

耦合引射器和沸腾池的环路热管传热特性研究

刘蕾, 袁博, 崔晨乙, 杨小平, 魏进家

(西安交通大学化学工程与技术学院, 710049, 西安)

摘要: 为了解决环路热管的热泄漏问题并提高其最大热流密度, 本文提出了将引射器和沸腾池耦合于环路热管结构中。引射器由蒸发器产生的蒸汽驱动, 抽吸补偿腔内的热液体以移除热泄漏并为沸腾池供液, 而加工了柱状微结构强化表面的沸腾池则是实现高热流密度散热的主要部件。首先实验研究了该环路热管在不同热负荷下的变工况运行特性和稳态运行特性; 然后根据运行温度以及主要部件的质量和能量守恒计算了环路热管内部的流速分布并定量评估了引射器对移除热泄漏的贡献; 最后比较了本装置与传统环路热管的传热性能。结果表明该环路热管具有良好的变工况运行特性, 热负荷变化后能快速建立新的稳态。适当增加蒸发器的热负荷有利于提高沸腾池的传热极限。当蒸发器热负荷为 200 W 时, 沸腾池的极限热负荷为 550 W, 对应的热流密度高达 $114 \text{ W} \cdot \text{cm}^{-2}$, 高于大多数传统环路热管。此外, 得益于热泄漏的及时移除, 本环路热管能在热泄漏占比高达 28% 时稳定运行。这些结果表明该环路热管有望运用于高热流密度和多热源系统的散热。

关键词: 传热; 环路热管; 引射器; 热泄漏

中图分类号: TK124 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202207003 **文章编号:** 0253-987X(2022)07-0019-08



OSID 码

Heat Transfer Characteristics of Loop Heat Pipe with Injector and Boiling Pool

LIU Lei, YUAN Bo, CUI Chenyi, YANG Xiaoping, WEI Jinjia

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

Abstract: To solve the heat leakage problem of a loop heat pipe and increase the maximum heat flux, an injector and a boiling pool were added to the loop heat pipe. The injector driven by the steam from an evaporator was designed to induce a directional motion of the liquid in the compensation chamber, which can not only remove the heat leakage, but also supply liquid to the boiling pool. The boiling pool with micro-pin-finned surface was used for high heat flux heat dissipation. Firstly, experiments were conducted to study the heat transfer characteristics of the loop heat pipe under varying operating conditions and steady-state operating conditions. Then, the flow velocity distribution in the loop and the amount of heat leakage removed by the injector were calculated based on the operating temperature and the mass and energy conservation of the main components. Finally, the heat transfer performance of this device was compared with that of the conventional loop heat pipes. The results show that the novel loop heat pipe worked well under varying conditions and responded quickly to the change of heat load. Increasing the heat load of the evaporator appropriately could lead to a higher heat transfer limit of the boiling pool.

收稿日期: 2021-10-27。 作者简介: 刘蕾(1995—), 女, 博士生; 魏进家(通信作者), 男, 教授, 博士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金青年项目(52006166)。

网络出版时间: 2022-04-13

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20220412.2335.011.html>

When the heat load of the evaporator was 200 W, the maximum heat load of the boiling pool was 550 W, and the corresponding heat flux was as high as $114 \text{ W} \cdot \text{cm}^{-2}$, which was higher than that of most conventional loop heat pipes. For the timely removal of heat leakage, the loop heat pipe can operate stably even at a high heat leakage percentage of 28%. These results indicated that the novel loop heat pipe is a potential solution to cool devices with high heat flux and multiple heat sources.

Keywords: heat transfer; loop heat pipe; injector; heat leakage

环路热管是一种高效的两相传热装置,具有无运动部件、传热距离远和热阻低等优点,已广泛应用于飞行器热管理^[1-2]、太阳能回收和利用^[3-4]以及电子设备冷却^[5-6]等领域。

然而,现有的环路热管结构仍存在一些不足之处,其中热泄漏是一个亟待解决的问题。热泄漏是指部分施加到蒸发器的热量通过壁面和毛细芯传到补偿腔,使补偿腔内工质温度上升的现象。严重的热泄漏会提高蒸发区和环路热管的运行温度,降低其控温性能^[7]。此外,热泄漏在高热负荷下更加明显,这阻碍了进一步提高环路热管的传热极限^[8]。采用不锈钢、铝合金等导热率较低的材料制作蒸发器侧壁可以减少通过侧壁的热泄漏。使用两种不同导热系数材料加工的复合毛细芯可在降低热泄漏的同时保证蒸发效率,即毛细芯靠近蒸汽槽道侧采用高热材料,而靠近补偿腔侧则采用低导热材料^[9]。虽然文献中提出了多种减少热泄漏的方法,但由于蒸发器壁面和毛细芯导热现象始终存在,对于现有的蒸发器结构而言热泄漏仍不可避免,因此及时移除泄漏到补偿腔中的热量具有重要意义。Pastukhov等^[6]为补偿腔配备了热虹吸管来增强散热。张红星等^[10]将相变材料容器贴于补偿腔外壳,以吸收启动过程中从蒸发器向补偿腔的热泄漏。贾卓杭等^[11]将热电制冷器的冷端紧贴在补偿腔壁面上,以降低补偿腔温度。近年来,利用泵驱动低温液体穿过补偿腔带走热泄漏的方式也受到了广泛关注^[12-13]。

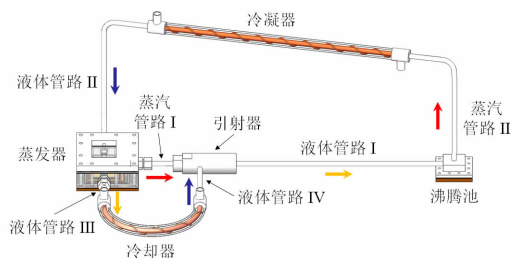
另一个问题是环路热管的最高热流密度还不能满足某些大功率器件的散热需求。为了提高最大热流密度,许多学者对环路热管的结构进行了优化。Tharayil等^[14]在蒸发器内部设置了四条肋片以增加传热面积,该结构最大热负荷可达到 380 W,相应的热流密度为 $95 \text{ W} \cdot \text{cm}^{-2}$ 。Jung等^[15]在蒸发器的蒸汽槽道和补偿腔之间增加了一条支路,利用旁通的蒸汽将补偿腔中的液体推入毛细芯中,从而延迟毛细芯的干涸。Li等^[16]设计了一款具有两并联

冷凝器的环路热管,并指出该结构能获得比单一冷凝器的环路热管更高的传热能力和更低的热阻。尽管学者们已经进行了大量研究来提高环路热管的传热极限,但仍很难突破 $100 \text{ W} \cdot \text{cm}^{-2}$ 。

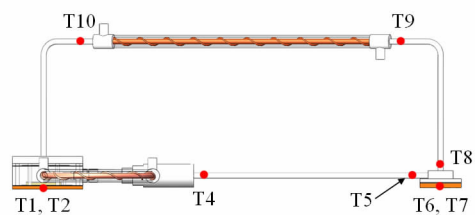
本研究的目的在于及时移除环路热管的热泄漏并提高其最大热流密度,为此提出了耦合引射器和沸腾池的环路热管结构。其中引射器由蒸发器产生的蒸汽驱动,抽吸补偿腔内的热液体以移除热泄漏并为沸腾池供液,而加工了柱状微结构强化表面的沸腾池则是实现高热流密度散热的主要部件。实验研究了耦合引射器和沸腾池的环路热管运行特性,并定量评估了引射器对移除热泄漏的贡献。

1 实验装置

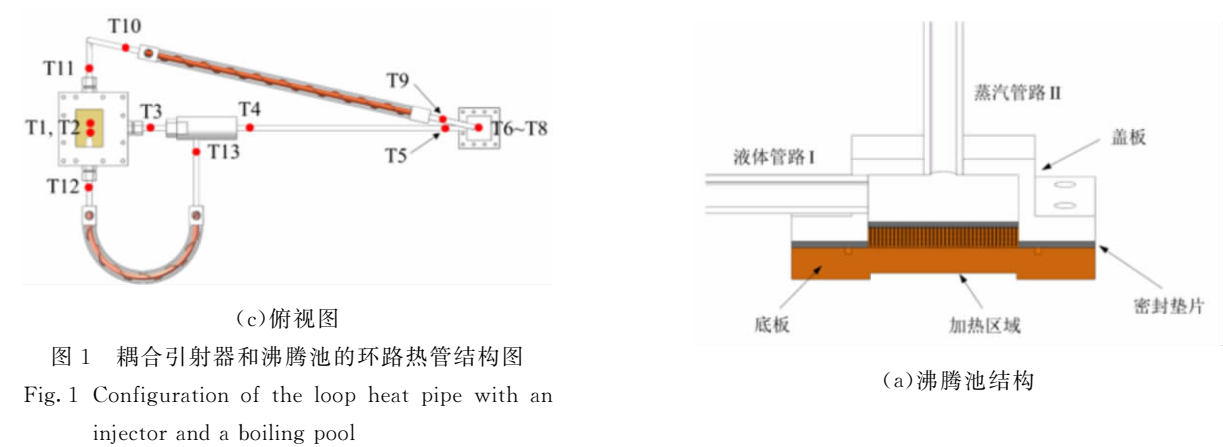
耦合引射器和沸腾池的环路热管结构如图1所示,主要包括与补偿腔一体的蒸发器、引射器、沸腾池、冷凝器、冷却器和连接管路等。使用T型热电偶对运行温度进行测量,温度测点位置如图1中红点所示,其中T1/T2和T6/T7分别位于蒸发器和沸腾池底板下表面的槽道中,用于测量底板与热源贴合处的温度,其他热电偶粘贴在环路热管外壁面。



(a) 立体图



(b) 主视图



工质为去离子水,充液率为 75%。充液前用极限真空度为 4×10^{-2} Pa 的真空泵去除热管内部的不凝结气体。环路热管和热源均用陶瓷纤维纸包裹,散失到环境里的热量不超过总热负荷的 10%。

蒸发器的结构如图 2 所示。毛细芯由平均粒径约为 $80\text{ }\mu\text{m}$ 的黄铜粉末烧结而成,孔隙率约为 40%。补偿腔尺寸为 $43\text{ mm}\times31\text{ mm}\times17\text{ mm}$ (长 $\times$ 宽 $\times$ 高),其侧壁上开设有一个液体入口和一个液体出口,分别与液体管路 II 和 III 连接。液体出口设置有一个弯头,并伸入补偿腔内液面以下。该弯头能够确保在不同充液率下从补偿腔出口抽吸出来的都是液体,而且由于弯头入口靠近毛细芯上表面,能够增强毛细芯附近液体的流动,这不仅能够降低毛细芯上表面的温度,而且能促进毛细芯上表面由于热泄漏而产生的汽泡脱离。热源为内置电加热棒的铜块,加热面积为 $34\text{ mm}\times24\text{ mm}$ 。

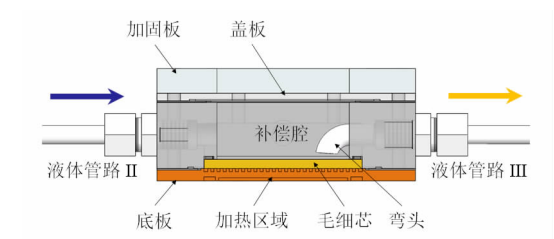
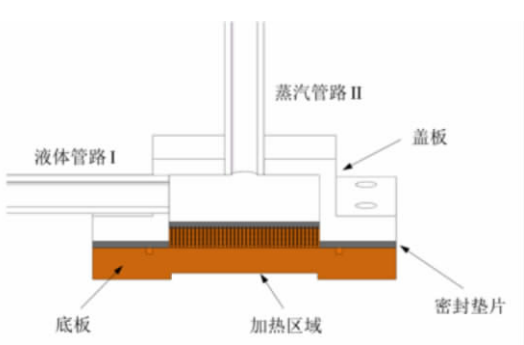


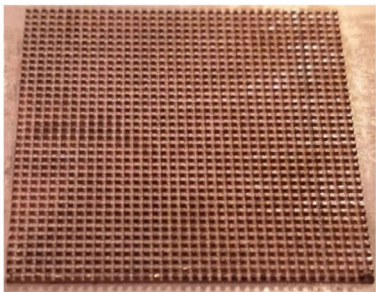
图 2 蒸发器结构图

Fig.2 Structure of the evaporator

沸腾池是由紫铜底板和不锈钢盖板组成的方腔,其结构如图 3 所示。沸腾池内部腔体尺寸约为 $23\text{ mm}\times23\text{ mm}\times11\text{ mm}$ (长 $\times$ 宽 $\times$ 高)。底板上表面的换热区域用线切割加工了柱状微结构,单个微柱的尺寸约为 $300\text{ }\mu\text{m}\times300\text{ }\mu\text{m}\times500\text{ }\mu\text{m}$ (长 $\times$ 宽 $\times$ 高),相邻微柱的间距约为 $300\text{ }\mu\text{m}$ 。沸腾池加热面积为 $22\text{ mm}\times22\text{ mm}$ 。



(a)沸腾池结构



(b)强化表面

图 3 沸腾池结构及强化表面

Fig.3 Structure of the boiling pool and the enhanced surface

引射器的结构如图 4 所示,由蒸汽喷嘴、液体喷嘴、混合腔和扩散段组成。蒸发器产生的蒸汽经过蒸汽喷嘴加速降压后在蒸汽喷嘴出口位置形成低压区,抽吸补偿腔内的液体由液体喷嘴进入混合腔。蒸汽在混合腔和扩散段与过冷液体接触并凝结^[17]。引射器出口的液体通过液体管路 I 进入沸腾池。

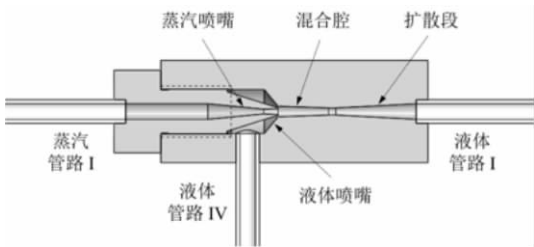


图 4 引射器结构图

Fig.4 Structure of the injector

冷凝器和冷却器均采用套管式换热器。冷却水温度为 $(20\pm1)\text{ }^{\circ}\text{C}$,流量为 $3.0\text{ L}\cdot\text{min}^{-1}$ 。冷凝器、冷却器及连接管路的具体尺寸见表 1。

根据 Moffat 提出的误差传递公式^[18]进行了不确定度分析,结果如表 2 所示。

表1 冷凝器、冷却器及连接管路尺寸

Table 1 Geometrical parameters of the condenser, cooler and connecting lines			mm
部件	零件	外径×内径×长度	
冷凝器	内管	6×4×340	
	外管	14×12×340	
冷却器	内管	6×4×210	
	外管	14×12×210	
连接管路	蒸汽管路 I	6×4×60	
	蒸汽管路 II	6×4×220	
	液体管路 I	6×4×270	
	液体管路 II	6×4×280	
	液体管路 III	6×4×105	
	液体管路 IV	6×4×110	

表2 各测量物理量的最大不确定度

Table 2 Parameter uncertainties

物理量	最大不确定度/%	
	蒸发器	沸腾池
电流 $\Delta I \cdot I^{-1}$	0.28	0.28
电压 $\Delta U \cdot U^{-1}$	0.08	0.12
热负荷 $\Delta Q \cdot Q^{-1}$	0.29	0.31
加热区域长度 $\Delta L \cdot L^{-1}$	0.12	0.13
加热面积 $\Delta A \cdot A^{-1}$	0.15	0.19
热流密度 $\Delta q \cdot q^{-1}$	0.33	0.36
热阻 $\Delta R \cdot R^{-1}$		4.1
温度 $T/^\circ\text{C}$	± 0.29	± 0.29

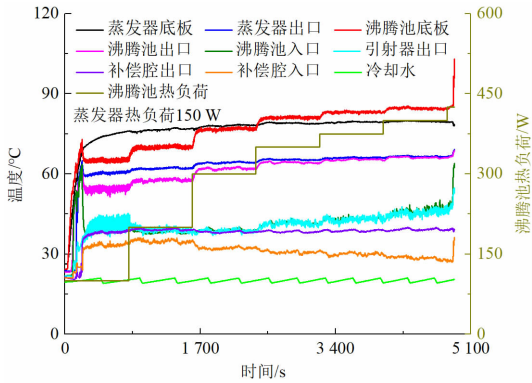
2 结果与讨论

2.1 变工况运行特性

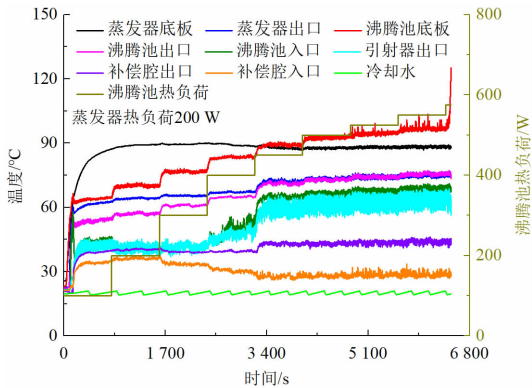
在耦合引射器和沸腾池的环路热管中,沸腾池是主要的散热部件。为了探究沸腾池的传热极限,进行了变沸腾池热负荷的实验,其中蒸发器热负荷维持在 150 W 或 200 W,并逐步增加沸腾池热负荷。

图 5 展示了该环路热管在变沸腾池热负荷下的运行曲线。可以看出,环路热管能够成功启动,但在蒸发器热负荷为 150 W 时沸腾池底板存在一定程度的温度过冲,这是由于蒸发器对沸腾池的液体供给不及时导致的。随着蒸发器热负荷增加至 200 W,建立液体供给所需的时间减少,温度过冲消失。同时,该环路热管具有良好的变工况运行特性,沸腾池热负荷变化后,可以快速建立新的稳态。在蒸发器热负荷为 150 W 时,随着沸腾池热负荷从 100 W

增加至 400 W(对应的热流密度为 $83\text{ W}\cdot\text{cm}^{-2}$),沸腾池底板温度逐步升高。而 400 W 之后,继续增加热负荷则会导致沸腾池底板温度急剧上升,表明沸腾危机发生,达到了沸腾池的传热极限。当蒸发器热负荷增加至 200 W 时,沸腾池能达到的最大热负荷为 550 W,对应的热流密度达到了 $114\text{ W}\cdot\text{cm}^{-2}$ 。



(a)蒸发器热负荷 150 W



(b)蒸发器热负荷 200 W

图5 变沸腾池热负荷运行曲线

Fig. 5 Operating temperature curves of variable boiling pool heat load

根据环路热管达到稳定运行状态时的温度分布可获得不同工况下热管内部的流速分布^[19]。由于环路热管外部包裹了隔热材料,因此在计算过程中忽略了热管与环境之间的换热。

根据能量守恒定律,蒸发器满足如下关系

$$Q_v + Q_{\text{leak}} = Q_{\text{Evap}} \tag{1}$$

式中: Q_v 为用于蒸发的热量,包括汽化潜热和将液体加热至饱和温度的显热; Q_{leak} 为从补偿腔带走的漏热量; Q_{Evap} 为蒸发器热负荷。 Q_v 和 Q_{leak} 可以分别表示为

$$Q_v = m_{\text{Evap-out}}(h_{\text{fg}} + c_p \Delta T_{\text{Evap-out, CC-in}}) \tag{2}$$

$$Q_{\text{leak}} = m_{\text{CC-out}} c_p \Delta T_{\text{CC-out, CC-in}} \tag{3}$$

式中: $m_{\text{Evap-out}}$ 和 $m_{\text{CC-out}}$ 是蒸发器出口和补偿腔出口的质量流量; h_{fg} 是汽化潜热; c_p 是补偿腔内水的比定压热容; $\Delta T_{\text{Evap-out,CC-in}}$ 是蒸发器出口与补偿腔入口的温差; $\Delta T_{\text{CC-out,CC-in}}$ 是补偿腔出入口的温差。

对于引射器,根据质量守恒和能量守恒可以得到

$$m_{\text{Evap-out}} + m_{\text{Liq. nozzle}} = m_{\text{Inject-out}} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} m_{\text{Evap-out}} h_{\text{Evap-out}} + \frac{1}{2} m_{\text{Evap-out}} u_{\text{Evap-out}}^2 + \\ m_{\text{Liq. nozzle}} h_{\text{Liq. nozzle}} + \frac{1}{2} m_{\text{Liq. nozzle}} u_{\text{Liq. nozzle}}^2 = \\ m_{\text{Inject-out}} h_{\text{Inject-out}} + \frac{1}{2} m_{\text{Inject-out}} u_{\text{Inject-out}}^2 \end{aligned} \quad (5)$$

式中: $m_{\text{Liq. nozzle}}$ 和 $m_{\text{Inject-out}}$ 分别是引射器液体喷嘴入口和引射器出口的质量流量; $h_{\text{Evap-out}}$ 、 $h_{\text{Liq. nozzle}}$ 和 $h_{\text{Inject-out}}$ 分别为对应点处的比焓; $u_{\text{Evap-out}}$ 、 $u_{\text{Liq. nozzle}}$ 和 $u_{\text{Inject-out}}$ 分别为对应点处的流速,可以表示为

$$u = \frac{m}{\rho \pi r_i^2} \quad (6)$$

其中 ρ 为工质的密度, $r_i=2 \times 10^{-3}$ m为引射器附近连接管路内径。

对于冷却器,根据质量守恒可以得到

$$m_{\text{Liq. nozzle}} = m_{\text{CC-out}} \quad (7)$$

对沸腾池的液体供给量 $m_{\text{BP-in}}$ 为

$$m_{\text{BP-in}} = m_{\text{Inject-out}} \quad (8)$$

将不同工况环路热管的稳态运行温度代入以上式子,则可以获得环路热管内部的流速分布。

图 6 展示了不同工况下沸腾池的液体供给量。从图中可以看出,对于所有的沸腾池热负荷,蒸发器热负荷为 200 W 时的液体供给量均大于蒸发器热负荷为 150 W 时的液体供给量。

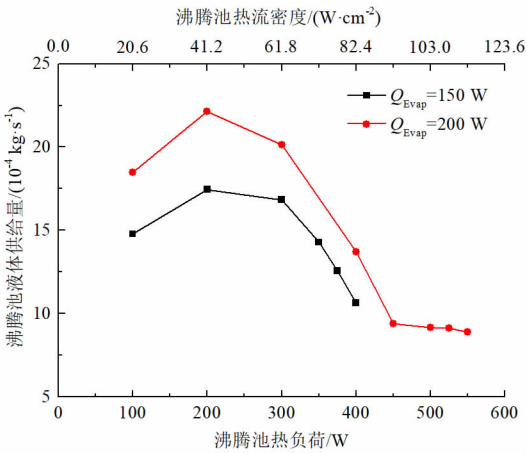


图 6 沸腾池的液体供给量

Fig. 6 Liquid quantity supplied to the boiling pool

适当增加蒸发器热负荷能提高沸腾池传热极限

的原因可能与液体供给量和工质循环驱动力的增加有关。在本环路热管结构中,引射器能将补偿腔内的液体输送至沸腾池,起到与机械泵类似的效果,而引射器依赖于蒸发器产生的蒸汽驱动,随着蒸发器热负荷的增加,引射器运行的驱动力增加,对沸腾池的液体供给量和工质循环驱动力也随之增加。因此,适当增加蒸发器的热负荷有利于提高沸腾池的传热极限。

2.2 稳态运行特性

图 7 给出了蒸发器热负荷为 200 W 时不同沸腾池热负荷下的稳态运行温度。从图中可以看出,在达到传热极限之前,各热负荷下蒸发器和沸腾池底板温度均能维持在 100 °C 以下。此外,补偿腔出口温度始终高于入口温度。这是由于引射器的抽吸作用使补偿腔入口的低温液体横跨补偿腔并吸收热泄漏后从补偿腔出口流出^[20]。

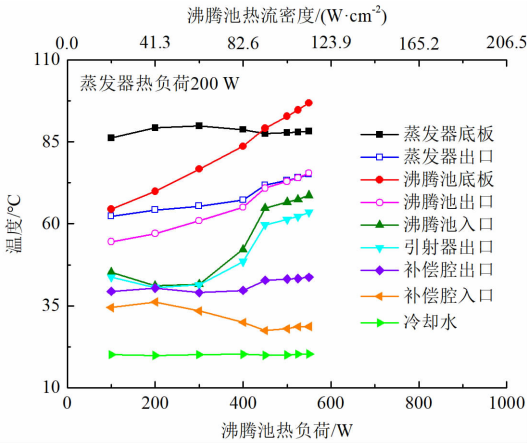


图 7 不同沸腾池热负荷下的稳态运行温度(蒸发器热负荷 200 W)

Fig. 7 Steady state temperature under various boiling pool heat loads (with evaporator heat load of 200 W)

图 8 展示了蒸发器热负荷为 200 W 时,不同沸腾池热负荷下蒸发器热负荷中用于蒸发的热量和热泄漏量,热泄漏占比为移除的热泄漏量与蒸发器热负荷的比值。从图中可以看出,随着沸腾池热负荷的增加,移除的热泄漏量呈现增长的趋势。同时,由于该环路热管的热泄漏能够被及时移除,因此即使在热泄漏量达到 56 W,热泄漏占比高达 28% 时仍能稳定运行,而传统的环路热管通常需要控制热泄漏占比在 20% 以内^[9, 21-22]。

2.3 传热性能比较

总热阻 R_{total} 是评价环路热管整体传热性能的重要指标,其计算方法为^[23]

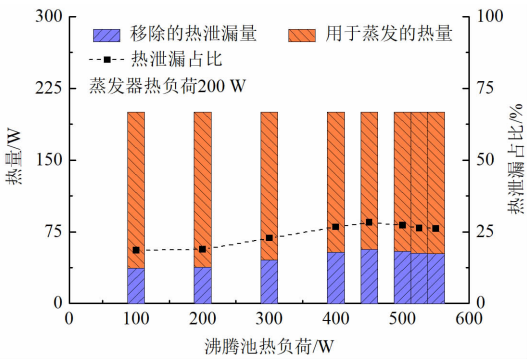


图 8 不同沸腾池热负荷下蒸发器热负荷中用于蒸发的热量和热泄漏量(蒸发器热负荷 200 W)

Fig. 8 Heat used for evaporation and heat leakage in the evaporator under different boiling pool heat loads (with evaporator heat load of 200 W)

$$R_{\text{total}} = \frac{\max(T_{\text{Evap}}, T_{\text{BP}}) - T_{\text{sink}}}{Q_{\text{Evap}} + Q_{\text{BP}}} \quad (9)$$

式中: T_{Evap} 、 T_{BP} 和 T_{sink} 分别为蒸发器底板温度、沸腾池底板温度和冷却水温度; Q_{BP} 为沸腾池热负荷。

图 9 展示了蒸发器热负荷为 200 W 时本装置在不同沸腾池热负荷下的总热阻, 并与文献中环路热管的总热阻进行了比较^[16, 24-26]。选用的对比实验均以水为工质, 且冷凝器均位于蒸发器上方, 具体的实验条件见表 3。如图 9 所示, 在总热负荷为 300~750 W 范围内, 本装置的总热阻分布在 0.22~0.10 $^{\circ}\text{C} \cdot \text{W}^{-1}$ 之间, 且本装置的总热阻在所有的环路热管中是最低的。

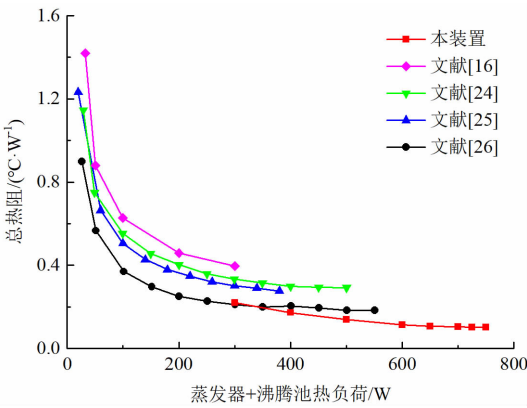


图 9 本装置和传统环路热管总热阻比较
Fig. 9 Comparison of the total thermal resistance between this device and conventional loop heat pipes

不同于传统环路热管以蒸发器为主要散热部件, 本装置中沸腾池起到了主要的散热作用, 因此沸腾池热阻 R_{BP} 也是评价传热性能的重要指标, 其计算方法为

表 3 图 9 对应环路热管的实验条件

Table 3 Experimental conditions of the loop heat pipes presented in Fig. 9

来源	加热面积/ cm^2	最大热负 荷/W	最大热 流密度/ $(\text{W} \cdot \text{cm}^{-2})$	最高运行 温度/ $^{\circ}\text{C}$
本装置	4.84	550	114	97
文献[16]	6.25	300	48	128
文献[24]	6.25	500	80	168
文献[25]	4	380	95	116.6
文献[26]	6.25	550	88	126

$$R_{\text{BP}} = \frac{T_{\text{BP}} - T_{\text{BP-out}}}{Q_{\text{BP}}} \quad (10)$$

式中 $T_{\text{BP-out}}$ 为沸腾池出口温度。

图 10 展示了本装置沸腾池热阻和文献中环路热管蒸发器热阻的比较, 在沸腾池热负荷为 100~550 W 的范围内, 本装置沸腾池热阻分布在 0.10~0.04 $^{\circ}\text{C} \cdot \text{W}^{-1}$ 之间, 低于文献中蒸发器热阻。其主要原因是蒸发器和沸腾池的换热方式不同, 对于传统环路热管, 施加在蒸发器底板的热量通过毛细芯中液体的蒸发带走。在运行的过程中, 汽-液界面可能进入毛细芯内部, 并在靠近底板一侧的毛细芯内形成干涸层, 导致蒸发器的热阻较大, 而对于本装置, 施加在沸腾池底板的热量通过柱状微结构表面高效的沸腾换热带走, 因此能获得较低的热阻。

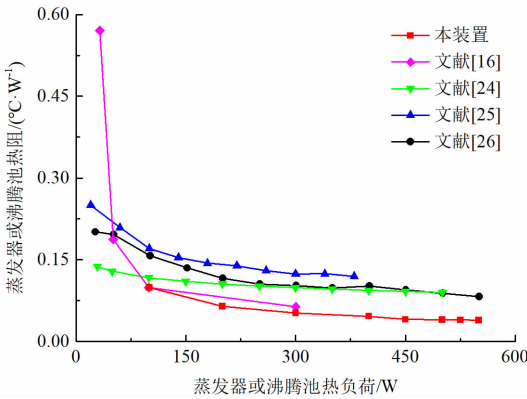
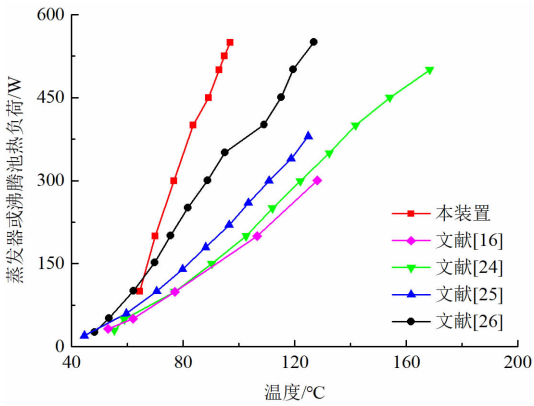


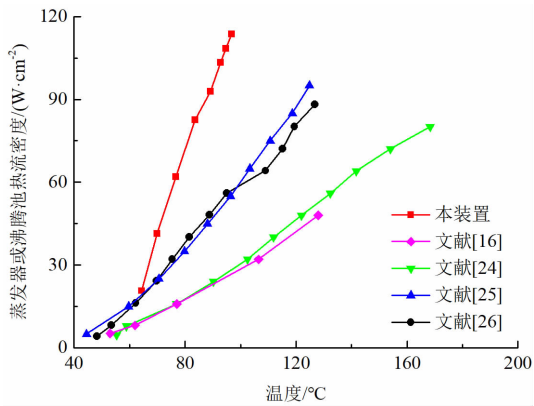
图 10 本装置沸腾池热阻和传统环路热管蒸发器热阻比较
Fig. 10 Comparison of the boiling pool thermal resistance of this device and the evaporator thermal resistance of conventional loop heat pipes

最大热负荷和热流密度也是评价环路热管性能的关键指标。图 11 展示了各环路热管在不同底板温度下的最大热负荷和热流密度。由于沸腾池是本装置主要的散热部件, 因此选用沸腾池的热负荷和

底板温度进行对比。如图所示,本装置能达到的最大热负荷为 550 W,对应的热流密度高达 114 W/cm,高于大多数传统环路热管。此外,由于高热负荷下沸腾池底板的汽化核心密度增加,本装置底板温度随热负荷增长的速率远低于传统环路热管,这使本装置的优势在高热负荷条件下得到充分体现。当热负荷高于 100 W 时,使用本装置可以获得比大多数传统换环路热管更低的运行温度。



(a)热负荷对比



(b)热流密度对比

图 11 本装置和传统环路热管在相同底板温度下热负荷和热流密度比较

Fig.11 Comparison of the heat load and the heat flux between this device and conventional loop heat pipes under the same heating area temperature

3 结 论

为了解决环路热管的热泄漏问题并提高其最大热流密度,本文提出了一种耦合引射器和沸腾池的新型环路热管结构,并对其运行特性开展了实验研究,得出的主要结论如下。

(1)本装置中引射器由蒸发器产生的蒸汽驱动,抽吸补偿腔内的热液体以移除泄漏到补偿腔中的热

量并为沸腾池供液,而沸腾池则是实现高热流密度散热的主要部件。

(2)本装置具有良好的变工况运行特性,当热负荷变化时,可以快速建立新的稳态。此外,适当增加蒸发器的热负荷有助于提高沸腾池的传热极限。

(3)本装置有望运用于高热流密度和多热源系统的散热。当蒸发器热负荷为 200 W 时,沸腾池的最大热负荷为 550 W,对应的热流密度为 114 W · cm⁻²,总热阻为 0.10 °C · W⁻¹,沸腾池热阻为 0.04 °C · W⁻¹。相比于传统环路热管,本装置能获得较高的传热极限和较低的热阻。

参考文献:

[1] SU Qian, CHANG Shinan, ZHAO Yuanyuan, et al. A review of loop heat pipes for aircraft anti-icing applications [J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 130: 528-540.

[2] 杨涛, 赵石磊, 高腾, 等. 航天分散热源控温用环路热管设计及飞行应用 [J]. 宇航学报, 2021, 42(6): 798-806.

YANG Tao, ZHAO Shilei, GAO Teng, et al. Design and in-orbit application of temperature controlled loop heat pipe for aerospace distributed heat sources [J]. Journal of Astronautics, 2021, 42(6): 798-806.

[3] WANG Zhangyuan, YANG Wansheng. A review on loop heat pipe for use in solar water heating [J]. Energy and Buildings, 2014, 79: 143-154.

[4] 李洪, 孙跃, 付新书. 新型太阳能光伏-环路热管/热泵热水系统 [J]. 太阳能学报, 2020, 41(4): 59-66.

LI Hong, SUN Yue, FU Xinshu. A novel solar photovoltaic loop heat pipe/heat pump water heating system [J]. Acta Energaie Solaris Sinica, 2020, 41(4): 59-66.

[5] LI Ji, ZHOU Guohui, TIAN Tong, et al. A new cooling strategy for edge computing servers using compact looped heat pipe [J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 187: 116599.

[6] PASTUKHOV V G, MAYDANIK Y F. Low-noise cooling system for PC on the base of loop heat pipes [J]. Applied Thermal Engineering, 2007, 27(5/6): 894-901.

[7] 许佳寅. 铜-水环路热管(LHP)强化蒸发与抑制热泄漏技术研究 [D]. 上海: 华东理工大学, 2013.

[8] SINGH R, AKBARZADEH A, MOCHIZUKI M. Effect of wick characteristics on the thermal performance of the miniature loop heat pipe [J]. Journal of Heat Transfer, 2009, 131(8): 082601.

- [9] JI Xianbing, WANG Ye, XU Jinliang, et al. Experimental study of heat transfer and start-up of loop heat pipe with multiscale porous wicks [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 117: 782-798.
- [10] 张红星, 苗建印, 邵兴国. 相变材料辅助环路热管启动的实验研究 [J]. *宇航学报*, 2009, 30(4): 1732-1737, 1743.
ZHANG Hongxing, MIAO Jianyin, SHAO Xingguo. Experimental investigation on startup performance of loop heat pipes with phase change material containers [J]. *Journal of Astronautics*, 2009, 30(4): 1732-1737, 1743.
- [11] 贾卓杭, 郭亮, 谭向全, 等. 热电制冷器辅助下环路热管运行特性的实验研究 [J]. *低温工程*, 2019(3): 8-13.
JIA Zhuohang, GUO Liang, TAN Xiangquan, et al. Experimental study on operating characteristics of loop heat pipe with assist of thermoelectric cooler [J]. *Cryogenics*, 2019(3): 8-13.
- [12] 冯鑫涛, 王玉刚, 轩诗瑶. 补偿腔支路对环路热管传热性能影响的实验研究 [J]. *低温与超导*, 2021, 49(1): 86-90.
FENG Xintao, WANG Yugang, XUAN Shiyao. Experimental study of compensated cavity branch influence on heat transfer characteristics of loop heat pipe [J]. *Cryogenics & Superconductivity*, 2021, 49(1): 86-90.
- [13] ZHANG Hao, JIANG Chi, ZHANG Zikang, et al. A study on thermal performance of a pump-assisted loop heat pipe with ammonia as working fluid [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, 175: 115342.
- [14] THARAYIL T, ASIRVATHAM L G, RAVINDRAN V, et al. Effect of filling ratio on the performance of a novel miniature loop heat pipe having different diameter transport lines [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 106: 588-600.
- [15] JUNG E G, BOO J H. Experimental observation of thermal behavior of a loop heat pipe with a bypass line under high heat flux [J]. *Energy*, 2020, 197: 117241.
- [16] LI Ji, LIN Feng, WANG Daming, et al. A loop-heat-pipe heat sink with parallel condensers for high-power integrated LED chips [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2013, 56(1/2): 18-26.
- [17] 严俊杰, 刘继平, 邢秦安, 等. 变截面通道内超音速两相流升压过程的研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2003, 37(3): 221-224.
YAN Junjie, LIU Jiping, XING Qinan, et al. Research on lifting pressure process of supersonic steam-water two-phase flow in channel of variable section [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2003, 37(3): 221-224.
- [18] MOFFAT R J. Describing the uncertainties in experimental results [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1988, 1(1): 3-17.
- [19] LIU Lei, YANG Xiaoping, YUAN Bo, et al. Experimental study of a novel loop heat pipe with a vapor-driven jet injector [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2021, 164: 120518.
- [20] LIU Lei, YANG Xiaoping, YUAN Bo, et al. Investigation of temperature oscillations in a novel loop heat pipe with a vapor-driven jet injector [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2021, 179: 121672.
- [21] SU Qian, CHANG Shinan, YANG Chen. Numerical investigation on transient and steady phase change heat transfer in the evaporator of a loop heat pipe [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2021, 179: 121671.
- [22] HOANG T T, ARMIGER W J, BALDAUFF R W, et al. Performance of COMMX loop heat pipe on TacSat 4 spacecraft [C]//42nd International Conference on Environmental Systems. Reston, VA, USA: AIAA, 2012: AIAA 2012-3498.
- [23] HAN Xiaoxing, WANG Yaxiong, LIANG Qianqing. Investigation of the thermal performance of a novel flat heat pipe sink with multiple heat sources [J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2018, 94: 71-76.
- [24] STEPHEN E N, ASIRVATHAM L G, KANDASAMY R, et al. Heat transfer performance of a compact loop heat pipe with alumina and silver nanofluid [J]. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 2019, 136(1): 211-222.
- [25] THARAYIL T, ASIRVATHAM L G, RAVINDRAN V, et al. Thermal performance of miniature loop heat pipe with graphene-water nanofluid [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016, 93: 957-968.
- [26] ZHOU Guohui, LI Ji. Two-phase flow characteristics of a high performance loop heat pipe with flat evaporator under gravity [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, 117: 1063-1074.

(编辑 荆树蓉 亢列梅)