Pressure drop characteristics of R134a during flow boiling in a single rectangular micro-channel. *Int Commun Heat Mass Transfer*, 2016, 71: 245–253
- 25 Tang J, Sun L, Wu D, et al. Effects of ultrasonic waves on subcooled pool boiling on a small plain heating surface. *Chem Eng Sci*, 2019, 201: 274–287
- 26 Ahn H S, Kim M H. The boiling phenomenon of alumina nanofluid near critical heat flux. *Int J Heat Mass Transfer*, 2013, 62: 718–728
- 27 Edel Z, Mukherjee A. Flow boiling dynamics of water and nanofluids in a single microchannel at different heat fluxes. *J Heat Transfer*, 2015, 137: 011501
- 28 Qu W, Mudawar I. Prediction and measurement of incipient boiling heat flux in micro-channel heat sinks. *Int J Heat Mass Transfer*, 2002, 45: 3933–3945
- 29 Tajik B, Abbassi A, Saffar-Avval M, et al. Heat transfer enhancement by acoustic streaming in a closed cylindrical enclosure filled with water. *Int J Heat Mass Transfer*, 2013, 60: 230–235
- 30 Li B, Han X, Wan Z, et al. Influence of ultrasound on heat transfer of copper tubes with different surface characteristics in sub-cooled boiling. *Appl Thermal Eng*, 2016, 92: 93–103
- 31 Chang T B, Yang Y K. Heat transfer performance of jet impingement flow boiling using Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-water nanofluid. *J Mech Sci Technol*, 2014, 28: 1559–1566

## Study on boiling flow characteristics of nanorefrigerant in micro-channels under ultrasonic waves

LUO XiaoPing, LI GuiZhong, LIU Qian & LIAO ZhengBiao

*School of Mechanical and Automotive Engineering, South China University of Technology, Guangzhou 510640, China*

To study the influence of ultrasonic waves and nanoparticles on flow boiling pressure drop and pressure drop fluctuation in microchannels, a two-step method was used to prepare TiO<sub>2</sub>/R141b nanorefrigerant with mass fractions of 0.1%, 0.2%, and 0.3%. The absolute pressure in the experimental system was set to 152 kPa, with an ultrasonic power of 50 W and a frequency of 23 kHz. The flow boiling experiment was carried out in a 2 mm×2 mm aluminum rectangular microchannel to analyze the flow characteristics of nanorefrigerant with different mass fractions under the action of ultrasonic waves. The influence of nanoparticles and ultrasonic waves on the flow state of the working medium in the microchannel was analyzed combined with the visualization results. The results show that adding TiO<sub>2</sub> nanoparticles to refrigerant R141b and using ultrasonic wave to reduce the flow boiling pressure drop in the microchannel can effectively reduce the flow boiling pressure drop in this experiment, with ultrasonic wave having a more significant effect on the flow boiling pressure drop at the stage of low heat flux density. These findings could lead to a novel approach to optimizing the ultrasonic enhanced heat transfer performance of microchannel heat exchangers.

**microchannels, nano-refrigerant, ultrasound, flow boiling, pressure drop**

doi: [10.1360/SST-2021-0573](https://doi.org/10.1360/SST-2021-0573)