

DOI: 10.13382/j.jemi.B2205428

# 平板微热管汽流特性优化\*

冯应军<sup>1</sup> 廖钟云<sup>1</sup> 赵振刚<sup>1,2</sup>

(1. 昆明理工大学信息工程与自动化学院 昆明 650093; 2. 云南省绿色能源与数字电力量测及控保重点实验室 昆明 650093)

**摘要:**为进一步提高平板微热管(FMHP)的传热效率,采用模拟仿真和实验研究的方法,对比研究了不同横梁结构的气流通道对平板微热管气体流动特性和传热性能的影响。在仿真软件中,气流通道入口处压力为50 Pa的条件下,时间为1 s时4种结构通过的气体流量分别是7.451 6、21.915 3、19.239 2、23.192 8 m<sup>3</sup>。实验工质为甲醛,充液率为80%~100%,热量输入为0.5~2 W。实验结果发现,弧形结构的气流通道更有利于降低平板微热管的热阻,提高传热能力。充液率为100%时,RSC-FMHP、RMC-FMHP、CSC-FMHP、CMC-FMHP的热阻分别是10.137 5、9.125、9.575、8.887 5 °C/W。CMC-FMHP的热阻相较于RSC-FMHP、RMC-FMHP、CSC-FMHP的热阻,分别下降了1.25、0.237 5、0.687 5 °C/W。

**关键词:**平板微热管;气流通道;蒸汽流量;热阻

**中图分类号:** TN06 **文献标识码:** A **国家标准学科分类代码:** 470.1020

## Optimization of vapor flow characteristics of flat micro-heat pipe with copper foam suction core

Feng Yingjun<sup>1</sup> Liao Zhong Yunteng<sup>1</sup> Zhao Zhengang<sup>1,2</sup>

(1. Faculty of Information Engineering and Automation, Kunming University of Science and Technology, Kunming 650093, China;

2. Yunnan Key Laboratory of Green Energy, Electric Power Measurement Digitalization, Control and Protection, Kunming 650093, China)

**Abstract:** In order to further improve the heat transfer efficiency of flat plate micro hearts, the effects of airflow channels of different beam structures on gas flow characteristics and heat transfer performance of flat plate micro heat pipes are compared and studied by simulation and experimental research. In the simulation software, the gas flow through the four structures at a time of 50 Pa at the inlet pressure of the airflow channel is 7.451 6, 21.915 3, 19.239 2 and 23.192 8 m<sup>3</sup>, respectively. The experimental working medium is Methanol, the liquid filling rate is 80%~100%, and the heat input is 0.5~2 W. Experimental results show that the airflow channel of the arc structure is more conducive to reducing the thermal resistance of the plate micro heat and improving the heat transfer capacity. At a filling rate of 100%, the thermal resistance of RSC-FMHP, RMC-FMHP, CSC-FMHP, and CMC-FMHP is 10.137 5, 9.125, 9.575, and 8.887 5 °C/W, respectively. Compared with the thermal resistance of RSC-FMHP, RMC-FMHP, and CSC-FMHP, the thermal resistance of CMC-FMHP decreased by 1.25, 0.237 5 and 0.687 5 °C/W, respectively.

**Keywords:** flat micro-heat pipe; airflow channel; steam flow; thermal resistance

## 0 引言

如今随着5G技术的出现,大量电子产品的性能得到提高,对于核心处理器芯片的要求也随之提升。处理器

不断微型化性能的不不断提升,导致内部产生的热量无法得到有效的散出,影响了处理器的性能,因此对CPU进行有效的热管理,是提升处理器性能的关键技术之一。热管作为一种热阻很低的被动传热装置,由铝、铜等金属材料制成,主要包括管壳、吸液芯和液体工质,可以将热

量从狭小的空间内有效的传递出来<sup>[1]</sup>,其有效导热系数可达  $10^5 \text{ W}/(\text{m K})$ <sup>[2-3]</sup>。因此将热管应用到电子设备的散热系统中成为了现阶段重要的散热手段<sup>[4-5]</sup>。

Weng 等<sup>[6]</sup>采用了分离的蒸发和冷凝结构,实现了从数据柜内部到外部的长距离传热降低了数据中心的能耗。Nesterov 等<sup>[7]</sup>将具有毛细结构的热管应用到高功率电子元件上去除和扩散热量,热源与冷却器表面之间的热阻测量值为  $0.8 \text{ }^\circ\text{C}/\text{W}$ 。罗奇梁等<sup>[8]</sup>提出了一种应用于笔记本电脑的平板热管。实验得出平板热管散热器的总热阻为  $1.72 \text{ }^\circ\text{C}/\text{W}$ ,凝结面最高温度为  $49.7 \text{ }^\circ\text{C}$ 。凭借其体积小,厚度薄,传热强等优点,目前各种热管已经逐步应用到不同的仪器设备中,在目前的热管理中占据着重要地位。但由于热管内部两相流动的复杂性,且厚度越来越薄造成的两相流循环中的阻力过多,目前热管的传热性能仍然有待改进。因此针对热管的优化一直在进行。

Wirigasart 等<sup>[9]</sup>研究了 10 种不同结构 VC,发现通道宽度为 1.2、1.6、2.0 mm 时,1.2 mm 通道宽度的热阻低于较高通道宽度的热阻。Zhou 等<sup>[10]</sup>设计了两种不同支撑柱结构的平板热管,结果表明,在  $15 \text{ }^\circ\text{C}$  冷却水下,所有多孔柱均与冷凝器接触,在 30% 的填充比下性能最佳。热功率为  $312.7 \text{ W}$ ,热阻为  $0.192 \text{ }^\circ\text{C}/\text{W}$ 。Han 等<sup>[11]</sup>在玻璃纤维吸液芯微热管中设计了具有两个空腔区域的铜板,不仅能够固定吸液芯,并且用以促进蒸汽的流动。结果表明当输入功率为 1 和 2 W 时,微热管具有良好的等温能力,当输入热量增加到 3 或 4 W 时,微热管的热阻迅速上升至  $2.2 \text{ K}/\text{W}$ ,微热管的最大传热量约为 2 W,单位面积的最大传热量为  $1.3 \times 10^5 \text{ W}/\text{m}^2$ 。对于热管而言蒸汽通道的流通性对传热性能非常重要,针对蒸汽通道的研究优化是必要的。研究发现蒸汽通道的结构与热管性能相关<sup>[12]</sup>。

近年来学者发现通过改变蒸汽通道的通道参数,能够改变蒸汽流通速度,使得热通量增加,优化热管性能<sup>[13-17]</sup>。但其本质仍然在如何减小蒸汽在流通过程中所受到的阻力,加快气液两相流。本次研究考虑了热管的原理以及蒸汽流通特点,设计并制作了 4 种不同结构的平板微热管,通过研究不同结构的气流通道的气体流通量以及流通速度分析对其平板微热管性能影响。

## 1 平板微热管结构与仿真

### 1.1 热管工作原理

自热管被提出以后经过长期的发展已经出现的了多种类型,例如平板热管、脉动热管、环形热管。但是从其本质看,热管仍然是一种利用气液两相循环原理的高效传热元件。如图 1 所示,平板微热管是在狭小的封闭

空间内安放吸液芯以及注入液体工质,利用液体的蒸发与液化实现热量的传导。热管外部主要分为 3 端,蒸发端、冷凝端、绝热段。蒸发端放在仪器的发热处,蒸发端受热,工质吸收热量转化为蒸汽,当蒸发端的压力高于冷凝端的压力形成压差推动蒸汽向冷凝端流动,蒸汽达到冷凝端液化放出热量,液体通过吸液芯利用毛细力的作用流回蒸发端形成气液两相循环。

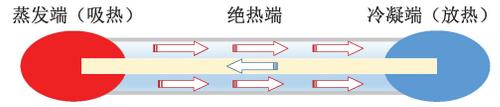


图 1 热管工作原理

Fig. 1 Principle diagram of heat pipe

### 1.2 建模

建立了带支撑柱的超薄热管的理论分析模型<sup>[18]</sup>,蒸汽沿  $X$  方向流动的平均速度为:

$$u_{v_x} = q_0 \frac{K_{eff} h_w}{\rho_v h_{fg} h_v K_w h_l} \sum_{m=1}^{\infty} \frac{L}{m\pi} A_m(0) \sin(m\pi X) \quad (1)$$

式中: $q_0$ 为吸液芯与蒸汽空间界面的热通量, $h_{fg}$ 为液体的汽化潜热, $h_v$ 为蒸汽空间的厚度。质量流量  $m_v(x)$  与流速的关系为:

$$m_v(x) = \rho_v u_{v_x} A_v \quad (2)$$

式中: $\rho_v$ 为蒸气密度, $A_v$ 为气流通道的横截面积。热管理论中,热管内的热流量与质量流量的关系式为:

$$M = h_{fg} \dot{m}_v(x) \quad (3)$$

式中: $M$ 为热流量, $\dot{m}_v(x)$ 为轴向蒸汽质量流量。由式(1)~(3)可知热管热流量与蒸汽流速相关。

本文设计了如图 2 中不同的横梁结构的热管上盖板,利用仿真软件分析上盖板结构对气流通道流速以及气流通量的影响。进而研究平板微热管的整体传热特性,为热管的设计提供有效依据。设计的上盖板大小为  $60 \text{ mm} \times 8 \text{ mm}$ ,矩形结构边长为  $\sqrt{5\pi} \text{ mm}$ ,柱形中间的半径为  $\sqrt{5} \text{ mm}$ ,柱形两侧的边长为  $\sqrt{10} \text{ mm}$ 。雷诺数是判别流动特性的依据。雷诺数计算公式如下:

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu} \quad (4)$$

式中: $\rho$ 为流体密度和动力粘性系数, $v$ 、 $d$ 为流场的特征速度和特征长度条件。由于在本文的计算条件下,雷诺数小于 2 300,因此通过蒸汽通道的气流为不可压缩层流流动<sup>[19]</sup>。所以仿真采用层流模型,流体方程如下:

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho(u \cdot \nabla) u = \nabla \cdot [-pI + K] + F \quad (5)$$

$$\rho \nabla \cdot u = 0 \quad (6)$$

$$K = \mu(\nabla u - (\nabla u)^T) \quad (7)$$

其中, $u$ 是流体速度, $p$ 是流体压力, $\rho$ 是流体密度, $\mu$

是流体动力粘度。气流通道入口处压力设置为 50 Pa, 出口处压力为 0, 壁面无滑移。通过对两端施加压力, 将气流从蒸发端输送到冷凝端。观察在此过程中气流在 4 种蒸汽通道的流速, 并计算出此过程中的气体流量。蒸汽流量计算公式如下:

$$M = VA \tag{8}$$

式中:  $V$  为气体流速;  $A$  为气体流过的横截面积。

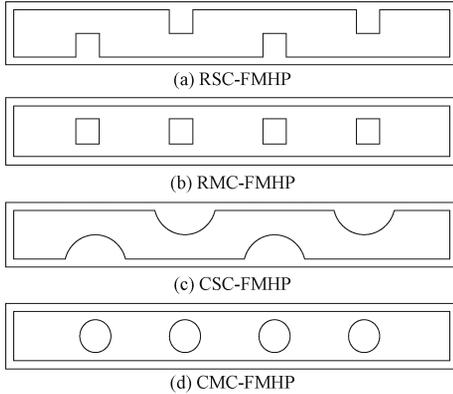


图 2 热管气流通道结构

Fig. 2 Structure diagram of heat pipe airflow channel

### 1.3 仿真结果分析

如图 3 所示, 平板微热管盖板模型经过层流仿真求解得到 4 种结构的气流通道流速图。

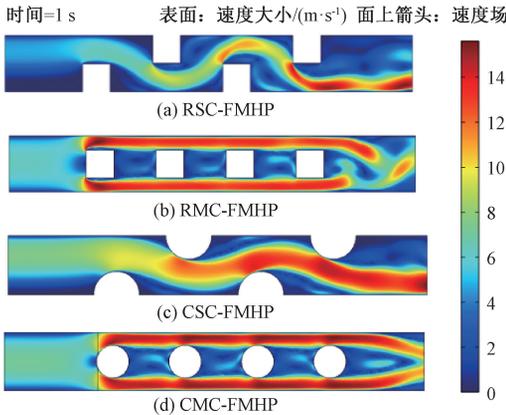


图 3 仿真流速图

Fig. 3 Flow rate diagram of the gas in the simulation

对比 4 种不同结构的上盖板气体流速图, 可以清晰的观察到 RSC-FMHP 相较于同为矩形横梁的 RMC-FMHP 颜色较浅, 流体流速较慢。RMC-FMHP 的流速相比较 CMC-FMHP 较慢。CSC-FMHP 的流速与 CMC-FMHP 的流速相比较, 显然 CMC-FMHP 的流速更快。可以看出气体流至上盖板为柱形中间结构的气体流动速度和上盖板为矩形中间结构的气体流动速度差不多, 快于上盖板为矩形两侧和柱形两侧结构的气体流

动速度。分析其原因, 这是因为当横梁结构位于中间时, 减少了气体流动的横截面积, 气体在流动过程中受到的阻力降低。而当横梁结构位于两侧时, 增加了气体流动的横截面积, 气体在流动过程中受到的阻力增加。因此 RMC-FMHP 的气体流速大于 RSC-FMHP 的气体流速, CMC-FMHP 的气体流速大于 CSC-FMHP 的气体流速。从仿真结果中还可以清楚的观察到当横梁形状不同, 蒸汽的流速也不一样。分析其原因, 这是因为横梁结构分别为矩形和弧形时, 气体流过通道与矩形的接触面积相比于弧形更大, 而粘性阻力与接触面积成正比, 所以 RSC-FMHP 的气体流速小于 CSC-FMHP 的气体流速, RMC-FMHP 的气体流速小于 CMC-FMHP 的气体流速。

气体通过入口时的流量如图 4 所示, 从图中可以清晰地观察到, 随着时间的增加, 入口处气体流量也随着增加最后趋于平衡。在时间在 1 s 时, RSC-FMHP、RMC-FMHP、CSC-FMHP、CMC-FMHP 这 4 种结构的气体流量分别是 7.451 6、21.915 3、19.239 2、23.192 8 m<sup>3</sup>。通过数据可以看出 4 种结构中 CMC-FMHP 结构最优, 而后依次为 RMC-FMHP、CSC-FMHP、RSC-FMHP 结构。同为矩形横梁的 RSC-FMHP、RMC-FMHP 两种结构以及同为柱形横梁的 CSC-FMHP、CMC-FMHP 两种热管, 从图 3 中可以清晰的观察到 RMC-FMHP 优于 RSC-FMHP, CMC-FMHP 优于 CSC-FMHP。横梁处于上盖板的中间位置时, 由图中可以观察到 CMC-FMHP 的气体流量大于 RMC-FMHP。横梁处于上盖板两侧时, CSC-FMHP 的气体流量大于 RSC-FMHP。

由式(3)能够知道, 热管的热流量与蒸汽的质量流量成正比, 而气体流量越多热管的热阻越低。 $m_t(x)$  与蒸汽的流通速度有关。通过仿真结果可得: 本文所设计的 4 种蒸汽流通通道中, 设计 d 的蒸汽流通速度最快, 热管的热流量也就更大, 所以其在 4 种相应的热管中具有最优的热性能。

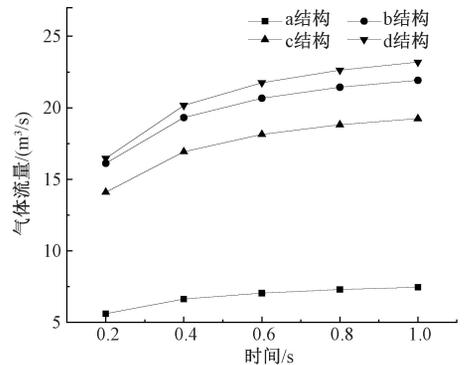


图 4 蒸汽通道流量图

Fig. 4 Steam channel flow variation graph

## 2 实验

本文是为了探究不同的气流通道对平板微热管性能的影响。1.3节的仿真表明了，在压差相同的情况下，不同的蒸汽通道对于蒸汽的流速，通过的气流量都会有较大的影响，会对热管的性能有一定的影响，因此按照仿真的四种结构的气流通道，制作了4种相对应的热管，并测试了其传热性能。

### 2.1 平板微热管的制备

本次研究设计制备了4种泡沫铜吸液芯平板微热管，分别是矩形横梁位于盖板两侧微热管(RSC-FMHP)、矩形横梁位于盖板中间微热管(RMC-FMHP)、柱形横梁位于盖板两侧微热管(CSC-FMHP)、柱形横梁位于盖板中间微热管(CMC-FMHP)。所设计的4个不同的热管除蒸汽通道不一样，其余部分并无不同。在制作过程中由于采用的是上下盖板进行封装，因此需要在上盖板中制作出本文所设计的气流通道。在安装过程中都按照如下步骤进行。

首先利用CNC数控机床精确加工出所设计微热管的上盖板、下壳，然后用砂纸打磨下壳内壁，打磨至光滑，按下壳尺寸截取等长的吸液芯。将加热板打开并设置加热至200℃，在下壳内壁上均匀的涂抹一层石墨烯涂料。等待至加热板200℃时，将涂抹好石墨烯的下壳放置加热板上，待石墨烯涂料固化，随后用乙醇清洗，去除助焊剂。将上盖板、下壳、吸液芯用乙醇清洗干净后，再用干燥箱烘干，进行封装。封装时，先用夹具夹住，随后将其放到加热板上静置，待270℃后，上盖板和下壳的交接处涂抹上一层焊料。待热管冷却后，对注液的针头进行打磨，随后将其插入上盖板预留的小孔中，用胶水黏住针头与热管，待胶水固化后，进行充液。最后制备得到如图5所示的平板微热管。

### 2.2 测试系统

测试系统如图6所示，包括加热单元、冷凝单元与数据采集单元。系统采用陶瓷电阻作为加热器，利用可调直流电源提供功率输入。冷却单元采用一个内部有空腔的铜片以及恒温水泵组成，循环水从内部流过，带走热量，恒温水浴设置为25℃。数据采集单元由温度巡检仪(型号KCM-XJ16WRS)、PC端和3个Pt100热电偶( $T_e$ 、 $T_a$ 、 $T_c$ )组成。 $T_e$ 用来采集蒸发端的温度， $T_a$ 用来采集绝热段的温度， $T_c$ 用来采集冷却端的温度，3个热电偶的具体位置如图6所示。 $T_e$ 、 $T_a$ 、 $T_c$ 之间间隔18mm。此外陶瓷电阻、冷却块与热管之间的间隙涂上了一层导热硅脂(导热系数为2.5 W/MK)，用来减少接触热阻。整个测试系统被石棉所包裹，用以减少热损失带来的误差。

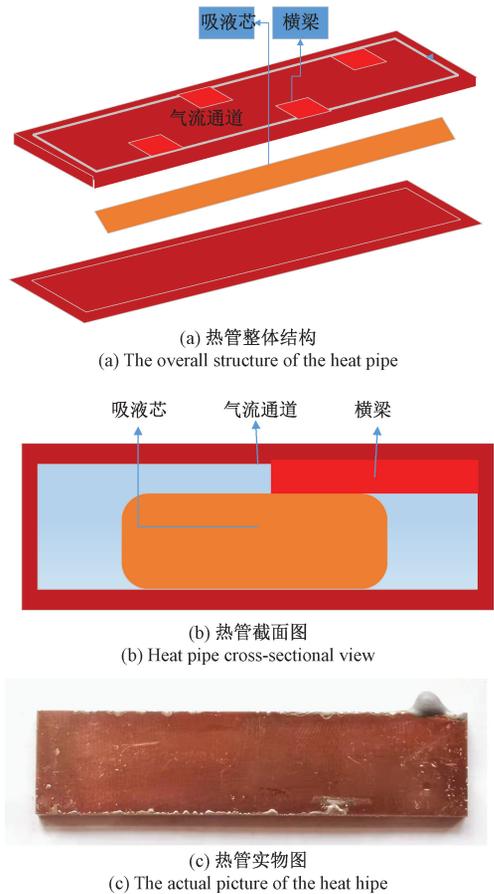


图5 热管结构,截面图以及实物图  
Fig. 5 Heat pipe structure, cross-sectional view and physical view

在测试过程中，起始功率为0.5 W，增量为0.5 W，当所有的测试点的温度稳定在 $\pm 0.1$ ℃时，将热管看作已经达到平衡状态。热管测试系统将所检测到的不同位置的温度值通过数据采集电路传送给上位机，由上位机存储并显示检测数据。本文测量了4种不同上盖板结构的平板微热管的温度变化。在此次实验中，分别测量了80%、100%、120%充液率下的平板微热管性能。本文中微热管的性能主要通过阻碍热量传递的能力参数评定，即热阻 $R$ 。计算公式为：

$$R = \frac{T_e - T_c}{Q} \quad (9)$$

式中： $Q$ 为输入功率； $T_c$ 为冷凝端温度， $T_e$ 为蒸发端温度。

### 2.3 结果分析

如图7所示是不同功率下不同充液率条件下的4种热管测温点的轴向温度趋势。从图7中可以清晰的观察到随着功率的上升，管壁温度随之上升，每次上升的高度几乎相同，蒸发端温度上升得较快，而冷凝端附近的温度

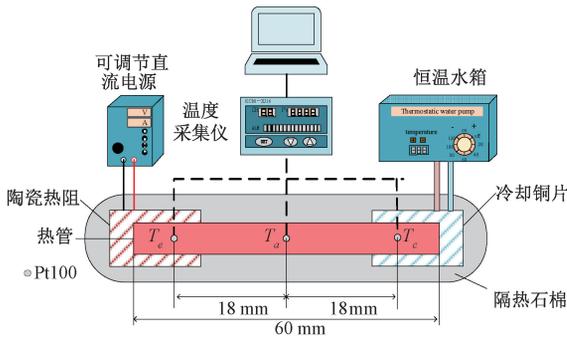


图 6 实验装置图

Fig. 6 Schematic diagram of the experimental system

明显较低。沿着热管轴向方向,管壁温度逐渐下降。

在输入功率为 1 W 且热管稳定运行的条件下,当充液率为 80% 时,4 种热管的温差为 13 °C、4.8 °C、8.8 °C、9.2 °C;充液率为 100% 时,4 种热管的温差为 10.8 °C、9.1 °C、10.8 °C、9.3 °C;充液率为 120% 时,4 种热管的温差分别为 11.7 °C、10.4 °C、9.1 °C、8.3 °C。充液率为 80% 时与其他两种充液率的温差有所区别,结构 b、c、d 的结果与预期不符。分析其原因可能是由于热管内部的压强变化影响了气体的流速或者对流面积从而导致了出现不同情况。

分析了在充液率为 80%、100%、120% 时,4 种结构的热管在不同输入(0.5~2 W)下的热阻变化,如图 8 为不同充液率下热管热阻随功率变化图。从图 8 中可以观察到,低功率时 FMHP 的热阻高于高功率时 FMHP 的热阻,这是因为低功率时液体工质无法达到充分的汽化热管内压差不足,蒸汽流过蒸汽通道到达冷凝端的流量过少,气液两相循环缓慢,不能将更多的热量从蒸发端传递到冷凝端。

当充液率为 80%,热阻整体变化趋势高于 100%、120% 两组充液率的热阻,并且 RSC-FMHP 热阻高于 RMC-FMHP、CSC-FMHP、CMC-FMHP。这是因为当充液率过低时,液体工质回流不足,无法从蒸发端带走多余的热量,蒸发端温度升高从而导致了热阻增大。当充液率为 120%,CMC-FMHP 热阻变化起伏较大,在功率为 1.5 W 时的热阻与 1 和 2 W 时的热阻分别高出 0.6 和 0.45 °C/W。分析其原因,这是因为当达到吸液芯的毛细极限后,多余的液体并不能有效的参与到两相流循环中,反而会有可能堵塞气流通,增加蒸汽的流动阻力,影响整体的两相流循环,增大热阻。由此可知 FMHP 的最优充液率在 100% 左右。

如图 8 所示,当充液率为 100% 时,随着功率的增加,4 种结构的热管的热阻随着功率的增加热阻降低,热功率为 0.5 W 的热管热阻分别为 10.6、9.8、10.2、9.4 °C/W,热功率为 2 W 热管热阻分别为 9.05、8.7、9、8.65 °C/W,

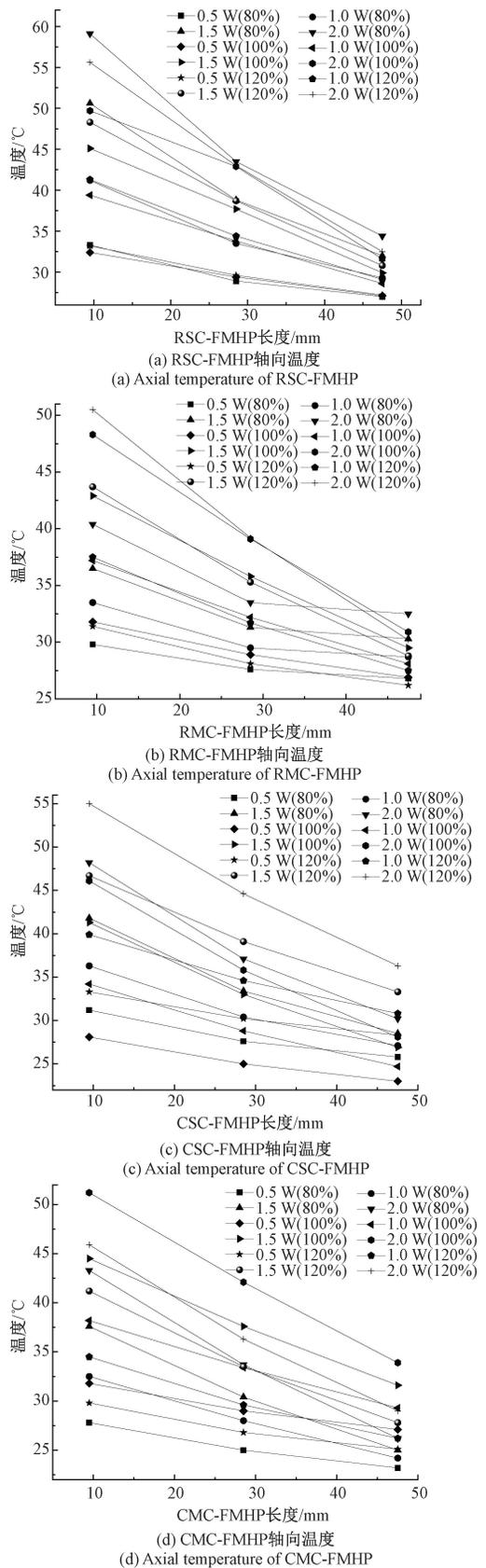


图 7 热管轴向温度图

Fig. 7 Heat pipe axial temperature graph

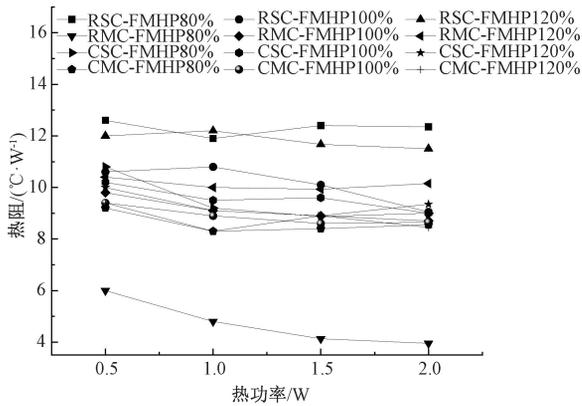


图8 热管热阻图

Fig. 8 Thermal resistance diagram of the heat pipe

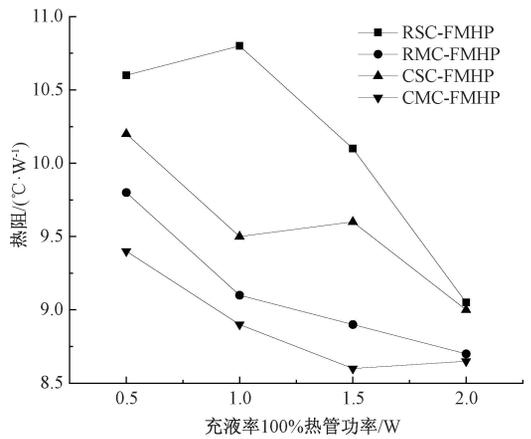


图9 充液率100%热管热阻图

Fig. 9 The liquid filling rate is the thermal resistance of 100% heat pipes

与热功率 0.5 W 热管相比较热阻分别下降了 14.6%、11.2%、11.8%、8.0%。这是因为随着热功率的增加,热管的液体工质得到充分的汽化,蒸汽将蒸发端的热量带到冷凝端,蒸汽液化放出热量,液体工质由于毛细力的作用回流到蒸发,气液两相流循环加快,蒸发端与冷凝端温差与热阻减小。

当充液率为 100%,4 种结构热管的热阻变化如图 9 所示。从图 9 中可以清晰的观察到 4 种结构的热阻呈现一个下降的状态,4 种热管的热阻相差较大,RSC-FMHP 在 3 种充液率下的热阻都是最大。对比同为横梁结构同为矩形的 RSC-FMHP、RMC-FMHP 两种结构的热管,可以发现 RMC-FMHP 的热阻始终小于 RSC-FMHP 的热阻。这是因为 RSC-FMHP 的横梁位于盖板两侧,RMC-FMHP 的盖板横梁位于盖板中间,气体流过 RSC-FMHP 的横截面积相比较流过 RMC-FMHP 的横截面积更大,流动阻力更大。导致流过 RSC-FMHP 蒸汽通道的蒸汽流量不足,气液两相流循环对比 RMC-FMHP 较慢,传热量不足。所以 RMC-FMHP 的热阻更小。同时,CMC-FMHP 热阻小于 CSC-FMHP 热阻,也是因为蒸汽流过 CMC-FMHP 的横截面积小于 CSC-FMHP 的横截面积,从而导致热阻较低。

对比 RSC-FMHP、CSC-FMHP 以及 RMC-FMHP、CMC-FMHP,横梁都位于盖板两侧和盖板中间。从图 9 中可以清晰的观察到 RSC-FMHP 的热阻高于 CSC-FMHP 的热阻,这是因为这是因为横梁结构分别为矩形和弧形时,气体流过通道与矩形的接触面积相比于弧形更大,而粘性阻力与接触面积成正比,所以 RSC-FMHP 的气体流速小于 CSC-FMHP 的气体流速,RSC-FMHP 的气液两相流动比 CSC-FMHP 的气液两相流动更快,RSC-FMHP 的热阻高于 CSC-FMHP 的热阻。

### 3 结论

本文针对平板微热管的气流通道结构进行优化。根

据热管理论设计了 4 种不同结构的气流通道,研究蒸汽通道的几何参数以及工质的流动阻力对热管性能的影响。利用仿真软件对平板微热管气流通道结构进行不可压缩的层流流动模拟分析。初步分析后采用这 4 种蒸汽通道制作了 4 种热管 RSC-FMHP、RMC-FMHP、CSC-FMHP、CMC-FMHP,并设计实验进行验证。在 100%最优充液率下 CMC-FMHP 热阻为 8.887 5 °C/W,热阻最低,CMC-FMHP 气流通道的蒸汽流量最多。研究结果能够为未来热管性能提升研究中结构和参数的设计提供参考依据。虽然目前国内外学者对平板微热管的蒸汽通道进行了大量的研究,但仍然有很大的提升空间。平板微热管的气流通道要考虑气流所受到的阻力以及加工的难易程度等。现阶段各类蒸汽通道都有各自的缺陷,因此寻求更优的通道结构是今后研究的重点。

### 参考文献

[ 1 ] 郝俊娇,潘日,周刚,等. 高热流密度电子元件中热管散热技术的进展 [ J ]. 化工进展, 2015, 34 ( 5 ): 1220-1224.  
HAO J J, PAN R, ZHOU G, et al. Development of heat pipe cooling technology in high heat flux electronic components [ J ]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2015, 34(5):1220-1224.  
[ 2 ] SAHU G K. Theory, design and applications [ J ]. Chemical Engineering World, 2016, 51(8):77.  
[ 3 ] EL-NASR A A, EL-HAGGAR S M. Effective thermal conductivity of heat pipes [ J ]. Heat and Mass Transfer, 1996, 32(1): 97-101.  
[ 4 ] ZHOU W, LI Y, CHEN Z, et al. Ultra-thin flattened heat pipe with a novel band-shape spiral woven mesh wick for cooling smartphones [ J ]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2020, 146: 118792.

- [ 5 ] LI Y, CHANG G, XU Y, et al. A review of MHP technology and its research status in cooling of Li-Ion power battery and PEMFC[J]. *Energy & Fuels*, 2020, 34(11): 13335-13349.
- [ 6 ] WENG C, WANG Z, XIANG J, et al. Numerical and experimental investigations of the micro-channel flat loop heat pipe (MCFLHP) heat recovery system for data centre cooling and heat recovery[J]. *Journal of Building Engineering*, 2021, 35: 102088.
- [ 7 ] NESTEROV D A, DEREVYANKO V A, SUNTSOV S B. Cooling of electronic components on the LTCC module with an embedded flat heat pipe [C]. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. IOP Publishing, 2021, 1139(1): 012002.
- [ 8 ] 罗奇梁,官正辉,毛玉盛,等. 平板热管用于笔记本电脑散热的研究[J]. *冶金管理*, 2021(5):33-34.  
LUO Q L, GUAN ZH H, MAO Y SH, et al. Flat panel heat pipes are used in the study of heat dissipation in notebook computers [J]. *Metallurgical Management*, 2021(5):33-34.
- [ 9 ] WIRIYASART S, NAPHON P. Fill ratio effects on vapor chamber thermal resistance with different configuration structures[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, 127: 164-171.
- [ 10 ] ZHOU J, LIU L, YANG X, et al. Visualization research on influencing factors of flat heat pipes [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2022, 207: 118193.
- [ 11 ] HAN T, LIU X W, WANG C. Design and research of flat micro heat pipe with glass fiber wick [C]. *Key Engineering Materials*. Trans Tech Publications Ltd, 2011, 483: 603-606.
- [ 12 ] ZHONG G, TANG Y, DING X, et al. Experimental study of a large-area ultra-thin flat heat pipe for solar collectors under different cooling conditions [J]. *Renewable Energy*, 2020, 149: 1032-1039.
- [ 13 ] ZIMMERMANN S, DREILING R, NGUYEN-XUAN T, et al. An advanced conduction based heat pipe model accounting for vapor pressure drop [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2021, 175: 121014.
- [ 14 ] TEMIMY A A B, ABDULRASOOL A A. Experimental verification for the phases separation technique to improve the thermal performance of vertical and inclined wickless heat pipe [C]. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. IOP Publishing, 2021, 1105(1): 012049.
- [ 15 ] 罗怡,于子程,甲宸,等. 蒸汽腔平板微热管仿真及传热性能测试[J]. *航空制造技术*, 2017(14):32-36,43.  
LUO Y, YU Z CH, JIA CH, et al. Simulating and thermal performance test of micro heat pipe with steam chamber[J]. *Aeronautical Manufacturing Technology*, 2017(14): 32-36,43.
- [ 16 ] PATANKAR G, WEIBEL J A, GARIMELLA S V. Working-fluid selection for minimized thermal resistance in ultra-thin vapor chambers[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017, 106: 648-654.
- [ 17 ] HUANG Z, LI D, JIAN Q. Thermal and hydraulic analysis of ultra-thin vapor chamber with copper columns considering Marangoni effect[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2022, 184: 122343.
- [ 18 ] LI D, HUANG Z, ZHAO J, et al. Analysis of heat transfer performance and vapor-liquid meniscus shape of ultra-thin vapor chamber with supporting columns [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2021, 193: 117001.
- [ 19 ] HERRERA B, CHEJNE F, MANTELLI M B H, et al. Modelling of a screen mesh wick heat pipe using Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanofluids [C]. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. IOP Publishing, 2021, 1139(1): 012006.

### 作者简介



冯应军, 2020 年于 长春工业大学获得学士学位, 现为昆明理工大学信息工程与自动化学院硕士, 主要研究方向为热管技术。

E-mail: fengyingjun07@163.com

**Feng Yingjun** received his B. Sc. degree from Changchun University of Technology in 2020. He is now a M. Sc. candidate in the School of Information Engineering and Automation of Kunming University of Science and Technology. His main research interest includes heat pipe technology.



廖钟云滕, 2021 年于昆明理工大学获得学士学位。

E-mail: 1340893920@qq.com

**Liaozhong Yunteng** received his B. Sc. degree from Harbin Institute of Technology in 2021.



赵振刚 (通信作者), 2005 年于哈尔滨工业大学获得学士学位, 2007 年于哈尔滨工业大学获得硕士学位, 2012 年于哈尔滨工业大学获得博士学位, 现为昆明理工大学副教授, 主要研究方向为检测与智能信息处理。

E-mail: zhengang.zhao@kust.edu.cn

**Zhao Zhengang** (Corresponding author) received his B. Sc. degree from Harbin Institute of Technology in 2005, M. Sc. degree from Harbin Institute of Technology in 2007 and Ph. D. degree from Harbin Institute of Technology in 2012, respectively. Now he is A. P in Kunming University of Science and Technology. His main research interests include detection and intelligent information processing.