

蒸汽腔平板微热管仿真及传热性能测试*

罗 怡,于子程,甲 宸,王晓东

(大连理工大学辽宁省微纳技术及系统工程重点实验室,大连 116024)

[摘要] 平板微热管是一种新型的气液两相流传热器件,在空间有限的紧凑器件热控系统中应用更有优势,但是目前性能仍有很大提升空间。首先分析了具有蒸汽腔的平板微热管的工质输运特性,设计并制作了体积为 $45\text{mm} \times 16\text{mm} \times 1.75\text{mm}$ 的蒸汽腔微热管,其中蒸汽腔的深度为 $200\mu\text{m}$ 。制作了同样尺寸的无蒸汽腔微热管进行传热性能对比。试验结果表明,仿真分析与试验的温度差异在10%左右,高速图像采集系统采集图像与仿真图像可以较好地吻合。当输入功率为6W时,蒸汽腔热管的平衡温度为 70.4°C ,而相同功率下没有蒸汽腔热管的平衡温度为 118°C 。在1~6W输入功率下,蒸汽腔热管的平衡温度要明显低于没有蒸汽腔热管的平衡温度,因此蒸汽腔对于减小气态工质循环阻力,提高微热管传热能力有较大影响。本研究可为平板微热管的优化设计提供借鉴。

关键词: 平板微热管;蒸汽腔;仿真;传热性能

DOI: 10.16080/j.issn1671-833x.2017.14.032



罗 怡

教授,博士生导师,发表SCI和EI检索论文40余篇,授权国家发明专利12项。研制并交付了不同功能的多台装配设备并应用于航空精密器件生产。

* 基金项目: 国家973重点基础研究发展计划项目(2011CB013105); 中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(DUT16TD20)。

微热管是一种基于工质气-液两相流传热的器件,特别适用于高热流密度的微电子器件和大功率固态光源的热管理系统。随着我国空间技术的发展,微纳卫星的研发也日益受到重视,热管理是航天器件的设计中需要考虑的重要方面,而平板微热管具有较大的比表面积、和良好的导热特性,为该卫星的热控系统微型化提供了一种可靠有效的技术途径。

Isaacs等^[1]做出了一种应用于微卫星的新型两相流热管,并用丙酮作为工质,热管的等效导热系数为 $2149\text{W}/(\text{K} \cdot \text{m})$ 。徐鹏程等^[2]研究了金属纤维毡吸液芯蒸气腔热管的传热特性,热管的启动时间在3000s左右,冷热端最小温差为 1.3°C 。Saad等^[3]建立了一种基于水电力学的平板微热管的模型,并基于该模型,分析了电场对液体和气体的流动

速度的影响,数值分析结果表明,当电场强度增强时,气体压强会减小,电场区域增大时液体压强会增大。Li等^[4]提出了一种基于铜粉烧结的吸液芯的热管,水平放置时在热阻 $0.196^\circ\text{C}/\text{W}$ 能有效散热120W。刘一兵^[5]在考虑到气液界面摩擦力的情况下,用ANSYS仿真软件进行仿真,迭代出热管表面中心点温度与仿真结果比较,误差为5.27%。张孟臣^[6]进行了蒸汽腔热管蒸发与凝结的耦合传热试验,研究得出蒸发与凝结换热系数达到最大值时对应的充液率分别为33%和52%。胡润等^[7]加工了一种小型平板蒸汽腔并进行试验,试验结果表明当输入功率为22.1W时,平板蒸汽腔的热阻为 $0.01^\circ\text{C}/\text{W}$ 。李西兵等^[8]建立了矩形沟槽式圆形微热管的黏性极限、声速极限、携带极限、毛细极限、冷凝极限、沸腾极

限、连续流动极限和冷冻启动极限的模型,通过试验证明了所建立的传热模型的正确性。

目前应用较多的一类微热管还是金属材料制作管状结构,其吸液芯是烧结或者机械加工获得,工质的灌注量较平板微热管大,因此容易获得较高的真空度和较好的传热能力。平板型微热管多通过 MEMS 工艺获得,其工质循环的动力通常由刻蚀的微沟道提供,因此吸液芯规则,可通过光刻和刻蚀工艺集成不同尺寸微沟道于同一热管上,对其性能优化的手段更多。而且平板结构的热管适用于狭小空间内的排布。Yang 等^[9]研制了聚合物平板微热管,热管由 FR4 材料制作而成,中间由 1mm 厚的铜网充当吸液芯结构。为了提高传热能力,在聚合物上钻了 0.5mm 的孔并电铸 Cu 以提高聚合物热管管壁的传热能力。试验表明上述结构的横向热阻降低了 20%~25%。热管的灌注率同样影响其传热效果,28% 的时候效果最好。Ding 等^[10]研制了 Ti 平板微热管,其吸液芯由直径为 5 μm ,高度为 50 μm 的 Ti 柱阵列,对其进行 NST 改性,输入功率 7.2W 时,热管传热系数达到 350 W/($\text{m}\cdot\text{K}$)。于程等^[11]搭建了平板热管的可视化平台,并进行了可视化观测,发现在热量积累过程中平板热管蒸发段与冷凝段之间的传热性能弱,在核态沸腾时蒸发段与冷凝段之间的传热性能强。李伟等^[12]采用 ANSYS 仿真研究了矩形槽道深度对平板微热管传热特性的影响,理论分析结果发现微槽道的深度越深,微热管传热性

能越佳;不等宽槽道微热管的冷凝段和蒸发段的宽度差可以增大液态工质从冷凝段向蒸发段回流的液体压差,从而提供更大的回流毛细驱动力,其传热性能优于等宽槽道微热管。综上,平板微热管由于内部空间小,吸液芯结构各异,蒸汽腔的存在与否对于传热能力的影响鲜有报道。此外工质灌注比难以精确控制,真空度也较低,因此有待进一步研究提升其性能。

本论文研究平板微热管中蒸汽腔对其传热性能的影响,并研究基于蠕动泵的工质灌注方法在不破坏已获得的真空度情况下,提高灌注比精度。

蒸汽腔平板微热管仿真分析和优化

为了研究蒸汽腔对于平板微热管的传热性能影响以及热管工作时的温度场分布,采用 ANSYS CFX 进

行仿真研究。

首先对模型进行结构化网格的划分。对 40mm \times 6mm \times 0.2mm 的长方体蒸汽腔以及 40mm \times 0.1mm \times 0.1mm 的长方体沟道结构进行划分,经计算每个网格的大小为 0.4mm \times 0.033mm \times 0.33mm,可同时保证计算的精度和计算的速度。经 block 的划分、点线面的关联、线段节点的设置、网格的生成得到六面体网格。

导入网格文件,热管中工质为去离子水,其流动特性为时间的函数,为非稳态的过程。热管内部工质的传输为气液两相流,因此域的类型设置为流体域,材料设置为液态的水以及气态的水,由于毛细力的影响远远大于浮力,故忽略浮力的影响。采用高阶的求解格式。具体材料参数如表 1 所示。

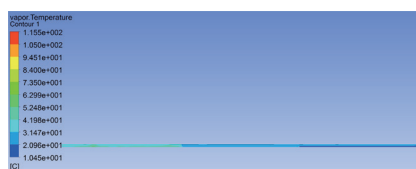
对 2W、4W、6W 时蒸汽腔热管的工作状态进行仿真研究,得到的平衡

表 1 微热管仿真时的材料参数

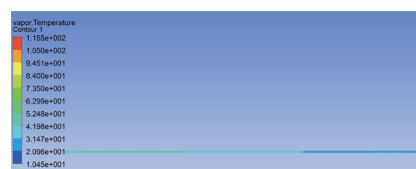
材料的参数	数值
水密度 / ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	998.2
水比热容 / ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)	4.182
水导热系数 / ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)	0.6
气态水密度 / ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	0.5542
气态水比热容 / ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)	1.891
气态水导热系数 / ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)	0.0261
表面张力系数 / ($\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$)	0.072
相变传热 / ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$)	2406.5
去离子水与硅的接触角 / ($^{\circ}$)	43
去离子水与玻璃的接触角 / ($^{\circ}$)	68



(a) 输入功率 2W



(b) 输入功率 4W



(c) 输入功率 6W

图 1 蒸汽腔平板微热管热管的温度云图

Fig.1 Temperature picture of steam chamber flat micro heat pipe

状态时蒸汽腔热管的温度云图如图1所示。6W、4W、2W时热管蒸发段温度分别为45℃、60℃、80℃，绝热段温度分别为30℃、38℃、50℃，冷凝段温度分别为23℃、25℃、28℃，在热管冷凝段沟道内部有不连续液态水，是气态工质液化成，在毛细力作用下向蒸发段回流。

从图2中可以看出，气态水大部分聚集在热管的蒸汽腔以及沟道的蒸发段和绝热段，冷凝段较少。原因是液态水在蒸发段吸收热量，在液-汽的分界面上迅速蒸发成气态水，蒸发段压力增加，气态水在压力差作用下向冷凝段流动；冷凝段汽-液界面上气态水凝结成液态水，并在沟道毛细牵引力以及微小液面差作用下回流到蒸发段；蒸汽腔的存在减小气液摩擦力，促进气态工质的流动。

平板微热管的制作和测试

1 热管的设计和制作

为了对比蒸汽腔的有无对微热管传热性能的影响，本文设计了两类热管，硅基板上微沟道的结构尺寸相同，也就是热管中提供毛细力的吸液芯结构相同，不同的是玻璃盖板有无蒸汽腔，无蒸汽腔的平玻璃盖板直接与硅基板静电键合得到微热管本体。有蒸汽腔的玻璃盖板其蒸汽腔的深度为200μm，采用玻璃的各项同性腐蚀得到。两种微热管的结构尺寸如表2所示。

首先采用RCA工艺清洗硅片，在N型(100)晶向的硅片上氧化2~3μm厚的SiO₂层作为掩蔽层，涂覆BP212型光刻胶，光刻显影后，采用等离子体刻蚀工艺刻蚀深度为120μm的微槽道，采用ZSH-3自动砂轮划片机将硅片切成45mm×16mm的硅基板。

有蒸汽腔的玻璃盖板的制作首先用RCA工艺清洗Pyrex7740玻璃，在玻璃上溅射50nm钛和200nm铬制作湿法腐蚀的掩蔽层。涂覆

BP212型光刻胶，曝光显影后，采用高氯酸溶液腐蚀铬和钛，再以金属层为掩蔽层，采用各向同性湿法腐蚀的方法刻蚀出200μm的空腔结构，经过划片机切成45mm×16mm的玻璃盖板。

将有200μm空腔的玻璃盖板同硅基板键合形成有蒸汽腔的微热管，平玻璃盖板同硅基板键合成无蒸汽腔的微热管。

2 微热管的工质灌注

微热管工质灌注通常分为抽真空再灌注和灌注工质再蒸发排气两种，后者在微热管灌注时不能很好的控制灌注工质的量，因此本文采用抽真空灌注法，工质为去离子水。

考虑到微热管的比表面积大，热管内壁吸附的不凝性气体不容易被抽真空去除，因此在灌注前需要将热管灌满去离子水工质，再将工质蒸发，如此循环3次，将沟道壁面吸附的气体置换为工质。同时利用电子

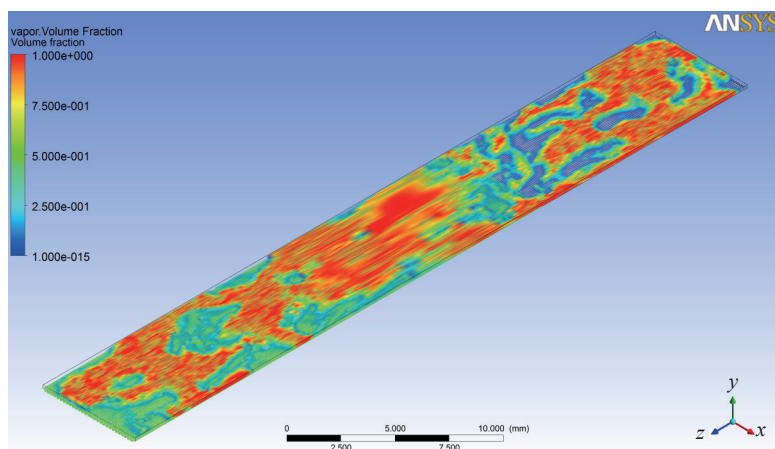
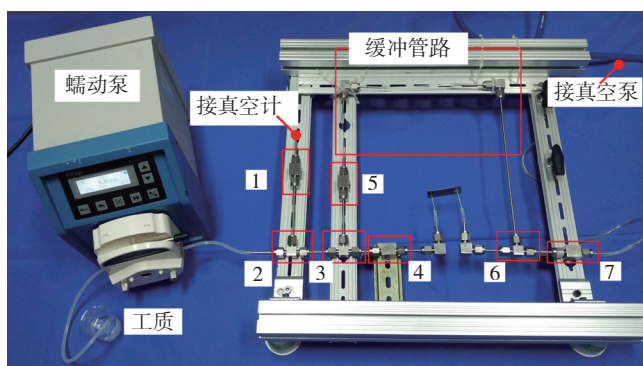


图2 6W输入功率时蒸汽腔平板微热管的气态水体积分数
Fig.2 Steam volume fraction under input power of 6W

表2 水平调整试验数据

热管	热管的长度 / (mm × mm)	沟道的宽度 / μm	沟道壁宽度 / μm	蒸汽腔的深度 / μm
带有蒸汽腔	45 × 16	100	100	200
无蒸汽腔	45 × 16	100	100	0



1—二通阀 1；2—三通 1；3—三通 2；4—二通阀 2；5—二通阀 3；6—三通 3；7—二通阀 4

图3 蠕动泵灌注系统

Fig.3 Charging system used peristaltic pump

天平测出热管灌满工质和无工质的质量,得到实际热管内积,便于后续灌注量和灌注比的计算。

采用蠕动泵控制工质的灌注量。微热管内积为 40~60 μL ,先通过机械真空泵抽真空,使热管和灌注系统的压强到达 300Pa。灌注时会由于压差大产生脉动以及去离子水的相变会造成断塞流,影响灌注精度。因此设计了缓冲管路让断塞流在缓冲管路的趋于平稳,如图 3 所示,灌注后用热夹钳夹断聚丙烯管完成封接。

在工质灌注比的选择上,首先试验研究了 20%、30%、40% 和 50% 在灌注率下,蒸汽腔热管的平衡温度(30s 温度变化小于 1 $^{\circ}\text{C}$),结果如图 4 所示。相同输入功率下,微热管在 30% 灌注率时的平衡温度要明显低于 20%、40%、50% 灌注率时的平衡温度,因此 30% 灌注率时热管具有更好的导热效率,后续研究基于该灌注比。

3 热管传热性能测试

为了减少加热装置与空气对流换热带来的不必要的热量损失,提高测试精度,微热管传热性能测试系统在真空环境中进行,真空度为 0.1Pa。测试中热管冷凝由低温恒温循环水浴提供冷却水实现,水浴的温度为 20 $^{\circ}\text{C}$ 。为了观察热管工作时工质的流动,采用高倍显微镜、CCD 相机组成高速图像采集系统。

微热管测试时的热源是金属化陶瓷发热体,测温元件为 K 型快速响应热电偶(TT-K-36, Omega Company, USA),用导热硅脂连接到热管的蒸发段、绝热段进行温度采集,冷凝段的温度是将热电偶放置在通有冷却水的冷却块中获得。温度数据通过数据采集电路传输到工控机进行记录和处理。同时用高倍显微镜及 CCD 相机进行热管工作状态的观察和记录。输入功率为 6W 时微热管蒸发段、绝热段、冷凝段的时间-温度曲线如图 5 所示。

结果与讨论

从图 5 (a) 中可以看出有蒸汽腔微热管的蒸发段达到平衡状态时的温度是 70.4 $^{\circ}\text{C}$,绝热段达到平衡状态时的温度是 45.4 $^{\circ}\text{C}$,而冷凝段达到平衡状态时的温度是 25.5 $^{\circ}\text{C}$,均较仿真的结果低。因为试验中用发热均匀的金属化陶瓷发热体通过导热硅脂粘贴到热管的蒸发段充当热源,会在硅基板上通过热传导损失一部分热量,同时热辐射也会损失一部分热量。而仿真试验中只对蒸汽腔以及沟道中的去离子水相变传热进行了仿真,在蒸发段采用恒定的热流密度,忽略热传导以及热辐射的造成的热量损失,这造成了仿真结果比试验的温度高 10% 左右的偏差。

而没有蒸汽腔的微热管蒸发段达到平衡状态时的温度是 118 $^{\circ}\text{C}$,绝热段达到平衡状态时的温度是 83 $^{\circ}\text{C}$,冷凝段达到平衡状态的温度是 35 $^{\circ}\text{C}$,较有蒸汽腔的微热管传热性能差。

在 30% 灌注率的状态下,有无蒸汽腔热管在 1~6W 功率下蒸发段的平衡温度如图 6 所示,试验表明有蒸汽腔微热管的平衡温度均明显低于无蒸汽腔的微热管,原因是蒸汽腔把微热管顶部空间连通,增加了蒸汽的流通空间,减小了工质循环过程中的剪切力和摩擦力,提高了热管的传热能力。随着功率的增加,有无蒸汽腔微热管蒸发段温差也在增加,说明有蒸汽腔微热管在较大功率下应用效果更好。无蒸汽腔热管的温升曲线近乎为一条直线,由此推断该热管工作时只有热传导而几乎没有相变传热。而带有蒸汽腔热管温升曲线的斜率在缓慢地变小,随着功率的提高热管内工质的相变传热在逐渐强化。

对微热管工作状态的进行观察,采用高速图像采集系统拍摄的蒸汽腔微热管冷凝段的工作状态如图 7 所示。

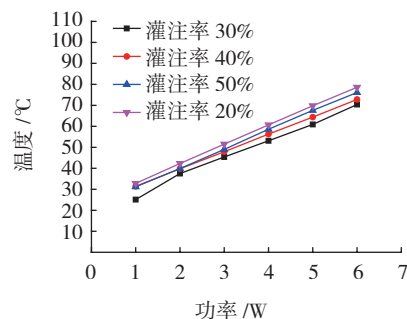
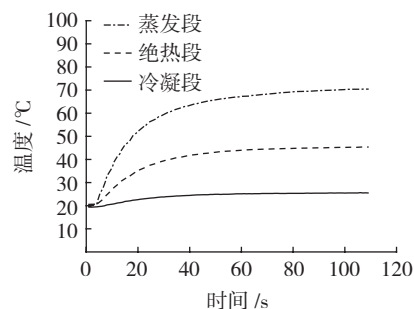
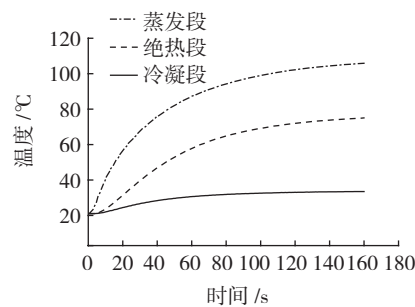


图4 蒸汽腔热管在不同灌注率下功率-温度曲线

Fig.4 Power-temperature comparison of the steam chamber micro heat pipe with different filling ratios



(a) 有蒸汽腔微热管



(b) 无蒸汽腔微热管

图5 6W时微热管的时间-温度曲线
Fig.5 Time-temperature curves of the micro heat pipe under the input power of 6W

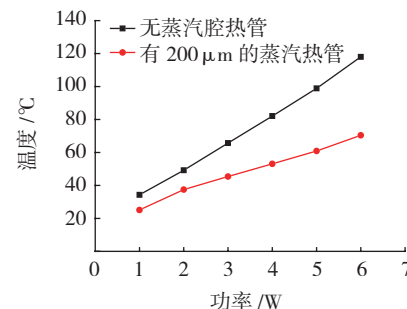


图6 有无蒸汽腔热管功率-温度
Fig.6 Power-temperature of micro heat pipes with and without steam chamber

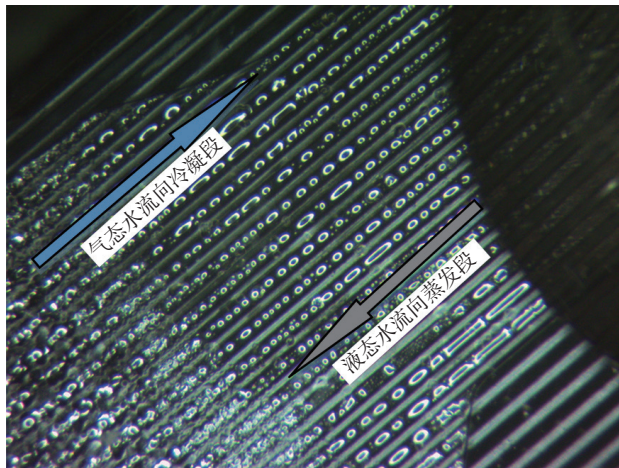


图7 蒸汽腔微热管冷凝段工质流动趋势

Fig.7 Working condition of the condensation section of micro heat pipe with steam chamber

从图7中可以清楚地看到气态水较多的地方由于蒸汽在玻璃盖板上冷凝会产生细小的液滴而模糊,显示出其有向冷凝段流动的趋势。同时可以看到不连续的液态水在毛细牵引力的作用下向蒸发段流动,这与温度云图中的不连续的液态水向冷凝段流动相对应。

结论

本文研制有蒸汽腔和无蒸汽腔微平板热管,并对有蒸汽腔热管的工质流动进行了仿真研究,得到以下结论:

(1) ANSYS CFX 热管的仿真试验结果与试验结果可以较好地吻合,通过仿真试验可以模拟出试验中高速图像采集系统中观察不到的盲区,更好地了解热管的工作状态。

(2) 有蒸汽腔微平板热管相比于无蒸汽腔微平板热管有明显更好的导热性能,这是由于蒸汽腔的存在减小了工质气液在循环时的流动阻力。

未来的研究将优化微热管的毛细结构,并合理设计蒸汽腔高度,使得平板微热管性能得到提升。

参考文献

[1] ISAACS S A, ARIAS D A,

HAMLINGTON P E, et al. Experimental development and computational optimization of flat heat pipes for cubesat applications[C]//ASME 2016 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. American Society of Mechanical Engineers, 2016: V010T13A053-V010T13A053.

[2] 徐鹏程,陶汉中,张红.水和丙酮工质的金属纤维毡蒸汽腔热管的传热性能[J].化工学报,2015,66(2): 522-529.

XU Pengcheng, TAO Hanzhong, ZHANG Hong. Thermal performance of vapor chamber heat pipe with metal felt wick of water or acetone working fluid[J]. CIESC Journal, 2015, 66(2): 522-529.

[3] SAAD I, MAALEJS, ZAGHDOUDI M C. Numerical study of the electrohydrodynamic effects on the two-phase flow within an axially grooved flat miniature heat pipe[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2017,107: 244-263.

[4] LI J, LV L. Experimental studies on a novel thin flat heat pipe heat spreader[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 93: 139-146.

[5] 刘一兵.一种微矩形槽平板热管的数值模拟和有限元热分析[J].低温工程,2010(3): 35-38.

LIU Yibing. Numerical simulation and finite element thermal analysis on micro-groove heat pipe[J]. Cryogenics, 2010(3): 35-38.

[6] 张孟臣.蒸汽腔平板热管内气液相变传热特性的实验研究[D].南京:东南大学,2016.

ZHANG Mengchen. Experimental investigation on vapor-liquid phase change heat transfer in vapor chambers[D]. Nanjing: Southeast University, 2016.

[7] 胡润,朱晓磊,郭庭辉,等.小型平板蒸汽腔的实验研究[J].工程热物理学报,2011,32(4): 637-640.

HU Run, ZHU Xiaolei, GUO Tinghui, et al. Experimental research on small flat plate vapor chamber[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2011, 32(4): 637-640.

[8] 李西兵,李勇,许泽川,等.一种矩形沟槽式微热管的建模方法与实验研究[J].中国机械工程,2008,19(15):1847-1852.

LI Xibing, LI Yong, XU Zechuan, et al. A mathematical modeling method and experimental investigation on micro heat pipe with a rectangle-grooved wick structure[J]. China Mechanical Engineering, 2008, 19(15): 1847-1852.

[9] YANG K S, YANG T Y, TU C W, et al. A Novel flat polymer heat pipe with thermal-via for cooling electronic devices[C]//IFTOMM World Congress. Department of Mechanical Engineering, National Chung Hsing University, 2015: 37-44

[10] DING C, SONI G, BOZORGI P, et al. A flat heat pipe architecture based on nanostructured titania[J]. Journal of Microelectromechanical Systems, 2010, 19(4): 878-884.

[11] 于程,刘向东,张孟臣,等.平板热管内气液两相流动与传热的可视化实验研究[J].工程热物理学报,2017,38(4): 807-810.

YU Cheng, LIU Xiangdong, ZHANG Mengchen, et al. Visualization study of vapor-liquid two phase flow and heat transfer in flat plate heat pipe[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2017, 38(4): 807-810.

[12] 李伟,李杰超,李卓,等.矩形微槽道结构与平板微热管传热特性研究[J].热能动力工程,2017,32(2): 42-46.

LI Wei, LI Jiechao, LI Zhuo, et al. Thermal performance of flat micro heat pipe and rectangular microchannel structure[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2017, 32(2): 42-46.

通讯作者:罗怡, E-mail: luoyi@dlut.edu.cn.

(下转第43页)