

# 纳米流体在热虹吸管中换热性能数值研究

袁明森, 贺铸\*, 谭方关

(武汉科技大学 省部共建耐火材料与冶金国家重点实验室, 湖北 武汉 430081;  
武汉科技大学 钢铁冶金及资源利用省部共建教育部重点实验室, 湖北 武汉 430081)

**摘要:** 针对热虹吸管的换热性能, 基于多相流模型捕捉气液两相间的相界面变化, 研究各单因素之间的交互作用对热管换热性能的影响, 将数值模拟与实验结果对比验证, 并采用正交实验法对各参数进行协同分析. 研究表明: 填充率对热管换热性能影响程度最大, 加热功率和倾斜角度对其影响次之, 纳米流体体积分数对其影响最小; 相比于初始实验结果, 最优化工况的热阻下降率达到 13%, 它的等效对流换热系数提高了 23%.

**关键词:** 气液两相流; 纳米流体; 正交实验法; 热虹吸管

**中图分类号:** TK172.4      **文献标志码:** A      **文章编号:** 1672-9102(2021)03-0008-09

## Numerical Study on Heat Transfer Performance of Nanofluid in Thermosyphon

YUAN Mingsen, HE Zhu, TAN Fangguan

(The State Key Laboratory of Refractories and Metallurgy, Wuhan University of Science and Technology, Wuhan 430081, China;  
Steel Metallurgy and Key Laboratory for Ferrous Metallurgy and Resources Utilization of Ministry of Education,  
Wuhan University of Science and Technology, Wuhan 430081, China)

**Abstract:** This paper focuses on the heat transfer performance of the thermosyphon. Based on the multiphase flow model to capture the phase interface changes between the gas and liquid phase, this paper studies the influence of the interaction of each single factor on the heat transfer performance of the thermosyphon, compares the numerical simulation with the experimental results, and uses the orthogonal experiment method to analyze the various parameters cooperatively. Results show that the effect of filling ratio is the most significant at the heat transfer performance of the heat pipe, followed by heating power and inclination angle, and the nanofluid volume fraction is the smallest. Compared with the initial experiment results, the thermal resistance drop rate of optimal working condition reaches 13%, and the equivalent convective heat transfer coefficient of it increases by 23%.

**Keywords:** gas-liquid two-phase flow; nanofluid; orthogonal experiment method; thermosyphon

热虹吸管(重力热管)是一种在两相传热机制下工作的冷却装置,不仅可以在有限空间内传递大量的热量,而且同时具备无需外部能量消耗、无噪音、节能、体积小、结构简单和工作可靠等优点<sup>[1]</sup>,所以被广泛应用于石油化工节能<sup>[2-4]</sup>、余热回收<sup>[5-6]</sup>和相变储热技术<sup>[7]</sup>等领域.随着碳中和理念的提出,节能环保要求愈加严格,工业炉余热利用率要求不断提高,而优化重力热管的换热性能是解决该问题的有效途径.

为了寻求重力热管的最佳换热性能,研究人员发现重力热管在达到最优运行状况时会受限于重力热

管的工作功率、倾斜角度、填充率与工作介质的影响.Zhao 等<sup>[8]</sup>通过数值模拟的方法探究不同加热功率对热管性能的影响,结果表明热管热阻随着加热功率增加不断减小.倾斜角度越大,热管的换热性能表现更优<sup>[9-10]</sup>.刘玉清等<sup>[11]</sup>通过水工质重力型分离式热管换热性能试验发现,热管在实际安装时应处于竖直状态以获取最大的换热性能.李本文等<sup>[12]</sup>、卿倩等<sup>[13]</sup>采用数值模拟研究了不同填充率对重力热管性能的影响,发现随着填充率的增加,热管热阻减小.但是禹法文等<sup>[14]</sup>、Alizadehdakhel 等<sup>[15]</sup>发现当加热功率超过一定值后,填充率增加,热阻反而增大,热管性能恶化.由上可知,不仅不同因素对热管换热性能的影响程度有所差异,而且热管内部工质种类与热管换热表现也有直接关系.近年来,纳米流体作为具有良好的换热性能新工质,在热管换热领域饱受关注.

与传统工质类似,通过调整纳米流体重质中纳米颗粒的粒径、基质和基液种类以及两者所占体积分数都能实现对其热阻等换热性能的优化<sup>[16]</sup>.胡浩等<sup>[17]</sup>通过数值模拟探究水基氧化铝纳米流体体积分数变化对重力热管的换热性能的影响,结果发现纳米流体体积分数为 6% 时热管的热阻最小,相比于纯水热阻减小 9.8%.然而,实际过程中纳米颗粒会析出并附着在壁面上,从而影响换热性能,但是这部分附着的含量较少.在忽略上述问题的基础上,张燕辉等<sup>[18]</sup>、Gupta 等<sup>[19]</sup>采用单相参数模型计算的结果与实验结果吻合较好,这说明如果将纳米流体视为单相物性参数进行分析,其计算结果也具有较好的可靠性.

因此,本文基于 ANSYS Fluent 软件建立等效单相纳米流体重力热管数值模型,使用正交实验方法分析不同操作因素下水基氧化铝纳米流体热管内部的蒸发冷凝相变和传热过程,得出各操作因素对热管各段的温度平均值、热阻、等效对流换热系数的影响程度,并基于管内气液两相流变化形态的分析探究操作因素对换热性能影响的机理.

## 1 计算理论

### 1.1 VOF 模型 (Volume of Fluid Model) 及控制方程

热管工作过程中会产生相变,气液相界面运动较为剧烈,所以模拟计算采用 VOF 模型建立基础流动模型.VOF 模型是欧拉-欧拉法的一种,其特有的相体积率  $\alpha$  几何重构算法能够精确追踪 2 种或多种不相溶液体的界面位置,能够很好地捕捉气液两相分离,实现相变过程热质传递现象的模拟.在每个计算单元中,所有组分的体积分数之和为 1,即如果  $\alpha_l$  为液相的体积分数, $\alpha_v$  为气相的体积分数,则在每个计算单元中存在 3 种情况:(1) $\alpha_l=1$  表示单元全部为液相;(2) $\alpha_l=0$  表示单元全部为气相;(3) $0<\alpha_l<1$  表示单元处于气液共存状态.

热管内部工作流体的运动状态由连续性方程、动量方程和能量方程这 3 个方程来描述.

连续性方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0. \quad (1)$$

式中: $\rho$  为密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $\mathbf{u}$  为速度矢量,  $\text{m}/\text{s}$ ;  $t$  为时间,  $\text{s}$ .

其中密度  $\rho$  的计算式为

$$\rho = \alpha_l \rho_l + \alpha_v \rho_v. \quad (2)$$

式中: $\rho_l, \rho_v$  分别为液相、气相的密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ .

动量方程:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \mathbf{u}) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \mathbf{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot \left[ \mu \left( \nabla \mathbf{u} + \nabla \mathbf{u}^T - \frac{2}{3} \mu \nabla \cdot \mathbf{u} \mathbf{I} \right) \right] + \rho \mathbf{g} + F_{\text{CSF}}. \quad (3)$$

式中: $p$  为压力,  $\text{Pa}$ ;  $\mu$  为动力黏度,  $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ;  $\mathbf{I}$  为单位张量;  $\mathbf{g}$  为重力加速度,  $\text{m}/\text{s}^2$ ;  $F_{\text{CSF}}$  为表面张力<sup>[20]</sup>,  $\text{N}/\text{m}$ . 其中,

$$\mu = \alpha_l \mu_l + \alpha_v \mu_v; \quad (4)$$

$$F_{\text{CSF}} = 2\sigma_{lv} \frac{\alpha_l \rho_l c_v \nabla \alpha_v + \alpha_v \rho_v c_l \nabla \alpha_l}{\rho_l + \rho_v}; \quad (5)$$

$$\sigma_{lv} = 0.098\ 058\ 56 - 1.845 \times 10^{-5}T - 2.3 \times 10^{-7}T^2. \quad (6)$$

式中： $\mu_l, \mu_v$  分别为液相、气相的动力黏度， $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ； $\sigma_{lv}$  为气液间表面张力系数， $\text{N/m}$ ； $c_l, c_v$  分别为液相、气相的表面曲率； $T$  为温度， $\text{K}$ 。

能量方程：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\rho E \mathbf{u}) = -\nabla \cdot (p \mathbf{u}) + \nabla \cdot (k \cdot \nabla T) + S_q. \quad (7)$$

式中： $E$  为能量， $\text{J}$ ； $k$  为热导率， $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ； $S_q$  为能量源项，用于计算相变过程中的热量传递， $\text{kJ}$ 。其中，

$$E = \frac{\alpha_l \rho_l E_l + \alpha_v \rho_v E_v}{\alpha_l \rho_l + \alpha_v \rho_v}; \quad (8)$$

$$k = \alpha_l k_l + (1 - \alpha_l) k_v; \quad (9)$$

$$S_q = S_{am} \Delta H. \quad (10)$$

式中： $E_l, E_v$  分别为液相、气相的能量， $\text{J}$ ； $k_l, k_v$  分别为液相、气相的导热率， $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ； $S_{am}$  为相变过程中的质量交换量， $\text{kg}$ ； $\Delta H$  为汽化潜热， $\text{kJ/kg}$ 。

## 1.2 相变模型

Schepper 等<sup>[21]</sup>提出的稳态相变模型如式(11)~式(16)所示。

蒸发过程( $T > T_{sat}$ )：

$$S_{m,l} = -\beta_e \rho_l \alpha_l \frac{T - T_{sat}}{T_{sat}}; \quad (11)$$

$$S_{m,v} = \beta_e \rho_v \alpha_l \frac{T - T_{sat}}{T_{sat}}; \quad (12)$$

$$S_E = -\beta_e \rho_l \alpha_l \frac{T - T_{sat}}{T_{sat}} \Delta H. \quad (13)$$

冷凝过程( $T < T_{sat}$ )：

$$S_{m,l} = \beta_c \rho_v \alpha_v \frac{T_{sat} - T}{T_{sat}}; \quad (14)$$

$$S_{m,v} = -\beta_c \rho_v \alpha_v \frac{T_{sat} - T}{T_{sat}}; \quad (15)$$

$$S_E = \beta_c \rho_v \alpha_v \frac{T_{sat} - T}{T_{sat}} \Delta H. \quad (16)$$

式中： $S_{m,l}$  和  $S_{m,v}$  分别为相变过程中液相、气相的质量变化量， $\text{kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{s})$ ； $S_E$  为相变过程中的能量变化量， $\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{s})$ ； $\beta_e$  和  $\beta_c$  分别为蒸发、冷凝过程的时间松弛因子， $\text{s}^{-1}$ ； $T_{sat}$  为饱和温度， $\text{K}$ 。

当  $T > T_{sat}$  时，计算单元内蒸发过程开始，液相质量减少，气相增加；当  $T < T_{sat}$  时，计算单元内冷凝过程开始，热质传递方向恰好与蒸发过程相反。大部分文献中，蒸发和冷凝的时间松弛因子都默认为 0.1，但是不同的工况会对应不同的时间松弛因子。

## 1.3 纳米流体的热物性参数

实验采用水基氧化铝纳米流体作为工质。纳米流体的有效密度计算关系式<sup>[22]</sup>为

$$\rho_{nf} = (1 - \varphi) \rho_f + \varphi \rho_{np}. \quad (17)$$

式中： $\rho_{nf}, \rho_f, \rho_{np}$  分别为纳米流体、基液、纳米颗粒的密度， $\text{kg}/\text{m}^3$ ； $\varphi$  为纳米流体的体积分数， $\%$ 。

采用 Drew 和 Passman<sup>[23]</sup>提出的著名的 Einstein 方程计算纳米流体的黏度：

$$\mu_{nf} = (1 + 2.5\varphi) \mu_f. \quad (18)$$

式中： $\mu_{nf}, \mu_f$  分别为纳米流体、基液的黏度， $\text{Pa} \cdot \text{s}$ 。

纳米流体的比热容<sup>[24]</sup>的计算式为

$$(C_p)_{nf} = (1 - \varphi)(C_p)_f + \varphi(C_p)_{np}. \quad (19)$$

式中:  $(C_p)_{nf}$ ,  $(C_p)_f$ ,  $(C_p)_{np}$  分别为纳米流体、基液、纳米颗粒的比热容,  $J/(kg \cdot K)$ .

纳米流体的导热系数,可采用 Yu<sup>[25]</sup> 提出的修正模型进行计算:

$$k_{nf} = \left[ \frac{k_{np} + 2k_f + 2(k_{np} - k_f)(1 + \gamma)^3 \varphi}{k_{np} + 2k_f - (k_{np} - k_f)(1 + \gamma)^3 \varphi} \right] k_f. \quad (20)$$

式中:  $k_{nf}$ ,  $k_{np}$ ,  $k_f$  分别为纳米流体、纳米颗粒、基液的导热系数,  $W/(m \cdot K)$ ;  $\gamma$  为纳米层厚度与纳米颗粒粒径的比值,本文  $\gamma$  取 0.2.

#### 1.4 热管热阻

热管的传热性能可以用整体热阻<sup>[17]</sup>来评价,热阻增加,换热性能减弱.热管的热阻计算式为

$$R = \frac{T_{eav} - T_{cav}}{Q_{in}}. \quad (21)$$

式中:  $R$  为热管的热阻,  $K/W$ ;  $T_{eav}$ ,  $T_{cav}$  分别为蒸发段、冷凝段的平均温度,  $K$ ;  $Q_{in}$  为加热功率,  $W$ .

#### 1.5 等效对流换热系数

等效对流换热系数<sup>[26]</sup>是一种综合反映热管内部传热性能的评价指标,是介于蒸发段对流传热系数与冷凝段对流传热系数之间的加权平均值,综合反映热管蒸发段液体沸腾和冷凝段蒸气冷凝 2 种传热过程,其计算公式为

$$h_{eq} = \frac{2\lambda Q_{in}(L_e + L_c)}{2\pi\lambda d_i L_e L_c (T_{eav} - T_{cav}) - Q(L_e + L_c) \ln(d_o/d_i)}. \quad (22)$$

式中:  $h_{eq}$  为等效对流换热系数,  $W/(m^2 \cdot K)$ ;  $\lambda$  为管壁导热系数,  $W/(m \cdot K)$ ;  $L_e$ ,  $L_c$  分别为蒸发段、冷凝段长度,  $m$ ;  $d_i$ ,  $d_o$  分别为热管内径、外径,  $m$ ;

热管的蒸发段换热性能用蒸发段对流传热系数<sup>[25]</sup>评价,其计算公式为

$$h_e = \frac{Q_{in}}{\pi d_o L_e (T_{eav} - T_{sat})}. \quad (23)$$

式中:  $h_e$  为蒸发段对流传热系数,  $W/(m^2 \cdot K)$ .

热管的冷凝段换热性能用冷凝段对流传热系数<sup>[27]</sup>评价,其计算公式为

$$h_c = \frac{Q_c}{\pi d_o L_c (T_{sat} - T_{cav})}. \quad (24)$$

式中:  $h_c$  为冷凝段对流传热系数,  $W/(m^2 \cdot K)$ ;  $Q_c$  为输出热功率,  $W$ .

#### 1.6 网格划分与边界条件

计算模型的参数参考文献[28]的实验模型参数,几何参数为外径 9.52 mm,内径 8.32 mm,全长 250 mm,冷凝段与蒸发段各为 100 mm,绝热段为 50 mm.热管结构及网格划分如图 1 所示.对网格数分别为 12 688, 24 754, 68 520 进行计算,结果显示当网格数高于 24 754 时,网格数对热管热阻的影响可以忽略.考虑到精确性与计算时间成本的影响,选择网格数为 24 754 的模型进行计算.

边界条件根据实验测试值<sup>[28]</sup>设定.蒸发段施加恒热流密度进行加热,计算公式为

$$q_e = \frac{Q_{in}}{\pi d_o L_e}. \quad (25)$$

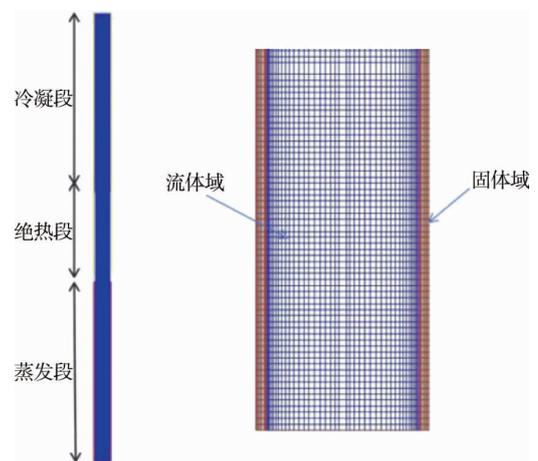


图 1 热管结构及网格划分

式中:  $q_e$  为蒸发段热流密度,  $W/m^2$ .

冷凝段采用水的对流换热, 相关计算公式为

$$Q_c = mC_p(T_o - T_i); \quad (26)$$

$$h_{c1} = \frac{Q_c}{\pi d_o L_c (T_{cav} - T_i)}. \quad (27)$$

式中:  $m$  为冷却水流量,  $kg/s$ ;  $C_p$  为水的比热容,  $J/(kg \cdot K)$ ;  $T_o, T_i$  分别为冷却水出、进口温度,  $K$ ;  $h_{c1}$  为冷凝段外壁面对流换热系数,  $W/(m^2 \cdot K)$ ;  $T_i$  为冷却水平均温度,  $K$ .

绝热段设为绝热壁面. 能量方程与动量方程均以二阶迎风格式离散, 相体积率和压力的插值分别采用几何重构法和 PRESTO 法, 速度与压力耦合关系由 SIMPLE 算法处理. 计算域初始化温度和压力分别为 298 K 和 7.5 kPa, 时间步长为  $10^{-4}$  s, 计算时长为 30 s.

## 2 结果与讨论

### 2.1 模型验证

为验证数值计算的准确性和可靠性, 将在 40 W 和 60 W 加热功率下热管蒸发段、绝热段、冷凝段温度的计算结果与文献[28]的实验结果对比, 如图 2 所示.

由图 2 可知: 实验测试的壁面温度与计算的壁面温度在整体上表现出较好的一致性. 由于实验过程中用电阻丝缠绕热管外壁面加热导致蒸发段加热不均, 加热过程中有一部分热量散失, 然而模拟计算中蒸发段边界条件为恒定热流密度加热, 蒸发段壁面加热均匀, 在热管填充率为 60% 时, 热管 75 mm 处为蒸汽区, 故在加热功率为 60 W 的工况时, 热管 75 mm 处的壁面温度计算值会高于实验值. 尽管如此, 图 2 中模拟计算与实验结果的最大误差为 3.10%, 还是可以证明计算采用的模型较为可靠和准确.

### 2.2 热管热阻分析

Zhao 等<sup>[8]</sup> 的模拟结果表明, 当功率从 40 W 增加至 80 W 时, 热阻下降变化率逐渐减少; 李本文等<sup>[12]</sup> 发现在填充率为 60% 时, 热阻下降变化率达到峰值; Sarafraz 等<sup>[10]</sup> 发现填充率为 60% 时, 热管当量导热系数最佳; 纳米流体体积分数一般在 4% 左右, 过高会使纳米流体稳定性下降<sup>[29]</sup>, 换热性能下降; 刘玉清等<sup>[11]</sup> 得出倾斜角度为 90° 时热管换热效果最好. 上述文献表明当加热功率为 40~80 W, 填充率为 40%~80%, 倾斜角度为 30°~90° 等单因素条件下热管换热性能表现较佳, 基于此, 本文采用表 1 所示工况进行计算.

表 1 不同工况下热阻比较

工况	加热功率 $U/W$	倾斜角度 $\theta/(^\circ)$	填充率 $r/\%$	体积分数 $\varphi/\%$	热阻 $R/(K/W)$
1	40	30	40	0	0.544
2	40	60	60	2	0.481
3	40	90	80	4	0.435
4	60	30	60	4	0.466
5	60	60	80	0	0.438
6	60	90	40	2	0.486
7	80	30	80	2	0.435
8	80	60	40	4	0.463
9	80	90	60	0	0.432
优水平	80	90	80	4	0.416

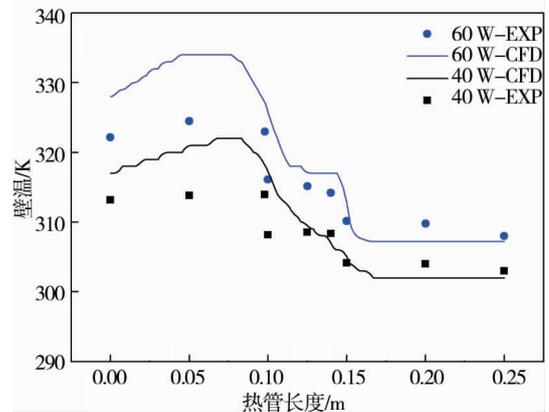


图 2 不同功率下壁面温度计算值与实验值对比

在数理统计中,若某因素下结果极差  $R$  值越大,说明该因素对结果影响程度越大,因此通过极差分析可以得出各操作因素对热管换热性能影响程度.分析表 1 可知:填充率是影响重力热管换热性能最重要的因素,加热功率和倾斜角度次之,纳米流体体积分数的影响程度最小.对比工况 3 和工况 6 发现填充率对重力热管换热性能影响最大,此时工况 6 的加热功率高于工况 3,其热阻应小于工况 3,而当其填充率低于工况 3 时,热阻应大于工况 3,但最终热阻高于工况 3,说明填充率对热管换热性能的影响最大.由此分析得知热管换热性能下降原因有 2 个:一是当管内填充率过小,蒸发段没有充足的液相来吸收蒸发段壁面上的热量,导致一部分蒸发壁面干烧,这部分壁面温度快速升高,与冷凝段间的温差急剧增加,热管热阻增加,换热性能下降;二是加热功率增加,蒸发段壁面温度继续升高,热管内部换热会进一步恶化.

### 2.3 等效对流换热系数分析

不同工况下热管等效对流换热系数比较如表 2 所示.由表 2 可知:相比于 40 W 工况下的热管换热性能,当热管在工作功率为 80 W、倾斜角度为  $90^\circ$ 、填充率为 80%、氧化铝纳米流体体积分数为 4% 的工况下运行时,其等效对流换热系数提高了 23.30%.热管换热性能提高的原因有 3 点:一是加热功率增加,蒸发段壁面加热能力增强,气泡产生频率增加,气泡的产生、生长和脱离等过程对蒸发段壁面附近的液相产生微对流,从而强化蒸发段对流换热能力;二是随着氧化铝纳米颗粒体积分数增加,液相区内部的导热能力增强,气泡产生速率增加,气液相界面波动加剧,从而增强蒸发段的换热性能;三是填充率增加,蒸发段区域的湿润面积增大,换热能力增强.

表 2 不同工况下等效对流换热系数比较

工况	加热功率 $U/W$	倾斜角度 $\theta/^\circ$	填充率 $r/\%$	体积分数 $\varphi/\%$	等效对流换热系数 $h_{eq}/(W/(m^2 \cdot K))$
1	40	30	40	0	1 878
2	40	60	60	2	2 225
3	40	90	80	4	2 568
4	60	30	60	4	2 322
5	60	60	80	0	2 545
6	60	90	40	2	2 190
7	80	30	80	2	2 566
8	80	60	40	4	2 347
9	80	90	60	0	2 590
优水平	80	90	80	4	2 746

### 2.4 热管流动特性分析

图 3 为工况 1 蒸发段在不同时刻下气相体积分数变化.由图 3 可知,热管运行 4~5 s 内,管内产生气泡量较少,管内相间波动平缓,蒸发段换热能力较弱,蒸发段对流换热系数为  $1 098 W/(m^2 \cdot K)$ .这是由于管内加热功率较小,加热管内工质产生气泡的速率较慢.此外,当倾角较小时,重力沿管道轴向向上的分力较小,冷凝液回流到蒸发段的回动力较小.当填充率较小时,蒸发段湿润区域面积较小,干燥表面积较大从而导致换热能力的恶化.因此热管整个蒸发段的传热能力变弱.

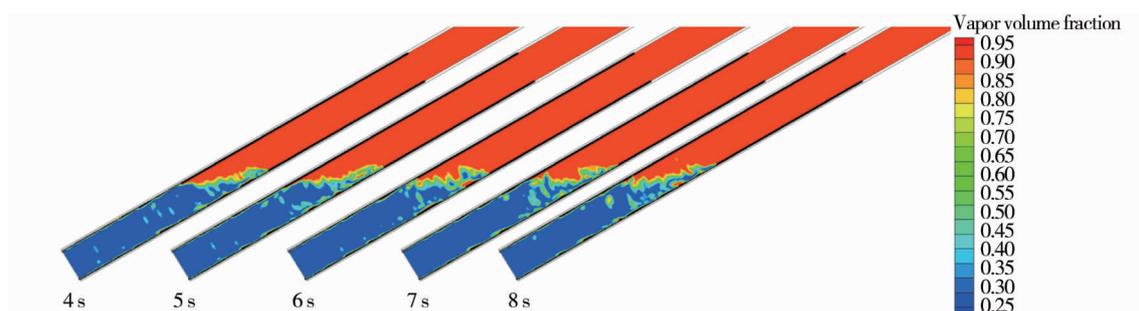


图 3 工况 1 蒸发段不同时刻气相体积分数变化

管内流动特性变化与热管换热性能改变关系密切,图4显示了热管在工况4条件下运行时,蒸发段在不同时刻下的流动特性变化.由图4可知,热管在4~5 s内的工作过程中,管内产生气泡较多,随着气泡合并、长大,变成含气率更高、气液混合效果更好的弹状流,此时蒸发段换热能力增强,相比于工况1,蒸发段对流换热系数增加了16.03%.这是由于加热功率增加使得壁面加热能力增强,壁面附近产生更多气泡.同时,当填充率增加,蒸发段内气液两相界面波动增强,蒸发段内湿润面积增加,换热能力也会增强.此外,当氧化铝纳米颗粒体积分数增加后,不仅会减少蒸发段热边界层的厚度,而且也增强了液相区内部的导热能力,使气泡产生速率增加,气液相界面波动加剧从而增强蒸发段的换热性能.

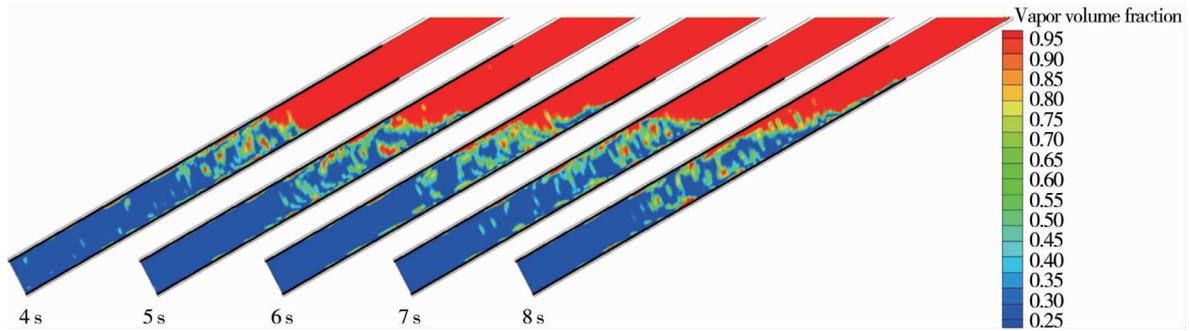


图4 工况4蒸发段不同时刻气相体积分数变化

热管在工况9条件下运行时蒸发段不同时刻气相体积分数变化云图如图5所示.由图5可知,热管在运行4~5 s过程中,管内产生大量气泡,管内形成气泡流的流动状态.随着管内气泡数量进一步增加,管内流型在6 s时呈现为弹状流.弹状气泡在蒸汽惯性力的作用下发生破碎,气液两相均匀混合搅拌,在7 s时发展成搅拌流.8 s时大气泡聚合并在管道中心形成柱状流动,而液相则以液膜的方式在壁面上流动,变成环形流,气液两相相对运动剧烈,换热能力较强.相比于工况4,蒸发段对流换热系数增加13.42%.这是由于,随着热量的持续输入,壁面气化核心处产生的气泡数量越来越多,蒸发段液面流动无序性增加,沸腾换热增强.此外,热管倾斜角度增加后,其冷凝段的液相能更快回流到蒸发段,使蒸发段物质传输效率增强.

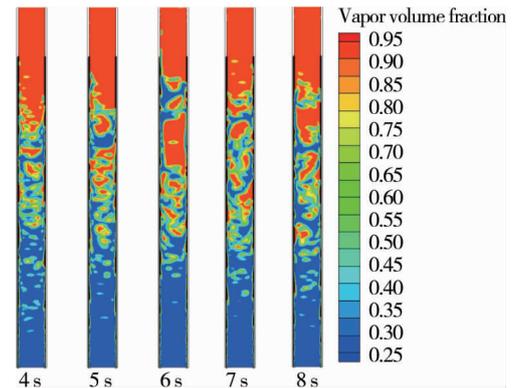


图5 工况9蒸发段不同时刻气相体积分数变化

热管分别在工况1、工况4和工况9条件下运行时,冷凝段液相体积分数如图6所示,其对应的冷凝段对流换热系数如表3所示.由图6和表3可知,工况9液膜产生量最多,冷凝段对流换热能力最强.这是因为当加热功率增加,蒸发段产生的蒸气流速增大,气液交界面的界面扰动增强,加剧对冷凝段液膜的扰动,使冷凝段换热能力增强.此外,当热管倾斜角度增加,重力分力增大,提供回流的动力较强.但是,当加热功率达到60 W后,继续增大加热功率并不能提高其冷凝段的换热能力.

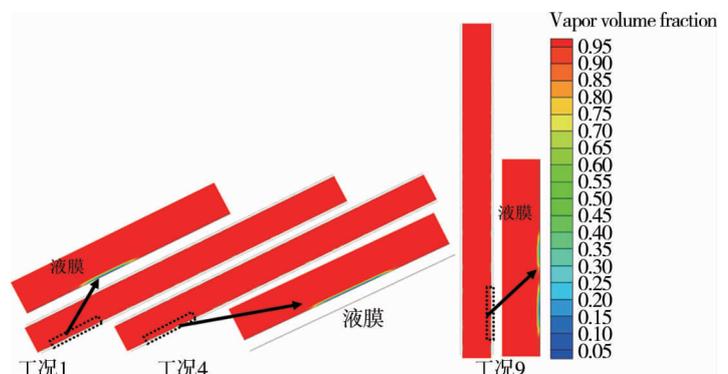


图6 3种工况冷凝段液相体积分数

表3 3种工况冷凝段对流换热系数

工况	冷凝段对流换热系数/(W/(m <sup>2</sup> ·K))	冷凝换热能力提高率/%
1	1 395	
4	1 639	17.49
9	1 665	19.35

热管分别在这3种不同工况下运行时,其冷凝段速度矢量云图如图7所示.工况1和工况4的倾斜角度为30°,工况9的倾斜角度为90°.由图7可知:3种工况下管内蒸气流动与回流液体流动处于分层流动状态,两相相间扰动较强,提高了热管的传热效率.当倾角为30°时,回流动力不足导致工质不能及时回流到蒸发段,从而影响其传热性能;当倾角为90°时,蒸气沿冷凝段中心轴线方向向上运动,此时冷凝液膜受重力作用沿壁面向下流动,两相间速度差增大,相间剪切力增加,使平整液膜表面变成不规则液膜表面,即膜状冷凝在相间作用力的影响下变成珠状冷凝,使冷凝段的内壁面传热热阻下降,冷凝段换热能力提高.

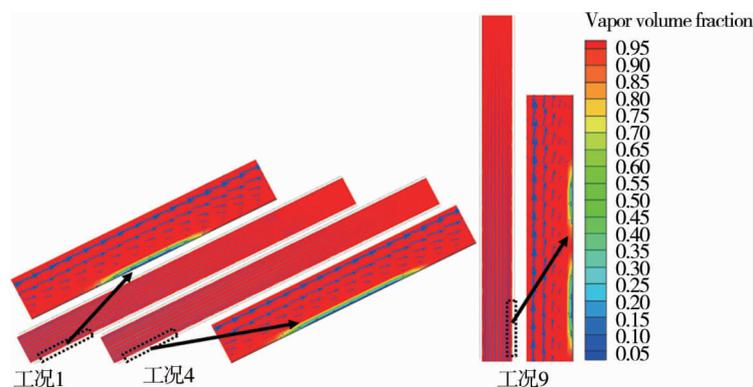


图7 3种工况冷凝段速度矢量

### 3 结论

1) 填充率是影响重力热管换热性能最重要的因素,加热功率和倾斜角度的影响程度次之,纳米流体体积分数的影响程度最小.

2) 蒸发段在换热能力不断增强的情况下,管中流型由气泡流变成含气率更高的弹状流,然后发展成搅拌流,最终变成环形流.

3) 气液两相间速度差随着冷凝能力增强而增大,相间剪切力也随之增加,使平整的液膜变成非均匀液膜,热阻减小.

#### 参考文献:

- [1] Jouhara H, Chauhan A, Nannou T, et al. Heat pipe based systems – Advances and applications [J]. Energy, 2017, 128: 729–754.
- [2] 何海霞. 分离型热管在石油化工节能及热力热排散应用研究 [D]. 上海: 上海交通大学, 2018.
- [3] 林圣尧. 热管流化床换热器传热性能的实验研究 [D]. 北京: 中国石油大学(北京), 2018.
- [4] 冯爱金. 热管式空气预热器的故障分析及解决方案探讨 [J]. 石油石化节能, 2019, 9(4): 48–51.
- [5] 陈颖, 张静伟, 梁宏宝, 等. 管式加热炉节能的研究进展 [J]. 化工进展, 2011, 30(5): 936–941.
- [6] Wang W W, Cai Y, Liu R Z, et al. Experimental and numerical investigations of a radial heat pipe for waste heat recovery [J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 154: 602–613.
- [7] 沈李昭, 李宝让, 陈豪志, 等. 相变储热技术研究进展 [J]. 化工进展, 2020, 39(12): 5066–5085.

- [8] Zhao Z C, Zhang Y, Zhang Y R, et al. Numerical Study on the Transient Thermal Performance of a Two-Phase Closed Thermosyphon[J]. *Energies*, 2018,11(6):1433-1448.
- [9] Alagappan N, Karunakaran N, Rathnasabapathy C S. Performance of Two Phase Copper Thermosyphon Operated with Cerium IV Oxide and Iron II, III Oxide Nano Fluid using Box- Behnken Design [J]. *Materials Today: Proceedings*, 2020, 24: 2094-2107.
- [10] Sarafraz M M, Pourmehran O, Yang B, et al. Assessment of the thermal performance of a thermosyphon heat pipe using zirconia-acetone nanofluids[J]. *Renewable Energy*, 2019,136:884-895.
- [11] 刘玉清,郭佳超,李浩鹏,等.倾斜重力型分离式热管的换热性能研究[J].*科学技术创新*,2020(11):6-7.
- [12] 李本文,李赛英,李斌,等.重力热管内部相变及传热传质过程的数值模拟[J].*热科学与技术*,2018,17(6):449-456.
- [13] 卿倩,张登春,陈大伟,等.重力热管内部相变传热过程的数值模拟[J].*矿业工程研究*, 2019,34(4):57-64.
- [14] 禹法文,吉天成,刘向东,等.充液率对小型重力热管传热特性影响实验研究[J].*工程热物理学报*,2018,39(12):167-172.
- [15] Alizadehdakhel A, Rahimi M, Alsairafi A A. CFD modeling of flow and heat transfer in a thermosyphon[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2009,37(3):312-318.
- [16] 张海松,谢国威,战洪仁,等.两相闭式热虹吸管内部过程可视化及其强化传热研究进展[J].*化工进展*,2017,36(3):791-801.
- [17] 胡浩.纳米流体重力热管换热特性数值研究[D].镇江:江苏科技大学,2016.
- [18] 张燕辉,朱庆勇.多壁碳纳米管水基纳米流体重力热管传热特性数值模拟[J].*节能*,2019,38(3):64-68.
- [19] Gupta N K, Barua A, Mishra S, et al. Numerical study of  $\text{CeO}_2/\text{H}_2\text{O}$  nanofluid application on thermal performance of heat pipe[J]. *Materials today: proceedings*, 2019,18:1006-1016.
- [20] Brackbill J U, Kothe D B, Zemach C. A continuum method for modeling surface tension[J]. *Journal of Computational Physics*, 1992,100(2):335-354.
- [21] DeSchepper S C K, Heynderickx G J, Marin G B. Modeling the evaporation of a hydrocarbon feedstock in the convection section of a steam cracker[J]. *Computers & Chemical Engineering*, 2008,33(1):122-132.
- [22] Pak B C, Cho Y I. Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles[J]. *Experimental Heat Transfer*, 1998,11(2):151-170.
- [23] Drew D A, Passman S L. *Theory of Multicomponent Fluids*[J]. Springer,1999.
- [24] 周长江.纳米流体热管内传热特性的数值模拟[D].镇江:江苏科技大学,2014.
- [25] Yu W, Choi S. The Role of Interfacial Layers in the Enhanced Thermal Conductivity of Nanofluids: A Renovated Maxwell Model[J]. *Journal of Nanoparticle Research*,2003,5(1):167-171.
- [26] 张云峰,夏寻,刘昱,等.去离子水对重力热管传热特性的影响[J].*长沙理工大学学报(自然科学版)*,2018,15(2):94-100.
- [27] Humnic G, Humnic A. Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphons using nanofluids[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*,2010,35(3):550-557.
- [28] 杨开敏.轴向槽道热管传热机理分析与实验研究[D].济南:山东大学,2013.
- [29] Bakhavatchalam B, Habib K, Saidur R, et al. Comprehensive study on nanofluid and ionanofluid for heat transfer enhancement: A review on current and future perspective[J]. *Journal of Molecular Liquids*,2020,305:112787.