

文章编号:0253 - 4339(2017) 01 - 0088 - 07

doi:10. 3969/j. issn. 0253 - 4339. 2017. 01. 088

小型平板式环路热管的反重力运行特性

杨卧龙 纪献兵 徐进良

(华北电力大学 新能源电力系统国家重点实验室 多相流动与传热北京市重点实验室 北京 102206)

摘要 为满足电子设备高效冷却的需要,本文从提高毛细压力、降低流动阻力、强化蒸发器壁面传热能力以及降低热泄漏方面入手,设计了一种具有新型蒸发器结构的平板环路热管。利用集成蒸气通道的一体式双孔毛细芯替代传统的机械加工微槽道,并在反重力条件下对其传热性能进行实验研究。结果表明:该环路热管具有良好的反重力运行性能,能够在 20 W 热负荷下实现快速、低温启动,且无温度波动现象;在 200 W 热负荷下,能够维持蒸发器最高温度在 80 °C 以下,环路热管的热阻仅为 0.15 K/W。由于新型蒸发器结构缩短了热传递路径,降低了蒸发/沸腾的强化以及热泄漏,与传统结构的环路热管对比,能够有效提升环路热管的反重力运行能力。

关键词 环路热管;反重力实验;蒸发器;双孔毛细芯

中图分类号:TB61⁺1; TK172; TQ051.5

文献标识码: A

Anti-gravity Operating Performance of a Miniature Loop Heat Pipe with Flat Evaporator

Yang Wolong Ji Xianbing Xu Jinliang

(North China Electric Power University, State Key Laboratory of Alternate Electrical Power System with Renewable Energy Sources, Beijing Key Laboratory of Multiphase Flow and Heat Transfer, Beijing, 102206, China)

Abstract To meet the needs of efficient electronics cooling, a flat loop heat pipe (LHP) with novel evaporator structure was designed based on improving capillary pressure, decreasing flow resistance, enhancing heat transfer and reducing heat leakage. Compared with evaporator of conventional flat loop heat pipe, the novel evaporator replaced mechanical microchannels with biporous microchannels. Heat transfer performance of the LHP was investigated at the anti-gravity orientation. The experimental result showed that, the LHP can start-up quickly without any temperature overshoot and oscillation at the heat load of 20 W. Besides, the novel LHP was able to keep the highest temperature of the evaporator below 80 °C, and the thermal resistance of LHP was only 0.15 K/W at the heat load of 200 W. The comparative experiments indicated that the novel design of evaporator can shorten the heat transfer route in the height direction, enhance evaporation/boiling heat transfer and further reduce heat leakage, thus improved the anti-gravity operating ability of LHP.

Keywords loop heat pipe; anti-gravity experiment; evaporator; biporous

电子设备小型化及高功率化的发展不可避免地带来严重的热耗散问题,并成为制约电子设备可靠运行的关键因素^[1]。环路热管(loop heat pipe, LHP)作为一种高效的被动式相变冷却装置,已经在航空航天领域得到了成功应用,合理的设计能够使环路热管在小温差下实现长距离的高热量输送。将环路热管小型化,并应用于电子设备冷却,是 LHP 地面应用的研究热点^[2-6]。与圆柱式环路热管相比,平板型环路热

管易于与接触面结合,具有更小的接触热阻,受到研究者的青睐^[7]。

然而环路热管的地面应用需解决小型化和抗重力工作等问题。一方面,环路热管的小型化不可避免的导致芯体尺寸的减小,从而使背向漏热增大,蒸发器和补偿器之间所必需的温差和压差更难以满足^[8];当环路热管的蒸发器为平板型时,该问题更加突出^[9]。另一方面,与空间的微重力环境不同,环路

基金项目:国家自然科学基金(51436004, 51276061)和中央高校基本科研业务费专项资金(JB2015202)项目资助。(The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (No. 51436004 & No. 51276061) and Central University Special Foundation for Basic Scientific Research (No. JB2015202).)

收稿日期:2016 年 3 月 5 日

热管的地面应用会受到重力作用的影响,工质的分布并不是理想的均匀状态;尤其是当反重力运行时,即蒸发器的位置高于冷凝器时,工质的重力压差会引起循环阻力的增大,此时环路热管往往存在启动过温、温度波动、运行温度高以及传热能力差等问题^[10-16],极大限制了环路热管的应用。

为改善环路热管的性能,研究者提出了一系列措施,其中蒸发器的优化设计是关键,包括内部毛细芯的种类、与蒸发器相连的补偿腔结构等。C. C. Yeh 等^[17]将双孔结构的镍毛细芯应用于圆柱形环路热管,并在水平方向对其运行特性进行测试,发现与单一孔径的毛细芯相比,换热系数提高了 6 倍以上。S. C. Wu 等^[18]采用聚四氟乙烯(PTEE)毛细芯来降低环路热管的热泄漏,发现与镍毛细芯相比,PTEE 毛细芯能够显著降低运行温度。Z. C. Liu 等^[19]提出了一种双芯平板环路热管结构,在蒸发器的上部和下部分别布置毛细芯,降低热泄漏的同时增大了蒸发面积,水平方向运行时,能够使热流密度达到 17.7 W/cm²。Y. Tang 等^[20]设计了一种具有梯度孔径毛细芯结构的圆柱形环路热管,反重力方向运行时,在 90 W 热负荷下,能够维持蒸发器的温度在 84 °C 以下。L. Z. Bai 等^[21]发现双补偿腔结构能够使环路热管在小功率下顺利启动,不受蒸发器和补偿腔相对位置的影响,但存在启动时间加长和启动过温现象。

综上所述:地面应用的特点使环路热管向小型化、平板化和抗重力化方向发展,同时对环路热管的设计也提出了更高的要求。针对环路热管的性能优化已开展了大量的研究,然而抗重力工作的研究不多,平板型环路热管的抗重力研究更少,抗重力运行能力差仍然是制约环路热管地面应用的难题。本文在传统平板式环路热管的基础上,以提升环路热管的抗重力工作能力为目的,对毛细芯进行优化设计,并在反重力条件下对其传热特性进行实验研究。

1 实验系统及数据处理

1.1 实验系统

实验系统主要包括环路热管系统、加热系统以及数据采集系统。图 1(a)所示为实验用环路热管系统的示意图,由蒸发器、补偿腔、蒸气管路、冷凝器、液体管路 5 部分组成。其中蒸发器为平板圆形,并与补偿腔集成于一体;作为环路热管的核心部件,蒸发器的内部结构将在 2.2 章节进行详细介绍。冷凝器采用风冷管翅式冷凝器,额定功率为 5 W。

实验采用不锈钢薄膜加热片作为模拟热源,有效加热面积为 5 cm²;加热片与蒸发器底部之间涂有导

热硅脂,以减小接触热阻;通过与加热片相连接的调压器可实现不同功率的热量输入。

温度数据的获取采用 Agilent34970A 数据采集仪,与之相连的 K 型热电偶可准确测量不同特征位置的运行温度。测温点的布置如图 1 中黑色圆点所示,其中 T_{out} 和 T_{cp} 所对应的热电偶分别伸入蒸气管路和补偿腔内,以准确测量蒸气入口和补偿腔内流体的温度,如图 1(b)和图 1(c)所示;其余热电偶均直接焊于接触壁面。图 1(d)描述了蒸发器底部热电偶的布置, T_c 位于蒸发器底部中心,其余 8 个热电偶($T_1 \sim T_8$)沿底板直径方向均匀布置。

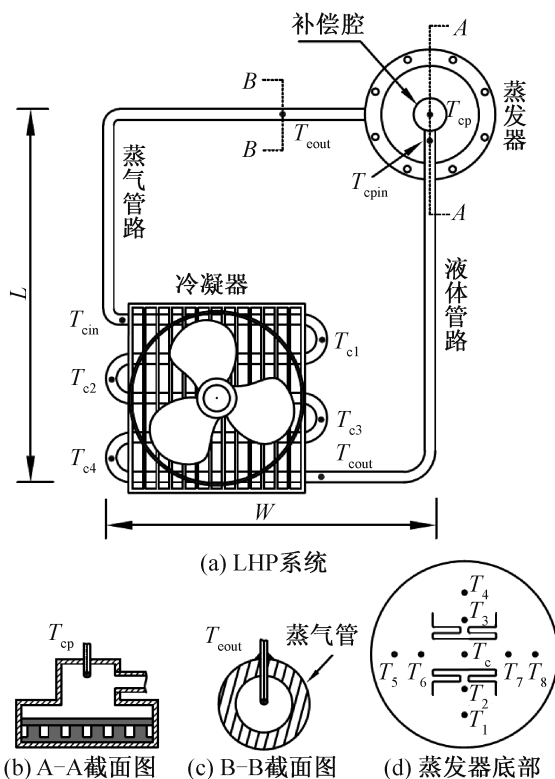


图 1 环路热管系统及测温点布置

Fig.1 The loop heat pipe and location of the thermocouples

环路热管的主体以紫铜为原材料,长 × 宽(L × W)为 300 mm × 200 mm,几何参数如表 1 所示。

表 1 环路热管的主要参数

Tab.1 Significant parameters of the loop heat pipe

主要部件	尺寸/mm
蒸发器的外径,内径,高度	80,76,10
蒸气管路的外径,内径,长度	8,6,350
冷凝器的长度,宽度	130,130
液体管路的外径,内径,长度	8,6,350
补偿腔的外径,内径,高度	14,10,15

本文重点研究环路热管的反重力运行特性,因此实验时始终保持图 1(a)所示的反重力方向,即蒸发器高于冷凝器,且 LHP 所处平面与水平面垂直,反重力高度为 300 mm。工质为去离子水,充液率 50%。环境温度维持在(23 ± 1) °C。

1.2 蒸发器设计

作为蒸发/沸腾的场所,蒸发器尤其是内部毛细芯的结构设计直接关系到 LHP 传热性能的优劣。理论上来说,LHP 的可靠运行需满足两个基本条件,即动力学条件和热力学条件。

一方面,毛细芯所提供的毛细压力需克服系统的循环阻力:

$$\Delta p_c = \frac{2\sigma}{r_e} \geq \Delta p_{tot} \quad (1)$$

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_{groove} + \Delta p_v + \Delta p_{cond} + \Delta p_l + \Delta p_w + \Delta p_g \quad (2)$$

式中: Δp_c 、 Δp_{tot} 、 Δp_{groove} 、 Δp_v 、 Δp_{cond} 、 Δp_l 、 Δp_w 、 Δp_g 分别为毛细压力、总压降、槽道压降、蒸气管路压降、冷凝压降、液体管路压降、毛细芯压降以及重力压降, Pa; σ 为工质的表面张力; r_e 为芯体的有效孔径。

另一方面,从热力循环角度,工质的循环需满足饱和压力的不同:

$$\Delta p_{sat} = p_{sat}(T_v) - p_{sat}(T_{cp}) \geq \Delta p_{ex} \quad (3)$$

$$\Delta p_{ex} = \Delta p_{tot} - \Delta p_w \quad (4)$$

式中: Δp_{sat} 为蒸发表面与补偿器间的饱和压差, Pa; T_v 为毛细芯内的蒸气温度, °C; T_{cp} 为补偿腔内的饱和温度, °C, 且该温度受蒸发器漏热的影响; $p_{sat}(T_v)$ 和 $p_{sat}(T_{cp})$ 分别为 T_v 及 T_{cp} 对应的饱和压力, Pa; Δp_{ex} 为不包含毛细芯压降 Δp_w 的总压降, Pa。

由公式(1)~(4)可知,反重力工作时,由于重力压降的存在,对毛细压力 Δp_c 以及饱和压差 Δp_{sat} 均提出了更高的要求。

然而毛细压力的提高依赖于芯体孔径的减小,不可避免的导致流动阻力的增大,影响 LHP 的运行;提高 LHP 的反重力性能需更好解决毛细压力和流动阻力之间的矛盾。

另外,饱和压差的提高需蒸发器产生连续且足够的蒸气量以推动工质循环,且补偿腔维持较低的温度。要求强化壁面的蒸发/沸腾作用,并降低向补偿腔的热泄漏。

因此从三方面入手解决上述问题:1) 构建双孔结构毛细芯以解决毛细压力与流动阻力之间的矛盾;2) 利用集成蒸气通道的一体式毛细芯替代传统的机械加工微槽以强化壁面换热;3) 在毛细芯的上部布置 2 mm 的吸液棉作为隔热层,以降低热泄漏。

图 2 所示为双孔毛细芯的扫描电镜图,所用原材料为平均粒径 88 μm 的枝状铜粉。由图 2 可知,毛细芯内存在两种尺寸不同的孔隙:铜粉颗粒间形成较小的孔隙,能够提供较大的毛细压以利于工质吸入;铜粉颗粒聚集成群,形成颗粒簇,颗粒簇之间形成较大的孔隙以降低流动阻力。

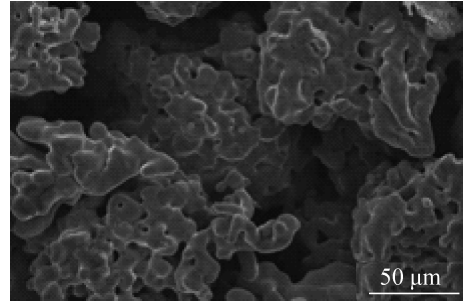


图 2 双孔毛细芯的扫描电镜图

Fig. 2 SEM micrographs of the biporous wick

图 3 所示为统型 LHP 以及新结构 LHP 的蒸发器结构。对于传统平板环路热管,其蒸发器大多由机械加工的蒸气通道和毛细芯构成,简称为 MWE,如图 3(a)所示。本文利用烧结技术将毛细芯与蒸气通道集成于一体,简称为 IWE,如图 3(b)所示,即蒸气通道也由烧结形成。

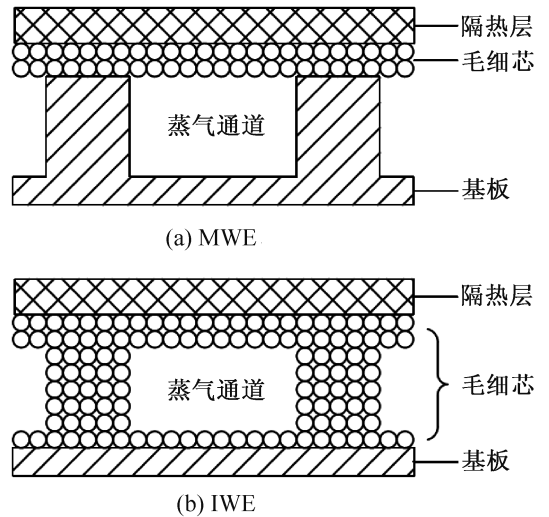


图 3 蒸发器内部结构

Fig. 3 Structure of the evaporator

与 MWE 结构相比,IWE 结构表面存在大量核化穴,有利于强化蒸发/沸腾换热,并缩短了热量向毛细芯的传递路径,易于产生充足的蒸气量以推动工质循环。值得指出的是,双孔结构毛细芯具有“小孔吸液,大孔排气”效果,有利于相变传热的强化^[22]。

为对比分析,对图 3 所示两种结构的环路热管进行实验研究。除蒸气通道的构成形式不同外,其余部

分均具有相同的结构参数。其中,蒸气通道的宽度、间距和高度分别为 3 mm, 2 mm 和 1.5 mm, 数量为 14 个。基板表面和蒸气通道上部毛细芯的厚度分别为 1 mm 和 2 mm。

对于新型结构的 LHP, 本课题组已经对其充液率, 蒸气槽道尺寸等参数进行了研究^[23], 本文重点研究其反重力性能。

1.3 数据处理

为合理评价环路热管传热特性, 定义三类热阻, 其中蒸发器的热阻 R_{eva} , K/W:

$$R_{eva} = \frac{T_c - T_{out}}{Q} \quad (5)$$

环路热管的热阻 R_{LHP} , K/W:

$$R_{LHP} = \frac{T_c - 0.5(T_{cin} + T_{cout})}{Q} \quad (6)$$

系统的总热阻 R_{total} , K/W:

$$R_{total} = \frac{T_c - T_{air}}{Q} \quad (7)$$

式中: $T_c, T_{out}, T_{cin}, T_{cout}, T_{air}$ 分别为蒸发器壁面中心温度、蒸气出口温度、冷凝入口温度、冷凝出口温度以及环境温度, °C; Q 为加热功率, W。

R_{eva}, R_{total} 分别反映了蒸发器和环路热管系统的热性能, R_{LHP} 反映了蒸发器和冷凝器的综合热性能。

蒸发器的传热系数 α , W/(m²·K):

$$\alpha = \frac{Q}{A(T_c - T_{out})} \quad (8)$$

式中: A 为加热面积, 取 5 cm²。

需要指出的是, 实际上蒸发器的热阻和传热系数应以制冷剂的饱和温度进行计算, 然而由于该温度难以测量, 且与蒸气出口温度较为接近, 因此本文对于蒸发器热阻和传热系数的计算均以蒸发器出口温度 T_{out} 代替制冷剂的饱和温度, 如式(5)和式(8)所示, 文献[9, 17, 19, 22, 23]也均采用了与本文一致的计算方法。

另外, 以均方差反应温度的不均匀程度:

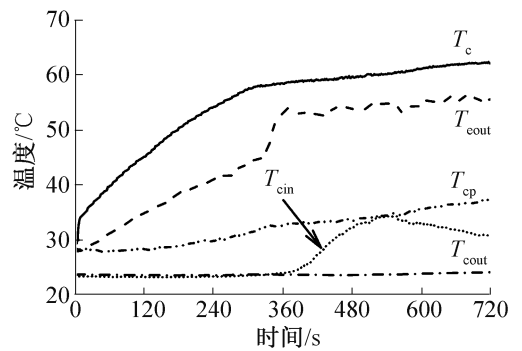
$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (T_i - \bar{T})^2} \quad (9)$$

式中: n 为蒸发器壁面测温点的数量, $n = 9$; T_i, \bar{T} 分别为不同测点的温度及平均温度, °C。

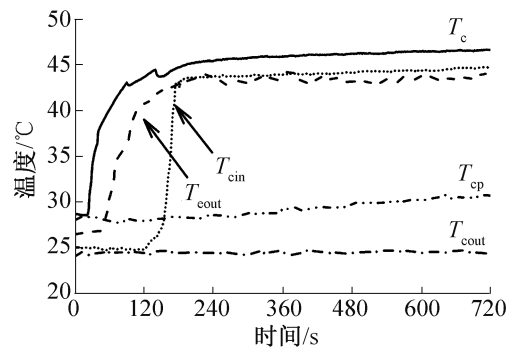
2 实验结果与讨论

2.1 启动特性

LHP 能否低温、快速启动是衡量其性能优劣的重要指标。图 4 所示为两种不同蒸发器结构的环路热管, 在热负荷 20 W 时的启动特性。



(a) MWE 环路热管启动特性



(b) IWE 环路热管启动特性

图 4 20 W 热负荷下的启动特性

Fig. 4 Start-up of LHP at $Q = 20$ W

对于 MWE 环路热管(图 4(a)), 从 0 s 时刻开始, 壁面中心温度 T_c 和蒸气出口温度 T_{out} 逐渐上升, 并在约 360 s 时刻达到相对稳定状态; 而冷凝器入口温度 T_{cin} 却出现骤升并随后下降的现象, 表明没有连续的蒸气进入冷凝器, 工质的循环并不稳定, 可认为是一种半启动状态。

对于 IWE 环路热管(图 4(b)), 在约 180 s 时刻, 壁面中心温度 T_c , 蒸气出口温度 T_{out} 以及冷凝器入口温度 T_{cin} 均升高到稳定的状态, 表明工质能够进行稳定的正向循环, LHP 成功启动。且与 MWE 环路热管相比, 壁面中心温度 T_c 降低了约 20 °C。相比 MWE 环路热管, IWE 环路热管能够快速启动的原因在于一体式的毛细芯缩短了底板向毛细芯的热传递路径, 强化了蒸发器内的相变传热过程。

2.2 特征点温度

图 5 所示为两种不同蒸发器结构的环路热管, 在不同功率时的特征点温度。其中 Z 为沿环路方向的延伸长度。由图 5 可知, 沿环路方向, 不同的位置存在较大的温度变化。总体趋势是, 从底板中心至冷凝器出口, 温度逐渐下降; 而冷凝器出口到补偿腔, 温度则升高。

这是由工质的热力循环特性所决定的。一般而言, 工质在毛细芯内蒸发, 蒸气处于饱和状态; 饱和蒸

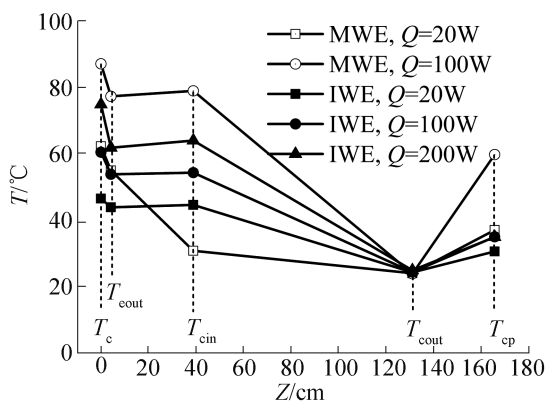


图 5 沿环路方向上特征点的温度分布

Fig. 5 Distribution of characteristic temperature around the LHP loop

气沿蒸气槽道向蒸发器出口流动,并继续被加热,蒸发器出口的蒸气温度 T_{eout} 升高,蒸气处于过热状态,但由于存在壁面过热度, T_{eout} 仍低于加热壁面中心温度 T_c ;过热蒸气沿蒸气管线流向冷凝器,克服流动阻力导致压力降低,在冷凝器入口一般仍为过热状态,但由于外部散热,蒸气温度 T_{cin} 应略有下降;过热蒸气在冷凝器内被冷却为液态,冷凝器出口温度下降至 T_{cout} (T_{cout} 维持室温 $23\text{ }^\circ\text{C}$);液态工质沿液体管线回流至补偿腔,由于蒸发器向补偿腔的漏热,补偿腔温度 T_{cp} 升高。

然而图 5 中存在一个异常的温度变化,除 MWE 环路热管在 20 W 热负荷时,其余工况下 T_{eout} 和 T_{cin} 之间存在温升(温升小于 $1.5\text{ }^\circ\text{C}$),原因可能是测温方式不同导致的误差。 T_{eout} 的测量是在管道中插入热电偶,为了防止泄漏和管内工质对热电偶的冲刷,热电偶丝的外部设置了铜质保护套管,保护套管与外部环境的热交换可能引起测温值的偏低^[24];而 T_{cin} 的测量则是将热电偶丝直接焊接在管壁上,并不存在保护套管引起的传热误差。这一较小的误差并不会影响对环路热管整体运行特性的揭示,更加合理的测温方式也是下一步工作有待改进的部分。而 MWE 环路热管在 20 W 热负荷时,2.1 章节已分析其处于一种半启动状态,没有连续的蒸气进入冷凝器,因此冷凝器入口温度并没有显著升高。

从图 5 还可以发现,在较高热负荷时(100 W),MWE 环路热管的补偿腔温度 T_{cp} 骤升;而对于 IWE 环路热管,在低或高热负荷时,补偿腔温度 T_{cp} 均变化不大。表明高热负荷时,MWE 环路热管存在较大的热泄漏,而 IWE 环路热管的热泄漏较小。原因在于,IWE 环路热管的蒸气通道也为烧结毛细结构,近底板附近能够发生激烈的蒸发/沸腾换热,有利于推动

工质的循环,而蒸气通道上层的毛细芯更多的扮演补给流体的作用,上层毛细芯润湿程度好,润湿的毛细芯阻止了汽泡向补偿腔的集聚,降低了热泄漏;而 MWE 环路热管的蒸发/沸腾多发生于毛细芯与蒸气通道两侧槽壁的接触面上,上层毛细芯不仅吸液,而且也是蒸发/沸腾的场所,高热负荷时,毛细芯更易蒸干,润湿程度差,产生的汽泡易于向补偿腔运动,导致了较大的热泄漏。

2.3 最高温度及均温性

最高温度和均温性是反应电子器件安全运行的重要指标,很多电子器件要求最高运行温度低于 $80\text{ }^\circ\text{C}$ 。图 6 反映了不同功率下,两种 LHP 的最高温度。

由图 6 可知,IWE 环路热管的最高温度 T_c 远低于 MWE 环路热管。加热功率为 200 W 时,IWE 环路热管的最高温度仅为 $75\text{ }^\circ\text{C}$,而 MWE 环路热管热负荷为 100 W 时,最高温度超过 $85\text{ }^\circ\text{C}$ 。且由图 7 可知,对于 IWE 环路热管,蒸发器底面温度的标准差更小,均温性更好。原因在于,一体化的毛细芯替代机械加工的蒸气通道不仅强化了换热,而且有利于工质的均匀分布。

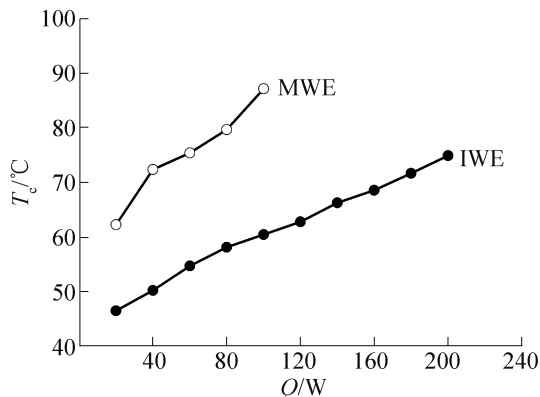


图 6 蒸发器壁面中心温度随加热功率的变化

Fig. 6 Temperature of the wall center of evaporator at different heat loads

2.4 热阻及传热系数

图 8 所示为 LHP 热阻随加热功率的变化。随加热功率的增大,总体上三种热阻(R_{eva} , R_{LHP} 及 R_{total})呈减小趋势;然而对于 MWE 环路热管,其蒸发器热阻 R_{eva} 在 100 W 时出现增大,表明蒸发器出现了传热恶化的状况。前文已经指出,加热功率 100 W 时,MWE 环路热管存在较大的热泄漏,阻碍了工质向毛细芯的补充。另外可以看到,由于传热的强化,IWE 环路热管各部分的热阻均小于 MWE 环路热管相对应的热阻。

图 9 所示为蒸发器传热系数随加热功率的变化。

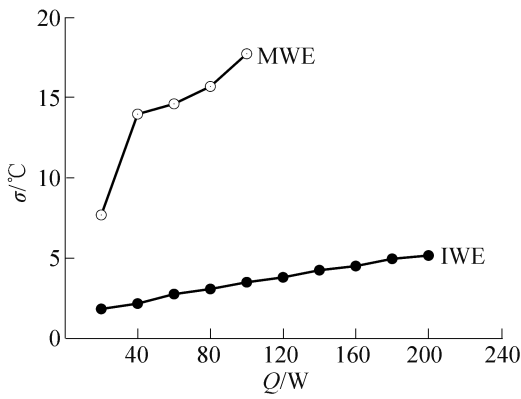


图 7 蒸发器壁面温度的不均匀程度

Fig. 7 Temperature nonuniformity of evaporator wall at different heat loads

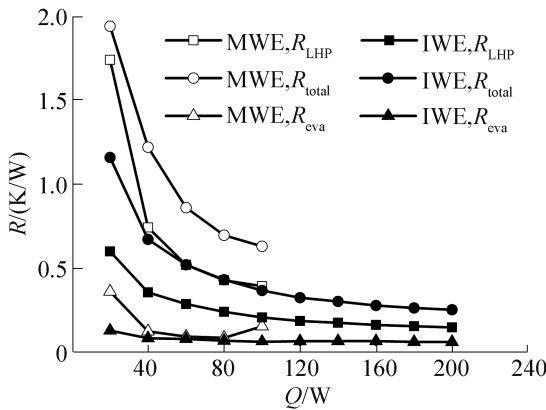


图 8 热阻随加热功率的变化

Fig. 8 Thermal resistance versus heat loads

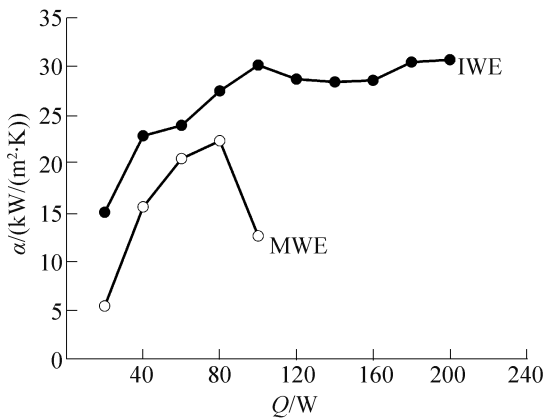


图 9 传热系数随加热功率的变化

Fig. 9 Evaporator heat transfer coefficients versus heat loads

对于 MWE 环路热管,其传热系数在 100 W 时出现下降,与此时蒸发器热阻出现增大是对应的,均源于漏热的增大引发传热恶化。而对于 IWE 环路热管,其传热系数大于同功率下 MWE 环路热管;且大致可将传热系数 α 的变化曲线分为两段,100 W 之前 α 随功

率的增加而增大,100 W 之后 α 基本稳定于 28 ~ 31 kW/(m²·K) 范围内。原因可能是不同的传热机制起作用,对于传热系数递增的阶段,主导机制可能是泡核沸腾机制;而传热系数较为稳定的阶段,主导机制可能是薄液膜蒸发机制。

3 结论

本文在传统平板环路热管基础上,创新蒸发器结构设计,利用集成蒸气通道的一体式烧结毛细芯替代传统的机械加工微槽道,并在反重力条件下进行传热特性研究,主要结论如下:

- 1) 新结构 LHP 能够显著缩短启动时间和降低启动温度,且无温度波动现象;
- 2) 新结构 LHP 能够在反重力高度 300 mm 和热负荷 200 W 的情况下,维持蒸发器最高温度在 75 °C,且 LHP 的热阻仅为 0.15 K/W,极大拓宽了热负荷范围并减小了热阻;
- 3) 新结构 LHP 反重力运行性能的提高主要归因于:集成蒸气通道的烧结毛细芯缩短了热传递路径,强化了蒸发器壁面的传热过程,有利于工质的正向循环,并进一步降低了热泄漏。

参考文献

- [1] 刘刚,吴玉庭,雷标,等. 电子芯片冷却用微型制冷系统实验研究[J]. 制冷学报,2014,35(6):85-89. (LIU Gang, WU Yuting, LEI Biao, et al. Experimental study on miniature loop heat pipe with flat evaporator[J]. Journal of Refrigeration, 2014, 35(6): 85-89.)
- [2] Zhu L, Yu J L. Simulation of steady-state operation of an ejector-assisted loop heat pipe with a flat evaporator for application in electronic cooling[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 95: 236-246.
- [3] 盖东兴,刘志春,刘伟,等. 平板型 mLHP 实验研究[J]. 制冷学报,2009,30(6):26-31. (GAI Dongxing, LIU Zhichun, LIU Wei, et al. Experimental study on miniature loop heat pipe with flat evaporator[J]. Journal of Refrigeration, 2009, 30(6): 26-31.)
- [4] 吕斌,魏进家,龙延. 槽道尺寸对平板式环路热管性能的影响[J]. 工程热物理学报,2015,36(3):611-614. (LYU Xiao, WEI Jinjia, LONG Yan. Effect of groove size on heat transfer performance of loop heat pipe with flat evaporator [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2015, 36(3): 611-614.)
- [5] Siedel B, Sartre V, Frédéric L. Complete analytical model of a loop heat pipe with a flat evaporator[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2015, 89: 372-386.
- [6] 刘美静,鲁祥友,华泽钊. 冷却照明用大功率 LED 的回

- 路热管的测试[J]. 制冷学报, 2008, 29(5): 39-43. (LIU Meijing, LU Xiangyou, HUA Zezhao. The testing of a loop heat pipe cooling device for high power illumination LED[J]. Journal of Refrigeration, 2008, 29(5): 39-43.)
- [7] Chen X P, Ye H Y, Fan X J, et al. A review of small heat pipes for electronics[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 96: 1-17.
- [8] Maydanik Y F. Loop heat pipes[J]. Applied Thermal Engineering, 2005, 25(5/6): 635-657.
- [9] Wang D D, Liu Z C, He S, et al. Operational characteristics of a loop heat pipe with a flat evaporator and two primary biporous wicks[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2015, 89: 33-41.
- [10] Maydanik Y F, Pastukhov V G, Chernysheva M A. Development and investigation of a miniature copper-acetone loop heat pipe with a flat evaporator[J]. Journal of Electronics Cooling and Thermal Control, 2015, 5(4): 77-88.
- [11] Chen Y M, Groll M, Mertz R, et al. Steady-state and transient performance of a miniature loop heat pipe[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2006, 45(11): 1084-1090.
- [12] Wang S F, Huo J P, Zhang X F, et al. Experimental study on operating parameters of miniature loop heat pipe with flat evaporator[J]. Applied Thermal Engineering, 2012, 40(4): 318-325.
- [13] Vershinin S V, Maydanik Y F. Investigation of pulsations of the operating temperature in a miniature loop heat pipe[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2007, 50(25/26): 5232-5240.
- [14] Chernysheva M A, Yushakova S I, Maydanik Y F. Effect of external factors on the operating characteristics of a copper-water loop heat pipe[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2015, 81: 297-304.
- [15] Mo D C, Ding N, Lu S S. Gravity effects on the performance of a flat loop heat pipe[J]. Microgravity Science and Technology, 2009, 21(1): 95-102.
- [16] 何江, 林贵平, 柏立战, 等. 不凝气体对环路热管工作性能的不利影响[J]. 航空动力学报, 2014, 29(10): 2377-2384. (HE Jiang, LIN Guiping, BAI Lizhan. Adverse effect of non-condensable gas on operating performance of loop heat pipe[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(10): 2377-2384.)
- [17] Yeh C C, Chen C, Chen Y. Heat transfer analysis of a loop heat pipe with biporous wicks[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009, 52(19/20): 4426-4434.
- [18] Wu S C, Gu T, Wang D, et al. Study of PTFE wick structure applied to loop heat pipe[J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 81: 51-57.
- [19] Liu Z C, Wang D D, Jiang C, et al. Experimental study on loop heat pipe with two-wick flat evaporator[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2015, 94: 9-17.
- [20] Tang Y, Zhou R, Lu L S, et al. Anti-Gravity Loop-shaped heat pipe with graded pore-size wick[J]. Applied Thermal Engineering, 2012, 36(1): 78-86.
- [21] Bai L Z, Lin G P, Wen D S, et al. Experimental investigation of startup behaviors of a dual compensation chamber loop heat pipe with insufficient fluid inventory[J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(8/9): 1447-1456.
- [22] Wu S C, Wang D, Lin W, et al. Investigating the effect of powder-mixing parameter in biporous wick manufacturing on enhancement of loop heat pipe performance[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2015, 89: 460-467.
- [23] Xu J L, Ji X B, Yang W L, et al. Modulated porous wick evaporator for loop heat pipes: Experiment[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2014, 72(3): 163-176.
- [24] Bauerle J E. Analysis of "Immersed" thermocouple error[J]. Review of Scientific Instruments, 1961, 32(3): 313-316.

通信作者简介

徐进良, 男, 教授, 华北电力大学能源动力与机械工程学院, 18811587011, E-mail: ywl@ncepu.edu.cn. 研究方向: 微纳尺度流动与传热、电子冷却等。现在进行的研究项目有: 国家自然科学基金(51436004)——相变传热装置多尺度协同性及构造。

About the corresponding author

Xu Jinliang, male, professor, School of Energy Power and Mechanical Engineering, North China Electric Power University, +86 18811587011, E-mail: ywl@ncepu.edu.cn. Research fields: micro and nano scale flow and heat transfer, electronics cooling. The author takes on project supported by the National Natural Science Foundation of China (No. 51436004): multiscale synergy and construction of phase change heat transfer devices.