

高温脉动热管的传热特性及传热极限 可视化实验研究

杨鑫, 纪玉龙*

(大连海事大学轮机工程学院, 辽宁大连 116026)

摘要: 高温脉动热管由于其高效传热能力及结构简单等特点在核能领域等高温环境下的高热流疏导领域有着广阔的应用前景。为了对高温脉动热管的传热特性及传热极限进行深入分析, 搭建了高温脉动热管可视化实验台, 通过X射线成像技术, 首次实现了以铯为工质的单弯头高温脉动热管工作状态及传热极限状态的可视化, 并结合壁面温度场分析了传热特性, 探究了随着加热功率增大脉动热管的性能变化以及流动状态的转变。结果表明, 随着加热功率增大工质由脉动转变为单向流动, 热阻由250 W时的1.62 °C/W减小至400 W的0.84 °C/W, 并在450 W达到传热极限。传热极限初期液态工质于绝热段及冷凝段之间脉动, 最终堆积在冷凝段无法回流, 但仍有液膜沿管壁向下流动。

关键词: 高温脉动热管; 传热极限; X射线; 流动状态; 可视化

中图分类号: TL334

文献标志码: A

文章编号: 1000-6931(2025)03-0558-08

doi: 10.7538/yzk.2024.youxian.0515

Visualization Experiment Study on Heat Transfer Characteristic and Limit of High-temperature Oscillating Heat Pipe

YANG Xin, Ji Yulong*

(Marine Engineering College, Dalian Maritime University, Dalian 116026, China)

Abstract: The high-temperature oscillating heat pipe (HTOHP) has broad application prospects in the field of high heat flux dissipation in high-temperature environments such as nuclear energy and aerospace because of its efficient heat transfer capability and simple structure. To conduct an in-depth analysis of the heat transfer characteristics and heat transfer limit of the HTOHP, a visualization experiment setup was constructed. By utilizing X-ray imaging technology, the working and heat transfer limit states of a single-turn HTOHP with cesium as the working fluid were visualized. Additionally, an analysis of the wall temperature field was conducted to explore the thermal performance changes and flow state transitions of the HTOHP as the heating power increased. The results indicate that the thermal resistance decreases from 1.62 °C/W at 250 W to 0.84 °C/W at 400 W, and rapidly increases after reaching the heat transfer limit at 450 W. This phenomenon is primarily due to the transition of the working fluid from an oscillating flow state to unidirectional flow state as the heating power increases.

收稿日期: 2024-06-25; 修回日期: 2024-07-19

基金项目: 国家自然科学基金(52376046); 教育部创新团队项目(8091B042204); 国家重点研发计划(2019YFE0116400)

* 通信作者: 纪玉龙

When reaching the heat transfer limit, the working fluid stopovers and then accumulates in the condensation section of the HTOHP, preventing return flow, although a liquid film still flows down along the tube wall. When the HTOHP starts up and at a low heating power of 250 W, a phenomenon is observed where the unidirectional flow state cannot be sustained. This is because under low heating power conditions, after entering unidirectional circulation, the heat transfer efficiency of the HTOHP is improved, causing a decrease in the temperature of the evaporation section. This results in a reduced phase change heat transfer rate, which is insufficient to maintain unidirectional flow. At the limit power, due to the working fluid of the HTOHP being in unidirectional flow and unable to form a more optimal flow state, the heat from the evaporation section cannot be fully dissipated, leading to a continuous increase in the evaporator section temperature. When the evaporator section temperature reaches 656.71 °C, due to the excessive rate of evaporative heat transfer, a stopover phenomenon occurs under the influence of working fluid pressure, ultimately resulting in the heat transfer limit being reached. It is worth noting that at the heat transfer limit state, there is still a liquid film adhering to the wall and flowing downward. Consequently, the adiabatic and evaporation sections of the HTOHP are not filled with gas. Therefore, the limit state does not exist in a manner where the pipe conducts heat solely as an empty tube.

Key words: high-temperature oscillating heat pipe; heat transfer limit; X-ray; flow state; visualization

随着核能技术的飞速发展, 高温环境下的高温流疏导面临越来越大的挑战。高温脉动热管 (HTOHP) 与高温热管不同, 其结构简单, 不存在吸液芯, 依靠压差驱动, 工质在重力、毛细力等作用下在管内进行脉动、单向流动等, 并将热量从蒸发段带到冷凝段。脉动热管是由 Akachi^[1] 首次提出, 分为蒸发段、绝热段及冷凝段, 管内工质通过相变、对流等方式实现高效热量传递, 目前脉动热管的主要应用场景温度范围为低温和常温, 工质为水、乙醇等。Kim 等^[2] 提出了品质因数, 并对常规工质的性能进行了总结。Ji 等^[3] 针对高温环境下的热疏导问题首次提出了高温脉动热管, 对以钠钾合金为工质的高温脉动热管进行了性能测试。

目前关于脉动热管工质流动换热的研究主要集中于以水、乙醇等为工质的脉动热管。工质的流动传热特性十分复杂, Ma 等^[4] 从理论上提出了质量弹簧模型, 对管内工质的流动换热特性进行了分析, Yoon 等^[5] 及 Jun 等^[6] 基于实验分析并验证了质量弹簧模型。高温脉动热管与高温热管一样, 采用钠、钾等低熔点液态金属作为工质, 其物性和传热特性与水、乙醇等常规工质不同, 因此高温脉动热管的传热特性及传热极限研究十分重要, 对其应用及优化具有重要意义。Ji 等^[7] 探究

了钠钾合金配比分数对高温脉动热管传热性能的影响, El-Genk 等^[8] 总结了液态金属目前在空间反应堆中的应用。

传热极限对于热疏导设备的安全性具有十分重要的意义。常规工质脉动热管的传热极限研究报道较多, Yin 等^[9] 分析了液塞被气塞穿透的过程, 并提出了穿透极限模型。Lee 等^[10-11] 从液膜烧干的角度提出了降膜极限模型。Drolen 等^[12] 对常规工质脉动热管的传热极限做出了总结。但以液态金属为工质的高温脉动热管的传热极限还没有相关报道。

在研究方法方面, 可视化是一种十分高效的机理探究手段。常规工质脉动热管的工作温度通常在 500 °C 以下, 因此最有效的方法是采用高速摄像机加石英玻璃管的方法进行可视化实验^[13]。但对于高温脉动热管来说, 一般管材为耐高温合金, 工质为液态金属, 均为不透光状态, 因此无法采用传统的光学可视化方法。Yang 等^[14] 采用 X 射线可视化技术对钠钾合金为工质的高温脉动热管进行了可视化实验, 结果表明工质流动状态对高温脉动热管传热性能的影响要大于流动速度。

本文针对高温脉动热管的传热特性及传热极限, 搭建基于熔盐冷却以及 X 射线成像技术的高

高温脉动热管可视化实验台,探究高温脉动热管壁面温度场与内部工质流动传热状态的关系,得到传热极限状态可视化图像,并对传热极限进行分析。

1 实验系统

1.1 实验装置介绍

为了对高温脉动热管的传热特性及传热极限进行分析,搭建了基于熔盐冷却的高温脉动热管可视化实验台。选择三元硝酸熔盐(硝酸钾、亚硝酸钠以及少量硝酸钠)作为冷却介质,是因为高冷却环境温度能提升脉动热管的传热性能,有利于单向流动的形成^[2]。同时本实验采用X射线成像技术实现了以镍基合金为管材的高温脉动热管的可视化。可视化设备主要包括X射线发射器及X射线接收板,图1示出高温脉动热管可视化实验台示意图。

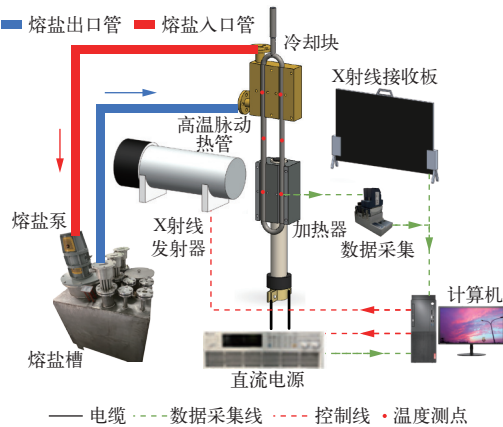


图1 高温脉动热管可视化实验台示意图

Fig. 1 Schematic diagram of HTOHP visualization experimental setup

如图1所示,本实验在高温脉动热管的蒸发段采用加热器进行接触导热加热,这与马弗炉氛围加热以及感应加热不同,加热功率可以通过直流电源精确控制且加热效率高。加热器由加热棒及加热块组成,高温脉动热管与加热块通过槽道连接,确保均匀加热。冷却块为紫铜块,确保熔盐可以高效将脉动热管热量带走。实验台的主要设备和材料的参数如表1所列。

为了保证X射线成像的清晰度,需要考虑内部工质的X射线吸收率。高温脉动热管的材料为镍基合金,其主要元素为镍,同时工质需要在钠、

表1 主要设备参数

Table 1 Main equipment parameter

设备	主要参数
X射线发射器	0.5~1 mA, 80~120 kV
X射线接收板	帧率 20 Hz, 分辨率 2 816×2 816
直流电源	最大功率 15 kW
加热棒	最大功率 1 350 W/支, 耐温 1 600 ℃
加热块	石墨
熔盐	熔点 142 ℃, 沸点 680 ℃
熔盐槽	温度范围 150~500 ℃

钾、铷、铯等低熔点碱金属中选择。单能光子窄束的强度指数衰减定律为:

$$I/I_0 = \exp[-(\mu/\rho)x] \quad (1)$$

式中: I 为光子穿过材料后的强度, W/m^2 ; I_0 为入射强度, W/m^2 ; x 为所穿过材料的厚度, m ; ρ 为材料密度, kg/m^3 ; μ 为线性衰减系数, m^{-1} 。

X射线质量衰减系数为:

$$\mu/\rho = x^{-1} \ln(I_0/I) \quad (2)$$

式中, μ/ρ 为质量衰减系数, m^2/kg 。钠、钾、铷、铯的质量衰减系数如图2所示^[15]。

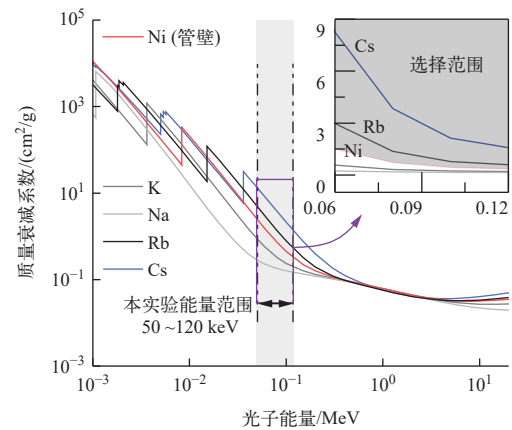


图2 钠、钾、铷、铯的质量衰减系数

Fig. 2 Mass attenuation coefficient of Na, K, Rb and Cs

如图2所示,在本实验的X射线光子强度范围内,铯的质量衰减系数大于管壁主要元素镍的,因此采用铯为工质。同时X射线成像范围有限,为了保证图像的清晰度,本实验采用单弯头脉动热管。铯在反应堆等高温热疏导领域也常作为工质在高温热管内使用^[16]。脉动热管的临界管径^[17]为:

$$0.7 \sqrt{\frac{\sigma}{(\rho_l - \rho_v) \cdot g}} \leq d \leq 2 \sqrt{\frac{\sigma}{(\rho_l - \rho_v) \cdot g}} \quad (3)$$

式中: σ 为表面张力, N/m; ρ_l 、 ρ_v 分别为液体密度和气体密度, kg/m³; g 为重力加速度, m/s²; d 为管径, m。

将铯在 250 °C 时的物性代入式(3)进行计算, 可得管径范围为 1.33~3.81 mm。本实验为了尽可能保证脉动热管传热性能及可视化成像效果, 在管径范围内选择较大的 3.5 mm。高温脉动热管的主要参数如表 2 所列。

表 2 高温脉动热管的主要参数
Table 2 Main parameter of HTOHP

参数	参数值
管材	镍基合金 GH2747
弯头半径, mm	17.5
弯头数	1
内径, mm	3.5
外径, mm	5
绝热段长度, mm	80
冷凝段长度, mm	90
蒸发段长度, mm	100

1.2 实验方法

当 X 射线穿过管壁及工质后落在 X 射线接收板上, 信号传递到计算机重组为可视化图像, X 射线拍摄方法如图 3 所示。由于本实验中的加热块及冷凝段材料对 X 射线成像有很严重的影响, 因此采用图 4 中放大位置可视化图像进行分析。

本实验分别在高温脉动热管的冷凝段、绝热段及蒸发段布置测温点用来计算热阻及获取壁面温度场, 并结合可视化图像进行分析。采用 K 型

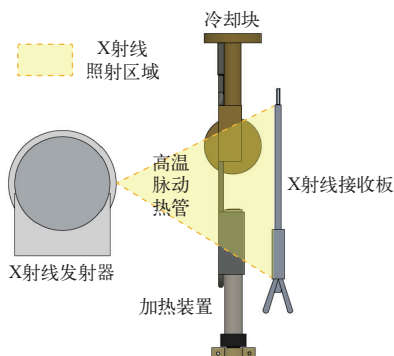


图 3 X 射线可视化拍摄方法
Fig. 3 X-ray visualization method

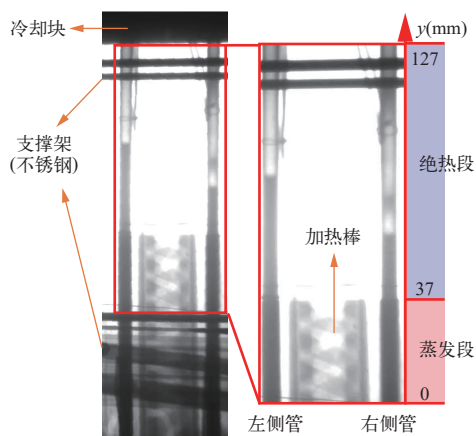


图 4 可视化图像处理方法

Fig. 4 Visualization image post-processing method

热电偶进行温度测量, 测温点 T1~T6(相应温度为 $T_1 \sim T_6$) 布置方法如图 5 所示。本实验的测试工况如表 3 所列。

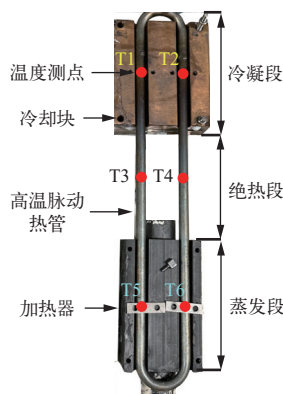


图 5 热电偶测温点布置方法

Fig. 5 Temperature point arrangement method

表 3 主要实验工况

Table 3 Main experimental condition

参数	参数值
充液率	30%
冷却(熔盐)温度 $T_{\text{熔盐}}$	200 °C
倾斜角度	90°(垂直)
加热功率	250 W~极限功率

1.3 不确定度分析

由于高温脉动热管实验中温度波动较大且很难保持稳定状态, 因此不适合采用工况内稳定阶段平均温度来计算热阻。本实验通过计算出每个时间点的瞬时热阻, 然后去掉增大加热功率时的升温过程中的瞬时热阻, 并计算平均值作为性能

指标:

$$R = \frac{T_{e,ave} - T_{c,ave}}{Q} \quad (4)$$

$$R_{ave} = \frac{\sum R}{N_{f_{initial} \sim f_{end}}} \quad (5)$$

式中: R 为在各个时刻的瞬时热阻, $^{\circ}\text{C}/\text{W}$; $T_{e,ave} = \frac{T_5 + T_6}{2}$ 为在各时刻的实时蒸发段平均温度, $^{\circ}\text{C}$; $T_{c,ave} = \frac{T_1 + T_2}{2}$ 为在各时刻的实时冷凝段平均温度, $^{\circ}\text{C}$; Q 为各时刻高温脉动热管吸收的热量, W ; R_{ave} 为在某功率工况下伪稳态(除去增大功率后脉动热管升温的过程)的平均热阻, $^{\circ}\text{C}/\text{W}$; $N_{f_{initial} \sim f_{end}}$ 为该功率点伪稳态下的瞬时热阻的个数。

Q 的计算方法为:

$$Q = Q_h - Q_l \quad (6)$$

式中: Q_h 为加热棒的实时加热功率, W ; Q_l 为通过

$$\frac{\delta Q_l}{Q_l} = \sqrt{\left(\frac{\delta T_{inner}}{T_{inner} - T_{outer}}\right)^2 + \left(\frac{\delta T_{outer}}{T_{inner} - T_{outer}}\right)^2 + \left(\frac{\delta A}{A}\right)^2 + \left(\frac{\delta d}{d}\right)^2} \times 100\% \quad (8)$$

脉动热管实际吸收热量的相对不确定度 $\delta Q/Q$ 计算方法为:

$$\frac{\delta Q}{Q} = \sqrt{\left(\frac{\delta Q_h}{Q_h - Q_l}\right)^2 + \left(\frac{\delta Q_l}{Q_h - Q_l}\right)^2} \times 100\% \quad (9)$$

瞬时热阻及平均热阻的相对不确定度计算方法为:

$$\frac{\delta R}{R} = \frac{\delta R_{ave}}{R_{ave}} = \sqrt{\left(\frac{\delta T}{T_{e,eva} - T_{c,eva}}\right)^2 + \left(\frac{\delta Q}{Q}\right)^2} \times 100\% \quad (10)$$

本研究中主要变量的相对不确定度如表4所列。

表4 主要变量的相对不确定度

Table 4 Relative uncertainty of main variable

变量	范围	相对不确定度/%
Q_l	36.52~70.27 W	0.076~0.11
Q	202.22~408.32 W	0.27~0.65
R	0.74~2.27 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$	0.28~0.65
R_{ave}	0.84~1.62 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$	0.28~0.65

2 实验结果与讨论

2.1 启动及工作状态传热特性分析

壁面温度场反映了内部工质流动传热状态,图6示出250 W工况下高温脉动热管壁面温度场的变化,其中 t 为时间。由图6可见,高温脉动热

保温材料的漏热, W 。

Q_l 通过傅里叶导热方法计算:

$$Q_l = \frac{kA(T_{inner} - T_{outer})}{d} \quad (7)$$

式中: k 为保温材料导热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$; A 为保温材料的总表面积, m^2 ; d 为保温棉的平均厚度, m ; T_{inner} 为保温材料内表面平均温度, $^{\circ}\text{C}$; T_{outer} 为保温材料外表面平均温度, $^{\circ}\text{C}$ 。值得注意的是,通过漏热量的计算,本研究实际加到热管的热量为加热棒功率的81%~91%。

本实验中温度通过K型热电偶获得,不确定度为 $\pm 0.25^{\circ}\text{C}$ 。隔热材料的厚度使用游标卡尺测量,不确定度为0.05 mm。隔热材料的厚度和表面积分别为151.02 mm和0.3 m^2 ,隔热材料的导热系数为0.1 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ 。漏热的相对不确定度 $\delta Q_l/Q_l$ 可通过式(8)计算得出:

管在610 s时成功启动,此时蒸发段温度为651.78 $^{\circ}\text{C}$,随后蒸发段温度 T_5 、 T_6 迅速下降,冷凝段温度 T_1 、 T_2 迅速增大,热量开始传递。750 s时的可视化图像如图7所示,此时高温脉动热管的左右侧管内都有工质在蒸发段及冷凝段中脉动,结合图6可知,当处于750 s脉动状态时,高温脉动热管绝热段左右两侧壁面温度 T_3 、 T_4 较为接近,这是脉动流动传热的特征。图7中, $v_{\text{工质}}$ 为工质速度。

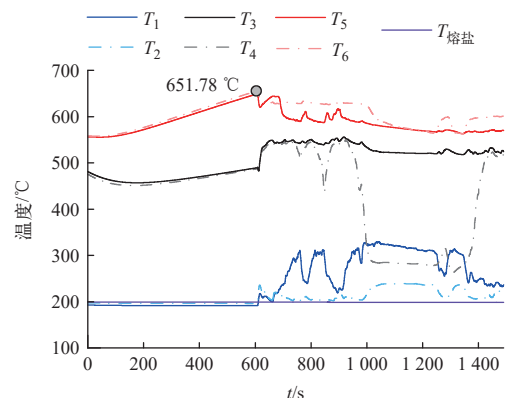


图6 250 W工况下壁面温度场的变化

Fig. 6 Wall temperature variation at 250 W condition

由图6可知,在900 s时高温脉动热管右侧的绝热段管壁温度 T_4 迅速下降,与另一侧绝热段管壁温度 T_3 差距迅速拉开,并逐渐接近冷凝段温

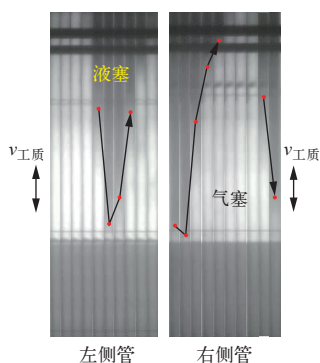


图 7 750 s 时的工质流动状态

Fig. 7 Flow state of working fluid at 750 s

度。同时蒸发段管壁温度下降, 冷凝段管壁温度升高。1 100 s 可视化图像如图 8 所示, 结果表明工质在 900 s 以后形成了顺时针方向的单向流动状态。液塞从右侧进入蒸发段, 蒸发为气体从左侧向上进入冷凝段, 此时对应的壁面温度特征可以作为判断工质单向流动状态的传热特性。

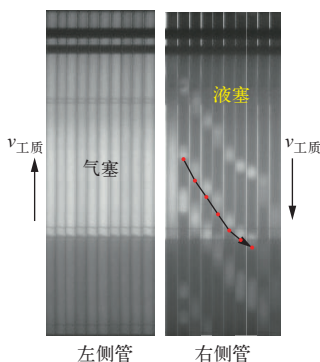


图 8 1 100 s 时的工质流动状态

Fig. 8 Flow state of working fluid at 1 100 s

从图 6 可看到在 1 350 s 时 T_4 迅速上升至另一侧绝热段温度 T_3 附近, 蒸发段温度下降, 冷凝段温度上升, 性能变差。这是由于加热功率小于单向流动传递热量, 蒸发段温度下降, 蒸发段工质的蒸发速率及传热状态无法维持此时的单向流动状态, 高温脉动热管内工质进入停滞状态并转为脉动。

图 9 示出 300~400 W 工况下壁面温度场的变化。由图 9 可见, 当加热功率为 300 W 时, 高温脉动热管内工质在 1 850 s 时再次进入到单向流动状态, 此时传热性能变好, 随着加热功率继续增大到 350 W 时, 高温脉动热管保持稳定单向循环流动。从冷热段平均温差来看, 工质单向流动状态时的传热性能要好于脉动流动状态。工质的流

动十分复杂且具有很强的随机性, 当气液塞链整体动量都能克服阻力完成单向流动, 并且此时加热功率稳定且该流动换热状态能正好带走输入的热量, 则该单向流动状态保持相对稳定。

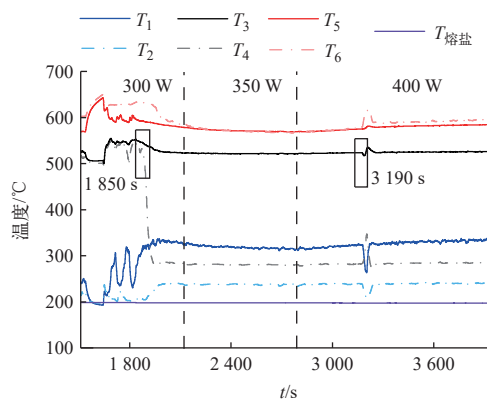


图 9 300~400 W 工况下壁面温度场的变化

Fig. 9 Wall temperature variation at 300-400 W condition

当加热功率为 400 W 时, 开始阶段蒸发段壁面温度缓慢升高, 这是由于内部工质此时的流动相变传热速率小于当前的蒸发段输入功率。在 3 190 s 时出现短暂停滞现象, 之后在 3 220 s 形成新的顺时针方向的单向流动状态并维持稳定。

2.2 传热极限状态分析

图 10 示出加热功率为 450 W 时壁面温度场的变化。由图 10 可见, 随着蒸发段温度缓慢升高, 直到 4 900 s 蒸发段温度达到 656.71 °C 时, 蒸发段管壁温度开始剧烈上升, 冷凝段管壁温度剧烈下降, 右侧绝热段管壁温度 T_4 迅速恢复至另一侧绝热段壁面温度范围, 标志着此时高温脉动热管无法传递热量, 此时出现传热极限。

图 11 示出极限状态可视化结果, 可以发现热

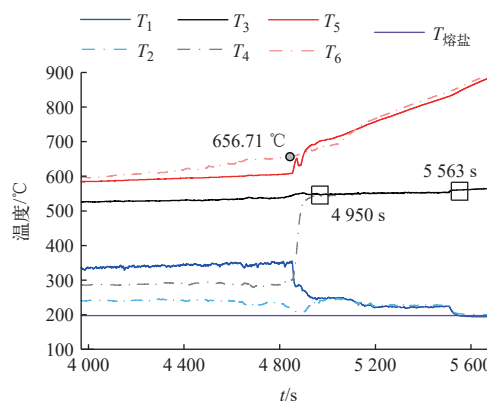


图 10 450 W 工况下壁面温度场的变化

Fig. 10 Wall temperature variation at 450 W condition

热极限分为两个过程。极限状态初期液态工质在绝热段及冷凝段之间脉动,但无法进入蒸发段,如4 950 s时的传热极限初期阶段可视化图像所示。此时蒸发段温度迅速升高,冷凝段温度迅速下降,但未完全冷却。随着蒸发段温度继续上升,蒸发段压力增大,最终导致液塞完全无法流下,堆积在脉动热管上部,冷凝段温度继续下降到冷却环境温度。在本实验中由于充液率为30%,因此稳定极限状态时液体完全堆积在冷凝段内,在可视化图像中由于冷却块的遮挡看不到这一部分堆积的液塞,如图11中5 563 s可视化图像所示。值得注意的是,极限状态仍有液膜沿壁面向下流动,这与下部全是气体空管的导热传热状态是不同的。

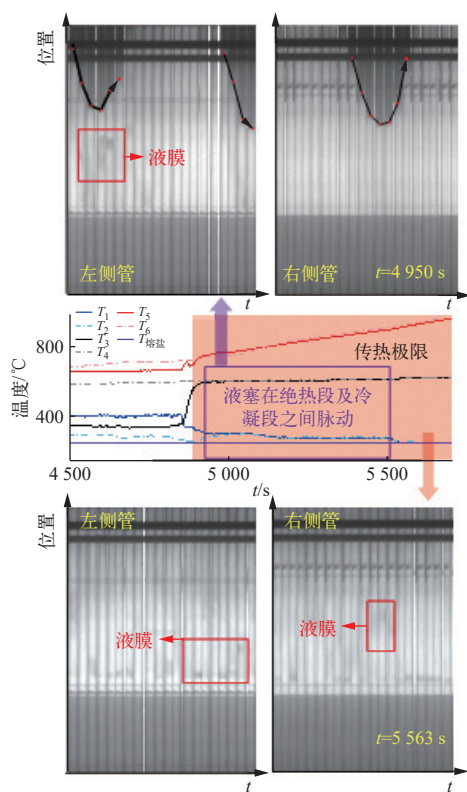


图11 传热极限状态可视化图像

Fig. 11 Visualization image of heat transfer limit

实验过程中的高温脉动热管的平均热阻变化如图12所示,随着加热功率的增大,热阻由250 W时的1.62 °C/W减小至400 W时的0.84 °C/W,并在450 W达到传热极限后迅速上升至1.34 °C/W。

3 结论

本文搭建了基于熔盐冷却及X射线的高温脉

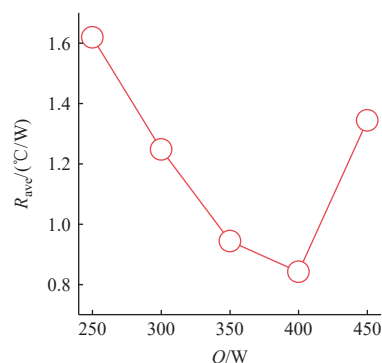


图12 各功率工况下的平均热阻

Fig. 12 Average thermal resistance at different heating powers

动热管可视化实验台,结合壁面温度场的变化及可视化图像对以铯为工质的单弯头高温脉动热管的传热特性及传热极限进行了可视化研究,得到如下结果。

1) 高温脉动热管在蒸发段壁面温度为651.78 °C时启动,启动功率为250 W。启动后工质由脉动状态转为单向流动,但由于蒸发段温度下降,小加热功率无法满足单向循环流动所需要的相变换热速率,最终无法维持单向流动并回到脉动状态。

2) 热阻由250 W时的1.62 °C/W减小至400 W的0.84 °C/W,并在450 W达到传热极限后迅速上升至1.34 °C/W,这主要是由工质流动换热状态的改变造成的。

3) 高温脉动热管加热功率为450 W时出现传热极限,刚出现传热极限时液塞仍在绝热段及冷凝段脉动,但此时蒸发段温度大幅上升,已无法传递热量。最终液塞堆积在冷凝段无法回流,仅有液膜沿壁面下流。值得注意的是,高温脉动热管的传热极限状态并不是液塞全部堆积在上部而下部全是气体,因为仍然有液膜从冷凝段进入绝热段及蒸发段,这与下部全是气体空管的导热传热状态是不同的。

参考文献:

- [1] AKACHI H. Structure of micro-heat pipe: US, 5219020[P]. 1993-06-15.
- [2] KIM J, KIM S J. Experimental investigation on working fluid selection in a micro pulsating heat pipe[J]. *Energy Conversion and Management*, 2020, 205: 112462.
- [3] JI Y, WU M, FENG Y, et al. An experimental investigation on the heat transfer performance of a liquid metal high-temperature oscillating heat pipe[J]. *International*

- Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, 149: 119198.
- [4] MA H B, HANLON M A, CHEN C L. An investigation of oscillating motions in a miniature pulsating heat pipe [J]. *Microfluidics and Nanofluidics*, 2006, 2(2): 171-179.
- [5] YOON A, KIM S J. Characteristics of oscillating flow in a micro pulsating heat pipe: Fundamental-mode oscillation[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017, 109: 242-253.
- [6] JUN S, KIM S J. Experimental study on a criterion for normal operation of pulsating heat pipes in a horizontal orientation[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, 137: 1064-1075.
- [7] JI Y, WU M, FENG Y, et al. Experimental study on the effects of sodium and potassium proportions on the heat transfer performance of liquid metal high-temperature oscillating heat pipes[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2022, 194: 123116.
- [8] EL-GENK M S, TOURNIER J M P. Uses of liquid-metal and water heat pipes in space reactor power systems[J]. *Frontiers in Heat Pipes*, 2011, 2: 013002.
- [9] YIN D, WANG H, MA H B, et al. Operation limitation of an oscillating heat pipe[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016, 94: 366-372.
- [10] LEE J, KIM S J. Effect of channel geometry on the operating limit of micro pulsating heat pipes[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017, 107: 204-212.
- [11] LEE J, JOO Y, KIM S J. Effects of the number of turns and the inclination angle on the operating limit of micro pulsating heat pipes[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, 124: 1172-1180.
- [12] DROLEN B L, SMOOT C D. Performance limits of oscillating heat pipes: Theory and validation[J]. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 2017, 31(4): 920-936.
- [13] SU Z, HU Y, ZHENG S, et al. Recent advances in visualization of pulsating heat pipes: A review[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2023, 221: 119867.
- [14] YANG X, JI Y, SUN J, et al. Visualization study of a high-temperature oscillating heat pipe using X-ray imaging[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2024, 223: 125240.
- [15] NIST. X-ray mass attenuation coefficients[EB/OL]. [2024-06-24]. <https://physics.nist.gov/PhysRefData/Xray-MassCoef/chap2.html>.
- [16] CHEN H X, GUO Y X, YUAN D Z, et al. Thermal performance of a medium temperature cesium heat pipe at different inclination angles[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2022, 138: 106363.
- [17] LIN Y H, KANG S W, WU T Y. Fabrication of polydimethylsiloxane (PDMS) pulsating heat pipe[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2009, 29(2/3): 573-580.