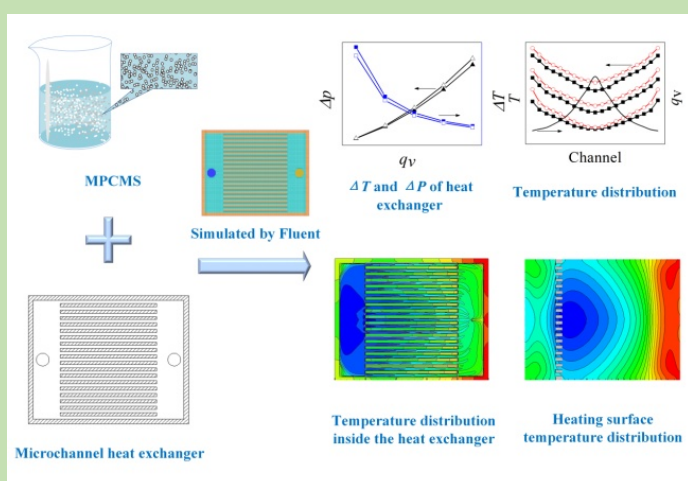


## Simulation on convective heat transfer of MPCMS in minichannel heat exchanger based on DPM model

Jinli LU\*, Yongjun LÜ, Yafang HAN, Fuping QIAN

School of Civil Engineering and Architecture, Anhui University of Technology, Ma'anshan, Anhui 243032, China

**Abstract:** With the advantage of high apparent specific heat capacity, high energy storage density, and better comprehensive heat transfer performance, the microencapsulated phase change material suspension (MPCMS) has wide application prospect in the field of energy storage and transport. In this paper, the discrete phase model (DPM) was employed to simulate the pressure drop and heat transfer characteristics of microencapsulated phase change material suspension flow in heat exchanger consisting of a series of parallel minichannel. The piecewise function that representation microencapsulated phase



change material particle specific heat capacity varies with temperature was used to describe the phase change process. The inlet and outlet pressure drop and temperature difference of heat exchanger under different flow rates were discussed and compared with pure water. Meanwhile, the temperature distribution of microencapsulated phase change material suspension and heat surface were also concerned. The modified local Nusselt number in three representative channel of heat exchanger were calculated simultaneously. The results showed that the pressure drop of microencapsulated phase change material suspension in heat exchanger was consistent with that of pure water, but the value was bigger than pure water. With introducing the microencapsulated phase change material particle, the temperature increasing rate of outlet and heat surface was reduced slightly. Therefore, the outlet and heat surface of heat exchanger present low temperature compared to pure water. Because of the influence of inlet/outlet location, the temperature in heat exchanger present the distribution law as middle channel low and two sides channel high. So, there was a difference of the local Nusselt number along the flow direction in different channels. The phase change materials were melted in two sides channels of heat exchanger. However, in middle channel of heat exchanger, the phase change material was melting partly. Therefore, the location of inlet/outlet should be changed or interior structure of heat exchanger should be optimized so that to receive better flow distribution and heat transfer performance.

**Key words:** microencapsulated phase change material; minichannel; enhanced heat transfer; convective heat transfer characteristic; discrete phase model

收稿日期: 2017-11-15, 修回日期: 2018-03-06, 网络发表: 2018-07-11, Received: 2017-11-15, Revised: 2018-03-06, Published online: 2018-07-11  
基金项目: 安徽省自然科学基金项目(编号: 1508085QE95); 国家自然科学基金项目(编号: 51306002)  
作者简介: 鲁进利(1982-), 男, 河南省信阳市人, 博士, 副教授, 工程热物理专业, E-mail: lujinli@sina.cn.

**引用格式:** 鲁进利, 吕勇军, 韩亚芳, 等. 细小槽道换热器内相变微胶囊悬浮液对流传热 DPM 模拟. 过程工程学报, 2018, 18(5): 951-956.  
Lu J L, Lü Y J, Han Y F, et al. Simulation on convective heat transfer of MPCMS in minichannel heat exchanger based on DPM model (in Chinese). Chin. J. Process Eng., 2018, 18(5): 951-956, DOI: 10.12034/j.issn.1009-606X.217395.

# 细小槽道换热器内相变微胶囊悬浮液对流传热 DPM 模拟

鲁进利\*, 吕勇军, 韩亚芳, 钱付平

安徽工业大学建筑工程学院, 安徽 马鞍山 243032

**摘 要:** 基于离散相模型, 采用颗粒比热容随温度变化分段函数描述颗粒的相变过程, 模拟了相变微胶囊悬浮液在细小槽道换热器内的对流传热特性, 考察了不同入口流量时换热器进出口压差及温差的变化规律, 并与纯水进行比较, 分析了换热器内部及加热面温度分布, 研究了换热器典型通道修正的局部努赛尔数  $Nu_x^*$  沿流动方向的变化规律. 结果表明, 相变微胶囊悬浮液在换热器内的压损随流量变化规律与纯水一致, 较纯水有所增大; 引入相变微胶囊颗粒减缓了加热面和流体温度升高的速率, 使换热器出口及加热面的温度比纯水低; 受进出口位置影响, 换热器内温度呈现中间通道低、向两侧逐渐升高的分布规律. 不同通道的  $Nu_x^*$  沿流动方向的变化规律存在一定差异, 部分通道内相变材料完全融化, 而部分通道内相变材料尚未完全融化就流出换热器. 需改进换热器进出口位置或对换热器内部结构进行优化设计以获得较好的流量分配特性, 从而改善换热效果.

**关键词:** 相变微胶囊; 细小槽道; 强化传热; 对流传热特性; 离散相模型

**中图分类号:** TK124 **文献标识码:** A **文章编号:** 1009-606X(2018)05-0951-06

## 1 前言

相变微胶囊悬浮液 (Microencapsulated Phase Change Materials Suspension, MPCMS) 是由微胶囊化相变材料与单相液体混合制成的一种新颖工质. 颗粒微对流效应及吸收/释放相变潜热可提高其导热系数及有效比热容. MPCMS 较传统单相液体工质具有较大的局部对流换热系数, 在空调制冷、太阳能利用等热能储存及运输领域具有广阔的应用前景<sup>[1,2]</sup>.

近年来, 国内外学者对常规尺度/细小尺度内 MPCMS 层流/紊流的对流传热特性及强化传热机理开展了研究, 结果表明 MPCMS 的对流传热系数高于纯水, 影响壁面温升的主导因素是 Stefan 数<sup>[3]</sup>; 相变吸收潜热及颗粒微对流效应提升了 MPCMS 的换热效果, 且粒径对传热影响较大<sup>[4]</sup>; MPCMS 的平均努赛尔数  $Nu$  是纯水的 2~4 倍, 但同时也增加了流动压降<sup>[5]</sup>; 在 MPCMS 中添加  $Al_2O_3$  纳米颗粒增大了有效导热系数, 可使换热强度提高 56%<sup>[6]</sup>.

为考察 MPCMS 在换热装置中的对流传热特性, 研究者围绕 MPCMS 浓度、工作热流密度及 MPCMS 改性开展了研究. Ho 等<sup>[6]</sup>实验研究了 10 条平行矩形细小槽道换热器中  $Al_2O_3$ /MPCMS 层流对流传热特性, 发现 MPCMS 的冷却性能优于纯水, 但需消耗更高的泵功. Rao 等<sup>[7]</sup>数值模拟了 MPCMS 在 3 条矩形通道换热器内层流流动时的分布均匀性及传热特性, 结果表明 5wt% 的 MPCMS 表现出较优越的传热性能, 与 Dammel 等<sup>[8]</sup>的研究结论一致, 只有完全利用 MPCMS 的相变潜热, 才能显出比纯水更大的优势. Wang 等<sup>[9]</sup>实验测试了 10 条平行矩形细小槽道换热器内 MPCMS 层流的对流传

热特性, 发现雷诺数  $Re$  是影响进出口压降的重要因素.

多数学者通过实验研究 MPCMS 在换热器中的对流传热特性, 可得到换热器的温度和压力变化, 但无法获得微胶囊颗粒在换热器内部的信息及其影响换热器对流传热特性的机理, 这是掌握 MPCMS 在细小槽道换热器内对流传热特性及强化传热的关键. 本工作采用离散相模型 (Discrete Phase Model, DPM), 在文献<sup>[10-12]</sup>的基础上, 通过控制相变微胶囊颗粒的比热容建立相变模型, 模拟恒定加热条件下细小槽道换热器内 MPCMS 的对流传热特性, 为 MPCMS 工程应用提供数据支撑.

## 2 数理模型

细小槽道换热器结构示意图如图 1 所示, 外形尺寸为  $50\text{ mm} \times 40\text{ mm} \times 3\text{ mm}$ , 工质进出口位于顶盖中心线两端, 直径  $\Phi=4\text{ mm}$ , 距相邻外边界  $4.5\text{ mm}$ , 换热器内部均匀排布 19 个细小槽道, 长  $l=30\text{ mm}$ , 宽  $W_c=1\text{ mm}$ , 高 ( $H_c$ ) 和间距 ( $W_w$ ) 均为  $1\text{ mm}$ . 底面为恒定热流加热, 囊芯相变材料为正十六烷, 壳层材料为脲醛树脂, 起始相变温度为  $290.1\text{ K}$ , 相变结束温度为  $298.3\text{ K}$ <sup>[13]</sup>, 粒径  $d_p=10\text{ }\mu\text{m}$ , 假设相变时微胶囊颗粒体积保持恒定. 以坐标轴  $Y$  轴为正方向, 细小槽道编号依次为 1~19 号.

载流体的流动与传热在欧拉坐标系下描述, 控制方程由质量、动量及能量守恒方程组成<sup>[10-12]</sup>. 颗粒相的运动轨迹、速度和温度在拉格朗日坐标系下计算, 通过相间耦合计算两相之间的相互作用并考虑颗粒所受重力和升力, 采用随机追踪模型模拟颗粒的湍流扩散, 采用 SIMPLEC 算法求解流体相控制方程, 在离散时间步长上逐步积分得到颗粒的运动方程. MPCMS 沿细小槽道流动时被加热, 当温度达到相变温度时, 囊芯相变材料

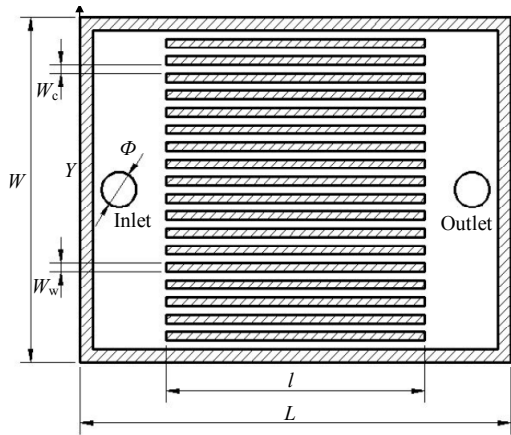


图 1 细小槽道换热器结构示意图  
Fig.1 Schematic diagram of microchannel heat exchanger

融化吸收潜热,从而减缓载流体和壁面温度进一步升高.颗粒与流体之间的热交换可用下式<sup>[14]</sup>计算:

$$m_p \frac{di_p}{dt} = \pi d_p Nu \lambda_f (T_p - T_f), \tag{1}$$

式中,  $m_p$  为颗粒质量(kg),  $i_p=C_{p,p}T_p$  为颗粒的焓(J/kg),  $t$  为时间(s),  $d_p$  为颗粒直径,  $\lambda_f$  为载流体的导热系数[W/(m·K)],  $C_{p,p}$  为颗粒定压比热容[J/(kg·K)],  $T_p$  和  $T_f$  分别为颗粒和流体的温度(K), 努赛尔数

$$Nu = \begin{cases} 2 & (Re_p < 1) \\ 2 + 0.6Re_p^{0.5} Pr^{1/3} & (Re_p \geq 1) \end{cases}, \tag{2}$$

$$Re_p = \frac{\rho_f d_p |u_f - u_p|}{\mu_f}, \tag{3}$$

式中,  $Re_p$  为颗粒雷诺数,  $Pr$  为普朗特数,  $\rho_f$  为流体密度(kg/m<sup>3</sup>),  $u_f$  和  $u_p$  分别为颗粒和流体的速度(m/s),  $\mu_f$  为流体动力黏度(Pa·s).

相变微胶囊吸热/放热过程可视为其表观比热容随载流体温度变化,且在相变过程中忽略壳层材料的影响,可用下式表征微胶囊颗粒的相变过程:

$$C_{p,p} = \begin{cases} C_{p,ps} & (T_p < T_m) \\ \varphi C_{p,pl} + (1 - \varphi)C_{p,ps} + \varphi h / \Delta T & (T_m \leq T_p \leq T_m + \Delta T) \\ C_{p,pl} & (T_p > T_m + \Delta T) \end{cases}, \tag{4}$$

式中,  $C_{p,ps}$  和  $C_{p,pl}$  为相变材料分别呈固态及液态时的定压比热容[J/(kg·K)],  $h$  为相变潜热(J/kg), 下标  $s$  表示固态,  $l$  表示液态,  $\Delta T$  为相变温度区间,  $\varphi$  为芯材液相的质量分数, 可由下式表示:

$$\varphi = \begin{cases} 0 & (T_p < T_m) \\ \frac{T_p - T_m}{\Delta T} & (T_m \leq T_p \leq T_m + \Delta T) \\ 1 & (T_p > T_m + \Delta T) \end{cases}. \tag{5}$$

将相变微胶囊物性参数代入以上各式计算,结合文献<sup>[15]</sup>可得相变微胶囊芯材的比热容随温度的变化规律,如图 2 所示.

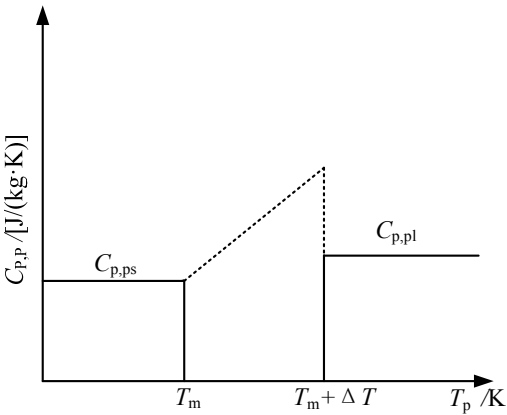


图 2 相变微胶囊比热容随温度的变化  
Fig.2 Specific heat of MPCM varies with temperature

### 3 网格划分与定解条件

采用结构化网格,对细小槽道内壁面进行网格加密,网格数为 400 万.连续相控制方程采用 SIMPLEC 算法进行求解,对流项采用一阶迎风格式进行离散,求解过程中当连续相收敛后,将颗粒从入口注入计算域,入口温度为 288 K,相变过冷度为 2 K;进口为速度入口,出口为自由出流,底面为恒定热流加热,四周壁面为绝热条件,上盖板与空气自然对流换热,通道内壁面采用无滑移条件.相变微胶囊颗粒从换热器入口进入计算域,颗粒及纯水的物性参数如表 1 所示.

表 1 正十六烷及纯水的物性参数  
Table 1 Thermophysical properties of *n*-hexadecane and pure water

Material	Density, $\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	Specific heat, $C_p/[\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$	Thermal conductivity, $\lambda/[\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})]$	Dynamic viscosity, $\mu/(\text{Pa}\cdot\text{s})$	Latent heat, $h/(\text{kJ}/\text{kg})$
<i>n</i> -Hexadecane (solid)	810	1.650	0.31	—	229
<i>n</i> -Hexadecane (liquid)	773	2.190	0.144	—	—
Urea-formaldehyde	1490	1.670	0.42	—	—
Water (288K)	998.98	4.190	0.587	0.00115	—
MPCM particle (solid)	938.5	1.656	0.275	—	160.3
MPCM particle (liquid)	903.4	2.034	0.132	—	—

## 4 结果与分析

网格数和质量对计算速度和结果准确度有较大影响. 图 3 为不同网格数时换热器的平均  $Nu$ , 计算条件为入口流速 0.5 m/s、MPCMS 浓度 10% 和底面恒热流密度. 当网格数大于 400 万后, 平均  $Nu$  趋于稳定, 综合考虑计算精度与速度, 网格数量取 400 万.

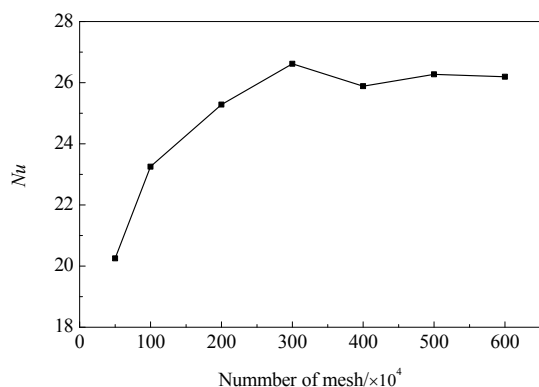


图 3 计算模型网格有效性

Fig.3 Grid validity of calculation model

换热器进出口压差及温差随流量的变化如图 4 所示, 计算条件为加热密度  $q_w=40 \text{ W/cm}^2$ ,  $c_v=0$  (纯水和 MPCMS 浓度 10%). 从图可看出, MPCMS 压差随流量的变化规律与纯水基本一致, 流量增大时压差较纯水的大, 流量为 942 mL/min 时压差比纯水大 7.9%. 原因是加入相变微胶囊颗粒后, 由于颗粒扰动及微对流效应<sup>[16]</sup>, 使 MPCMS 的表观粘度大于纯水, 与文献<sup>[5]</sup>实验结果一致. 随流量增加, 换热器进出口温差逐渐降低且趋于平缓, 且因引入 MPCM 颗粒, 相变过程吸收潜热, 减缓了温度上升速率, 悬浮液进出口温差小于纯水; 流量进一步增大时, 两者温差趋于一致, 表明此时微胶囊内相

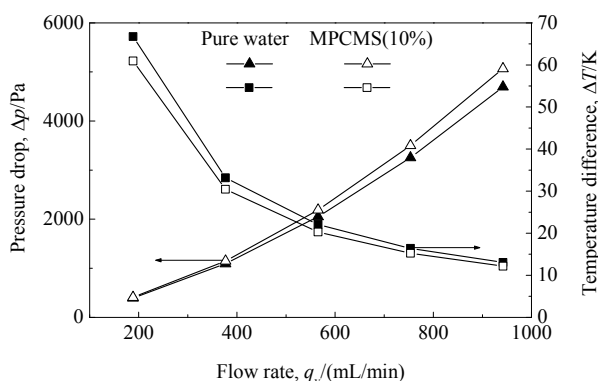


图 4 换热器进出口温差、压差随流量的变化

Fig.4 Differences of temperature and pressure drop of heat exchanger varies with flow rate

变材料来不及发生相变即流出换热器, 与文献<sup>[17]</sup>结果一致. 但不能单纯通过增加流量增强换热, 效果不明显还增加泵功消耗.

沿流动方向  $x=15, 25$  和  $35 \text{ mm}$  截面处各通道内 MPCMS 温度和流量分布如图 5 所示, 可知受进出口位置影响, 换热器内 MPCMS 流量中间通道大、两侧通道小. 换热器内流体平均温度中间通道低、向两侧通道依次升高. 换热器内部介质分别为纯水和 MPCMS 时, 高度  $1.5 \text{ mm}$  截面处温度分布如图 6 所示, 可知加入 MPCM 颗粒后, 各通道 MPCMS 温度较纯水均有不同程度的降低. 结合图 5 和 6, 在  $x=15 \text{ mm}$  截面处, 换热器两侧的通道中 MPCMS 先达到融化温度, 吸收相变潜热, 减缓 MPCMS 温升速率, 此时通道 1 和 19 内平均温度较纯水低  $4^\circ\text{C}$ , 靠近中间的通道 10 温度尚未达到融化温度, 与纯水基本一致. 随流动进行, 各通道内流体温度逐渐升高, 通道 10 MPCM 颗粒发生相变, 与纯水的温差逐渐增大, 在接近通道出口  $x=35 \text{ mm}$  截面处, 温差达  $3^\circ\text{C}$ .

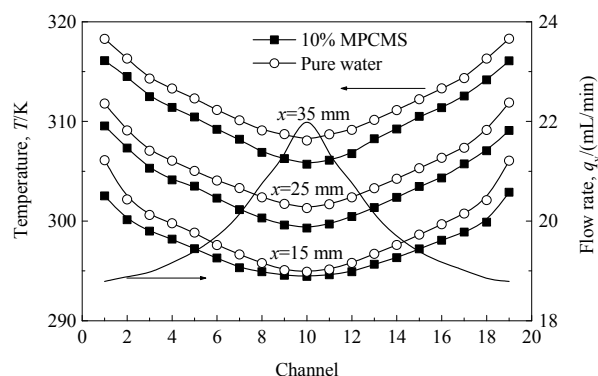


图 5 不同截面各通道内温度及流量分布

Fig.5 Temperature and flow rate distribution of channel on different sections

加热表面热流密度为  $40 \text{ W/cm}^2$  换热器内部介质分别为纯水和 MPCMS 时, 加热表面温度分布等值线如图 7 所示. 按等值线疏密程度大致可以分为两个区域, 两侧通道内流体流量较少, 导致加热面温度较高, 越临近中间通道, 流体流量越大加热面温度较低; 由于相变材料吸收融化潜热, 加热面温度上升速率减缓, 且降低了加热面的平均温度, 颗粒浓度为 10% 时, 加热面平均温度较纯水降低了  $1.8^\circ\text{C}$ .

因沿流动方向存在相变过程, 传统方法定义的  $Nu$  不适用于描述 MPCMS 在槽道内的对流传热特性<sup>[18]</sup>. 基于文献<sup>[19,20]</sup>方法对局部对流换热系数和  $Nu$  数进行修正:

$$Nu_x^* = \frac{D}{\lambda_b} \frac{q_w}{T_w - T_{in}}, \quad (6)$$

式中,  $D$  为特征尺寸(m),  $\lambda_b$  为悬浮液的导热系数 [W/(m·K)],  $T_w$  为通道内壁面温度(K),  $T_{in}$  为通道悬浮液入口温度(K).

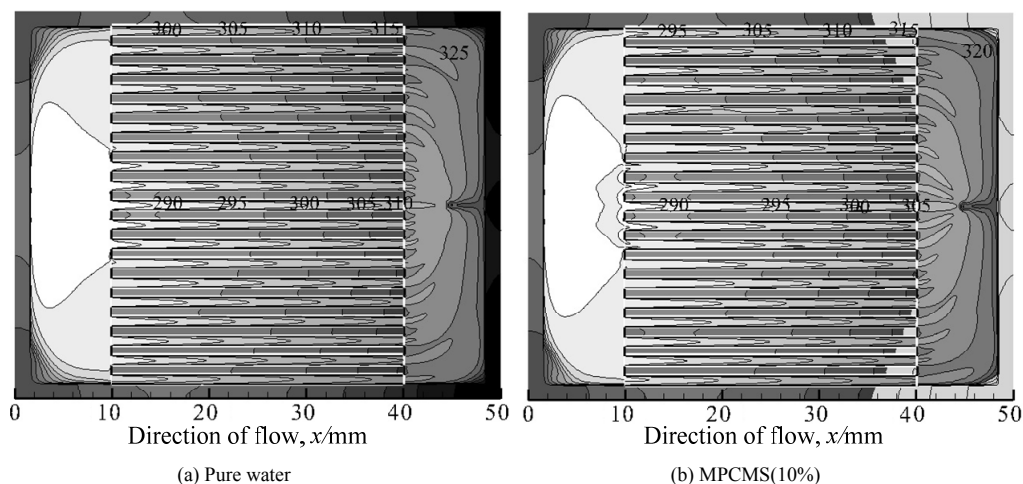


图 6 换热器高度 1.5 mm 截面温度分布

Fig.6 Temperature distribution inside the heat exchanger at height cross section of 1.5 mm

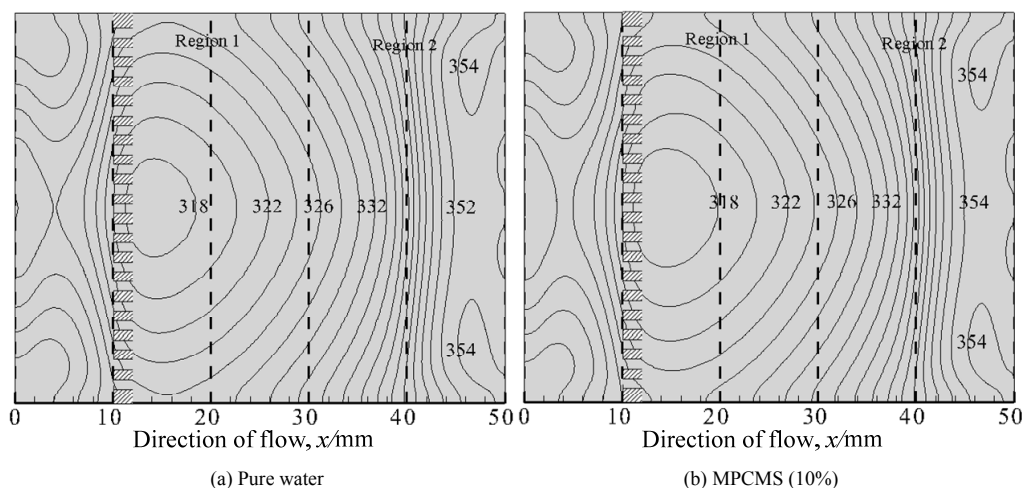


图 7 加热面温度分布( $q_w=40 \text{ W/cm}^2$ )

Fig.7 Heating surface temperature distribution ( $q_w=40 \text{ W/cm}^2$ )

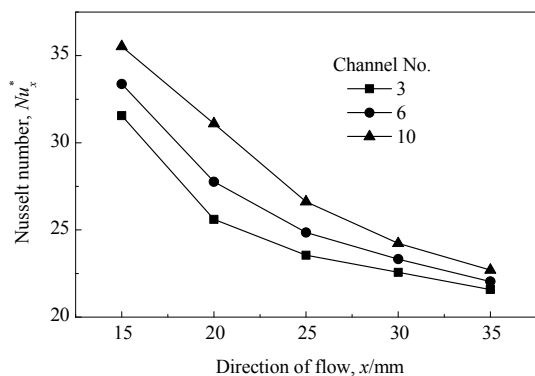


图 8 不同通道局部  $Nu_x^*$  数沿流动方向的变化

Fig.8 The variation of local Nu number  $Nu_x^*$  along flow direction with different channels

MPCMS 流经换热器时其内部不同通道中局部努赛

尔数  $Nu_x^*$  沿流动方向的变化如图 8 所示, MPCMS 入口浓度为 10%。由图可知, 各通道  $Nu_x^*$  沿流动方向逐渐降低, 而后趋于稳定, 但因流量分配不均匀及 MPCM 颗粒影响, 各通道沿流动方向  $Nu_x^*$  存在一定差异。靠近换热器边缘的通道 3 流量分配较少, 流体温度上升较快, 颗粒内部相变材料完成相变,  $Nu_x^*$  最小, 在通道入口区域内下降幅度最大并逐渐趋于平缓; 靠近换热器中心的通道 10, 流量分配较多, 流体温度上升较缓慢, 且相变区间也较长, 开始阶段  $Nu_x^*$  下降较通道 6 和 3 缓慢, 然后逐渐趋于平缓。对比可知, 在  $x=15 \text{ mm}$  处, 通道 10 的  $Nu_x^*$  为通道 3 的 1.13 倍, 在  $x=35 \text{ mm}$  处, 通道 10 的  $Nu_x^*$  为通道 3 的 1.05 倍。需改进换热器进出口位置或对换热器内部结构进行优化设计, 以较好分配流量, 改善换热效果。

## 5 结 论

基于 DPM 模型, 对相变微胶囊悬浮液(MPCMS)在 3D 细小槽道换热器内的对流传热特性进行了模拟, 采用颗粒比热容随温度变化分段函数描述颗粒的相变过程, 对比了不同入口流量时细小槽道换热器内 MPCMS 的对流传热特性, 得到如下结论:

(1) MPCMS 的压差随流量变化的规律与纯水基本一致, 流量增大时, 颗粒扰动增强, 表观粘度增大, 压差逐渐大于纯水, 流量为 942 mL/min 时压差增大 7.9%.

(2) 进出口温差随流量增加先快速降低后逐渐趋于平缓, 引入 MPCMS 颗粒可使流体出口温度进一步降低, 但不能单纯通过增加流量增强换热效果.

(3) 受换热器进出口位置影响, 其内部流量分配呈现中间大、两侧小的分布特性, 两侧通道较早完成相变, 温差与纯水基本一致; 中间通道入口侧温度与纯水接近, 沿流动方向逐渐吸收潜热, 温度上升速率减缓.

(4) 换热器内流量分配不均导致换热器内每个通道沿流动方向局部努赛尔数不同, 靠近中间通道较大, 两侧通道逐渐减小.

### 参考文献

- [1] Ho C J, Jou B T, Lai C M. Thermal and electrical performance of a PV module integrated with double layers of water-saturated MEPCM [J]. Appl. Therm. Eng., 2017, 123: 1120–1133.
- [2] Jamekhorshid A, Sadrameli S M, Barzin R, et al. Composite of wood-plastic and micro-encapsulated phase change material (MEPCM) used for thermal energy storage [J]. Appl. Therm. Eng., 2016, 112: 82–88.
- [3] Goel M, Roy S K, Sengupta S. Laminar forced convection heat transfer in microencapsulated phase change material suspensions [J]. Int. J. Heat Mass Transfer, 1994, 37(4): 593–604.
- [4] Horibe A, Inaba H. Melting heat transfer characteristics of microencapsulated phase change material slurries with plural microcapsules having different diameters [J]. J. Heat Transfer, 2004, 126(4): 558–565.
- [5] 钟小龙. 相变微胶囊悬浮液在微小通道内传热特性的实验研究 [D]. 绵阳: 西南科技大学, 2016: 34–53.  
Zhong X L. An experimental study on the heat transfer characteristics of micro-encapsulated phase change material suspension in mini-channels [D]. Mianyang: Southwest University of Science and Technology, 2016: 34–53.
- [6] Ho C J, Chen W C, Yan W M. Correlations of heat transfer effectiveness in a minichannel heat sink with water-based suspensions of  $\text{Al}_2\text{O}_3$ , nanoparticles and/or MEPCM particles [J]. Int. J. Heat Mass Transfer, 2014, 69(1): 293–299.
- [7] Rao Y, Dammal F, Stephan P, et al. Flow frictional characteristics of microencapsulated phase change material suspensions flowing through rectangular minichannels [J]. Science in China Series E: Technological Sciences, 2006, 49(4): 445–456.
- [8] Dammal F, Stephan P. Heat transfer to suspensions of microencapsulated phase change material flowing through minichannels [C]//International Heat Transfer Conference. 2012: 162–168.
- [9] Wang Y, Chen Z, Ling X. An experimental study of the latent functionally thermal fluid with micro-encapsulated phase change material particles flowing in microchannels [J]. Appl. Therm. Eng., 2016, 105: 209–216.
- [10] Nomura T, Sheng N, Zhu C, et al. Microencapsulated phase change materials with high heat capacity and high cyclic durability for high-temperature thermal energy storage and transportation [J]. Appl. Energy, 2017, 188: 9–18.
- [11] Zhang L D, Chen X, Wu Y T, et al. Effect of nanoparticle dispersion on enhancing the specific heat capacity of quaternary nitrate for solar thermal energy storage application [J]. Sol. Energy Mater. Sol. Cells, 2016, 157: 808–813.
- [12] 鲁进利, 张汪林, 韩亚芳, 等. 细小圆管内 Micro-PCMS 紊流对流传热特性的 CFD-DPM 模拟 [J]. 过程工程学报, 2015, 15(5): 758–763.  
Lu J L, Zhang W L, Han Y F, et al. CFD-DPM simulation on characteristics of turbulent flow and heat transfer for micro-PCMS in mini-pipe [J]. Chin. J. Process Eng., 2015, 15(5): 758–763.
- [13] Sarier N, Onder E. The manufacture of microencapsulated phase change materials suitable for the design of thermally enhanced fabrics [J]. Thermochim. Acta, 2007, 452(2): 149–160.
- [14] 岑可法, 樊建人. 工程气固多相流动的理论及计算 [M]. 杭州: 浙江大学出版社, 1990: 436–472.  
Cen K F, Fan J R. Theory and computation of gas-solid multiphase flow in engineering [M]. Hangzhou: Zhejiang University Press, 1990: 436–472.
- [15] Ma Z W, Zhang P. Modeling the heat transfer characteristics of flow melting of phase change material slurries in the circular tubes [J]. Int. J. Heat Mass Transfer, 2013, 64: 874–881.
- [16] Far B R, Mohammadian S K, Khanna S K, et al. Effects of pin tip-clearance on the performance of an enhanced microchannel heat sink with oblique fins and phase change material slurry [J]. Int. J. Heat Mass Transfer, 2015, 83: 136–145.
- [17] 鲁进利, 郝英立. 细小尺度下潜热型功能热流体压降与传热特性 [J]. 化工学报, 2010, 61(6): 1385–1392.  
Lu J L, Hao Y L. Pressure drop and heat transfer characteristics of latent functional thermal fluid in mini-tube [J]. CIESC Journal, 2010, 61(6): 1385–1392.
- [18] 胡先旭, 张寅平. 等壁温条件下潜热型功能热流体换热强化机理的理论研究 [J]. 太阳能学报, 2002, 23(5): 626–633.  
Hu X X, Zhang Y P. Theoretical analysis of the convective heat transfer enhancement of latent functionally thermal fluid with isothermal wall [J]. Acta Energetica Solaris Sinica, 2002, 23(5): 626–633.
- [19] Ho C J, Chen W C, Yan W M. Experimental study on cooling performance of minichannel heat sink using water-based MEPCM particles [J]. Int. Commun. Heat Mass Transfer, 2013, 48(11): 67–72.
- [20] He M, Qiu Z Z, Zhang P. Heat transfer characteristics of MEPCMS in turbulent flow: a review [J]. Adv. Mater. Res., 2014, 961: 316–321.