

纳米材料增强的潜热型功能热流体的对流换热特性

王亮^{①*}, 林贵平^①, 陈海生^②, 丁玉龙^②

① 北京航空航天大学航空科学与工程学院, 北京 100191;

② Institute of Particle Science and Engineering, University of Leeds, Leeds LS2 9JT, UK

* E-mail: w1@ase.buaa.edu.cn

收稿日期: 2007-12-25; 接受日期: 2009-02-03

国家自然科学基金(批准号: 50436020)资助项目

摘要 由于在相变过程中相变材料微胶囊能够吸收/释放大量的潜热, 使得潜热型功能热流体具有较大的表观比热。然而近年来有学者研究发现, 由于潜热型功能热流体热导率较低, 其对流换热能力受到了削弱, 甚至在某些条件下要低于水的换热性能。本文针对潜热型功能热流体的热导率较低的问题, 研制了纳米材料增强的潜热型功能热流体, 并且进行了管内强制对流换热实验研究, 结果表明: 添加 0.5% TiO_2 纳米颗粒使得潜热型功能热流体的对流换热性能得到了明显改善, 且相变材料微胶囊的浓度越高, 纳米材料对换热性能的改善幅度越大, 可使平均壁面温度降低达 18.9%。

关键词

潜热型功能热流体
纳米流体
对流换热
相变
微胶囊

水和乙二醇等作为传统的传热流体在发电、机械、化工和电子等领域发挥了巨大作用。机械和电子产品不断发展的同时也伴随着其能量消耗以及散热需求的不断增大, 传统单相传热流体的能量密度较低, 通常需要较大的流量。为了解决这个问题, 将单相流体中添加相变材料微胶囊(microencapsulated phase change material, MPCM), 流体中颗粒的相变潜热提高了流体的比热容, 国内外针对潜热型功能热流体开展了一系列的研究工作。Charunyakorn等人^[1]模拟了潜热型功能热流体在圆管中层流流动的对流换热, 结果显示Nusselt数是单相流体的1.5~3倍。Goel等人^[2]发现, 潜热型功能热流体的无量纲壁面温度比单相流体减小至 50%。Hu和Zhang等人^[3~5]基于等效比热模型和内热源模型, 分析了潜热型功能热流体在圆管内对流换热特性及其影响因素, 发现 Ste 数和颗粒相浓度 c 是最重要的影响因素。郝英立等人^[6]通过热

实验研究发现, 潜热型功能热流体对流换热Nusselt数随着相变材料微胶囊浓度和流动 Re 数的增大而增强。王利等人^[7]对十四烷相变材料微胶囊悬浮液在管内层流对流换热实验中发现, 在相同 Re 数下, 相变微胶囊悬浮液的修正Nusselt数是水的 2.5~3.0 倍。需要说明的是, 文献[7]中潜热型功能热流体和水是在等 Re 数下比较的, 在相同 Re 数下的潜热型功能热流体的粘度和流速都远高于水。Chen等人^[8]研究发现, 在相同质量流量下, 质量浓度为 15.8%的相变材料($\text{C}_{16}\text{H}_{33}\text{Br}$)微胶囊悬浮液的层流对流换热率较纯水提高了 23.6%。

然而也有学者发现, 在某些条件下的潜热型功能热流体的对流换热性能比水差。Yamagishi等人^[9]发现, 在等流速下, 相变材料($\text{C}_{18}\text{H}_{38}$)微胶囊悬浮液的湍流对流换热系数要小于纯水的对流换热系数。Alvarado等人^[10,11]研究发现, 尽管潜热型功能热流体的

引用格式: 王亮, 林贵平, 陈海生, 等. 纳米材料增强的潜热型功能热流体的对流换热特性. 中国科学 E 辑: 技术科学, 2009, 39(8): 1407—1413
Wang L, Lin G P, Chen H S, et al. Convective heat transfer characters of nanoparticle enhanced latent functionally thermal fluid. Sci China Ser E-Tech Sci, 2009, 52(6): 1744—1750, doi: 10.1007/s11431-009-0122-4

有效比热为纯水的 1.4~1.7 倍, 但是其平均对流换热系数要低于相同流速的纯水的对流换热系数, 并且认为添加相变材料微胶囊后降低了流体的热导率是主要原因. Rao 等人^[12,13]在潜热型功能热流体在矩形小通道内的对流换热中发现, 低浓度(5%)的潜热型功能热流体的换热性能优于水, 但是较高浓度(>10%)的潜热型功能热流体表现出比水低的换热性能, 并且浓度越大换热性能越差.

近年来的研究表明, 相比基液来说, 在纳米流体在传热传质等方面的能力得到了很大提高, 其导热系数和对流换热系数高于现有的理论模型预测的结果^[14~18]. He 等人^[18]研究发现, 体积浓度为 1.2% 的水基 TiO₂ 纳米流体的导热系数和对流换热系数分别提高了 6% 和 12%. 本文针对潜热型功能热流体的热导率较低的问题, 将 TiO₂ 纳米颗粒分散到潜热型功能热流体中从而形成“纳米材料增强的潜热型功能热流体”, 以提高流体热导率进而使得流体内部的相变材料微胶囊更加快速的发生相变. 本文开展了纳米材料增强的潜热型功能热流体在管内层流流动的对流换热实验研究, 结果表明添加了纳米材料的潜热型功能热流体的对流换热性能有了明显提高, 尤其是对于相变材料微胶囊浓度较高的情况.

1 纳米材料增强的潜热型功能热流体制备

制备稳定的纳米材料增强的相变材料微胶囊悬浮液是将其应用于高效对流换热流体的关键步骤. 首先, 用 TiO₂ 纳米粉末和纯净水制备稳定的水合 TiO₂ 纳米流体. 将一定比例的基本粒径约为 25 nm 的 TiO₂ 纳米颗粒(Degussa, Germany)与纯净水混合, 使

用超声波分散将纳米颗粒在液体中均匀分散, 在一定程度上降低颗粒的团聚. 分散好的纳米流体经过球磨(Dyno Multi-Lab Mill, Willy A. Bachofen of Switzerland)使团聚粒径进一步减小. 为了改变颗粒表面带电从而抑制颗粒的重新团聚, 将流体的 pH 值调整至 11. 使用马尔文公司的 nanosizer (Malvern Instrument, UK)测量经过球磨不同时间的颗粒粒径分布: 经过 30 min 超声波分散后纳米颗粒的平均团聚粒径为 240 nm; 在经过球磨后的 30 min 后, 粒径迅速降至 140 nm, 然而此后的时间内的球磨效果不甚明显, 经过几个小时球磨后的平均粒径可以降至 110 nm, 如图 1(a)所示.

Ciba 公司(Ciba Specialty Chemicals, UK)提供了质量浓度 45% 的相变材料微胶囊悬浮液, 由 DSC 测得此悬浮液相变潜热为 75 J/g. 从图 1(b)中可以看出, 相变材料微胶囊粒径分布比较均匀, 平均粒径约为 2 μm . 将相变材料微胶囊悬浮液的 pH 值调到 11, 与制备好的纳米流体混合, 并加一定比例的 pH 值为 11 的纯净水混合, 形成纳米材料增强的潜热型功能热流体. 通过 SEM 观察流体中的纳米材料和相变材料颗粒(如图 2 所示), 发现有部分纳米颗粒吸附在相变材料微胶囊表面.

纳米材料的浓度和 pH 值对这种纳米材料增强的潜热型功能流体的稳定性有较大的影响. 分别制备了含有相变材料微胶囊和纳米材料质量浓度分别为: 10% 和 1%, 10% 和 0.5%, 10% 和 0.15%, 10% 和 0% 在不同 pH 值下的纳米材料增强的潜热型功能热流体. 研究发现: 1) pH 值对流体稳定性影响较大, pH=11 的流体稳定性最好, pH=7 的流体次之, pH=4 的流体稳

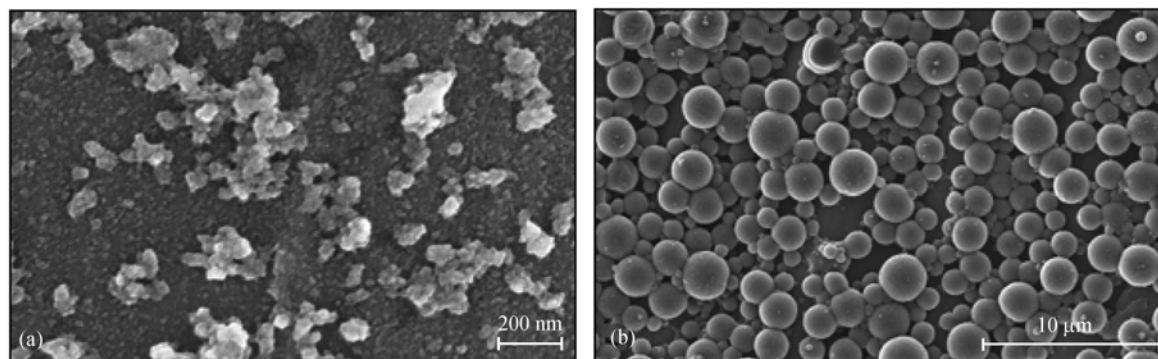


图 1 (a) TiO₂ 纳米材料的 SEM 照片; (b) 相变材料微胶囊的 SEM 照片

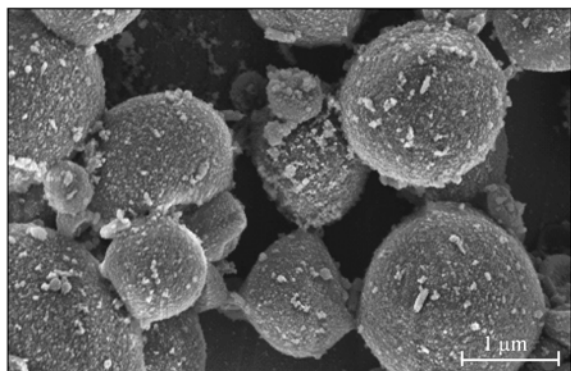


图 2 纳米材料增强的相变材料微胶囊 SEM 照片

定性最差; 2) 对于纳米材料浓度较低(小于1.0%)的流体来说, 纳米材料的浓度对流体稳定性影响较小, 随着纳米材料浓度的增加, 稳定性有轻微下降。

2 对流换热实验

2.1 实验装置

管内强化对流换热实验装置由流动回路、加热装置、冷却装置和测量装置组成, 如图 3 所示。流动回路由一个流量可调的蠕动泵、储液罐、测试段和一些阀门组成。此测试段是一根竖直安装的长 1834 mm, 内径 3.97 mm, 外径 6.35 mm 的铜管, 在其外壁由硅橡胶加热器(Watlow, UK)对铜管加热, 用隔热材料包裹在加热器周围以获得等热流加热壁面。在管外壁距测试段入口分别为: 200 mm (T_1), 397 mm (T_2), 600 mm (T_3), 800 mm (T_4), 1000 mm (T_5), 1200.5 mm

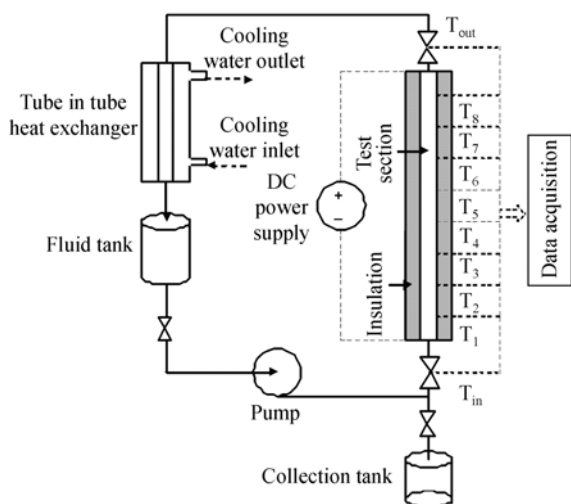


图 3 管内强化对流换热实验装置

(T_6), 1400.6 mm (T_7), 1600.7 mm (T_8)处安装 T 型热电偶以测量管壁温度分布, 同时在圆管的入口和出口内部插入热电偶测量入口和出口处流体温度。本实验采用转速可调的蠕动泵驱动流体循环流动, 最大流量为 10 L/min。在实验过程中, 数据采集系统(DAQ, National Instrument, UK)记录泵流量, 直流电源电压、电流以及热电偶的温度。由于在蠕动泵的某一转速下, 泵流量受流体粘度所影响, 在每次实验前后各采用称重法测量多次流量取平均值, 结果显示该方法测量误差小于 4.6%。T 型热电偶经过恒温水浴标定后, 精度为 ± 0.1 K。

2.2 误差分析与实验验证

本文对测量得到的壁面温度 T_w 和距离入口长度 x 无量纲化为

$$\theta_{wx} = \frac{T_w - T_i}{\frac{q_w D}{k_b}} = \frac{2\pi L (T_w - T_i) k_b}{UI}, \quad (1)$$

$$\bar{x} = \frac{x}{D Re Pr} = \frac{\pi x k_b}{4 \dot{m} c_{pb}}, \quad (2)$$

其中, x 为距离入口长度, D 为管内径, q_w 为壁面热流密度, $\dot{m}$ 为质量流量, T_w 和 T_i 分别为壁面和流体入口温度, U 和 I 分别为直流电源输出的电压和电流。Prandtl 数和 Re 数分别为 $Pr = \mu_b c_{pb} / k_b$ 和 $Re = u_m D / \nu_b$, 其中 μ_b , c_{pb} , k_b , u_m , ν_b 分别为流体动力粘度, 比热容, 导热系数, 流速和运动粘度。由测量误差引起的无量纲壁面温度和无量纲入口长度的相对误差分别为

$$\frac{\Delta \theta_{wx}}{\theta_{wx}} = \sqrt{\left(\frac{\Delta T_{wx}}{T_{wx}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta T_i}{T_i}\right)^2 + \left(\frac{\Delta U}{U}\right)^2 + \left(\frac{\Delta I}{I}\right)^2}, \quad (3)$$

$$\frac{\Delta \bar{x}}{\bar{x}} = \sqrt{\left(\frac{\Delta x}{x}\right)^2 + \left(\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}}\right)^2}. \quad (4)$$

由(3)和(4)式计算得到无量纲壁面温度和无量纲入口长度的相对测量误差分别为 4.5% 和 4.7%。

在开展纳米材料增强的潜热型功能热流体的对流换热实验之前, 进行了以纯水为工质的实验以检测系统的精度。纯水的 Re 数分别为 658, 1331 和 2004 时的层流对流换热进行了实验, 相应的壁面热流密度分别为 1500, 1800 和 2100 W/m²。图 4 显示了以纯水

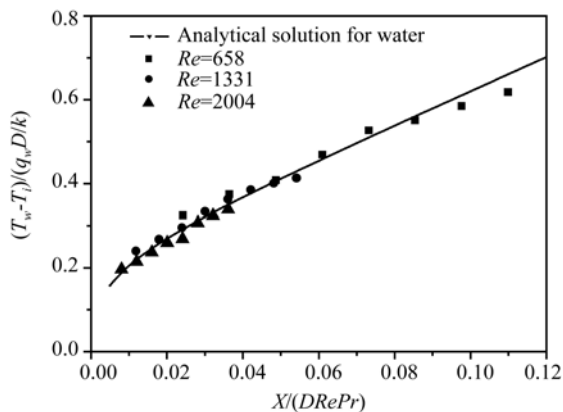


图4 水为工质的无量纲壁面温度与理论值的比较

为对流换热工质的无量纲壁面温度与理论值的比较. 对于单相流体, 通过热平衡推导出的无量纲壁面温度与 Nu 数有如下关系

$$\theta_{wx} = \frac{1}{Nu_x} + 4\bar{x}, \quad (5)$$

其中, Nu_x 为对流换热局部 Nusselt 数, 定义式为 $Nu_x = h_x D / k$, h 为局部对流换热系数. 其中单相流体在层流热入口段的局部 Nu 数的理论值^[19]为

$$Nu_x = 5.364 \left[1 + \left(\frac{220\bar{x}}{\pi} \right)^{-10/9} \right]^{3/10} - 1.0, \quad (6)$$

结果表明实验值与理论值较为吻合, 实验校验的结果表明系统误差为 5.1%, 实验系统具有较高的精度.

3 对流换热结果与讨论

本文对质量浓度为 5%~20% 的潜热型功能热流体以及添加了 0.5% 的 TiO_2 纳米颗粒的潜热型功能热流体进行了管内对流换热实验研究. 实验中的功能流体质量流量为 120~720 g/min, 壁面加热的热流密度为 1500~2700 W/m^2 , 将流体流入实验段的入口温度调整至相变温度区间内, 使得功能流体中的相变材料微胶囊在实验段内发生相变. 为研究纳米材料对潜热型功能流体的换热性能的影响, 对流换热对比实验是在蠕动泵转速相同、等壁面热流和相近的入口温度等条件下进行的. 添加纳米颗粒后流体粘度发生变化, 因而在蠕动泵的转速相同的情况下, 实际测得的流体质量流量有所不同.

图5显示了质量流量对相变材料微胶囊质量浓度20%的功能流体换热性能的影响, 横坐标为实验段的距离入口长度, 纵坐标表示壁面温度 T_w 与入口流体 T_i 温度的差值, 可以看出: 1) 流量较大的功能流体的壁面温度与入口温度之差 ($T_w - T_i$) 明显低于流量较小的情况, 说明功能流体的流量越大其对流换热性能越高; 2) 添加了 0.5% TiO_2 纳米颗粒的潜热型功能流体的壁面温度与入口温度之差 ($T_w - T_i$) 明显低于未添加纳米颗粒的潜热型功能流体. 因此, 向相变材料微胶囊浓度 20% 的潜热型功能热流体中添加少量的 TiO_2 纳米颗粒后换热性能有显著提高.

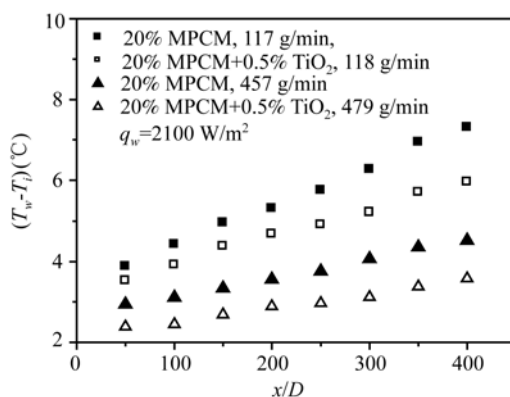
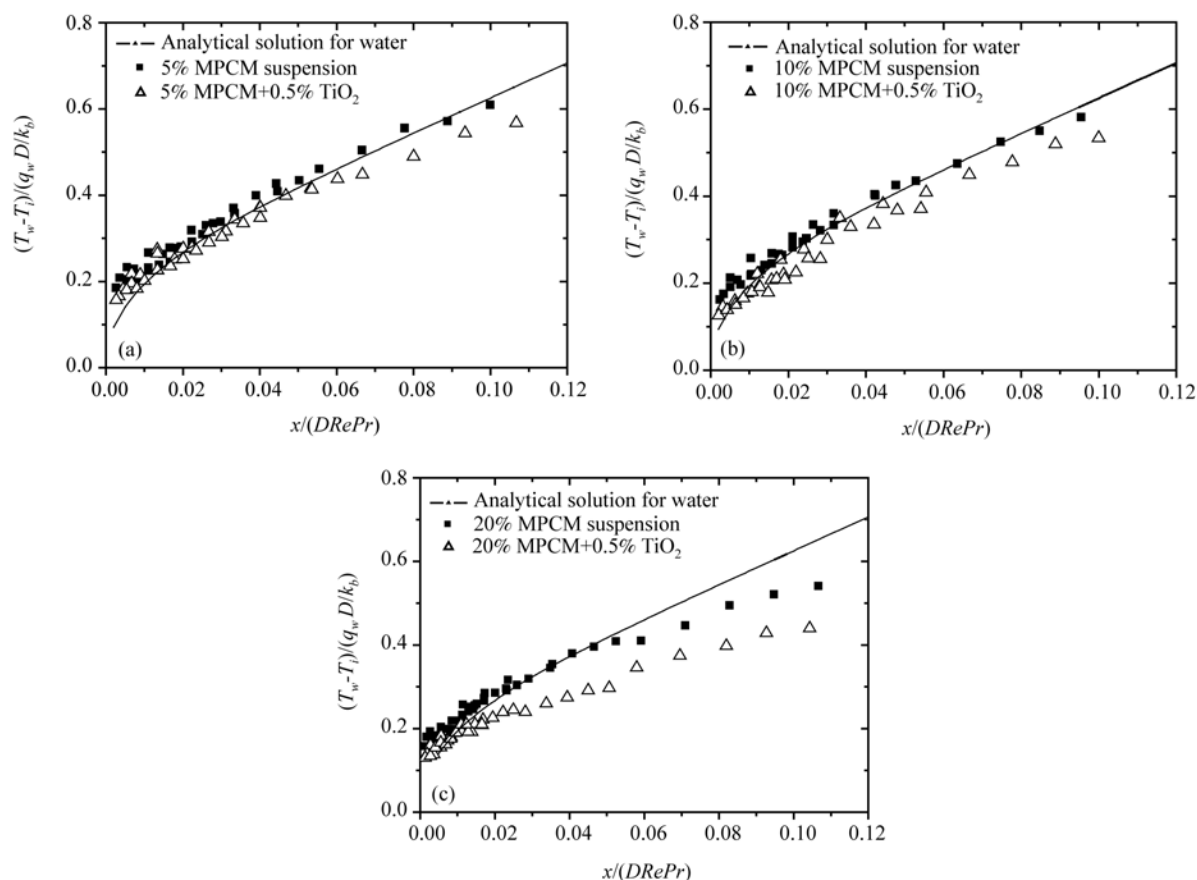


图5 功能热流体质量流量对壁面温度的影响

Roy 等人^[20]研究发现, 潜热型功能流体的无量纲壁面温度不随流体 Re 数变化. 图 6(a)~(c) 分别比较了添加 0.5% 的 TiO_2 纳米颗粒对不同浓度的潜热型功能流体的无量纲壁面温度的影响, 同时显示的还有由(5)和(6)式计算得到的以水为换热工质的理论值. 发现在本文的实验条件下: 1) 在相同无量纲长度处, 含有纳米颗粒的潜热型功能流体的无量纲壁面温度均低于无纳米颗粒的功能流体; 2) TiO_2 纳米颗粒改善潜热型功能流体对流换热的幅度与相变材料微胶囊的浓度有关——相变材料微胶囊的浓度越高, 改善的效果越明显; 3) 对于未添加纳米材料的功能流体, 在微胶囊浓度较低的情况(5%~10%), 潜热型功能流体的换热性能比水差. 这是因为: 1) 相变材料以及微胶囊囊壁的热导率均远低于纯水的热导率, 使得潜热型功能流体的热导率较低; 2) 在潜热型功能流体的无量纲壁面温度高于纯水的情况多发生在无量纲入口长度 $\bar{x}$ 较小 ($\bar{x} < 0.04$) 的区域, 其原因

图 6 添加 TiO_2 纳米颗粒对不同浓度的潜热型功能热流体换热性能的影响

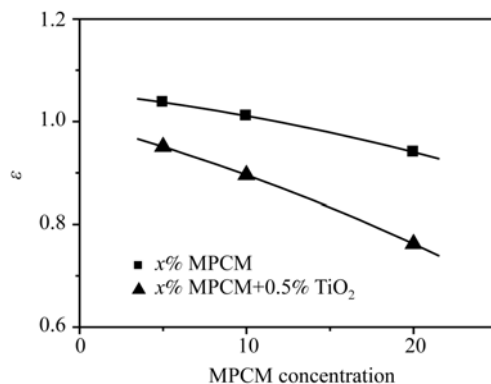
是较小的 $\bar{x}$ 正是流量较大的情况, 流体核心区域的相变材料微胶囊相变尚未完成就流出实验段, 这与文献[12]中的分析是一致的. 而在微胶囊浓度较高(20%)的情况下, 吸收的相变潜热较大, 克服了以上热导率低等缺点, 展现出优于水的换热性能.

为了评价潜热型功能热流体的平均无量纲壁面温度, 定义了一个新的无量纲壁温因数 ε :

$$\varepsilon = \frac{\int_0^{\bar{x}} \left(\frac{\theta_{\text{MPCM}}}{\theta_{\text{water}}} \right) d\bar{x}}{\bar{x}}, \quad (7)$$

该因数表示了无量纲壁面温度与水的相对平均值, 若此因数小于 1, 说明功能流体的换热性能优于纯水的换热性能. 图 7 显示了相变材料微胶囊的质量浓度对此无量纲壁温因数 ε 的影响, 可以看出: 1) 潜热型功能热流体的无量纲壁温因数 ε 随着相变材料微胶囊浓度的升高而减小; 2) 添加 0.5% 的 TiO_2 纳米颗粒

可以显著提高潜热型功能流体的对流换热性能, 表现出优于水的换热性能, 微胶囊浓度分别为 5%, 10%, 20% 的潜热型功能热流体平均壁面温度降低 8.3%, 11.3% 和 18.9%; 3) 相变材料微胶囊的浓度越高, 添加 TiO_2 纳米颗粒后无量纲壁面温度降低越大.

图 7 相变材料微胶囊浓度对无量纲壁温因数 ε 的影响

相变材料在相变过程中吸收或者释放大量的潜热是相变材料微胶囊强化流体对流换热能力的主要原因. 除此以外, 颗粒与流体之间的微对流作用会增大功能流体的表观导热系数^[21]. 这种作用的大小取决于颗粒 Peclet 数 ($Pe = ed_p^2 / \alpha$), 在颗粒粒径低于 100 μm 的情况下, 由于微对流作用引起的表观导热系数的增大可以忽略不计^[1]. 目前对纳米流体增强对流换热的机理的研究尚在进行中, 其可能的因素有: 颗粒的布朗运动、颗粒表面吸附的液体分子层、颗粒内部的声子弹性散射以及纳米颗粒的团聚等效应^[16].

本文的实验研究发现, 纳米颗粒促进潜热型功能流体的对流换热, 其机理可能是: 1) 如同纳米流体一样, 悬浮在水中的纳米颗粒提高了流体有效导热系数. 微胶囊浓度越高, 功能流体的整体热导率越低, 而纳米颗粒对流体热导率的增强作用越明显, 此趋势与实验中的现象比较符合; 2) Rao 等人^[12,13]认为, 在流动核心区的相变材料微胶囊未发生相变是其强化流动传热效果不明显的原因之一. 因此添加纳米颗粒后, 流体的有效导热系数的增大使管流中心区域的温度升高, 使得流体中心区域的微胶囊相变更加充分, 吸收更高的相变潜热; 3) 由图 2 可以看出, 部分纳米颗粒吸附在微胶囊表面, 因为纳米颗粒的

高热导率减小了微胶囊壁面附近的温度梯度, 提高了微胶囊/载流体的传热 Nu 数, 并且由于加入纳米颗粒后流体热导率提高, 增强了微胶囊与水之间换热系数, 缩短了微胶囊的相变时间.

4 结论

本文针对潜热型功能流体的热导率较低的问题, 将 TiO_2 纳米流体与潜热型功能流体混合, 制备了纳米材料增强的潜热型功能流体, 研究发现: 该流体在高 pH 值条件下稳定性最好, 纳米颗粒浓度对稳定性影响较小. 对纳米材料和相变材料微胶囊质量浓度分别为 0.5% 和 5%~20% 的功能流体在垂直圆管中的对流换热特性进行了实验研究, 结果如下.

(i) 相变材料微胶囊的浓度越高, 潜热型功能流体的对流换热性能越好. 以无量纲平均壁温因数 ε 评价, 较低浓度 (5%~10%) 的潜热型功能流体的换热性能比水差, 而浓度 20% 的流体换热性能优于水.

(ii) 添加 0.5% TiO_2 纳米颗粒的潜热型功能流体对流换热性能均优于水, 使潜热型功能流体的无量纲壁面温度平均降低 8.3%~18.9%.

(iii) 相变材料微胶囊的浓度越高, TiO_2 纳米颗粒使潜热型功能流体换热性能提升越大.

参考文献

- Charunyakorn P, Sengupta S, Roy S K. Forced convective heat transfer in microencapsulated phase change material slurries: Flow in circular ducts. *Int J Heat Mass Transfer*, 1991, 34(3): 819—833 [\[DOI\]](#)
- Goel M, Roy S K, Sengupta S. Laminar forced convection heat transfer in microencapsulated phase change material suspensions. *Int J Heat Mass Transfer*, 1994, 37(4): 593—604 [\[DOI\]](#)
- Hu X X, Zhang Y P. Novel insight and numerical analysis of convective heat transfer enhancement with microencapsulated phase change material slurries: Laminar flow in a circular tube with constant heat flux. *Int J Heat Mass Transfer*, 2002, 45(15): 3163—3172 [\[DOI\]](#)
- Zhang Y P, Hu X X, Wang X. Theoretical analysis of convective heat transfer enhancement of microencapsulated phase change material slurries. *Heat Mass Transfer*, 2004, 40(1-2): 59—66 [\[DOI\]](#)
- 张寅平, 胡先旭, 郝睿, 等. 等热流圆管内潜热型功能流体层流换热的内热源模型及应用. *中国科学 E 辑: 技术科学*, 2003, 33(3): 237—244
- Hao Y L, Khan A, Tao Y X. Experimental study on the convective heat transfer of latent functionally thermal fluid in a circular tube (in Chinese). *J Eng Thermophy*, 2005, 26(2): 283—285
- 王利, 赵兵全, 赵镇南. 微胶囊相变悬浮液传热特性的实验研究. *煤气与热力*, 2006, 26(12): 66—70
- Chen B J, Wang X, Zeng R L, et al. An experimental study of convective heat transfer with microencapsulated phase change material suspension: Laminar flow in a circular tube under constant heat flux. *Exp Therm Fluid Sci*, 2008, 32(8): 1638—1646 [\[DOI\]](#)
- Yamagishi Y, Takeuchi H, Pyatenko A T. Characteristics of microencapsulated PCM slurry as a heat-transfer fluid. *AIChE J*, 1999,

- 45(4): 696—707^[DOI]
- 10 Alvarado J L, Marsh C, Sohn C, et al. Thermal performance of microencapsulated phase change material slurries in turbulent flow under constant heat flux. *Int J Heat Mass Transfer*, 2007, 50(9-10): 1938—1952^[DOI]
 - 11 Alvarado J L, Marsh C, Thies C, et al. Characterization of thermal properties and heat transfer behavior of microencapsulated phase change material slurry and multiwall carbon nanotubes in aqueous suspension. In: *Proceedings of IMECE 2007*. Washington: IMECE, 2007
 - 12 Rao Y, Dammel F, Stephan P, et al. Convective heat transfer characteristics of microencapsulated phase change material suspensions in minichannels. *Heat Mass Transfer*, 2007, 44(2): 175—186^[DOI]
 - 13 Rao Y, Dammel F, Stephan P, et al. Experimental study of laminar flow heat transfer with microencapsulated phase change material suspensions in rectangular mini-channels (in Chinese). *J Aerosp Power*, 2006, 21(6): 1012—1020
 - 14 李强, 宣益民. 铜-水纳米流体流动与对流换热特性. *中国科学 E 辑: 技术科学*, 2002, 32(3): 331—337
 - 15 Wang X W, Xu X F, Choi S U S. Thermal conductivity of nanoparticle-fluid mixture. *J Thermophys Heat Transfer*, 1999, 13(4): 474—480^[DOI]
 - 16 Keblinski P, Phillpot S R, Choi S U S, et al. Mechanisms of heat flow in suspensions of nano-sized particles (nanofluids). *Int J Heat Mass Transfer*, 2002, 45(4): 855—863
 - 17 Wen D S, Ding Y L. Experiment investigation into convective heat transfer of nanofluids at the entrance region under laminar flow conditions. *Int J Heat Mass Transfer*, 2004, 47(24): 5181—5188^[DOI]
 - 18 He Y R, Jin Y, Chen H S, et al. Heat transfer and flow behaviour of aqueous suspensions of TiO₂ nanoparticles (nanofluids) flowing upward through a vertical pipe. *Int J Heat Mass Transfer*, 2007, 50(11-12): 2272—2281^[DOI]
 - 19 Shan R K, London A L. *Laminar Flow Forced Convection in Ducts*. New York: Academic Press, 1978. 297—299
 - 20 Roy S K, Avanic B L. Laminar forced convection heat transfer with phase change material emulsions. *Int Comm Heat Mass Transfer*, 1997, 24(5): 653—662^[DOI]
 - 21 Sohn C W, Chen M M. Microconvective thermal conductivity in disperse two phase mixture as observed in a low velocity couette flow experiment. *J Heat Transfer*, 1981, 103(1): 47—51