

文章编号:1674-7607(2025)02-0171-11

DOI:10.19805/j.cnki.jcspe.2025.230698

# 两相回路热虹吸管的三维模拟研究

杨文龙<sup>1,2</sup>, 花宇<sup>2</sup>, 屈健<sup>2</sup>

(1. 东南大学 能源与环境学院, 江苏南京 210096;

2. 江苏大学 能源与动力工程学院, 江苏镇江 212013)

**摘要:** 提出并设计了一种带盘管式冷凝器和储液罐的回路热虹吸管, 研究了 3 种充液率下回路热虹吸管的启动和内部流动传热特性。由于回路热虹吸管内沸腾和冷凝过程之间具有强耦合关系, 对描述相变的传统 Lee 模型进行了改进, 并引入了饱和温度与局部压力之间的关系, 以准确模拟回路热虹吸管内的气液相变和流动传热过程。结果表明: 该模型对回路热虹吸管内传热传质过程的预测效果良好; 当回路热虹吸管在 80% 充液率的准稳态工况下运行时, 完整的流动循环整体可分为液体过冲、液体回落和大气泡推动液体上升 3 个阶段, 并且随着加热功率的增大, 振荡更加明显; 回路热虹吸管在仅依靠工质的流动循环和相变传热时, 等效导热系数可超过 15 000 W/(m·K); 在较高热流下, 80% 充液率的回路热虹吸管形成了速度较快且持续稳定的流动循环, 表现出较好的传热性能。

**关键词:** 两相回路热虹吸管; 盘管式冷凝器; Lee 模型; 气液相变; 振荡

中图分类号: TK124

文献标志码: A

学科分类号: 470.10

## Three-dimensional Numerical Simulation Study on Two-phase Loop Thermosiphon

YANG Wenlong<sup>1,2</sup>, HUA Yu<sup>1</sup>, QU Jian<sup>1</sup>

(1. School of Energy and Environment, Southeast University, Nanjing 210096, Jiangsu Province, China;

2. School of Energy and Power Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013,

Jiangsu Province, China)

**Abstract:** A loop thermosiphon with coil condenser and liquid storage tank was proposed and designed, and the start-up and internal flow heat transfer characteristics of the loop thermosiphon were studied under three liquid filling rates. Due to the strong coupling relationship between boiling and condensation processes in the loop thermosiphon, the traditional Lee model for describing phase transitions was improved, and the relationship between saturation temperature and local pressure was introduced to accurately simulate the gas-liquid phase transition and flow heat transfer process in the loop thermosiphon. Results show that the model has a good predictive effect on the heat and mass transfer processes inside the loop thermosiphon. When the loop thermosiphon operates in a quasi steady state with filling rate of 80%, the complete flow cycle can be divided into liquid overshoot, liquid drawdown, and large bubbles pushing the liquid up. As the heating power increases, the oscillation becomes more pronounced. When relying solely on the flow circulation and phase change heat transfer of the working fluid, the equivalent thermal conductivity of the

收稿日期: 2023-11-16 修订日期: 2024-01-19

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (52276067)

作者简介: 杨文龙 (2002—), 男, 四川南充人, 硕士研究生, 研究方向为超临界二氧化碳强化换热, E-mail: 3280107183@qq.com。

loop thermosiphon can exceed 15 000 W/(m · K). At higher heat flux, the loop thermosiphon with 80% liquid filling rate forms a fast and continuously stable flow cycle, exhibiting good heat transfer performance.

**Key words:** two-phase loop thermosyphon; coil condenser; Lee model; liquid-vapor phase change; oscillation

在当前全球形势下,数字经济<sup>[1]</sup>迎来了密集创新和高速增长的时期,已成为促进经济社会发展的重要推动力。作为数字经济发展的主要支撑,数据中心(IDC)<sup>[2]</sup>和信息通信技术<sup>[3]</sup>等在高速发展的同时,半导体芯片集成度和功率密度的不断提高<sup>[4]</sup>导致发热问题日益突出,危害器件和设备系统的安全可靠性,成为制约行业发展的瓶颈。因此,针对具有紧凑复杂结构的电子器件和工业设备,开发结构简单、空间适应性强、性能可靠稳定的冷却装置或系统显得尤为必要。

在众多散热方式或装置<sup>[5-8]</sup>中,热管具有结构简单、质量小、成本低、传热性能好和可靠性高等优点,在电子设备散热及众多能源工业领域受到了广泛应用。两相回路热虹吸管(TPLT)<sup>[9]</sup>,也被称为分离重力热管,是一种具有高效传热能力的被动式传热装置,其主要由蒸发器、蒸汽上升管、冷凝器、冷凝液回流管组成。TPLT的管道内部形成了一个自然循环系统,能够快速有效地将热量从热源传递至冷却端<sup>[10]</sup>。TPLT蒸发段和冷凝段的安装位置较为灵活,结构具有多样性,可以实现较远距离的热量传输,冷却换热效果显著。

目前,一些学者已经针对 TPLT 的传热性能开展了研究<sup>[11-15]</sup>,但是大多数研究中 TPLT 的充液率仍局限在 50% 以内,尚未深入至高充液率乃至满充液率的范围<sup>[16-18]</sup>。实际上,在后 2 种情况下,TPLT 具有传热极限高、传热热流密度大、气液循环速度快和间歇泉沸腾<sup>[18]</sup>等特点。此外,已有研究大多仅能提供 TPLT 的宏观传热特性和局部可视化信息,难以获得相变和工作流体流动特性的具体细节,因此,针对热管内的工质流动规律和相变传热状态的研究尚不清晰。冷凝段与蒸发段的面积之比是衡量 TPLT 结构适应性的重要指标,Kloczko 等<sup>[16]</sup>的研究表明,TPLT 能从较小表面积吸收热量后再将热量转移到大表面积部分,冷凝段和蒸发段的面积比超过了 15,随后 Liu 等<sup>[17]</sup>的研究则进一步将该值提升到了 40。

近年来,满足高性能计算的仿真模拟方法得到了快速发展,在配合图像处理单元(GPU)辅助<sup>[19]</sup>加

速的情况下,相变传热和复杂流动<sup>[20-21]</sup>的计算效率得以大幅提升。针对具有较高充液率的 TPLT 所展开的相关模拟研究相对较少,且模拟结构相对简单,大多集中在两相封闭热虹吸管,鲜有针对回路热虹吸管的研究报道。Yao 等<sup>[22]</sup>将冷却段置于回路顶部,分别测试了水平和垂直加热模式下的传热性能。

在针对回路热虹吸管的模拟研究中,有 3 种常用的相变模型,即 Rankine-Hugoniot 跳跃条件、Schrage 模型和 Lee 模型<sup>[23-24]</sup>。其中,在 Lee 模型中相变可以发生在整个流域,与 UDF 文件耦合性强,因此被广泛采用。但是, Lee 模型内置的相变饱和温度为定值,这与现实中饱和温度会随局部压力变化的实际情况不符,容易引起计算失真问题。在热管的运行过程中,其内部存在一定的过冷度和过热度,但是现有 Lee 模型中尚未考虑该问题。

本文提出并设计了一种带盘管式冷凝器和储液罐的回路热虹吸管,其冷凝段与蒸发段的面积比超过 20。鉴于 TPLT 在工作过程中,因蒸发段部分沸腾而引发间歇泉现象,进而导致液位波动变化的特点,所设置的储液罐具有稳定液位的功能,同时也可以对温度波动起到抑制作用。本文选取了 3 个具有代表性的充液率,分别在不同热流密度下展开模拟,研究不同充液率下 TPLT 内的间歇泉沸腾行为。为了准确模拟热管内的相变传热现象,还针对现有 Lee 模型进行了改进优化。

## 1 模型描述

### 1.1 几何模型及网格无关性

图 1 为 TPLT 模型的整体结构和尺寸。TPLT 的蒸发段和冷凝段材质均为铜,其中  $Q_{\text{壁}}$  表示冷凝段与绝热管壁面之间的传热量。为降低沿管壁的漏热,管路其余部分材料均为导热系数较低的不锈钢。其中,红点标注了模拟中的温度压力监测位置,7 个温度监测点被布置在蒸发段,并在蒸发/冷凝段的出口中间布置压力测点,系统上下管靠近中间位置布置速度测点。模拟中,蒸发和冷凝传质时间松弛因子并不会随相变强度变化而改变,从而导致出现工

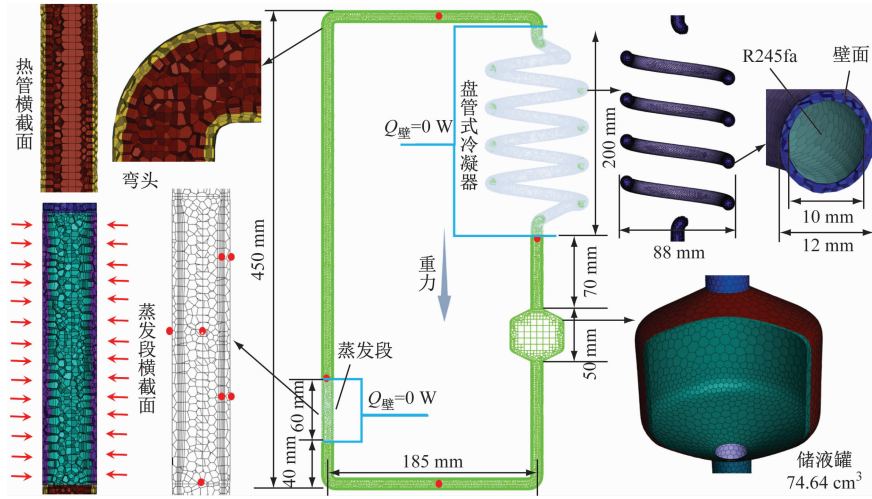


图1 回路热虹吸管模拟系统

Fig. 1 Loop thermosiphon simulation system

质质量不守恒,本模拟的误差以总质量与起始质量的比值进行量化,质量仿真结果的偏差控制在 $\pm 1\%$ 以内,具有一定准确度。

计算区域涵盖了流体区域和固体壁面。在流固交界面处,对流体网格进行局部加密,以捕捉贴近壁面的流动状况和传热信息。由于储液罐具有较大的体积,并且不涉及相变传热,所以在局部对其网格尺寸进行了适当的放大处理。计算中,生成了4组不同单元数的多面体网格,单元数分别为158 702、237 165、366 964和647 042。在相同的模拟条件下(热流密度为 $11.05 \text{ kW/m}^2$ ,充液率为 $80\%$ ),将单元数为647 042的网格计算结果设定为基准,经过对比发现,其余3组网格计算所得的蒸发段外壁面稳定温度与基准结果的最大相对偏差分别为 $1.93\%$ 、 $0.85\%$ 、 $0.73\%$ 。为缩短计算耗时,且控制求解精度在 $1\%$ 以内,模拟选取单元数为237 165的网格单元。

## 1.2 数学模型

流体体积(VOF)模型擅长捕捉气液界面,其基本原理是根据每个网格中各相所占的体积分数,确定每个网格的状态,进而确定气液交界面。这也表明网格划分越精细,气液交界面越清晰。针对蒸发冷凝过程,选取VOF模型进行相关计算,并在Fluent软件中建立回路热虹吸管模型。在该模型的流体体系里,流体只有气、液2种状态,两相的体积分数之和为1。当体积分数为0或1时,表示该网格为单相状态;当体积分数介于 $0\sim 1$ 之间时,表示该网格为气液混合物状态。

### 1.2.1 相变模型

TPLT内部存在典型的蒸发-冷凝现象,因此有

必要构建合适的相变模型。Lee模型依据过冷度/过热度以及质量密度来计算蒸发冷凝强度。

在沸腾情况下:

$$S_{M-v} = -S_{M-l} = \beta_e \rho_l \varphi_l \frac{T - T_{sat}}{T_{sat}}, T > T_{sat} \quad (1)$$

在冷凝情况下:

$$S_{M-l} = -S_{M-v} = \beta_c \rho_v \varphi_v \frac{T_{sat} - T}{T_{sat}}, T < T_{sat} \quad (2)$$

式中: $S_{M-l}$ 和 $S_{M-v}$ 分别为液体和气体条件下质量方程的质量源; $\beta_e$ 和 $\beta_c$ 分别为蒸发和冷凝的传质时间弛豫参数<sup>[25]</sup>;  $T$ 为局部工质温度; $T_{sat}$ 为局部工质饱和温度; $\rho_l$ 和 $\rho_v$ 分别为液体和气体的密度; $\varphi_l$ 和 $\varphi_v$ 分别为液体和气体的体积分数。

在定饱和温度的计算中,饱和温度不随局部压力变化,这与实际情形不符。为了提高相变计算的准确性,通过Matlab软件将模拟所用工质R245fa的饱和温度 $T_{sat}$ 与饱和压力 $p$ 对应,见图2。将拟合式(3)引入Lee模型中。

$$T = 251.07 + 382.07 \times 10^{-4} p - 702.00 p^2 + 767.1 p^3 - 471.57 p^4 + 161.90 p^5 - 28.96 p^6 + 2.10 p^7 \quad (3)$$

### 1.2.2 Navier-Stokes 方程

#### (1) 连续性方程

借助连续性方程求解主相体积分数来追踪气液交界面,本模型主相为液相,其计算式如下:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\varphi_z \rho_z) + \nabla \cdot (\varphi_z \rho_z \mathbf{u}_z) = S_M \quad (4)$$

其中: $\varphi_z$ 、 $\rho_z$ 、 $\mathbf{u}_z$ 分别为主相体积分数、密度和速度; $S_M$ 为计算蒸发和冷凝过程中传质的质量源项; $t$ 为时间。

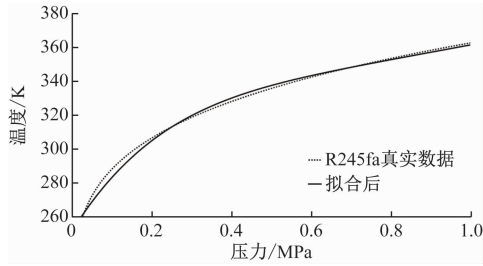


图 2 R245fa 饱和温度随压力的变化

Fig. 2 Variation of R245fa saturation temperature with pressure

## (2) 动量方程

在 VOF 模型中,动量方程采用如下表达式:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \mathbf{u}) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \mathbf{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot [\mu(\nabla \mathbf{u} + \nabla \mathbf{u}^T)] +$$

$$\rho \mathbf{g} + \mathbf{F} \quad (5)$$

$$\mu = \varphi_l \mu_l + \varphi_v \mu_v \quad (6)$$

$$\rho = \varphi_l \rho_l + \varphi_v \rho_v \quad (7)$$

式中: $\mathbf{g}$  为重力加速度; $\mathbf{F}$  为作用在流体上的外力; $\mu_l$  和  $\mu_v$  分别为液体和气体的动量黏度; $\rho$  和  $\mu$  分别为体积平均密度和体积平均动量黏度。

为了考虑气液界面张力的影响,Brackbill 等<sup>[26]</sup>提出将连续表面力(CSF)模型<sup>[10]</sup>引入动量方程,即

$$F_{CS} = \sum_{i \text{ 相与 } j \text{ 相耦合}, i < j} \sigma_{ij} \frac{\varphi_i \rho_i C_i \nabla \varphi_i + \varphi_j \rho_j C_j \nabla \varphi_j}{\frac{1}{2}(\rho_i + \rho_j)} \quad (8)$$

式中: $F_{CS}$  为连续表面力; $\sigma_{ij}$  为  $i$  相和  $j$  相的表面张力系数; $C_i$ 、 $C_j$  分别为  $i$  相和  $j$  相的表面曲率; $\rho_i$ 、 $\rho_j$  分别为  $i$  相和  $j$  相的密度; $\varphi_i$  和  $\varphi_j$  分别为  $i$  相和  $j$  相的体积分。

由于 TPLT 中仅存在液相和蒸汽,所以有  $C_i = -C_j$  和  $\nabla \varphi_i = -\nabla \varphi_j$ ,则式(8)可以简化为

$$F_{CS} = \sigma_v \frac{\rho C_l \nabla \varphi_l}{\frac{1}{2}(\rho_l + \rho_v)} \quad (9)$$

式中: $C_l$  为液相的表面张力; $\sigma_v$  为蒸汽与液相间的表面张力系数。

## (3) 湍流模型

本文选择 SST  $k-\omega$  模型的低雷诺数修正方程,方程中的湍流动能( $k$ )和耗散率( $\omega$ )计算公式为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (10)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega \quad (11)$$

式中: $x_i$  和  $x_j$  分别为笛卡尔横、纵坐标; $u_i$  为速度分量; $G_k$  和  $G_\omega$  分别为平均速度梯度和耗散率产生的

湍流动能; $\Gamma_k$  和  $\Gamma_\omega$  分别为  $k$  和  $\omega$  的有效扩散系数; $Y_k$  和  $Y_\omega$  分别为  $k$  和  $\omega$  在湍流作用下的耗散; $S_k$  和  $S_\omega$  为源项。

## 1.2.3 金属壁面内的导热

热通量被施加到加热部分的表面,用于描述 TPLT 金属壁中热传递的物理模型可表示为

$$\rho_w c_w \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda_w \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x_i^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial x_j^2} \right) \quad (12)$$

式中: $\rho_w$  为局部壁面材料的密度; $c_w$  为局部金属壁的比热容; $\lambda_w$  为局部壁面热导系数。

## 1.3 求解条件和求解策略

定义充液率为工质体积与 TPLT 总容积之比,选取 3 个有代表性的充液率,即 40% (较低)、80% (较高) 和 100% (充满) 进行研究。TPLT 边界条件见表 1,初始化条件为全局温度为 20 °C, TPLT 内部压力为当前温度下 R245fa 的饱和压力。

表 1 TPLT 边界条件

Tab. 1 TPLT boundary conditions

| 部件      | 边界条件 | 项目                                 | 数值               |
|---------|------|------------------------------------|------------------|
| 蒸发段     | 恒定热流 | 热流密度/(kW · m <sup>-2</sup> )       | 11.05、22.1、33.15 |
| 冷凝段     | 恒定壁温 | 壁温/K                               | 293.15           |
| 绝热段     | 绝热   | 热流密度/(kW · m <sup>-2</sup> )       | 0                |
| TPLT 壁面 | 无滑移  | 壁面速度分量                             |                  |
|         |      | $u_w, v_w$ /(m · s <sup>-1</sup> ) |                  |

使用基于全局库朗数 15 的瞬态计算方法,时间推进方式为自适应,最大迭代次数为 2 次,为了提高计算精度,所有的线性迭代计算均通过 GPU 完成。此外,选择基于压力的 SIMPLE 格式、动量和能量的二阶迎风格式、体积分数的 Geo-Reconstruction 格式和压力的 PRESTO 格式的组合。

## 1.4 模拟验证

模拟得到的 TPLT 管内交替变化的流型在 Zhang 等<sup>[27]</sup>的研究中可以得到验证,间歇泉沸腾现象在 Zhang 等<sup>[13]</sup>和 Liu 等<sup>[18]</sup>的研究中可以得到验证,模拟得到的管内速度分布在 Wang 等<sup>[10]</sup>的研究中可以得到验证。基于此,本文的模拟方法与相关实验的吻合度较高,具有较高的准确性。

## 2 结果与讨论

## 2.1 充液率对温度的影响

图 3~图 5 分别为 TPLT 在不同充液率以及 11.05 kW/m<sup>2</sup> 热流密度下启动和稳定运行阶段的

温度变化情况。其中,  $T_1$  表示热源中心点的温度,  $T_2$  和  $T_3$  分别表示距离蒸发段底部 20 mm 处的内、外壁面温度,  $T_4$  和  $T_5$  分别表示距离蒸发段底部 40 mm 高处的内、外壁面温度,  $T_6$  表示蒸发段管内中心的工质温度,  $T_7$  表示蒸发段入口截面中心的工质温度。

从图 3~图 5 可以看出:在对蒸发器施加功率后,3 个充液率下各个监测点的温度呈逐渐上升的趋势,但未发生温度超调现象<sup>[14]</sup>。由于所搭建模型高度相对较低,有利于管内流体跨过 TPLT 的顶部管道,而螺旋盘管的高效冷凝作用则促进了冷凝液快速回流,因此仅需要较短的时间和经历较小的扰动即可实现流型的平稳转换。

由图 3 可以看出:在 40% 充液率和 11.05 kW/m<sup>2</sup> 热流密度条件下, TPLT 启动时间为 95 s, 蒸发段在稳定状态时的最高温度为 50.9 °C。在启动的最初 3 s 内, 蒸发段内外壁面的温度升高曲线几乎重叠, 表明了模拟初始阶段内部工质流动相对较慢, 热量主要通过蒸发段内工质导热传递。相变发生后, 蒸发段局部温度降低, 气泡上浮后, 周围的冷流体迅速填充, 导致温度进一步下降。随着热量的输入, 气泡产生速度和尺寸迅速增大, 导致温度波动并呈现上升趋势。蒸发器的内壁面温度振荡较大, 振荡幅度约为 10 K, 峰值温度超过 44 °C, 且中心工质温度维持在 30 °C。蒸发段外壁面温度分布较为分散, 最大温差超过 3 K, 这表明蒸发段均温性一般。这是因为 TPLT 内工质的传热能力强于蒸发器内部导热能力(传热学中的集总参数法<sup>[28]</sup>)。由于 40% 充液率下 TPLT 的工质含量较少, 工质的热容量较小, 并且蒸发段大部分气泡沿管路上升路径较短, 蒸发段主流工质的过热度较高, 容易发生核态沸腾, 壁面气泡生长速率也较快, 所以在稳定运行时, 蒸发段中心处工质温度的振荡频率很高, 但振荡幅度并不大<sup>[13]</sup>。

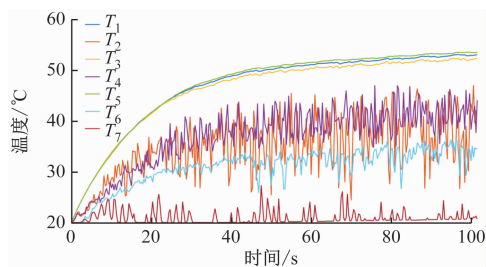


图 3 40% 充液率和 11.05 kW/m<sup>2</sup> 热流密度下的 TPLT 温度图  
Fig. 3 Temperature of TPLT with filling rate of 40% and heat flux density of 11.05 kW/m<sup>2</sup>

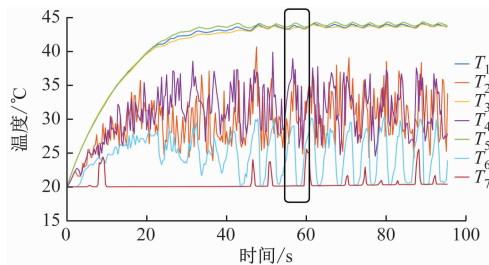


图 4 80% 充液率和 11.05 kW/m<sup>2</sup> 热流密度下的 TPLT 温度图  
Fig. 4 Temperature of TPLT with filling rate of 80% and heat flux density of 11.05 kW/m<sup>2</sup>

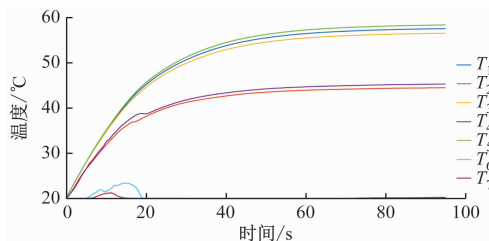


图 5 100% 充液率和 11.05 kW/m<sup>2</sup> 热流密度下的 TPLT 启动温度  
Fig. 5 Start temperature of TPLT with filling rate of 100% and heat flux density of 11.05 kW/m<sup>2</sup>

蒸发段入口温度在 20~25 °C 内振荡, 这是因为在蒸发段中不断重复着工质运动过程, 见图 6。其中, 红色、蓝色和黄色分别代表液体、气体和气液混合物。首先, 蒸发段热量通过工质向下传导并在底部积聚, 在冷凝液进入储液罐后, 热流体沿气相线向上推移, 在冷流体及时补充至蒸发段的同时, 蒸发段温度也随之下落; 但部分热流体在重力作用下会沿着壁面向下流动, 引起局部逆流, 造成蒸发段入口温度升高。其次, 温升加剧了相变的发生, 大量小气泡聚并融合, 形成大气泡或段塞流并向上运动且进一步膨胀。最后, 这些大气泡破裂, 高温气体沿上升管流至冷凝段后凝结, 所形成的冷凝液进入下降段。

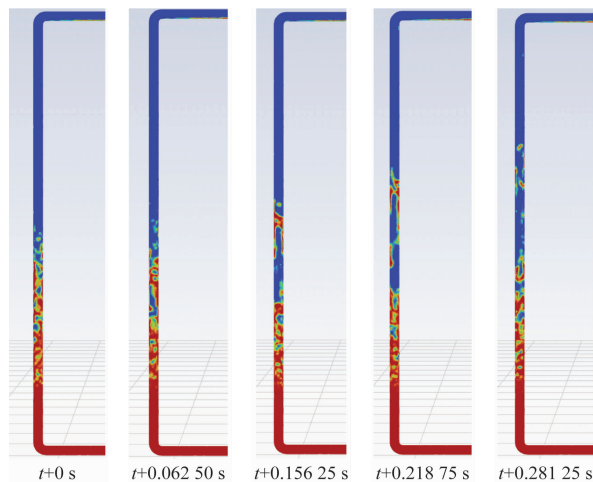


图 6 40% 充液率下的 TPLT 内流动演化  
Fig. 6 Evolution of flow in TPLT at filling rate of 40%

在 40% 充液率的情况下,液相工质相对较少,使得蒸发段液位较低,由此产生的气泡难以将液态工质推送至冷凝段。此时传热模式为饱和沸腾且以气相传热为主,单位质量的气态工质需要传递更多热量,因此需要足够的气化速率来有效传递热量,这就导致蒸发段温度偏高。为了在这种工况下达到稳定温度,蒸发器和工质需要更多的热量,并且此时的气液循环较慢,因此 TPLT 的启动过程相对迟缓。

由图 4 可以看出:在 80% 充液率和  $11.05 \text{ kW/m}^2$  的热流密度条件下,TPLT 启动时间为 50 s,蒸发段在稳定状态时的最高温度达到了  $44.6^\circ\text{C}$ ,呈现出较明显的温度振荡。蒸发段内壁面和中心工质的温度振荡周期约为 6 s,内壁面峰值温度超过  $40.8^\circ\text{C}$ ,中心工质温度比蒸发段入口温度高约 10 K。蒸发段外壁面温差仅为 1 K,这表明此时蒸发段的均温性较好。这是因为高充液率和低热流密度下蒸发段相变强度较弱,大部分区域处于液态,所以蒸发段向管内的导热系数接近蒸发段材质(铜)的导热系数。在 TPLT 内,较快的气液循环有助于将 TPLT 底部的热流体及时推向蒸发段,从而减少蒸发段底部的漏热。

80% 充液率的 TPLT 在加载较低热流密度 ( $11.05 \text{ kW/m}^2$ ) 时,蒸发段内部不易形成较大汽塞,如图 7 所示,自下而上依次呈现出单相流、泡状流、弹状流、塞状流及环状流<sup>[27]</sup>的分布特征。壁面连续脱落的气泡在上升过程中推动液体顺时针加速流动<sup>[14]</sup>;在热管顶部可观察到明显的气液分离现象,液相则聚集在底部。

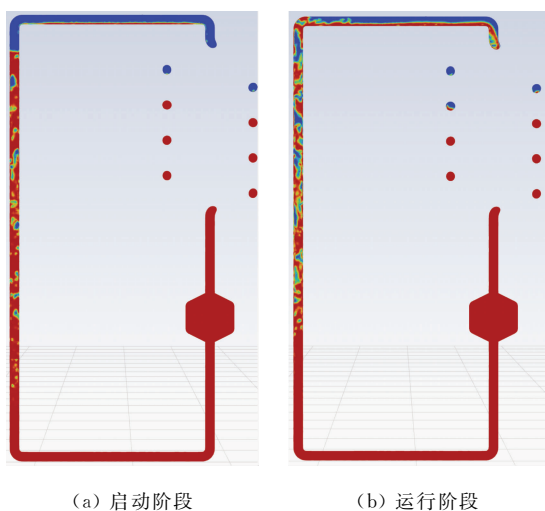


图 7 80% 充液率下的 TPLT 流型

Fig. 7 TPLT flow patterns at filling rate of 80%

100% 充液率的回路热虹吸管也称为单相回路热虹吸管(SPLT)<sup>[16]</sup>,管内没有空间发生相变,主要

依靠蒸发段和冷凝段的冷热流体密度差驱动运行,通过显热形式实现热量从热端到冷端的传递,见图 5。由图 5 可以看出:当施加功率后,蒸发段壁面附近的温度开始上升,在 8 s 左右热量传导到达蒸发段内部;在 20 s 时,蒸发段中心工质出现了温度超调现象,当热流体受到的浮力能够克服阻力时才开始上升。管内的工质开始进行定向运动,蒸发段温度逐步上升,管内流速也逐步增大,直到系统达到热平衡(见图 8)。

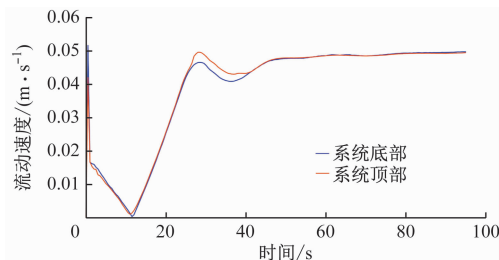


图 8 100% 充液率和  $11.05 \text{ kW/m}^2$  热流密度下的 SPLT 启动速度

Fig. 8 Starting velocity of SPLT with filling rate of 100% and heat flux density of  $11.05 \text{ kW/m}^2$

由图 5、图 8 可以看出:在 100% 满充液率和  $11.05 \text{ kW/m}^2$  热流密度工况下启动时间为 85 s。在稳定状态时,蒸发段的最高温度达到了  $58^\circ\text{C}$ ,内外壁面温差为 12 K,温度曲线相对平滑,蒸发段中心部位工质以及入口温度均保持在  $20^\circ\text{C}$ 。这是因为在满充液率情况下,蒸发段内难以产生气泡,因此不存在温度波动。

图 9 给出了 SPLT 内速度分布云图和蒸发段出入口速度沿直径的变化情况。由图 9 可以看出,管内大部分区域的速度分布较为均匀。在非蒸发段部位,受壁面黏滞力和流体阻力的影响,管道的中心区域流速相对较大,而壁面附近流速趋近于  $0 \text{ m/s}$ 。在盘管式冷凝器和热管弯头处,因受到离心力作用,外侧流体流速偏大。在蒸发段及其上部的管道内,壁面附近流速偏大,最大速度达到  $0.064 \text{ m/s}$ ,而主流区域流速相对较小。流速较大的工质在流出蒸发段后,会逐渐向中心区域汇聚,表现为中心区域速度逐渐增大。主流区域存在浮力与重力平衡的位置,表现为流动停滞。

由于满充液率的回路热虹吸管内工质不发生相变,为方便观察和分析管道内部的流动状态,采用了如图 10 所示的密度图。从图 10 可以看出:回路热虹吸管内工质最大密度为  $1352.1 \text{ kg/m}^3$ ,最小密度为  $1257.3 \text{ kg/m}^3$ ,主流区的密度差相对较小。在蒸发段贴近壁面区域分布的流体密度最低,其贴

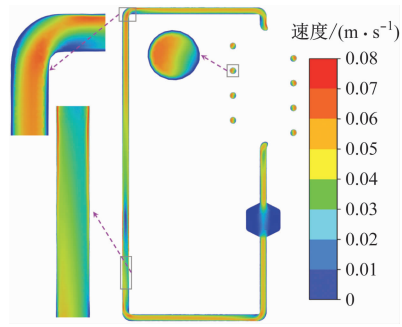


图9 100%充液率和 11.05 kW/m<sup>2</sup> 热流密度下的 SPLT 速度云图

Fig. 9 Velocity map of SPLT with filling rate of 100% and heat flux density of 11.05 kW/m<sup>2</sup>

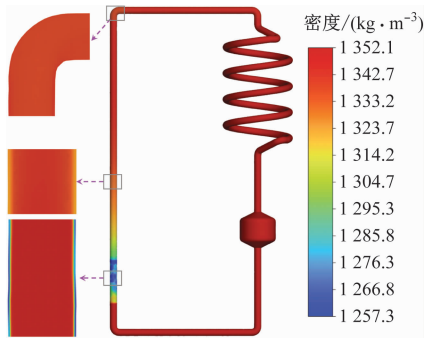


图10 100%充液率和 11.05 kW/m<sup>2</sup> 热流密度下的 SPLT 密度云图

Fig. 10 Density map of SPLT with filling rate of 100% and heat flux density of 11.05 kW/m<sup>2</sup>

着壁面向上流动并带动管道中心工质流动。在整个过程中,蒸发段的壁面存在明显的温度梯度,这使得蒸发器的均温性和温控性能较差。

## 2.2 准稳态运行模式

图4中50 s后部分展示了在80%充液率和11.05 kW/m<sup>2</sup>热流密度下,TPLT系统准稳态运行时的温度振荡情况。温度振荡的平均周期约为6 s,蒸发段中心的工质温度在一个周期内通常经历以下过程:首先迅速上升(约2 s),然后回落或者不变(约2 s),接着再次上升(约1 s),最后急剧下降(约1 s)。这种振荡现象称为间歇泉沸腾<sup>[18]</sup>,根据TPLT内工质流动状态,一个完整的流动循环整体可分为液体过冲、液体回落和大气泡推动液体上升3个阶段<sup>[13]</sup>。图11给出了一个循环周期内蒸发段3个阶段的流动状态变化。图12为蒸发段内流态的3个阶段。

如图11(a)所示,第1个阶段中汽相推动蒸发段内热流体涌向顶部,同时冷流体迅速从回流管补充至蒸发段,由于工质流速较快,从而使蒸发段主流温度无法即刻达到饱和温度,因此属于过冷流动沸腾,只有少量的小气泡脱落并随工质向上运动。此后,随着工质流速的减缓,蒸发段液体工质开始出现逆流回落现象,TPLT顶部液体向两边回落,见图11(b)。在第3个阶段,逆流影响变弱,液位趋于稳定,蒸发段工质温度升高,气泡的数量增多且尺寸增大,处于泡流状态。随后,气泡相互聚合并逐渐演变为弹状流和搅拌流,此时蒸发段的沸腾最为剧烈,汽相能够克服上升段液柱重力,推动流体上升,越过TPLT的顶部管道,见图11(c)。后续将重复上述流动状态。

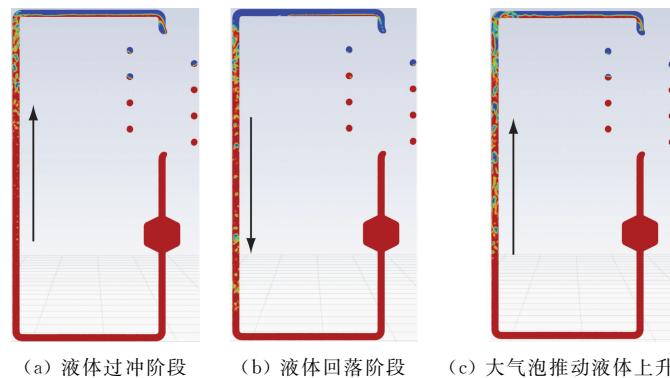


图11 80%充液率和热流密度为 33.15 kW/m<sup>2</sup> 时 TPLT 内部工质流动的3个阶段

Fig. 11 Three stages of internal working fluid flow in TPLT with filling rate of 80% and heat flux density of 33.15 kW/m<sup>2</sup>

当热流密度为11.05 kW/m<sup>2</sup>,40%充液率和80%充液率下的TPLT速度分布如图13所示。由图13(a)可以看出:当充液率为40%时,加热段内和回路上方的流速较高。这主要是因为加热段内会持续产生气泡,这些气泡在浮力作用下向上运动,同时蒸发段上方的流体密度相对较小,使得流动阻力更

小。回路中的速度沿顺时针方向逐渐减小,回路顶部和底部的流速存在明显差异,底部的流速较小,而顶部气相区域的流速较大。由图13(b)可以看出:TPLT顶部管道内的工质流速较大,其余部分的流速相对较低且呈均匀分布状态。

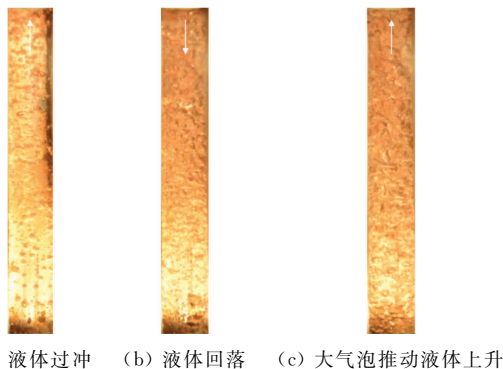


图 12 蒸发段内流态的 3 个阶段  
Fig. 12 Three stages of flow state in the evaporation section

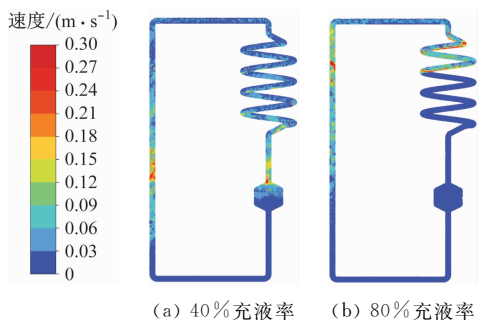


图 13 TPLT 在 11.05 kW/m² 下的速度云图  
Fig. 13 Velocity map of TPLT with heat flux density of 11.05 kW/m²

当热流密度为 11.05 kW/m², 40% 充液率下 TPLT 顶部和底部管路中心处的流速随时间的变化如图 14 所示。由图 14 可以看出: 整个流速表现出杂乱的波动状态, 其振荡周期较短, 振幅较小。在前 40 s, 顶部速度逐渐增大; 40 s 之后, 顶部速度稳定在 0.15 m/s, 底部的平均流速为 0.02 m/s, 这与蒸发段内工质温度在 40 s 后进入稳定状态相对应。由于 TPLT 顶部和底部流速之比较大<sup>[10]</sup>, 所以低充液率的传热机制类似于池沸腾, 这与前文的分析一致。

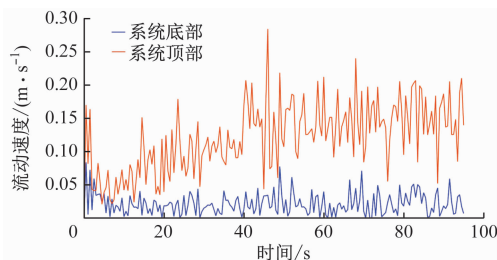


图 14 40% 充液率和 11.05 kW/m² 热流密度下的 TPLT 速度图  
Fig. 14 Velocity chart of TPLT with filling rate of 40% and heat flux density of 11.05 kW/m²

当热流密度为 33.15 kW/m², 80% 充液率下 TPLT 顶部和底部管道内的工质流速随时间的变化如图 15 所示。由图 15 可以看出: 回路顶部和底部的流速呈现出周期性振荡趋势, 其振荡周期为 3.5

s, 该频率相较于在热流密度为 11.05 kW/m² 条件下的情况要高。顶部管道内的流速始终比底部流速高, 其中顶部管道内的平均流速约为 0.2 m/s, 而底部的平均流速仅为 0.12 m/s, 均高于低充液率条件下的流速<sup>[10]</sup>。由于回路底部的流速较大, 使得冷流体在蒸发段内流速较快, 进而, 在高充液率条件下引发了过冷流动沸腾的传热现象。

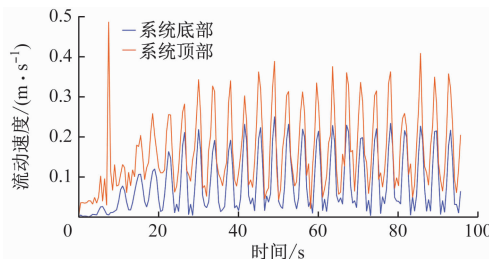


图 15 80% 充液率和 33.15 kW/m² 热流密度下的 TPLT 速度云图  
Fig. 15 Velocity chart of TPLT with filling rate of 80% and heat flux density of 33.15 kW/m²

## 2.3 传热性能

为了综合分析不同充液率下的回路热虹吸管启动性能, 表 2 汇总了热流密度为 11.05 kW/m² 时, TPLT 在不同充液率下的启动情况。由表 2 可以看出: 当充液率为 80% 时, TPLT 启动时间最短, 这表明系统具备对突发热源迅速响应的能力, 能够及时将热量传递出去, 进而确保发热设备的可靠运行。

表 2 热流密度为 11.05 kW/m² 时 TPLT 的启动指标  
Tab. 2 Startup indexes of R245fa-TPLT with heat flux density of 11.05 kW/m²

| 项目           | 数值    |       |       |
|--------------|-------|-------|-------|
| 充液率/%        | 40    | 80    | 100   |
| 启动时间/s       | 95    | 50    | 85    |
| 振荡频率/Hz      | 1.0   | 0.2   |       |
| 蒸发段外壁面最高温度/℃ | 50.80 | 44.20 | 58.52 |

在模拟的过程中, 由于整个系统只有一个热通量输入和一个热通量输出, 所以整个系统的热效率为 100%。蒸发段内壁面存在强烈的对流传热现象, 本文采用蒸发段外壁面温度 ( $T_{ew}$ )、内壁面贴体工质温度 ( $T_{el}$ ) 和内壁面表面积  $S_e$  来描述蒸发段的对流传热系数 ( $h$ ), 其表达式为

$$h = \frac{Q_{in}}{(T_{ew} - T_{el}) \times S_e} \quad (13)$$

式中:  $Q_{in}$  为加热功率。

通过蒸发段平均壁温  $T_e$  和冷凝段平均壁温  $T_c$ , 结合加热功率  $Q_{in}$ , 可计算 TPLT 系统的等效热阻  $R$ 。

$$R = \frac{T_e - T_c}{Q_{in}} \quad (14)$$

采用等效导热系数( $K$ )衡量 TPLT 的传热性能,其计算公式为

$$K = \frac{L}{SR} \quad (15)$$

式中: $L$  为回路热虹吸管蒸发段到冷凝段的管路长度,取 1 132 mm; $S$  为回路热虹吸管内横截面的面积,取 78.54 mm<sup>2</sup>。

图 16 比较了不同充液率下回路热虹吸管在不同加热强度下的热阻情况。从图 16 可以看出:80% 充液率下热流密度为 33.15 kW/m<sup>2</sup> 时 TPLT 的热阻最低,为 0.9 K/W,该值相对于普通 TPLT 系统来说较高。这是由于蒸发段和冷凝段的管壁与绝热段间管壁的热通量为零,热量无法沿着管壁进行传递,整个系统仅依靠工质的流动循环和相变来传热。系统的等效导热系数随充液率增大先升高后下降,总体约为 15 000 W/(m·K),且该等效导热系数会随着热输入的增加而增大。这是因为在 80% 充液率下的 TPLT 中高压气体能够将高温液态工质推向冷凝段,同时带走大量的显热,而不需要维持较高的沸腾强度;在满充液率下,单相换热需要在较高温差下实现。综上,80% 充液率下的 TPLT 传热性能较好。

不同热流密度下蒸发段对流传热系数如图 17 所示。在计算对流传热系数时,所取的内壁面工质

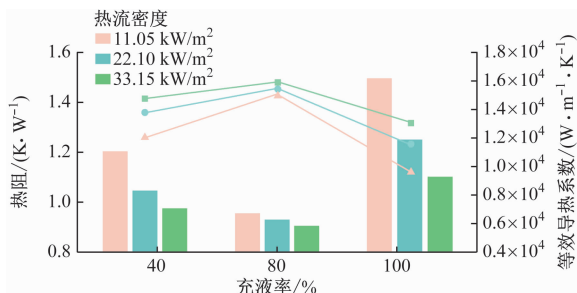


图 16 不同充液率和加热强度下 TPLT 的热阻

Fig. 16 Thermal resistance of TPLT under different filling rates and heat flux densities

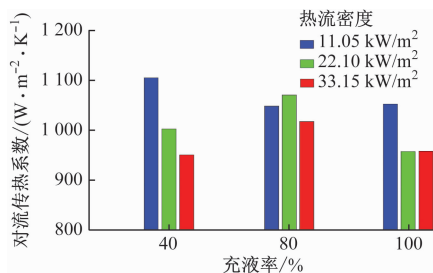


图 17 不同热流密度下蒸发段对流传热系数

Fig. 17 Coefficient of convective heat transfer in the evaporation section of TPLT under different heat flux densities

温度点距离固体壁面 0.01 mm,可视为位于边界层内。当热流密度为 11.05 kW/m<sup>2</sup>,蒸发段流动传热系数呈现先降低后升高的趋势,对流传热系数接近 1 000 W/(m<sup>2</sup>·K),相对普通 TPLT 较小。这是因为选择的温度点贴近壁面的层流底层内,由于黏性作用,热量传递方式以热传导为主。

当热流密度为 11.05 kW/m<sup>2</sup> 时,在 40% 充液率下蒸发段充满了气泡,湍流扰动作用较强,边界层较薄,因此对流传热系数相对最高;在 80% 充液率下,蒸发段内部流型以泡状流为主,湍流扰动作用较弱且热边界层较厚,因此传热热阻偏大;在 100% 充液率下,回路热虹吸管内液态工质流速较快且分布均匀,以层流为主,导致热边界层内温度梯度较大,流动换热能力较强。热流密度为 33.15 kW/m<sup>2</sup> 时,40% 充液率和 100% 充液率的回路热虹吸管分别受到沸腾极限和黏性极限<sup>[14]</sup>的限制,而 80% 充液率的回路热虹吸管内形成了较高频率且持续稳定的流动循环。因此,总的来说,在高热流密度条件下,80% 充液率的回路热虹吸管蒸发段具有更好的换热效果。

### 3 结论

(1) 在低充液率下,回路热虹吸管内以饱和沸腾为主,伴随着温度的剧烈振荡;而在高充液率下回路热虹吸管内部以流动沸腾为主,其温度振荡具有明显的规律性;在满充液率情况下,回路热虹吸管的传热则为单相流动换热,速度较为稳定。

(2) 在回路热虹吸管的准稳态运行过程中,存在 3 个主要流动状态:首先,由于自身惯性,回流液快速涌向回路热虹吸管顶部管道,并推动热流体流向冷凝段;其次,受到重力作用,上升管中的部分工质沿着壁面返回蒸发器;最后,大量气泡推动工质穿过回路热虹吸管顶部管道。值得注意的是,在高充液率和高热通量下,回路热虹吸管更容易发生温度和速度的振荡,且气液混合物的速度较大。

(3) 在高热通量工况下,高充液率的回路热虹吸管可以削弱沸腾极限的限制,表现出较好的传热性能。

### 参考文献:

- [1] 尚娟,王珍梦.数字经济赋能绿色经济发展的效应研究[J].生态经济,2023,39(3):47-56.  
SHANG Juan, WANG Zhenmeng. Research on the effect of digital economy enabling green economy development[J]. Ecological Economy, 2023, 39(3): 47-

- 56.
- [2] ZHANG Yin, WEI Zhiyuan, ZHANG Mingshan. Free cooling technologies for data centers: energy saving mechanism and applications[J]. **Energy Procedia**, 2017, 143: 410-415.
- [3] ZHANG Liyu, LIU Y Y, GUO X, et al. Experimental investigation and economic analysis of gravity heat pipe exchanger applied in communication base station [J]. **Applied Energy**, 2017, 194: 499-507.
- [4] 毛春林, 刘汉敏, 孙健, 等. 芯片封装均温板壳体的传热特性研究[J]. **制冷学报**, 2022, 43(1): 138-144.
- MAO Chunlin, LIU Hanming, SUN Jian, et al. Research on heat transfer characteristics of vapor chamber integrated heat spreader for chip package[J]. **Journal of Refrigeration**, 2022, 43(1): 138-144.
- [5] 曹滨斌, 李惟毅. 储液器对脉动热管启动及传热性能的影响[J]. **动力工程学报**, 2010, 30(11): 861-865.
- CAO Binbin, LI Weiyi. Effects of liquid receiver on the start-up and heat transfer performance of the pulsating heat pipe[J]. **Journal of Chinese Society of Power Engineering**, 2010, 30(11): 861-865.
- [6] 战洪仁, 张海松, 李春晓, 等. 重力热管流动与传热特性的数值研究[J]. **动力工程学报**, 2017, 37(7): 540-545.
- ZHAN Hongren, ZHANG Haisong, LI Chunxiao, et al. Simulation study on flow and heat-transfer characteristics of gravity heat pipes[J]. **Journal of Chinese Society of Power Engineering**, 2017, 37(7): 540-545.
- [7] RAMAKRISHNAN B, ALISSA H, MANOUSAKIS I, et al. CPU overclocking: a performance assessment of air, cold plates, and two-phase immersion cooling[J]. **IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology**, 2021, 11(10): 1703-1715.
- [8] 孙海彤, 虞斌, 涂善东. 核电安全壳中分离式热管蒸发段流动沸腾模拟[J]. **动力工程学报**, 2018, 38(11): 941-948.
- SUN Haitong, YU Bin, TU Shandong. Boiling flow simulation for evaporation section of separated heat pipes in nuclear power plant containments[J]. **Journal of Chinese Society of Power Engineering**, 2018, 38(11): 941-948.
- [9] VASILIEV L, ZHURAVLYOV A, KUZMICH M, et al. Development and testing of a novel horizontal loop thermosyphon as a kW-class heat transfer device [J]. **Applied Thermal Engineering**, 2022, 200: 117682.
- [10] WANG Kuiming, HU Chengzhi, CAI Yong, et al. Investigation of heat transfer and flow characteristics in two-phase loop thermosyphon by visualization experiments and CFD simulations [J]. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 2023, 203: 123812.
- [11] CAO Jingyu, ZHENG Zhanying, ASIM M, et al. A review on independent and integrated/coupled two-phase loop thermosyphons [J]. **Applied Energy**, 2020, 280: 115885.
- [12] KISEEV V, SAZHIN O. Heat transfer enhancement in a loop thermosyphon using nanoparticles/water nanofluid[J]. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 2019, 132: 557-564.
- [13] ZHANG Hainan, SHAO Shuangquan, XU Hongbo, et al. Experimental investigation on a loop thermosyphon with three evaporators: unique startup and oscillation phenomena[J]. **International Journal of Refrigeration**, 2019, 99: 363-370.
- [14] 陶建云. 泵驱两相流回路系统的热动态特性研究[D]. 南京: 东南大学, 2020.
- [15] 卫铃佼. 大充液率环路热虹吸管传热特性研究[D]. 北京: 中国科学院研究生院(工程热物理研究所), 2015.
- [16] KLOCZKO S, FAGHRI A, LI Yuhua. Is a non-phase change heat pipe a new heat pipe? [J]. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 2019, 145: 118676.
- [17] LIU Yun, LI Zhigang, LI Yuhua, et al. Heat transfer and instability characteristics of a loop thermosyphon with wide range of filling ratios[J]. **Applied Thermal Engineering**, 2019, 151: 262-271.
- [18] LIU Yun, LI Zhigang, LI Yuhua, et al. Experimental investigation of geyser boiling in a two-phase closed loop thermosyphon with high filling ratios[J]. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 2018, 127: 857-869.
- [19] 刁伟, 程毅, 徐启航, 等. 基于 LBM 的大尺度水流运动三维模拟方法及其 GPU 并行实现[J]. **水电能源科学**, 2022, 40(7): 131-135.
- DIAO Wei, CHENG Yi, XU Qihang, et al. Lattice Boltzmann method for large-scale flow three-dimensional simulation and realization by GPU[J]. **Water Resources and Power**, 2022, 40(7): 131-135.
- [20] PARK S H, KIM Y S, KIM S Y, et al. Numerical study on the two-phase flow pattern and temperature distribution in a loop thermosyphon as a defrost device at the evaporator in the refrigerator[J]. **Journal of Mechanical Science and Technology**, 2018, 32(12):

- 5927-5936.
- [21] WANG Yinfeng, WANG Xiaoyuan, CHEN Haijun, et al. A combined CFD/visualized investigation of two-phase heat and mass transfer inside a horizontal loop thermosiphon[J]. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 2017, 112: 607-619.
- [22] YAO Huicong, GUO Lingfeng, LIU Hao, et al. Characteristics of phase-change flow and heat transfer in loop thermosyphon: three-dimension CFD modeling and experimentation[J]. **Case Studies in Thermal Engineering**, 2022, 35: 102070.
- [23] GIBOU F, CHEN Liguang, NGUYEN D, et al. A level set based sharp interface method for the multiphase incompressible Navier-Stokes equations with phase change[J]. **Journal of Computational Physics**, 2007, 222(2): 536-555.
- [24] KHARANGATE C R, MUDAWAR I. Review of computational studies on boiling and condensation [J]. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 2017, 108: 1164-1196.
- [25] 李琳, 刘存良, 杨祺, 等. 微细管道内 R141b 沸腾气液两相流动与换热特性数值仿真[J]. **推进技术**, 2018, 39(4): 802-809.
- LI Lin, LIU Cunliang, YANG Qi, et al. Numerical simulations on two-phase boiling flow and heat transfer of refrigerant R141b in micro/mini-channel[J]. **Journal of Propulsion Technology**, 2018, 39(4): 802-809.
- [26] 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.
- [27] ZHANG Tao, QU Jian, HUA Yu. Heat transfer characteristics and operational visualization of two-phase loop thermosyphon[J]. **Applied Thermal Engineering**, 2023, 228: 120520.
- [28] 陶文铨. 传热学[M]. 5 版. 北京: 高等教育出版社, 2019.