

基于环路热虹吸管的浸没式液冷实验*

王禹¹ 马祥¹ 张永海¹ 魏进家^{1,2}

1(西安交通大学化学工程与技术学院 西安 710049)

2(西安交通大学 动力工程多相流国家重点实验室 西安 710049)

摘要 将环路热虹吸管与服务器散热相结合, 设计并加工出一种用于模拟服务器液冷的循环冷却系统. 以 HFE-7100 作为工质, 研究不同加热功率下服务器模拟热启动问题, 并探讨不同注液率、汽路绝热段长度 (箱体与冷凝器的高度差) 对循环系统传热特性的影响. 此外还对实验过程中汽路内的流动状态进行了分析. 研究结果表明, 在低加热功率下 (90~120 W), 服务器箱体温度会出现先升高后降低随后逐渐平稳的现象, 而高加热功率下 (≥ 150 W) 则会出现箱体温度先快速升高然后缓慢升高随后逐渐平稳的现象. 热启动过程中的现象可以分为 3 个阶段. 第 1 阶段为过冷至蒸发, 第 2 阶段循环系统初步建立, 第 3 阶段系统循环完全建立. 其中第 2 阶段热启动箱体最高温度会随着加热功率的增加而逐渐降低, 系统达到稳定循环的时间会随着加热功率的增加而增加. 此外, 注液率从 65% 增加到 85% 时, 系统压差 (箱体及储液箱内的压强差) 提高 34.7%, 但是冷凝器效率降低, 其出口过冷度会降低 47.4%; 当汽路绝热段长度从 40 cm 增加到 80 cm 时, 系统压差提高 26.6%, 冷凝器效率提升, 其出口过冷度提高 120.6%.

关键词 环路热虹吸管, 浸没式液冷, 启动特性, 强化换热

中图分类号 TK124

Experimental of Submerged Liquid Cooling Based on Loop Thermosiphon

WANG Yu¹ MA Xiang¹ ZHANG Yonghai¹ WEI Jinjia^{1,2}

1(School of Chemical Engineering and Technology, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049)

2(State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049)

Abstract This paper combines loop thermosiphon with server cooling to design and fabricate a circulating cooling system for simulating liquid cooling in servers. HFE-7100 was used as the working fluid to investigate the thermal startup issues of the servers under different heating powers and to explore the effects of varying liquid injection rates and the length of the adiabatic section in the vapor line (the height difference between the enclosure and the condenser) on the heat transfer characteristics of the circulation system. Additionally, the flow state within the vapor line during the experiment was analyzed. The

* 国家重点研发计划项目 (2022YFF0503502), 西安交通大学青年创新团队项目 (xtr052022011) 和西安交通大学青年拔尖人才支持计划项目共同资助

2024-10-28 收到原稿, 2024-12-10 收到修定稿

©The Author(s) 2025. This is an open access article under the CC-BY 4.0 License
(<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>)

research findings indicate that at low heating powers (90~120 W), the temperature of the simulated server enclosure firstly increases, then decreases, and eventually stabilizes. In contrast, at high heating powers (≥ 150 W), the enclosure temperature initially rises quickly, then increases slowly, and finally stabilizes. The phenomena observed during the thermal startup process can be divided into three stages: Stage 1 (from subcooled to evaporation), Stage 2 (initial establishment of the circulation system), and Stage 3 (full establishment of the system circulation). In Stage 3, the maximum temperature of the enclosure gradually decreases with increasing heating power, while the time required for the system to reach stable circulation increases with higher heating power. Furthermore, when the liquid injection rate is increased from 65% to 85%, the system pressure differential (the pressure difference between the enclosure and the liquid storage tank) increases by 34.7%, but the efficiency of the condenser is reduced, and the outlet supercooling degree will be reduced by 47.4%. When the length of the adiabatic section of the vapor line is increased from 40 cm to 80 cm, the system pressure differential increases by 26.6%, while the efficiency of the condenser improves, and the outlet supercooling degree is increased by 120.6%.

Key words Loop thermosiphon, Submerged liquid cooling, Startup characteristic, Heat transfer enhancement

0 引言

随着航天技术的快速发展, 人类不仅实现了对月球、火星等天体的探测, 还通过空间望远镜观测到遥远星系和黑洞. 近年来, 随着人工智能、云计算、区块链等前沿技术的不断进步, 对于电子设备性能和集成度的要求日益提高. 这种快速发展带来了诸多重要问题, 特别是在高热流密度和巨额能耗等方面. 研究表明, 用于服务器冷却的能耗已占总能耗的 40% 左右^[1], 特别是芯片热负荷已接近传统风冷的极限, 因此亟需开发新型高效的服务器液冷技术.

目前, 服务器的主要冷却方式分为风冷和液冷. 其中风冷技术因其成本低、易维护等特性成为当前主要的冷却方式, 但是存在冷却效率低下、冷却能耗过高、占用空间较大等问题; 液冷技术^[2,3]以其散热性能强、能效比高、可靠性好的特点, 成为未来服务器热管理的最佳选择. 3M 公司将服务器的液冷与传统风冷性能进行对比, 实验结果表明, 在相同实验条件下, 液冷的热流密度和传热系数明显高于风冷. 根据冷却液是否与发热元件直接接触, 液冷方法可以分为间接液冷和直接液冷. 间接液冷中的发热元件并不与冷却介质直接接触, 热量由导热部件传导至内部液体, 然后通过内部液体循环将热量带走. 直接液冷是指发热元件直接与冷却液进行接触, 冷却液吸收热量然后通过循环将发热元件产生的热量带走. 其中直接液冷主要包括喷雾冷却^[4]、射流冷却^[5]及液体浸没冷却^[6]等

方式. 浸没式液冷是指将发热元件直接完全浸没在工质中, 通常该工质具有沸点较低、热容较高的特点, 通过元件表面的导热或工质沸腾提供比风冷更高的传热系数, 从而降低元件温度. 根据工质是否发生相变, 可将浸没式冷却分为单相和相变冷却两种方式. 与传统的风冷方式相比, 浸没式液冷具有显著优势. 一是低能耗, 浸没式液冷可将能耗降低 90%~95%, 这一优势能够大幅降低数据机房的运营成本; 二是低噪音及无污染, 液冷无需使用传统风冷方式的风扇, 不仅可以最大限度降低噪声污染, 还能隔绝空气中灰尘对发热元件的影响; 三是超高的换热能力, 液冷强大的换热能力可以满足目前高热流密度电子器件对散热的需求.

近年来浸没式相变冷却系统已成为研究热点. Riccardo 等^[7]通过对数据中心建模, 模拟出数据中心液冷温度分布, 以此为依据动态提供冷却剂, 在降低泵功率的同时降低液冷中的热点温度. El-Genk^[8]等设计了一种新型用于芯片散热的复合散热器, 其结合了铜的高导热系数与多孔石墨可增加沸腾过程中的汽化核心特性. 实验结果表明, 该复合材料的临界热流密度相比铜制散热器有显著提高. Wen 等^[9]深入研究了纳米流体强化传热在服务器液冷领域的应用, 对 5 种不同纳米流体的流动和传热性能进行了模拟研究. 结果表明, 以 Al-FC₄₀ 纳米流体作为冷却工质时, 系统具有最高的临界热流密度, 传热效果最好. Zhou 等^[10]针对服务器不断增长的散热需求, 提出一种基于

蒸汽室散热器的两相液体浸没冷却策略, 为提高换热性能, 采用了蒸汽室梯度毛细芯结构. 结果表明, 当热源温度低于 85°C 时, 蒸汽室最大可输送 900 W 热负荷, 热阻仅为 $0.046^{\circ}\text{C}\cdot\text{W}^{-1}$. 对于浸没式液冷方式, 运用环境冷却是降低数据中心能耗的最优方法之一, 其中热虹吸管技术因其远距离传热特性成为最优选择之一^[11]. 目前关于环路热虹吸管^[12]的注液率^[13]、蒸发冷却^[14]、传热特性^[15]以及应用效果^[16]已开展了大量研究. 其中, 中国空间技术研究院创新性地将环路热虹吸管应用于嫦娥三号月球探测器中, 确保在月夜低温下着陆器处于适宜温度. Zhang 等^[17]以嫦娥三号上应用的环路热虹吸管为例, 建立了月球重力驱动环路热虹吸管的地面模拟方法, 并对试验结果进行分析. Zhao 等^[18]建立了环路热虹吸管的数值仿真模型, 并在月球重力场 ($g/6$) 和地面重力场 (g) 下进行数值仿真研究. Guo 等^[19]介绍了嫦娥四号探测器环路热虹吸管的结构设计, 设计制作了等效样机, 研究地面重力场下环路热虹吸管的换热性能. 实验结果表明, 等效样机驱动力和换热性能小于月球表面的飞行样机, 但是流动阻力基本相当. 注液率 (F) 也称为充液率, 指热管内工作介质体积占热管内总体积的百分比, 是环路热虹吸管设计和操作中的一个重要参数, 对其传热性能有显著影响.

本文从蒸发冷凝强化换热机理出发, 将环路热虹吸管与服务器浸没式液冷结合, 设计了一种新型服务器浸没式液冷循环系统, 研究环路热虹吸管注液率、

汽路绝热段长度对传热特性的影响.

1 实验设计与数据处理

1.1 实验装置

浸没式服务器液冷模拟实验装置如图 1 所示. 服务器模拟箱体及储液箱由高透光性的亚克力板加工制成, 箱体按照 1 U 服务器等比例缩小加工制成. 实验管路 (汽路和液路) 采用高透明的 PU 管, 具体参数见表 1. 实验过程中箱体及管路均采取了保温措施, 通过计算验证, 确保通过箱体壁面的热损失低于 3%. 将 HFE-7100 作为本次实验的循环冷却工质, 在标准大气压下热物性参数^[20]列于表 2. 工质被加热到沸点之后开始沸腾, 产生的蒸汽从汽路出口进入冷凝器冷凝后进入储液箱, 然后通过液体管路回流至箱体.

实验过程中, 采用一根 500 W 的加热棒作为模拟热源, 高速摄像机用于拍摄汽路内流型变化; T 型热电偶用于测量服务器模拟箱体内的液体温度以及冷凝器进出口温度; 压力传感器用于测量箱体内部以及储液箱的压强. 表 3 给出了实验测试过程中所使用设备的主要参数. 实验开始时, 先向箱体内注入 HFE-7100, 然后打开电源进行加热, 加热过程中保持储液箱内泄压阀打开用于平衡系统压强. 当箱体内工质温度稳定时, 关闭泄压阀将整个系统密封. 系统压强稳定之后, 记录箱体以及冷凝器进出口温度, 并用高速摄像机拍摄汽路内的流型.

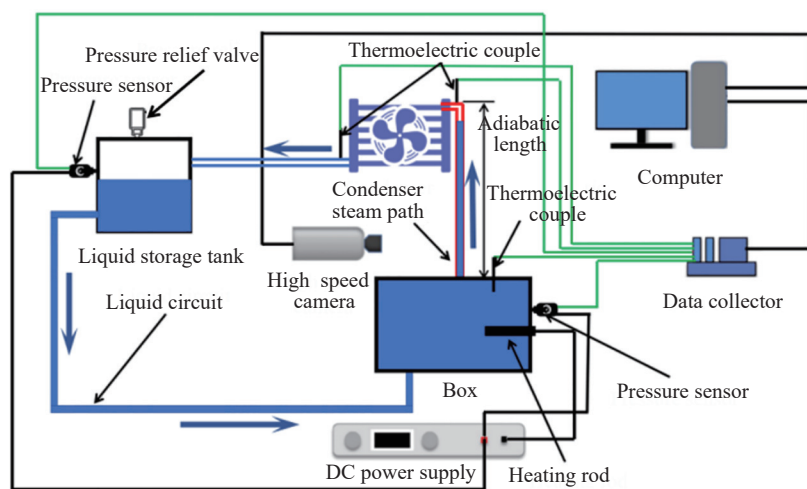


图 1 实验装置工作原理

Fig. 1 Fundamentals of the experimental apparatus

表 1 实验装置尺寸

Table 1 Size of the experimental device

设备名称	尺寸
箱体	140 mm×120 mm×44.45 mm
储液箱	120 mm×120 mm×150 mm
管路	1000 mm×10 mm×6.5 mm
冷凝器	180 mm×160 mm×60 mm

表 2 HFE-7100 物性参数

Table 2 Physical properties of HFE-7100

物性参数	HFE-7100
沸点/℃	61
液体密度/(kg·m ⁻³)	1372
比热容/(J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹)	1094
表面张力/(mN·m ⁻¹)	10
蒸汽密度/(kg·m ⁻³)	9.58
导热系数/(W·m ⁻¹ ·K ⁻¹)	0.062
汽化潜热/(kJ·kg ⁻¹)	111.6
动力黏度/(kg·m ⁻¹ ·s ⁻¹)	3.61×10 ⁻⁴

1.2 数据处理

服务器模拟中箱体压强与储液箱压强差值是反映箱体沸腾剧烈程度的主要参数之一, 其计算公式如下:

$$\Delta P = P_1 - P_2. \quad (1)$$

式中, P_1 为箱体压强, P_2 为储液箱压强, 单位 kPa.

冷凝器出口过冷度可表示为

$$\Delta T = T(P_s) - T_3. \quad (2)$$

式中, $T(P_s)$ 为当前压力下的液体饱和温度, T_3 为冷凝器出口温度, 单位 ℃.

实验过程中, 汽路热阻为

$$R = \frac{T_1 - T_2}{Q}. \quad (3)$$

式中, T_1 为箱体出口温度, T_2 为换热器进口温度, 单位 ℃; Q 为热源功率, 单位 W.

1.3 实验误差分析

由于人工操作以及实验条件的影响, 实验数据与真实数据之间存在误差. 采用 Moffat^[21] 提出的误差分析方法计算汽路热阻, 有

$$\frac{\delta R}{R} = \left[\left(\frac{\delta T_1}{T_1} \right)^2 + \left(\frac{\delta T_2}{T_2} \right)^2 + \left(\frac{\delta Q}{Q} \right)^2 \right]^{1/2}. \quad (4)$$

表 3 实验设备性能参数

Table 3 Main performance parameters of the experimental equipment

设备名称	测量范围	误差
T型热电偶/℃	0~500	±0.5
NI测温模块/℃	0~300	±0.3
直流电源/V	0~350	±0.5
压力传感器/kPa	0~250	±0.25
NI测压模块/kPa	0~250	±0.25
高速摄像机/(frame·s ⁻¹)	1000	0

T 型热电偶的温度测量不确定度为 0.1%, 数据采集模块不确定度为 0.1%, 直流电源的功率不确定度为 0.5%, 综合考虑汽路热阻的不确定度在 1% 以内.

2 结果分析与讨论

2.1 加热功率对服务器热启动的影响

服务器热启动特性是评价环路热虹吸管可靠性的关键指标之一. 图 2 为注液率 80% 时环路热虹吸管在不同加热功率下的启动特性. 加热功率为 90 W 和 120 W 时的温度曲线分别如图 2(a)(b) 所示, 此时加热功率较低, 箱体温度在加热过程中会出现先升高后降低然后趋于平稳的现象. 加热功率为 150 W 和 180 W 时的温度曲线如图 2(c)(d) 所示, 当加热功率增加至 150 W 后, 箱体温度先出现明显升高, 然后缓慢上升, 最后趋于平稳.

从图 2 可以看出, 不同热负荷下的环路热虹吸管从启动到稳定的过程基本相同, 大体上可以分为以下 3 个阶段.

第 1 阶段 过冷至蒸发. 在施加热负荷之前, 箱体内工质 HFE-7100 处于过冷状态. 施加热负荷之后, 箱体内工质吸收热量, 温度不断上升. 当箱体内的工质达到蒸发所需温度后, 开始进行相变换热, 此时汽路开始有蒸汽流出并进入冷凝器, 冷凝器进口温度开始出现明显升高.

第 2 阶段 循环系统初步建立. 蒸发器内不断产生蒸汽, 所产生蒸汽通过汽路进入冷凝器. 在冷凝器内冷凝为液体后进入储液箱, 储液箱内的液体在重力作用下流向蒸发器, 完成工质的整体循环. 但是不同功率下的第 2 阶段过程有明显区别. 在加热功率为 90 W 和 120 W 时, 第 2 阶段的箱体温度会出现降低;

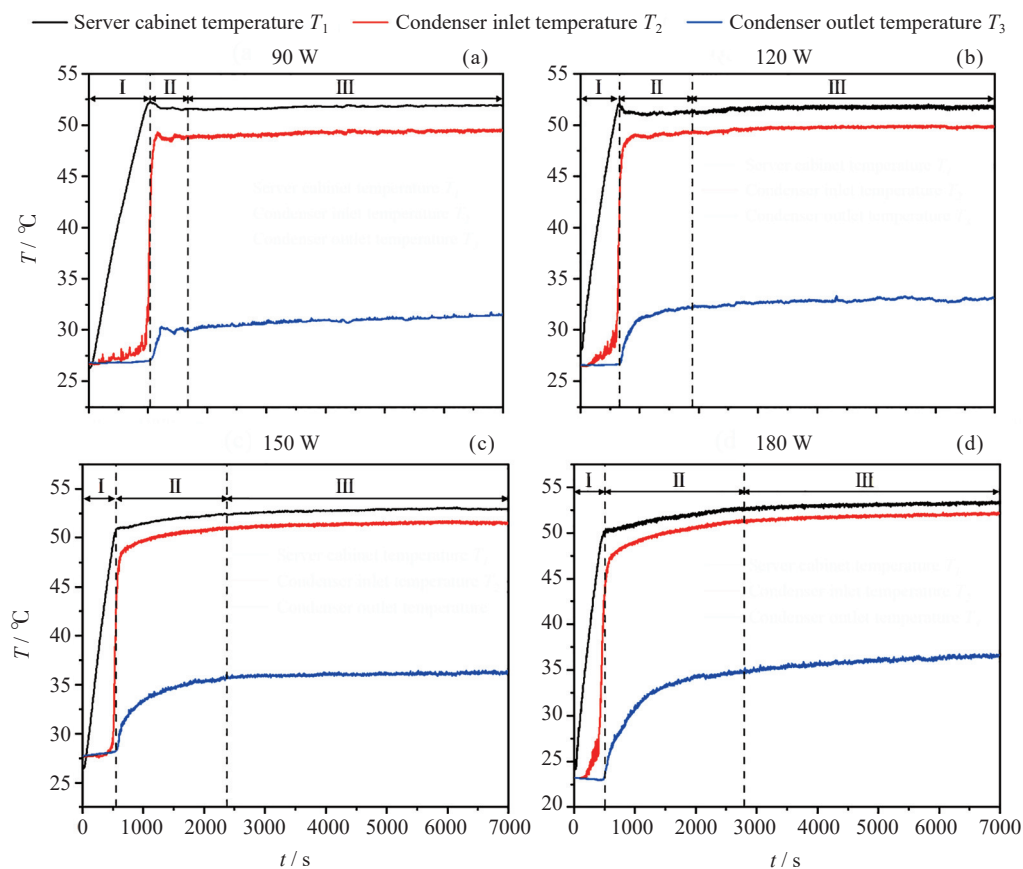


图2 不同加热功率下环路热虹吸管的热启动特性

Fig. 2 Thermal starting characteristics of loop thermosiphon under different heating power

加热功率为 150 W 和 180 W 时, 第 2 阶段的箱体温度则会出现缓慢升高. 其主要原因在于第 1 阶段内, 90 W 和 120 W 加热功率下箱体内沸腾剧烈程度较低, 出口蒸汽量较低且不会携带大量液体进入冷凝器. 而在 150 W 和 180 W 时, 箱体升温时间减少, 沸腾剧烈, 气泡产生量明显增加. 产生的气泡会携带大量液体进入冷凝器, 导致箱体内工质明显减少. 冷凝器进口温度 T_2 开始出现明显升高, 工质进入冷凝器后液化, 随后流入储液箱. 由于箱体内工质质量减少, 导致储液箱内的过冷工质在重力作用下流入箱体, 与箱体的高温工质混合, 从而使得箱体内工质温度由快速上升转变为缓慢上升. 从图 2(c)(d) 中可以看出, 随着加热功率的增加, 第 2 阶段的时间也出现明显增加. 其主要原因在于加热功率的增加使得箱体内工质达到相同温度的时间减少, 箱体内产生足够蒸汽携带液体工质进入冷凝器, 冷凝后的过冷工质进入箱体时间提前, 即第 2 阶段开始的时间随加热功率的增加而

提前. 加热功率的增加同时使得循环初步建立过程中循环工质的质量增加速度加快, 导致第 2 阶段的温升不会随加热功率的增加而出现明显增加. 而加热功率的增加又使得进入第 2 阶段时箱体的温度出现明显下降, 从而导致第 2 阶段缓慢温升的时间出现明显增加.

第 3 阶段 系统循环完全建立. 第 2 阶段与第 3 阶段的区分主要以冷凝器进出口温差为评判标准, 当冷凝器进出口温差 100 s 之内的平均值在 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 内波动即认为进入了第 3 阶段. 第 2 阶段虽然已完成工质循环的初步建立, 但循环工质较少, 箱体温度 T_1 、冷凝器进口温度 T_2 及出口温度 T_3 仍缓慢升高, 循环未完全稳定; 第 3 阶段则是系统循环完全建立, 箱体温度 T_1 、冷凝器进口温度 T_2 及出口温度 T_3 基本保持不变, 系统达到平衡. 如图 2(a)(d) 所示, 加热功率从 90 W 增加到 180 W, 第 2 阶段峰值温度从 53°C 降低至 50°C , 降低了 5.7%; 系统开始稳定运行的时间从 1700 s 增至 2800 s, 增加了 64.7%.

环路热虹吸管在不同加热功率下的汽路热阻如图 3 所示. 由图 3 可以看出, 汽路热阻随加热功率的增加先逐渐减小而后缓慢增加. 加热功率为 90 W 时, 热阻为 $0.028 \text{ K}\cdot\text{W}^{-1}$. 当加热功率为 270 W 时, 热阻为 $0.0037 \text{ K}\cdot\text{W}^{-1}$, 热阻降低了 86.8%. 当加热功率从 270 W 增加到 360 W 的过程中, 汽路热阻从 $0.0037 \text{ K}\cdot\text{W}^{-1}$ 增大至 $0.004 \text{ K}\cdot\text{W}^{-1}$, 汽路热阻提高了 8%. 加热功率从 90 W 逐渐增加到 270 W 的过程中, 随着功率的增加, 箱体出口温度 T_1 与冷凝器进口温度 T_2 温差并不会显著增加, 从而导致汽路热阻出现明显下降. 但是当加热功率达到 270 W 后, 随着功率的进一步提高, 汽路热阻会出现缓慢增加. 其主要原因在于功率的增加会使得箱体沸腾加剧, 产生的大量气体使得汽路内流型从泡状流转变为弹状流, 循环流速的提高使得等效对流换热系数提高, 汽路热阻出现明显的下降. 在加热功率达到 270 W 之后气泡量进一步增加, 汽路流型开始向环状流转变, 干度的增加导致汽路的流阻显著增加, 传热效果开始弱化, 对流换热性能下降, 导致汽路热阻开始增加.

2.2 充液率及汽路绝热段长度对箱体及储液箱压差的影响

实验主要考虑注液率对模拟服务器液冷循环系统的传热特性影响, 包括对箱体及储液箱内压差 (ΔP) 以及冷凝器出口过冷度 ΔT 的影响. 汽路绝热段长度 (H) 为环路热虹吸管中蒸发段与冷凝段的长度, 其对环路热虹吸管的传热性能有明显影响, 这里汽路绝热段长度分别取为 40, 50, 60 和 80 cm.

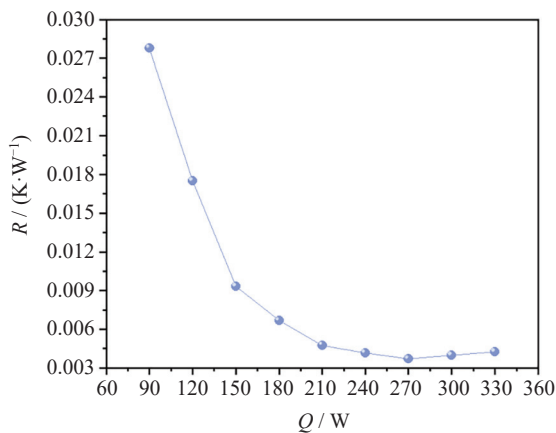


图 3 不同功率下的汽路热阻

Fig. 3 Thermal resistance of gas path under different power

在不同注液率和汽路绝热段长度下, 加热功率对压差的影响如图 4 所示. 由图 4 可知, 绝热段长度相同时加热功率从 120 W 增加到 210 W 的过程中, 不同注液率 (65%, 75%, 85%) 下的压差变化一致, 从 1.7 kPa 增加至 2.3 kPa; 当加热功率达到 210 W 之后, 压差增速随着注液率的增加而逐渐增加, 高注液率下压差增加幅度显著变大, 其主要原因在于高加热功率 ($>210 \text{ W}$) 下蒸发端气泡产生量增加, 注液率较低的循环系统内有大量空间可以起到平衡压强的作用; 当加热功率为 420 W 时, 65% 注液率下的压差为 4.9 kPa, 75% 注液率下的压差为 5.6 kPa, 而 85% 注液率下的压差为 6.6 kPa, 比 65% 注液率下的压差提升了 34.7%.

保证注液率均为 85%, 比较不同绝热段长度 ($H = 40, 50, 60, 80 \text{ cm}$) 对压差的影响. 由图 4 可知, 在相同加热功率下, 压差随着绝热段长度的增加而逐渐增加. 当加热功率从 120 W 增加到 180 W 时, 40, 50 和 60 cm 绝热段长度的压差基本相同; 加热功率增加到 210 W 时, 60 cm 绝热段压差为 3 kPa, 明显大于 40 cm 和 50 cm 绝热段 2.6 kPa 的压差; 而在加热功率达到 240 W 之后, 绝热段 40 cm 和 50 cm 的压差才会出现明显的区别. 其主要原因在于随着加热功率的增加, 箱体内沸腾程度增加, 导致蒸汽含量增加, 在绝热段长度较大时, 蒸汽需要克服更大的势能进行循环, 因此压差会随着绝热段长度的增加而逐渐增大. 在加热功率达到 420 W 时, 40 cm 绝热段的压差为 6.4 kPa, 而 80 cm 绝热段的压差为 8.1 kPa, 提高了 26.6%.

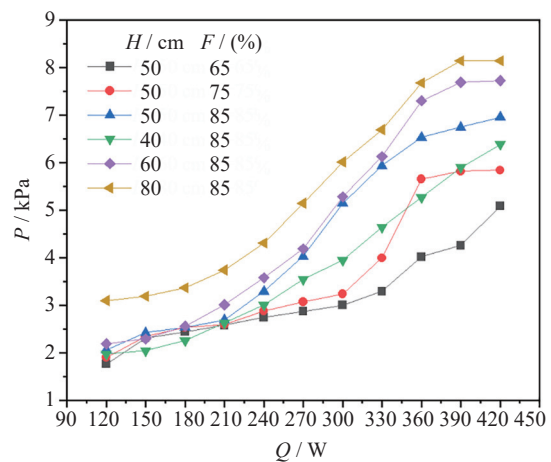


图 4 注液率和绝热段长度对压强的影响

Fig. 4 Effect of injection rate and length of adiabatic section on pressure

当注液率为 85%, 绝热段长度为 50 cm 时, 汽路内流型随加热功率的变化如图 5 所示. 当注液率为 85% 且加热功率为 120 W 时, 汽路出口流型为气泡流; 加热功率增加到 180 W 时, 蒸汽量逐渐增加, 流型开始转变为弹状流; 加热功率继续增加到 300 W 时, 流型转变为环状流; 加热功率增加到 360 W 时, 虽然汽路内流型仍为环状流, 但是可以看出汽路内的液相含量明显下降; 当加热功率为 420 W 时, 流型仍为环状流但是已经开始向雾状流转变, 且流速进一步增加. 随着加热功率的增加, 箱体內的沸腾程度逐渐增加, 蒸汽含量明显上升. 蒸汽含量的增加会导致箱体与储液箱之间的压差增大, 而系统压差的增加则会导致汽路内出现明显的流型转变. 汽路出口的流型转变侧面验证了随着加热功率增加, 汽

路出口蒸汽流速增加.

注液率相同时, 随着绝热段长度的增加, 压差有明显增大. 其主要原因在于, 绝热段长度的增加即为箱体与储液箱之间高度差的增加, 使得二者之间液体静压出现明显增加. 随着加热功率的增加, 压差会出现明显增大. 其主要原因在于加热功率的增加导致气体产生量增加, 汽路出口开始发生流型转变, 流动阻力开始出现明显的增加, 导致压差随着加热功率的增加而出现明显增大.

2.3 冷凝器出口过冷度影响

在不同注液率和汽路绝热段长度下, 冷凝器出口过冷度随加热功率的变化如图 6 所示. 在保证绝热段长度为 50 cm 时, 随着注液率的增加, 冷凝器出口过冷度有明显下降, 且随着注液率增加过冷度降低幅度

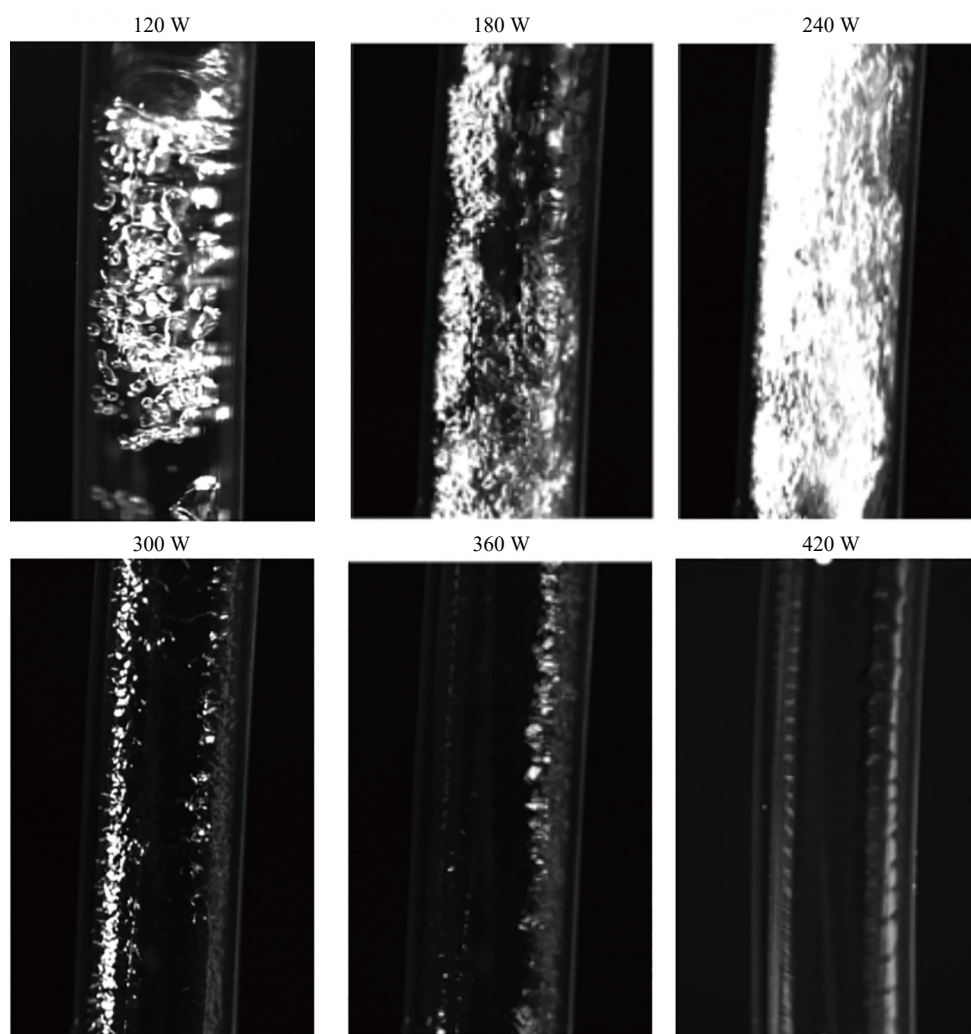


图 5 85% 注液率时不同加热功率下汽路内的流型转变

Fig. 5 Change of flow pattern in steam path under different heating power at 85% injection rate

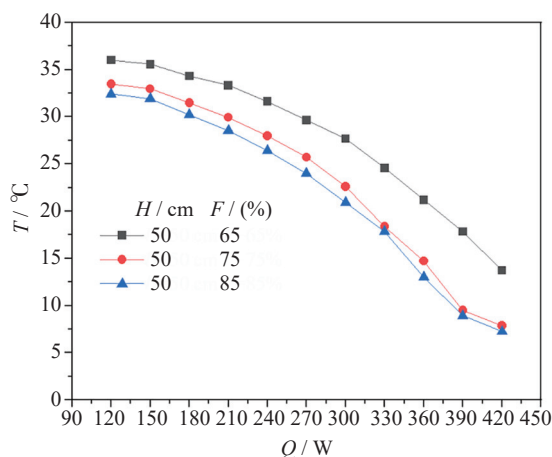


图 6 注液率对冷凝器出口过冷度的影响

Fig. 6 Effect of liquid injection rate on the liquid subcooling at the condenser outlet

明显减小,同时随着加热功率的增加,高充液率出口过冷度更低.例如在加热功率为 120 W 时,注液率从 65% 增加到 75%,过冷度从 36℃ 降低至 33.4℃,降低了 7.2%;而注液率从 75% 增加到 85% 过程中,过冷度从 33.4℃ 降低至 32.4℃,降低了 3%.在加热功率为 420 W 时,注液率从 65% 增加到 75%,过冷度从 13.7℃ 降低至 7.8℃,降低了 43%;注液率从 75% 增加到 85% 过程中,过冷度从 7.8℃ 降低至 7.2℃,降低了 7.7%.当箱体内有足够的气体空间时,会在大加热功率下对箱体内压强起到更明显的平衡效果,从而使得冷凝器出口过冷度增加,冷凝器换热效果提高.

在注液率相同时,比较不同绝热段长度对冷凝器出口过冷度的影响.由图 7 可知,随着绝热段长度的增加,冷凝器出口过冷度会随之增加.加热功率为 120 W 时,绝热段长度从 40 cm 增加到 50 cm 时,冷凝器出口过冷度从 30.7℃ 增加至 31.9℃,增幅并不明显;绝热段长度从 50 cm 增加到 60 cm 时,冷凝器出口过冷度从 31.9℃ 增加至 33.9℃;绝热段长度从 60 cm 增加到 80 cm 时,冷凝器出口过冷度从 33.9℃ 增加至 35.3℃;绝热段长度从 40 cm 增加到 80 cm,冷凝器出口过冷度提升了 15%.随着加热功率的增加,绝热段长度对冷凝器出口过冷度的影响逐渐增加.加热功率为 420 W 时,绝热段长度为 40 cm 时冷凝器出口过冷度为 6.3℃,绝热段长度为 80 cm 时冷凝器出口过冷度为 13.9℃,比 40 cm 时提升了 120.6%.增加绝热段长度,蒸汽需要克服更大的势能进入冷凝器,可以明显降低冷凝器进口的工质流速,

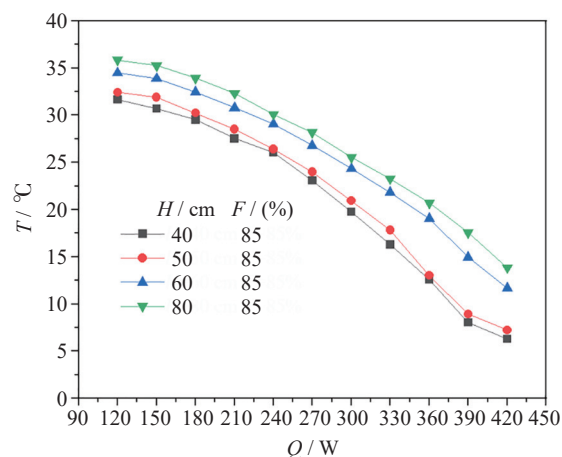


图 7 绝热段长度对冷凝器出口过冷度的影响

Fig. 7 Effect of adiabatic section length on the liquid subcooling at the condenser outlet

提高冷凝器出口过冷度.

3 结论

将环路热虹吸管与浸没式服务器液冷相结合,设计了一种用于模拟服务器液冷的循环系统.以 HFE-7100 作为循环工质,研究了不同加热功率下装置热启动问题,并分析了不同注液率和绝热段长度对该系统传热特性的影响,主要结论如下.

(1) 该系统热启动过程中箱体温度会有显著的分区,主要分为 3 个阶段:第 1 阶段,过冷至蒸发;第 2 阶段,循环系统初步建立;第 3 阶段,系统循环完全建立.当加热功率从 90 W 提高到 180 W 时,热启动第 2 阶段温度降低 5.7%,系统达到稳定的时间延长了 64.7%.当加热功率为 270 W 时,汽路热阻最小,为 0.0037 K·W⁻¹.

(2) 在绝热段长度相同时,压差随着注液率的增加而逐渐增加,注液率从 65% 增加到 85% 时,压差提高 34.7%.在注液率相同时,压差随着绝热段长度的增加而逐渐增加,绝热段长度从 40 cm 增加到 80 cm 时,压差提高 26.6%.降低注液率和绝热段长度,可以显著降低系统压降.

(3) 在绝热段长度相同时,过冷度随着注液率的增加而逐渐减小,注液率从 65% 增加到 85% 时,冷凝器出口过冷度降低 47.4%.在注液率相同时,过冷度随着绝热段长度的增加而逐渐增加,绝热段长度从 40 cm 增加到 80 cm 时,过冷度从 6.3℃ 增加到 13.9℃,

提高了 120.6%。降低注液率和增加绝热段长度可以显著提高冷凝器出口过冷度, 提高冷凝器换热效率。

参考文献

- [1] DONG Xinwei, GENG Yongwei, HAO Liang. Energy consumption analysis of indirect evaporative cooling air conditioning for data centers in different climate zones[J]. *Heating Ventilating & Air Conditioning*, 2023, **53**(8): 171-176 (董新伟, 耿永伟, 郝亮. 不同气候区数据中心用间接蒸发冷却空调的耗能分析 [J]. 暖通空调, 2023, **53**(8): 171-176)
- [2] GUO Feng, WANG Juan. Promoting the development and application of liquid cooling technology in data center through association standards development[J]. *China Standardization*, 2020(8): 173-176 (郭丰, 王娟. 通过团体标准建设工作推动数据中心液冷技术发展及应用的探索 [J]. 中国标准化, 2020(8): 173-176)
- [3] ZHANG Chengping, GUO Qin, JIA Xiaoqing, *et al.* Research progress of immersion coolant for data centers[J]. *Fine Chemicals*, 2022, **39**(11): 2184-2195 (张呈平, 郭勤, 贾晓卿, 等. 数据中心用浸没式冷却液的研究进展 [J]. 精细化工, 2022, **39**(11): 2184-2195)
- [4] CHENG W L, ZHANG W W, CHEN H, *et al.* Spray cooling and flash evaporation cooling: the current development and application[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2016, **55**: 614-628
- [5] ZHU J Q, JIAO Y X, DONG H, *et al.* Research on the flow and heat transfer characteristics of RP-3 and structural optimization in parallel bending cooling channels[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2024, **241**: 122432
- [6] HAN Bingbing. Development status of liquid cooling technology in data center[J]. *Intelligent Building*, 2020(8): 73-76 (韩冰冰. 数据中心液冷技术发展现状 [J]. 智能建筑, 2020(8): 73-76)
- [7] LUCCHESI R, VARAGNOLO D, JOHANSSON A. Controlled direct liquid cooling of data servers[J]. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 2021, **29**(6): 2325-2338
- [8] EL-GENK M S. Immersion cooling nucleate boiling of high power computer chips[J]. *Energy conversion and management*, 2012, **53**(1): 205-218
- [9] WEN S, CHEN G, WU Q, *et al.* Simulation study on nanofluid heat transfer in immersion liquid-cooled server[J]. *Applied Sciences*, 2023, **13**(13): 7575
- [10] ZHOU G H, ZHOU J Z, HUAI X L, *et al.* A two-phase liquid immersion cooling strategy utilizing vapor chamber heat spreader for data center servers[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2022, **210**: 118289
- [11] ZHANG H N, SHAO S Q, XU H B, *et al.* Free cooling of data centers: a review[J]. *Renewable and sustainable energy reviews*, 2014, **35**: 171-182
- [12] DOBRIANSKY Y. Concepts of self-acting circulation loops for downward heat transfer (reverse thermosiphons)[J]. *Energy conversion and management*, 2011, **52**(1): 414-425
- [13] YUE C, ZHANG Q, ZHAI Z Q, *et al.* CFD simulation on the heat transfer and flow characteristics of a microchannel separate heat pipe under different filling ratios[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2018, **139**: 25-34
- [14] ZHANG H N, SHAO S Q, GAO Y P, *et al.* The effect of heating power distribution on the startup time and overshoot of a loop thermosyphon with dual evaporators[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2018, **132**: 554-559
- [15] DING T, CAO H W, HE Z G, *et al.* Visualization experiment on boiling heat transfer and flow characteristics in separated heat pipe system[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2018, **91**: 423-431
- [16] SAMBA A, LOUAHLIA-GUALOUS H, LE MASSON S, *et al.* Two-phase thermosyphon loop for cooling outdoor telecommunication equipments[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2013, **50**(1): 1351-1360
- [17] ZHANG Hongxing, MIAO Jianyin, WANG Lu, *et al.* Ground test method and results of closed two-phase thermosiphons for the moon exploration spacecraft Chang'E-3[J]. *Scientia Sinica (Technologica)*, 2014, **44**(6): 589-596 (张红星, 苗建印, 王录, 等. 嫦娥三号两相流体回路的地面试验验证方法及试验结果分析 [J]. 中国科学: 技术科学, 2014, **44**(6): 589-596)
- [18] ZHAO Jianfu, LI Zhendong, MIAO Jianyin, *et al.* Numerical simulation of heat transfer in closed two-phase natural circulation system driven by partial gravity[J]. *Manned Spaceflight*, 2015, **21**(1): 64-68,94 (赵建福, 李震东, 苗建印, 等. 部分重力驱动的两相流体自然循环回路传热性能的数值仿真 [J]. 载人航天, 2015, **21**(1): 64-68,94)
- [19] GUO Y D, WANG L, MIAO J Y, *et al.* Design and validation of closed two-phase thermosyphon loop in lunar gravity environment during China lunar project CE-4[J]. *Microgravity Science and Technology*, 2022, **34**(3): 38
- [20] EL-GENK M S, BOSTANCI H. Saturation boiling of HFE-7100 from a copper surface, simulating a microelectronic chip[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2003, **46**(10): 1841-1854
- [21] MOFFAT R J. Describing the uncertainties in experimental results[J]. *Experimental thermal and fluid science*, 1988, **1**(1): 3-17

作者简介



王 禹 男, 2000 年生, 西安交通大学化学工程与技术学院硕士研究生, 主要研究方向为浸没式相变热管理。
E-mail: wy314509@stu.xjtu.edu.cn



张永海(通信作者) 男, 1986 年生, 教授, 博士生导师, 国家级青年人才, 主要研究方向为功率器件热管理技术开发与理论研究。
E-mail: zyh002@xjtu.edu.cn