

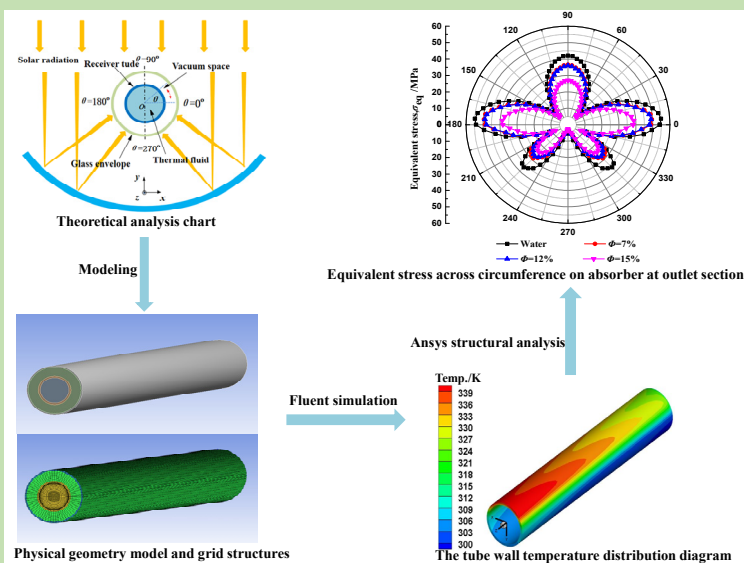
## Thermal mechanical characteristics analysis of trough solar collector with microencapsulated phase change suspensions

Yu ZHANG<sup>1</sup>, Liting TIAN<sup>1,2\*</sup>, Xiaopeng YUE<sup>1</sup>, Kun WANG<sup>1</sup>

1. School of Energy and Environmental Engineering, Hebei University of Technology, Tianjin 300401, China

2. Cangzhou Hegong Science Park Construction & Investment Co., Ltd., Cangzhou, Hebei 061000, China

**Abstract:** In view of the low heat transfer effect and high thermal stress of tube wall of traditional water-based and oil-based solar collectors, three-dimensional modeling of parabolic trough solar collectors was carried out with phase change microcapsule suspension as the working fluid. The optic-thermal-mechanical coupling problem of solar thermal tube was solved by combining the Monte Carlo ray-trace method, the finite volume method and the finite element method. The heat transfer and thermal stress of microcapsule phase change material slurries in a collector tube were numerically studied by using Eulerian-Eulerian multiphase flow model. The



results showed that the microencapsulated phase change material slurries enhanced the convection heat transfer in the collector tube, reduced not only the temperature along the flow path of the collector tube, but also the circumferential temperature difference and homogenized the temperature distribution of the collector tube. The circumferential effective thermal stress on the collector wall was the petal shaped distribution, and the five regions (circumference angle  $\theta=5^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $175^\circ$ ,  $225^\circ$  and  $315^\circ$ ) with higher temperature gradient corresponded to the local maximum of the effective stress. The axial thermal stress at  $\theta=90^\circ$  on the wall surface behaved as compressive stress along the absorber tube, while the radial thermal stresses and tangential thermal stresses mainly behaved as tensile stress at the tube inlet and outlet ends. The more the mass fraction of the microencapsulated phase change material slurries was, the better the enhanced heat transfer effect was, and the smaller the thermal stress on collector was, but the resulting pressure drop also increased.

**Key words:** trough solar collector; microencapsulated phase change suspensions; heat transfer enhancement; thermal stress; numerical simulation

收稿: 2019-05-27, 修回: 2019-07-16, 网络发表: 2019-08-14, Received: 2019-05-27, Revised: 2019-07-16, Published online: 2019-08-14

基金项目: 国家自然科学基金项目(编号: 51576059); 沧州高新区博士后工作经费资助项目

作者简介: 张宇(1994-), 男, 河北省邢台市人, 硕士研究生, 动力工程专业, E-mail: 846932912@qq.com; 田丽亭, 通讯联系人, E-mail: lttian@hebut.edu.cn.

**引用格式:** 张宇, 田丽亭, 岳小棚, 等. 槽式太阳能集热管内相变微胶囊悬浮液的热力性能分析. 过程工程学报, 2020, 20(3): 276-284.

Zhang Y, Tian L T, Yue X P, et al. Thermal mechanical characteristics analysis of trough solar collector with microencapsulated phase change suspensions (in Chinese). Chin. J. Process Eng., 2020, 20(3): 276-284, DOI: 10.12034/j.issn.1009-606X.219213.

# 槽式太阳能集热管内相变微胶囊悬浮液的热力性能分析

张宇<sup>1</sup>, 田丽亭<sup>1,2\*</sup>, 岳小棚<sup>1</sup>, 王坤<sup>1</sup>

1. 河北工业大学能源与环境工程学院, 天津 300401

2. 沧州河工科技园建设投资有限公司, 河北 沧州 061000

**摘要:**针对传统使用水基和油基的太阳能集热器换热效果低和管壁热应力大的问题,以相变微胶囊悬浮液为工作流体,对抛物型槽式太阳能集热器进行了三维建模。采用蒙特卡罗射线追踪法结合有限容积法和有限元法的方法求解了太阳能集热管的光-热-力耦合问题,采用欧拉-欧拉多相流模型研究了相变微胶囊悬浮液在集热管内的流动换热特性。结果表明,相变微胶囊悬浮液强化了集热管内的对流换热,不仅降低了集热管的沿程壁温,且减少了集热管的周向温差,均化了集热管温度分布。集热管周向等效热应力呈花瓣型分布,对应的5个高温梯度位置附近(圆周角 $\theta=5^\circ, 90^\circ, 175^\circ, 225^\circ$ 和 $315^\circ$ )出现等效应力局部峰值。吸热管内壁面 $\theta=90^\circ$ 处轴向热应力为压应力,作用于整个管程,而径向热应力和切向热应力为拉应力,主要作用在进出口端。相变微胶囊悬浮液浓度越高,强化换热效果越好,集热管热应力越小,但产生的压降也随之增大。

**关键词:**槽式太阳能集热管;相变微胶囊悬浮液;强化换热;热应力;数值模拟

中图分类号:TK512

文献标识码:A

文章编号:1009-606X(2020)03-0276-09

## 1 前言

随着全球化石燃料不断消耗,可再生能源的利用成为21世纪的主要研究课题,其中太阳能分布广泛,零污染零排放<sup>[1]</sup>。目前抛物面槽式集热系统是最适合太阳能光热转换的系统之一<sup>[2]</sup>,抛物面槽式聚光反射器将收集的太阳辐射集中在管式接收器的外围,将太阳辐射转化为热量,再通过对流换热传递给流体<sup>[3]</sup>。反射器的聚光效应使集热管外壁面受到非均匀的太阳热通量,集热管承受复杂的热载荷产生较高的温度梯度,当材料受到较大的温度梯度和外部约束时会产生热应力<sup>[4]</sup>。目前使用传统的水基和油基流体的槽式太阳能集热器均存在壁面温度梯度过大而产生的高热应力问题,集热器的使用寿命受到严重影响。

诸多学者对太阳能集热器进行了热力分析。Montoya等<sup>[5]</sup>建立了塔式太阳能热系统三维有限元模型,分析了径向、周向和轴向温度和热应力的变化,结果表明周向温度变化产生的应力最大,导致集热管受到边界条件的阻碍而产生较大的弯曲。Logie等<sup>[6]</sup>利用经典热弹性方程计算了聚光太阳能接收器的热弹性应力,比较了液态钠和熔融盐的换热效果和管壁热应力。Du等<sup>[7]</sup>对太阳能塔式集热器进行了模拟研究,分析了应力与温度变化,发现应力分布与内外壁温差分布相似,引起塑性变形的最大应力发生在外墙。

为减小集热器的热应力,使集热器壁温分布均匀,

Wang等<sup>[8]</sup>在传统抛物面槽式太阳能集热器中使用二次反射器使太阳光均匀分布在集热管外壁,管外壁面周向温度趋于平缓,周向温差显著减小。除了均化集热管管壁热流分布的方法外,一些学者从强化集热管的传热性能方面着手。Dehaja等<sup>[9]</sup>在真空热管太阳能集热器中分别进行了纳米流体和水的实验研究,结果表明采用纳米流体的集热器比水的集热效率高。除纳米流体外,相变微胶囊悬浮液是一种潜热型功能流体,也具有强化换热的特性。Liu等<sup>[10]</sup>在水平圆管的实验中配置相变微胶囊悬浮液与基液(水和乙二醇的混合液)进行比较,浓度5%和10%的悬浮液的换热效果分别为基液的2和3倍。Wang等<sup>[11]</sup>研究了不同质量浓度的悬浮液在层流与湍流时的局部努塞尔数,层流时换热系数主要受悬浮液浓度影响,而湍流时壁面加热功率对换热系数影响较大。Serale等<sup>[12]</sup>对相变微胶囊悬浮液在平板太阳能集热系统中的流动换热进行了数值模拟,发现悬浮液浓度越高换热效果越明显。

相变微胶囊悬浮液具有潜热高、热容量大的优势,本工作采用相变微胶囊悬浮液作为传热流体,对抛物型槽式太阳能集热器进行数值建模,采用蒙特卡罗射线追踪方法(MCRT)结合有限容积法(FVM)和有限元法(FEM)求解集热管的光-热-力耦合问题,研究不同质量浓度悬浮液下集热管壁面的温度和应力分布,考察质量浓度对流体传热性能和集热管热应力的影响,同时与常规水进行对比,比较了相变微胶囊悬浮液的强化换热效

果，为相变流体在太阳能热系统的实际应用提供参考。

2 计算模型

图 1 为抛物型槽式太阳能集热器示意图，太阳光经聚光反射器形成非均匀高汇聚光线反射到真空集热管下表面，集热管上表面受到均匀非汇聚光线。真空集热管由吸热管和同心玻璃套管组成，吸热管为 316L 不锈钢材料(物性参数见表 1<sup>[13,14]</sup>)，吸热管外表面涂有选择性吸收涂层，在太阳光谱范围内有较高的吸收比，同时在红外光谱范围内有较低的发射比，玻璃套管外侧涂有增透涂层，可以提高太阳光谱的透过率和红外光谱的反射率。为降低集热管向环境的热散失，吸热管与玻璃套管之间的环形部分抽成真空，吸热管内充满工作流体。因

玻璃套管的透射率很高，大部分太阳能透过玻璃套管被吸热管吸收，小部分太阳能被吸热管反射通过玻璃套管后释放到环境中，吸热管外壁吸收的太阳辐射经管壁导热后通过对流换热的方式转换为工作流体的热能，由此可见，真空集热管的传热过程是集合了辐射、导热、对流的复杂的耦合传热过程。真空集热管管长为 8 m，吸热管外径和壁厚分别为 70 和 4 mm，玻璃套管的外径和壁厚分别为 120 和 3 mm。吸热管内工作流体采用以水为载流体的相变微胶囊悬浮液，水中相变微胶囊颗粒的壁材为三聚氰胺甲醛树脂，芯材为正十八烷，熔化相变温度区间为 300.1~301.3 K，颗粒粒径为 6.3 μm，不同质量浓度相变微胶囊悬浮液的热物性见表 2<sup>[15]</sup>。

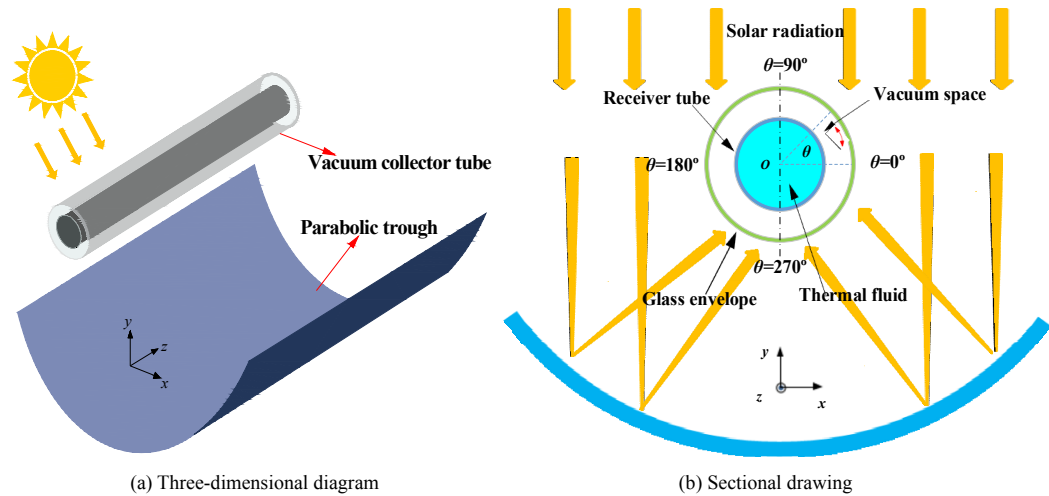


图 1 抛物型槽式太阳能集热器示意图  
Fig.1 Schematic diagram of parabolic trough solar collector

表 1 316L 不锈钢的物性参数<sup>[13,14]</sup>  
Table 1 Physical parameters of 316L stainless steel<sup>[13,14]</sup>

Density /(kg/m <sup>3</sup> )	Specific heat /[J/(kg·K)]	Thermal conductivity /[W/(m·K)]	Poisson ratio	Young's modulus /GPa	Thermal expansion coefficient /(10 <sup>-6</sup> /K)	Tensile strength /MPa	Yield strength /MPa
7980	502	17	0.3	195	16.3	480	175

表 2 相变微胶囊悬浮液的热物性<sup>[15]</sup>  
Table 2 Thermophysical properties of microencapsulated phase change suspensions<sup>[15]</sup>

Material	Density/(kg/m <sup>3</sup> )	Specific heat/[J/(kg·K)]	Thermal conductivity/[W/(m·K)]	Latent heat/(kJ/kg)	Viscosity/(mPa·s)
Octadecane (Liquid)	780	2200	0.150		
Octadecane (Solid)	850	1800	0.340	223	
Melamine-formaldehyde	1490	1670	0.420		
MPCM (Liquid)	936	2014	0.144		
MPCM (Solid)	1000	1754	0.310	167	
Water	997	4180	0.610		0.87
MPCM slurry $\Phi=7\text{vol}\%$	998	4009	0.597	10.2	1.17
$\Phi=12\text{vol}\%$	998	3887	0.571	17.4	1.19
$\Phi=15\text{vol}\%$	998	3824	0.566	21.8	2.26

Note:  $\Phi$  represents the volume fraction of the microencapsulated phase change suspensions.

### 3 数值模拟方法

#### 3.1 控制方程和边界条件

分别通过有限容积法和有限元法对集热管进行温度场和热应力场的求解。温度场分析中,由于吸热管内相变微胶囊悬浮液是一种固液混合的两相流体,采用将固相和液相看作相互作用的连续体的欧拉-欧拉多相流模型求解各相连续性方程、动量方程和能量方程。通过两相之间的动量和能量交换耦合控制方程,设置两相之间的阻力、升力、湍流扩散力系数和体积换热系数,悬浮液的湍流流动采用标准  $k-\varepsilon$  湍流模型<sup>[16]</sup>。热应力场分析中,将得到的温度分布插值到热应力分析中对应的网格节点上,求解热应力方程<sup>[17]</sup>。

吸热管入口为速度进口边界条件,悬浮液进口温度为 299 K,低于熔化相变温度;出口为压力出口边界;采用蒙特卡罗射线跟踪法计算的太阳热通量分布作为吸热管外壁面的热边界条件,玻璃套管外表面定义为辐射和对流的混合热边界条件。假设环境温度为 300 K,太阳辐射强度为 1000 W/m<sup>2</sup>。玻璃套管外表面与环境之间的自然对流换热系数  $h_w$  [W/(m<sup>2</sup>·K)]<sup>[18]</sup>为

$$h_w = 4V_w^{0.58} D_g^{-0.42} \quad (1)$$

式中,  $V_w$  为环境风速(m/s),  $D_g$  是玻璃套管外径(m)。

采用 S2S 辐射模型计算吸热管外壁面与玻璃套管内壁面间的角系数,模拟两壁面之间真空环形空间的辐射传热量。吸热管内悬浮液中微胶囊颗粒的相变过程采用中间三角形等效比热容法<sup>[19]</sup>处理:

$$c_p = (T - T_s) \left[ \frac{c_{p,l} - c_{p,s}}{T_l - T_s} + \frac{4\Delta H_p}{(T_l - T_s)^2} \right] + c_{p,s}, \quad T_s \leq T \leq (T_s + T_l)/2 \quad (2)$$

$$c_p = (T_l - T) \left[ \frac{4\Delta H_p}{(T_l - T_s)^2} - \frac{c_{p,l} - c_{p,s}}{T_l - T_s} \right] + c_{p,l}, \quad (T_s + T_l)/2 \leq T \leq T_l \quad (3)$$

式中,  $c_p$  和  $T$  分别为微胶囊颗粒的等效比热容和温度,  $c_{p,s}$  和  $c_{p,l}$  分别为微胶囊颗粒固态和液态时的等效比热容,  $T_s$  和  $T_l$  分别为微胶囊颗粒相变开始和结束时的温度,  $\Delta H_p$  为潜热量。

#### 3.2 参数定义

因相变微胶囊颗粒的等效比热容在相变区间内表现出非线性变化,故采用修正对流换热系数。集热管内流体的修正对流换热系数  $h$  [W/(m<sup>2</sup>·K)]为

$$h = \frac{q_w}{T_w - T_f} \quad (4)$$

式中,  $q_w$  为吸热管壁面平均热流密度(W/m<sup>2</sup>),  $T_w$  为吸热管平均壁温(K),  $T_f$  为吸热管内流体进口温度(K)。

根据等效应力强度理论,集热管的等效热应力为

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2 + \sigma_z^2 - \sigma_r \sigma_\theta - \sigma_\theta \sigma_z - \sigma_z \sigma_r} \quad (5)$$

式中,  $\sigma_{eq}$ ,  $\sigma_r$ ,  $\sigma_\theta$  和  $\sigma_z$  分别为等效、径向、切向和轴向热应力(Pa)。

#### 3.3 网格独立性验证

对计算模型进行 O 型剖分,生成结构化六面体网格,如图 2 所示,计算区域分为玻璃套管、真空区域、吸热管和流体区域,其中流体近壁面处采用边界层网格,网格进行局部加密处理。对模型进行网格独立性验证,采用 4 种不同的横截面与轴向节点数,比较流体的出口温度和压降、集热管的努塞尔数  $Nu$  和阻力系数  $f$ ,结果见表 3。第 3 套与第 4 套网格的  $Nu$  和  $f$  的相对误差分别为 0.016% 和 0.5%,综合考虑计算精度和计算时间,采用第 3 套网格。

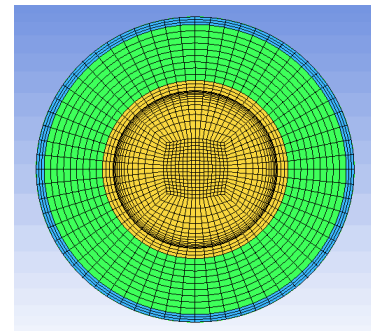


图2 网格剖面图

Fig.2 Grid profile

表3 4套不同网格的计算结果比较

Table 3 Comparison of calculation results of 4 grid systems

No.	Grid number	$T_{out}/K$	$\Delta p/Pa$	$Nu$	$f$
1	1545×520	332.812	35.03	58.011	0.02127
2	2127×550	332.791	34.96	58.053	0.02120
3	2421×580	332.655	34.93	58.283	0.02121
4	2855×610	332.653	34.92	58.295	0.02110

#### 3.4 模型验证

在管壁为恒热流密度的水平圆管内,对相变微胶囊悬浮液的流动换热进行模型验证,采用与文献[15]实验装置一致的长 8 m、内径 10.1 mm、壁厚 1 mm 的直钢管。入口速度为 1.25 m/s,相变微胶囊悬浮液浓度为 12vol%,壁面施加 5 kW 的加热功率。计算结果与 Yamagishi 等<sup>[15]</sup>的实验结果的对比如图 3 所示,悬浮液沿程平均温度的计算结果与实验结果吻合良好,两者最大相对误差为 0.15%。

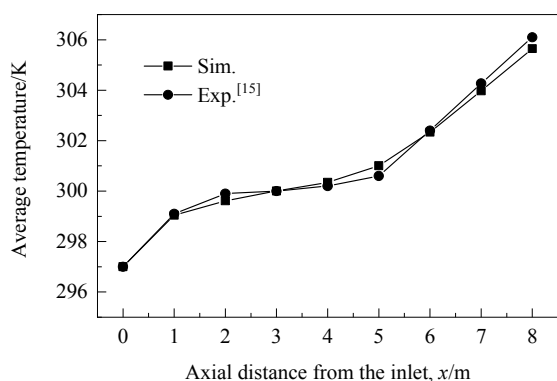


图3 悬浮液沿程平均温度的实验值<sup>[15]</sup>和模拟值的对比  
Fig.3 Comparison of experimental<sup>[15]</sup> and simulation results of average temperature of suspensions along axial distance of collector tube

为验证集热管热应力计算的可靠性,对以导热油为工作介质的槽式太阳能集热管进行了数值模拟。图4为吸热管出口处等效应力沿周向分布的对比,模拟结果与Wang等<sup>[20]</sup>的结果变化趋势一致,吻合良好,验证了数值计算的合理性和正确性。

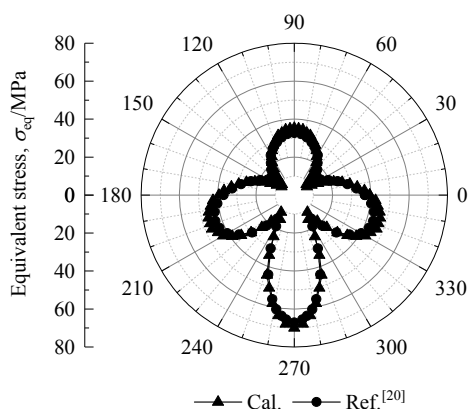


图4 吸热管等效应力沿周向分布的计算值与文献值<sup>[20]</sup>的对比  
Fig.4 Comparison of calculation and reference value<sup>[20]</sup> of circumferential distribution of equivalent stress on inner wall of absorber tube

## 4 结果与讨论

### 4.1 集热管的温度分布

为研究集热管内相变微胶囊悬浮液的换热特性,首先分析吸热管外壁面的热流密度分布。吸热管外壁面接收的太阳能热通量分布如图5所示,因反射器的聚焦效应,热流密度沿周向分布极不均匀,底部热流远高于顶部,外壁面热流密度分布导致了吸热管壁面温度分布不均匀。图6为进口雷诺数 $Re=5000$ 、工作流体分别为水

与7vol%, 12vol%和15vol%相变微胶囊悬浮液时,吸热管出口处内壁面的周向温度分布,由图可知,温度分布与热流密度分布的周向变化相似,温度沿 $Y$ 轴对称分布,上壁面温度明显低于下壁面。悬浮液的壁面温度明显低于水,且悬浮液浓度越大,壁面温度越低。水为工作流体时,周向壁面温度最高值比最低值高48.4 K,壁面温度周向分布不均匀性很高。而采用相变微胶囊悬浮液时,周向温度分布的不均匀性得到很大改善,采用7vol%, 12vol%和15vol%的悬浮液时,吸热管周向温差分别降至40.0, 39.0和27.4 K,浓度越高,周向壁面温度分布的均匀性越好。随相变微胶囊悬浮液浓度增加,一方面相变需吸收的潜热量增大,悬浮液等效比热容增加,另一方面相变微胶囊颗粒与载流体间存在相对运动,悬浮液的有效导热系数增大,均强化了换热效果并降低了周向温度梯度。

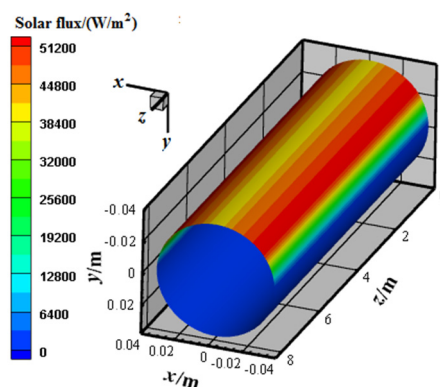


图5 吸热管外壁面太阳能热通量分布  
Fig.5 Solar flux distribution on absorber tube outer surface

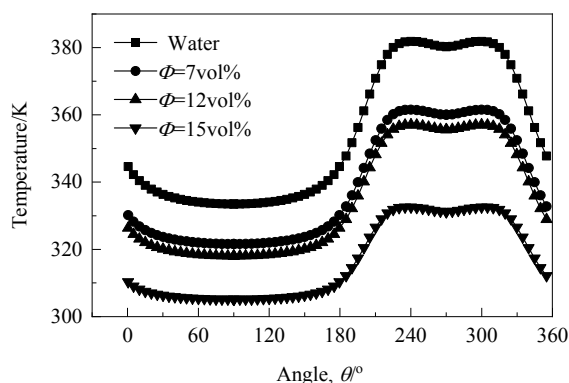


图6 吸热管出口内壁面的周向温度分布  
Fig.6 Circumferential temperature profile of inner wall of outlet of absorber tube

图7为 $Re=5000$ 时水与不同浓度悬浮液的吸热管壁面温度分布。由图可知,悬浮液浓度越大,吸热管壁温沿流动方向的升温幅度越缓慢,温度分布越均匀,温

度梯度越小。由于吸热管外壁面接收的太阳热通量非均匀分布及悬浮液中微胶囊颗粒吸热相变等因素的影响, 吸热管上下内壁面沿流动方向的温度变化趋势明显不同。图 8 为  $Re=5000$  时吸热管上下内壁面( $\theta=90^\circ$  和  $\theta=270^\circ$  处)沿程温度变化, 在上壁面  $\theta=90^\circ$  处, 与水相比, 由于相变微胶囊悬浮液在相变区间(300.1~301.3 K)内以潜热的形式吸收热量, 温度几乎不变, 上壁面能在入口段维持很长一段距离的低温, 对于水和浓度 7vol%, 12vol%, 15vol% 的悬浮液, 吸热管入口段壁温维持在低于 301.3 K 的距离分别为 1.6, 2.8, 3.6 和 6.3 m, 当悬浮

液温度高于相变温度后, 热量以显热的形式吸收, 沿程壁温增幅明显加大。在下壁面  $\theta=270^\circ$  处, 由于吸热管下壁面的热流密度远高于上壁面, 入口处热边界层很薄, 此时下壁面附近悬浮液吸收大量热量, 迅速完成相变, 温度升至相变温度以上, 入口处壁面温度快速增加, 而后逐渐稳定缓慢增长。对于水和 7vol%, 12vol%, 15vol% 的悬浮液, 吸热管上壁面  $\theta=90^\circ$  处进出口温升分别为 34.2, 22.3, 18.8 和 5.9 K, 下壁面  $\theta=270^\circ$  处进出口温升分别为 65.2, 48.9, 50.1 和 27.1 K, 悬浮液的吸热管壁面温升明显低于水, 且随悬浮液浓度增加而降低。

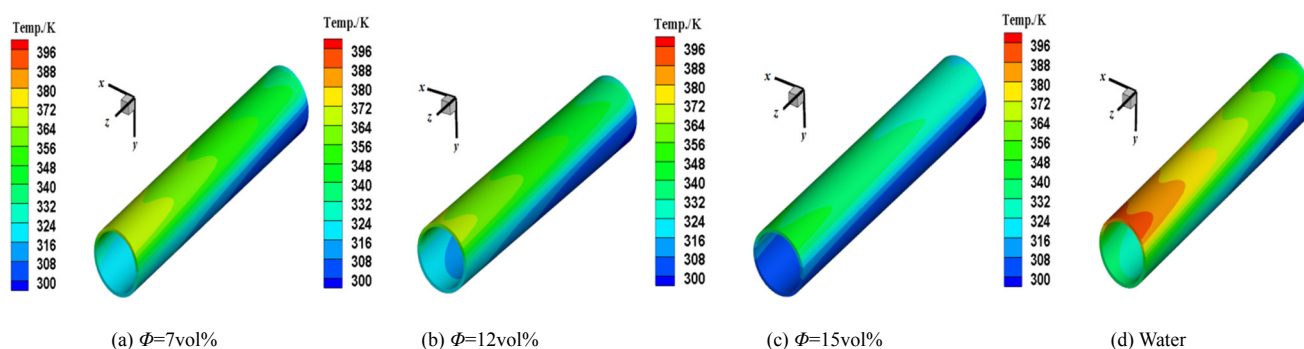


图 7  $Re=5000$  时水与不同浓度悬浮液下吸热管壁面的温度分布

Fig.7 Tube wall temperature distributions of water and suspensions of different concentrations with  $Re=5000$

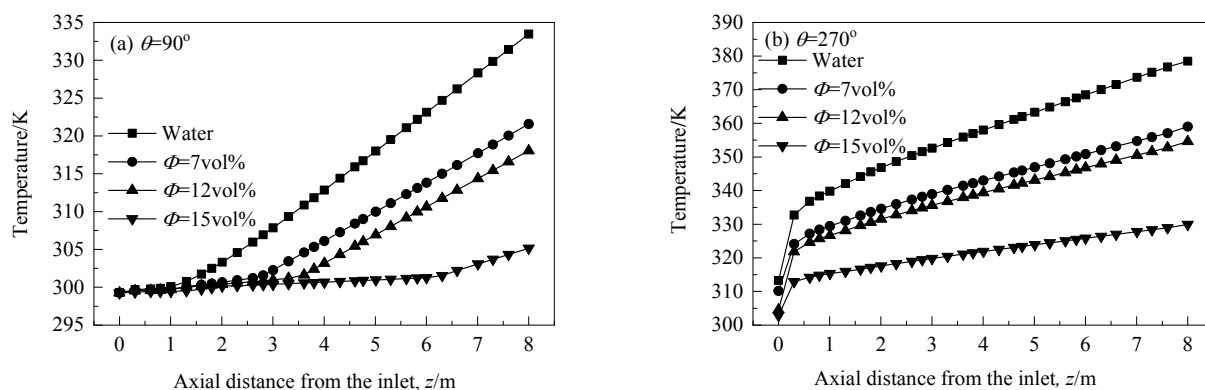


图 8 吸热管上下内壁面沿程温度变化

Fig.8 Temperature variations on upper and down inner wall of absorber tube along flow path

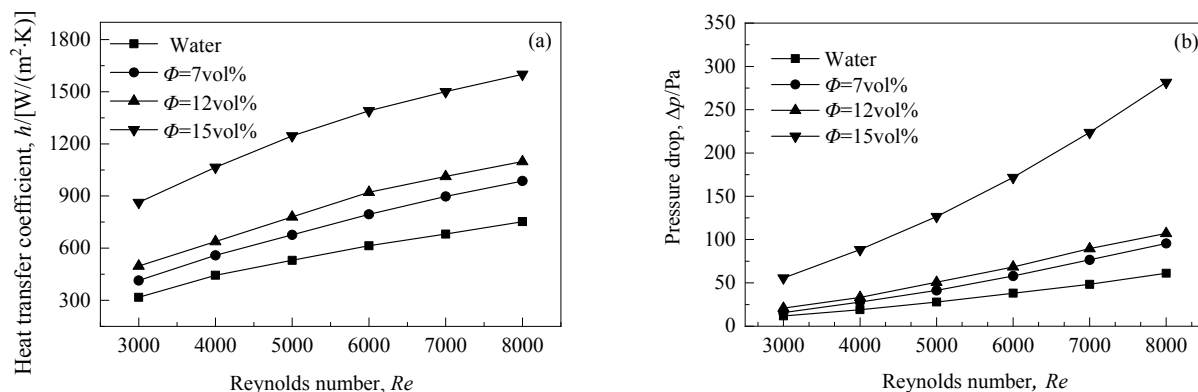


图 9 集热管对流换热系数和压降随雷诺数的变化

Fig.9 Variations of heat transfer coefficient and pressure drops with Reynolds number in collector tube

## 4.2 集热管的流动换热特性分析

图 9(a)为  $Re=3000\sim 8000$ 、水与不同浓度悬浮液为工作流体时,集热管的对流换热系数随雷诺数的变化,可见随雷诺数增大,集热管对流换热系数呈递增趋势,雷诺数越大湍流强度越剧烈,减小了近壁面热边界层厚度,使对流换热系数增大。与水相比,浓度 7vol%, 12vol% 和 15vol% 的悬浮液使集热管对流换热系数分别平均提高了 31.1%, 45.9% 和 120.0%。相变微胶囊悬浮液对流换热系数强化是微胶囊相变和相对运动共同作用的结果,悬浮液中相变微胶囊颗粒流动改变了悬浮液内部的温度场分布,提高了壁面处的换热速率。图 9(b)为水和不同浓度悬浮液的压降随雷诺数的变化,可见随雷诺数增大,压降不断升高。相变微胶囊颗粒使悬浮液粘度高于水,流动阻力增大,且随浓度增加,颗粒数增加,粘度越大,产生的阻力越大,浓度 7vol%, 12vol% 和 15vol% 的悬浮液的压降比水平均增加了 47.1%, 78.7% 和 360.8%。浓度 15vol% 的悬浮液的粘度远高于其它流体,相同雷诺数下的质量流量明显高于其它流体,导致对流换热系数和压降均明显增加。

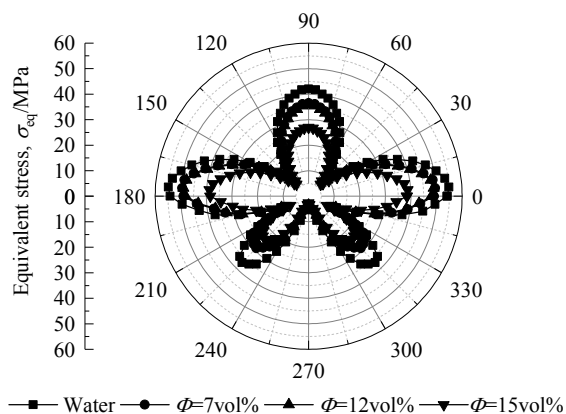


图 10 吸热管出口处周向等效应力分布

Fig.10 Equivalent stress across circumference on absorber at outlet section

## 4.3 集热管的热应力分析

图 10 为  $Re=5000$ , 吸热管内分别流入水和浓度 7vol%, 12vol% 和 15vol% 悬浮液时,吸热管出口处内壁面等效热应力的周向分布,可见等效应力随圆周角左右对称呈花瓣型分布。吸热管出口处周向温度对等效应力有决定性影响,在吸热管的两个侧面,在低热流密度的上壁面到高热流密度的下壁面的过渡段,热流密度急剧变化导致侧面的温度梯度非常大,在  $\theta=5^\circ, 90^\circ, 175^\circ$ ,

225°和 315°处形成明显的等效应力。水为工作介质时吸热管壁面温差最大,产生的等效应力最高;随悬浮液浓度增加,吸热管周向温差变小,产生的等效应力减小,与水相比,浓度 7vol%, 12vol% 和 15vol% 的悬浮液的等效应力分别下降约 14.0%, 15.6% 和 31.5%。

图 11 为  $Re=5000$ 、不同工作流体时,吸热管内壁面  $\theta=90^\circ$  处轴向热应力沿流动方向的分布。由图可知,吸热管进出口端的轴向应力接近 0,而在进出口附近,轴向应力迅速增加为压应力,在吸热管的沿程壁面上,水的轴向应力除入口内很短距离外,大部分稳定,而悬浮液的轴向应力在吸热管前半程和后半程明显不同,前半程相变区内轴向应力不断增加,相变结束处有明显减小变化,相变完成后应力趋于平稳。这主要是因为轴向应力的变化取决于轴向温度的变化,参考图 8(a)可知,吸热管  $\theta=90^\circ$  处由于悬浮液中微胶囊颗粒吸热相变,前半程管壁维持低温状况,虽然相变区内温度上升缓慢,但温度梯度变化明显,当相变完成后,管壁温度虽快速增长,但温度梯度趋于定值。采用水为工作流体时吸热管轴向应力最大,随悬浮液浓度增加,吸热管轴向应力逐渐减小。

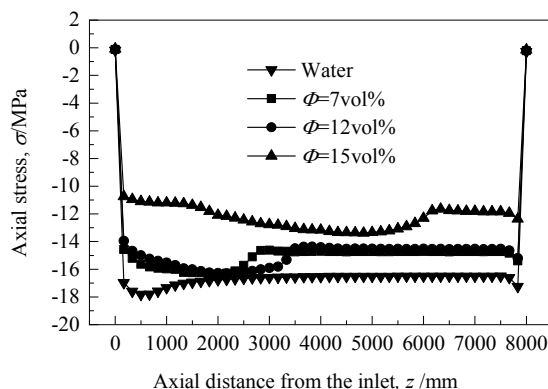
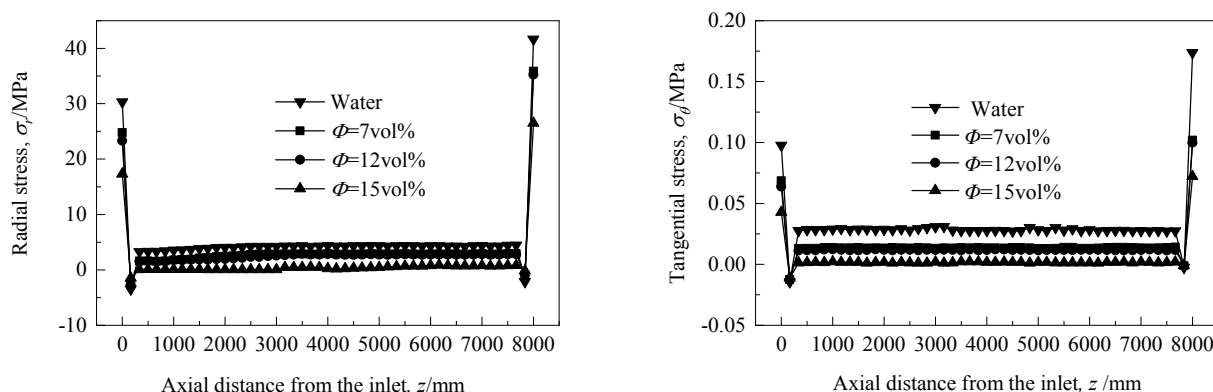


图 11 吸热管  $\theta=90^\circ$  处轴向应力分布

Fig.11 Axial stress profiles on absorber at  $\theta=90^\circ$

图 12 为不同工作流体时吸热管内壁面  $\theta=90^\circ$  处沿流动方向的径向热应力和切向热应力分布。采用不同工作流体时,吸热管进出口端的径向应力和切向应力均表现为拉应力,进出口附近应力迅速下降。径向应力和切向应力主要出现在吸热管的进出口端,在  $z=0.1\sim 7.9$  m 时,吸热管的径向应力和切向应力很小,基本保持恒定。采用水为工作流体时吸热管的径向应力和切向应力最大,随悬浮液浓度增大,吸热管径向应力和切向应力均变小。

图12 吸热管  $\theta=90^\circ$  处的径向应力和切向应力分布Fig.12 Distributions of radial stress and tangential stress on absorber at  $\theta=90^\circ$ 

## 5 结论

对不同浓度的相变微胶囊悬浮液在抛物型槽式太阳能集热管中的流动换热进行了三维数值模拟,采用蒙特卡罗射线追踪法(MCRT)结合有限容积法(FVM)和有限元法(FEM)求解集热管的光-热-力耦合问题,分析了悬浮液对集热管换热特性及热应力的影响,得出如下结论:

(1) 吸热管外壁面太阳能通量的非均匀分布导致吸热管周向温度分布非常不均匀。与水相比,相变微胶囊悬浮液不仅降低了吸热管沿程壁温,且减少了吸热管周向温差,改善了吸热管温度分布的不均匀性。悬浮液浓度越高,吸热管壁温越低,温度分布越均匀。

(2) 与水相比,由于悬浮液中微胶囊颗粒的相变吸热及颗粒与载流体、颗粒与颗粒间的扰动使集热管的对流换热系数增加,强化了换热,压降增大,流阻增加,集热管的换热和压降均随悬浮液浓度增加而增大。

(3) 吸热管出口内壁面周向等效热应力呈现五瓣花瓣型分布,分别在对应高温梯度梯度的5个位置处( $\theta=5^\circ, 90^\circ, 175^\circ, 225^\circ$ 和 $315^\circ$ )出现等效应力局部最大值。悬浮液使吸热管的等效应力减小,且浓度越高应力越小,  $Re=5000$  时,采用浓度 7vol%, 12vol%, 15vol% 悬浮液的吸热管的等效应力比采用水时分别下降约 14.0%, 15.6% 和 31.5%。

(4) 吸热管内壁面  $\theta=90^\circ$  处轴向热应力为压应力,作用于整个管程,径向热应力和切向热应力为拉应力,主要作用在进出口端。采用悬浮液时3个方向的应力比采用水时均减小,且悬浮液浓度越大,应力越小。

## 参考文献

[1] Yan J, Chou S K, Desideri U. Research, development and innovations for sustainable future energy systems [J]. Applied

Energy, 2013, 112: 393–395.

- [2] Liu Q B, Wang Y L, Gao Z C. Experimental investigation on a parabolic trough solar collector for thermal power generation [J]. Science in China Series E: Technological Sciences, 2010, 53(1): 52–56.
- [3] Xu R, Wiesner T F. Closed-form modeling of direct steam generation in a parabolic trough solar receiver [J]. Energy, 2015, 79: 163–176.
- [4] Barron R F, Barron B R. Design for thermal stresses [M]. New York: Wiley, 2011: 70.
- [5] Montoya A, Rodríguez-Sánchez M R, López-Puente J, et al. Numerical model of solar external receiver tubes: influence of mechanical boundary conditions and temperature variation in thermoelastic stresses [J]. Solar Energy, 2018, 174: 912–922.
- [6] Logie W R, Pye J D, Coventry J. Thermoelastic stress in concentrating solar receiver tubes: a retrospect on stress analysis methodology, and comparison of salt and sodium [J]. Solar Energy, 2018, 160: 368–379.
- [7] Du B C, He Y L, Zheng Z J. Analysis of thermal stress and fatigue fracture for the solar tower molten salt receiver [J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 99: 741–750.
- [8] Wang K, He Y L, Cheng Z D. A design method and numerical study for a new type parabolic trough solar collector with uniform solar flux distribution [J]. Science China Technological Sciences, 2014, 57(3): 531–540.
- [9] Dehaja M S, Mohiabadi M Z. Experimental investigation of heat pipe solar collector using MgO nanofluids [J]. Solar Energy Materials and Solar Cells, 2019, 191: 91–99.
- [10] Liu C Z, Ma Z Y, Wang J C. Experimental research on flow and heat transfer characteristics of latent functional thermal fluid with microencapsulated phase change materials [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2017, 115: 737–742.
- [11] Wang X C, Niu J L, Li Y. Flow and heat transfer behaviors of phase change material slurries in a horizontal circular tube [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2007, 50(13/14): 2480–2491.
- [12] Serale G, Goia F, Perino M. Numerical model and simulation of a solar thermal collector with slurry phase change material (PCM) as the heat transfer fluid [J]. Solar Energy, 2016, 134: 429–444.
- [13] 栾燕, 戴强, 刘宝石. GB/T 20878-2007 不锈钢和耐热钢牌号及化学成分标准编制综述 [J]. 冶金标准化与质量, 2007, (5): 2–7.
- Luan Y, Dai Q, Liu B S. The summarization about the national standard system of trademark, chemical compositions for GB/T

- 20878-2007 stainless steel and refractory steel [J]. Metallurgical Standardization & Quality, 2007, (5): 2-7.
- [14] 应道宴. GB/T 20801-2006《压力管道规范工业管道》总体说明[J]. 化工设备与管道, 2007, 44(3): 1-8.
- Yin D Y. General description of GB/T 20801-2006 "pressure piping code-industrial piping" [J]. Process Equipment Piping, 2007, 44(3): 1-8.
- [15] Yamagishi Y, Takeuchi H, Pyatenko A T. Characteristics of microencapsulated PCM slurry as a heat-transfer fluid [J]. AIChE Journal, 1999, 45(4): 696-707.
- [16] ANSYS Inc. ANSYS user's manual [M]. Version 16.2. Canonsburg, Pennsylvania: ANSYS Inc, 2015: 53.
- [17] Faupel J H, Fisher F E. Engineering design—a synthesis of stress analysis and material engineering [M]. New York: Wiley, 1981: 67.
- [18] Naeeni N, Yaghoubi M. Analysis of wind flow around a parabolic collector (1) fluid flow [J]. Renewable Energy, 2007, 32(11): 1898-1916.
- [19] Ma Z W, Zhang P, Shi X J. Modeling the heat transfer characteristics of flow melting of phase change material slurries in the circular tubes [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013, 64: 874-881.
- [20] Wang F Q, Shuai Y, Yuan Y. Effects of material selection on the thermal stresses of tube receiver under concentrated solar irradiation [J]. Materials and Design, 2012, 33: 284-291.