

一种利用气泡泵效应重力辅助回路热管的实验研究

韩晓红, 闵旭伟, 李鹏, 张玉佳, 陈光明, 王勤

(浙江大学制冷与低温研究所, 310027, 杭州)

摘要: 随着芯片集成度的提高及微型化, 为了满足高热流密度电子器件的散热需求, 提出了一种利用气泡泵效应重力辅助回路热管, 并对其传热性能进行了详细的实验研究. 实验中加热功率为 21~646 W, 对应热流密度范围为 $1.67 \sim 51.4 \text{ W/cm}^2$, 采用去离子水为工质. 研究表明: 利用气泡泵效应虽然会增大传输过程的传输热阻, 但却能有效增强蒸发腔内扰流, 进而增强换热, 提高临界换热热流密度; 加热功率为 646 W 时, 最小热阻为 $0.11 \text{ }^\circ\text{C/W}$; 对于本装置, 存在一个最佳充液高度, 通过观察实验流型图可知, 当上升管内为环状流时, 充液高度比较合理; 蒸发段热阻始终占据总热阻主要部分. 研究作为其在芯片冷却领域的应用打下了良好基础.

关键词: 气泡泵效应; 回路热管; 热阻; 实验

中图分类号: TB65 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2012)03-0009-06

Experimental Study on an Thermosyphon Loop with Bubble Pump Effect

HAN Xiaohong, MIN Xuwei, LI Peng, ZHANG Yujia, CHEN Guangming, WANG Qin

(Institute of Refrigeration and Cryogenics, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract: An advanced thermosyphon loop using bubble pump effect was proposed in order to meet the need of the chip heat dissipation at high heat flux. The experiment was conducted to investigate the heat transfer performance of the loop with deionized water as the working fluid at the heat load of 21 - 646 W and the corresponding heat flux of $1.67 - 51.4 \text{ W/cm}^2$. The experimental results show that although the bubble pump effect will increase the heat transmission resistance and but it can effectively enhance the deionized water turbulence in evaporator cavities, leading to the increases in heat transfer capacity and the critical heat transfer heat flux. Moreover, the minimum thermal resistance was $0.11 \text{ }^\circ\text{C/W}$ when the heat load was 646 W, and there was an optimum charging liquid level for the loop. In addition, the charging height was reasonable when the flow pattern was annular flow in the ascending tube, and the evaporation thermal resistance was major part of the overall thermal resistance. These results may be beneficial to further research on chip cooling.

Keywords: bubble pump effect; thermosyphon loop; thermal resistance; experiment

40 年来, 人们通过对 MOSFET 尺寸的等比例缩小来不断提高电子器件的性能, 并降低电子器件的成本^[1], 这也就意味着在面积保持不变的情况下集成更多的晶体管, 而每个元器件或材料都有一定的工作温度范围, 超出这个范围可靠性就会急剧恶

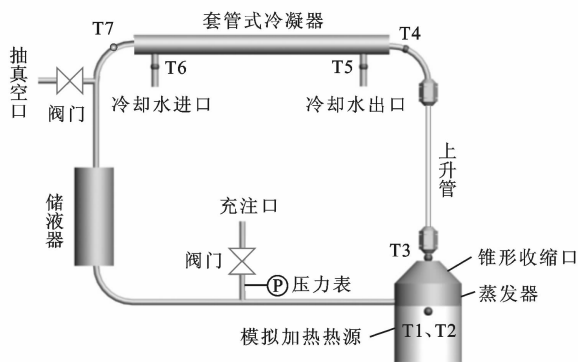
化. 因此, 在热流密度逐步增大的情况下, 为了保持电子器件表面温度不上升, 热设计面临越来越大的挑战.

目前主要的电子芯片冷却方式包括空气自然对流、空气强制对流、浸渍冷却、强制对流液冷^[2-5]、热

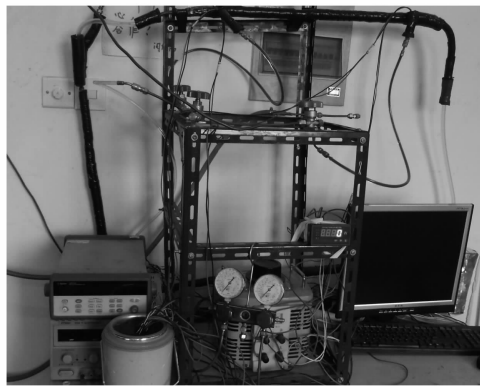
管散热^[6-18]、微制冷机冷却^[19-20]、微通道冷却^[21-22]和喷雾冷却^[23-24]等,其中热管散热已经广泛应用于移动式电脑和桌面式电脑 CPU、显卡等冷却散热装置中^[6-18].可见,应用于芯片冷却散热的方法很多,但随着芯片集成度不断提高以及微型化,现有的一些散热方法已难以适应.环路热管和脉动热管都是热管家族相对较新成员之一,其中环路热管已经有一些应用^[9],但是这两种热管都存在加工复杂、机理复杂、设计复杂等特点;微型制冷机冷却、微通道冷却和喷雾冷却都是很有前景的散热方法,但都需要额外动力,加工工艺要求高、成本高等.重力辅助回路热管由于具有不使用毛细结构、结构简单、加工方便、依靠重力自然回流、蒸气和液体有各自的通道、蒸发段和冷凝段热阻小、依靠相变传递热量等特点,已成为解决电子器件冷却的方法之一^[13].目前,国内外研究人员已开展了一系列相关的研究工作,如 Pal 等^[14-16]开展了工质物性、实验装置尺寸等对重力辅助回路热管传热性能影响的研究;孙志坚^[13]在蒸发腔内添加泡沫铜,实验研究了蒸发腔内传热强化效果;徐永田^[17]在蒸发腔内制作了纳米沸腾表面,并对其强化效果进行了研究,其达到了 45 W/cm^2 的临界换热热流密度;何曙等^[18]提出了一种带内循环管的新型重力热管,模拟分析认为其内循环管能够产生气泡泵效应,蒸发段能实现降膜蒸发.上述这几种方法都在不同程度上获得了一定的强化换热效果,本文针对如何提高重力辅助回路热管蒸发腔沸腾极限和换热性能,从工质侧入手,以提高工质扰动、加快气泡脱离为目的,提出将气泡泵应用于重力辅助回路热管,结合其在扩散吸收式制冷系统中的应用特性^[25],自行搭建了实验台,通过芯片废热来驱动气泡泵运行,以期强化蒸发段换热,提升回路热管传热传质性能.

1 实验装置

实验装置结构:一种利用气泡泵效应重力辅助回路热管装置流程如图 1a 所示,其主要包括蒸发腔、模拟加热热源、上升管、套管式冷凝器、下降管,下降管包括一个储液器,蒸发腔包括一个锥形收缩口.储液器的作用主要是为了维持整个装置工质液位的相对稳定,避免液位较大的波动.锥形收缩口的作用主要是避免沸腾气泡在蒸发腔聚集,以利于气泡泵效应的产生.另外,为了利于观察充液高度和上升管流态,上升管用透明 PU 管制作,两端通过专用接头与铜管密封连接,具体实物如图 1b 所示.



(a)流程图



(b)实物图

图1 实验装置实物及流程图

热电偶布置位置如图 1a 所示, T1~T7 为 T 型热电偶,误差控制在 $\pm 0.1 \text{ }^{\circ}\text{C}$. 其中 T1、T2 相对布置,以其平均温度作为热源表面温度, T3 位于蒸发腔出口, T4 位于套管式冷凝器入口前, T5 位于冷却水出口, T6 位于冷却水进口, T7 位于套管式冷凝器出口.

保温方式:为了确保加热功率测量的准确性,实验装置除了上升管段,即采用透明 PU 管连接的部分不做保温外,其他部分均做了保温处理.考虑到模拟加热热源温度较高,为了安全,蒸发腔及模拟加热热源固定到充罐珠光砂的圆柱形空心罐内,并密封抽真空保温,实验装置其他部分采用聚氨酯泡沫材料裹覆.

工质:本实验采用去离子水为工质,纯度(质量分数)为 99.99%,为了尽量减少去离子水中含有的空气等不凝性气体,充注前先将瓶装去离子水放入水浴中加热,并对其抽真空.

测量仪器:信号的采集采用 Agilent34970A 型热电偶,单相功率表采用青智仪器,量程 $1\ 250 \text{ W}$,精度 0.3%.

实验装置相关尺寸:模拟加热热源面积为 12.56 cm^2 ,实验中热流密度为加热功率除以热源面

积,本回路型热管周长 3 m,其中上升管总高度 70 cm,所有连接用铜管为 $\Phi 8\text{ mm}\times 10\text{ mm}$,连接用透明 PU 管为 $\Phi 8\text{ mm}\times 10\text{ mm}$,储液器为 $\Phi 20\text{ mm}$ 、高 30 cm 的圆柱形容器,储液器底面与锥形收缩口出口平齐。

实验步骤:①首先在保证系统密封性良好的情况下对系统抽真空,真空度保证在 10^{-2} Pa 数量级;②充注一定量工质,充注高度通过透明 PU 管观测并记录;③开启冷却水泵和模拟加热热源后开始实验,实验过程中维持冷却水进口温度和压力恒定,加热功率范围为 21~646 W,每调节一次可调压稳压电源即观察温度数据,当温度基本稳定后(约 1 h 后,各温度偏差在 $\pm 0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 内时认为其稳定)记录下一组测温点数据。

2 实验结果及分析

2.1 热阻定义

当量热阻定义为

$$R_{\text{tot}} = (T_{\text{source}} - T_{\text{sink}})/Q \quad (1)$$

式中: R_{tot} 为总当量热阻, $^{\circ}\text{C}/\text{W}$; Q 为加热功率; T_{sink} 为热沉温度

$$T_{\text{sink}} = (T_5 + T_6)/2 \quad (2)$$

其中 T_5 为冷却水出口温度, T_6 为冷却水进口温度; T_{source} 为模拟热源表面温度

$$T_{\text{source}} = (T_1 + T_2)/2 \quad (3)$$

蒸发段温差

$$\Delta T_e = T_{\text{source}} - T_3 \quad (4)$$

蒸发段热阻

$$R_e = \Delta T_e/Q \quad (5)$$

传输温差

$$\Delta T_t = T_3 - T_4 \quad (6)$$

传输热阻

$$R_t = \Delta T_t/Q \quad (7)$$

冷凝段温差

$$\Delta T_c = ((T_4 + T_7) - (T_5 + T_6))/2 \quad (8)$$

冷凝段热阻

$$R_c = \Delta T_c/Q \quad (9)$$

2.2 气泡泵效应对换热效果的影响

为了分析气泡泵效应对本文提出的一种利用气泡泵效应重力辅助回路热管换热性能的影响,分别进行了有气泡泵效应和无气泡泵效应实验研究,其中当充液高度不超过蒸发腔锥形收缩口上边缘时,没有可利用的液柱推动气泡上升,此时认为无气泡泵效应。

利用气泡泵效应的重力辅助回路热管的工作原理如下:气泡首先在蒸发腔内加热表面气化核心区产生并长大,在浮力作用下气泡迅速上升,通过锥形收缩口携带大量液态工质上升进入冷凝段,这时蒸发腔加热表面形成一低压区,从冷凝段回来的冷却液态工质迅速回流到蒸发腔,液态工质切向冲刷加热面,蒸发腔内形成强烈扰流,加快了蒸发腔内加热面气泡的脱离。

图 2 对比了有无气泡泵效应对冷却效果的影响,冷却水进口维持在 $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。从图中可以看出,无论有无气泡泵效应,热源表面温度都随着加热功率的增大而升高,但无气泡泵效应时,加热功率增大到一定程度时温度上升斜率会突然增大,气泡泵效应能够使得热源表面维持在更低的温度。这是由于利用气泡泵效应可以有效提升液态工质,大幅增加工质循环量,将蒸发腔内近似池沸腾换热转换成强迫对流换热,增强蒸发腔底面工质扰动,同时保证液态工质具有一定的过冷度,强化了换热,提高了临界热流密度。若不利用气泡泵效应,在加热功率增大到一定程度时气泡来不及脱落,则将阻碍传热。图 3 是以热阻形式给出的对比,从图中也可以看出,在加热功率较大时,气泡泵效应可以有效延缓蒸发腔出现沸腾恶化,进而使得热阻相对无气泡泵效应时不会出现跃升。

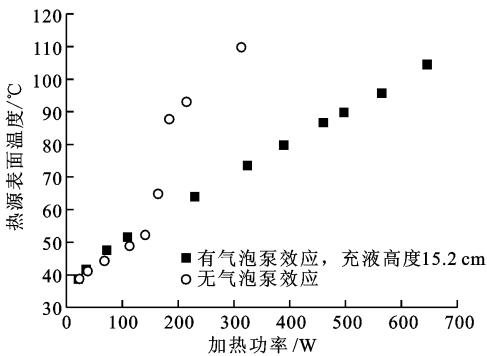


图 2 加热功率对热源表面温度的影响

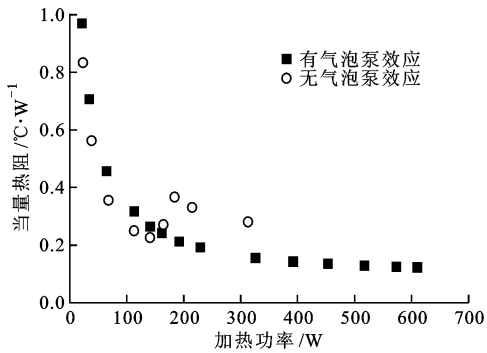


图 3 加热功率对当量热阻的影响

为了验证上述分析,将冷却水进口温度提高到 23.7℃,又进行了无气泡泵效应的实验,结果如图 4 所示,其与冷却水进口温度为 20℃、无气泡泵效应时观察到的现象相似.图 5 给出了蒸发段、传输段、冷凝段 3 部分的温差情况,可以看出蒸发段温差出现了跃升,说明图 4 出现的热源表面温度跃升或者热阻跃升是蒸发段跃升造成的,这进一步证明了由图 2 和图 3 所得的分析结果.加热功率从 110 W 增大到 149 W 时,蒸发腔加热面沸腾恶化.这是由于加

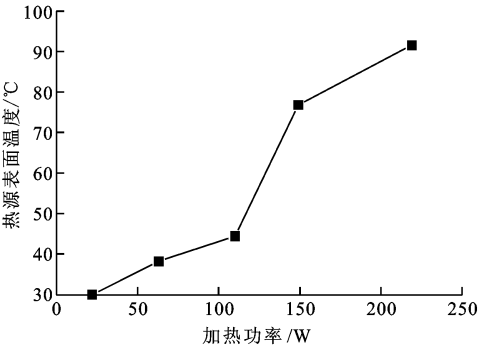


图 4 加热功率对热源表面温度的影响

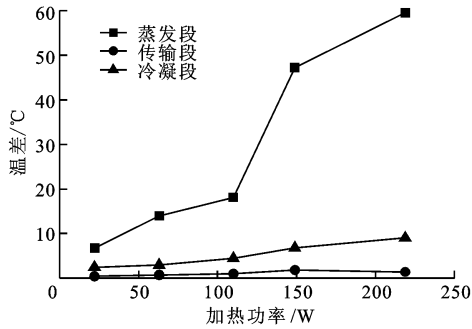


图 5 不同加热功率下各部分温差对比

热功率为 110 W 时,气泡能够及时脱离表面,而增大到 149 W 时,气泡在加热壁上有一定的滞留并形成气膜,进而增大了热阻.

2.3 充液高度对换热效果的影响

图 6 给出了充液高度对装置当量热阻的影响,图 7 给出了不同充液高度时的流型图.从图 6 中可以看出:当充液高度从 23.5 cm 降低到 15.2 cm,加热功率较小时当量热阻有一定程度的减小,加热功率增大时两者当量热阻基本无差别;当充液高度从 15.2 cm 降低到 6.7 cm,加热功率较小时当量热阻仍然有一定的减小,但是加热功率增大时当量热阻反而增大.从图 7a、7b 可以看出,当充液高度较大时,气泡上升所携带的液量多,同时液柱所形成的静压也大,而蒸发腔内工质沸腾所需的过热度则更大,这就导致了当加热功率较小时,充液高度为 23.5 cm 的当量热阻比充液高度为 15.2 cm 时的大;从图 7c 可以看出,液滴在管壁蠕动上升,这时气泡已经不能有效提升工质,导致蒸发腔供液缺少,不足以形成足够的扰动,使得换热有一定程度的恶化.

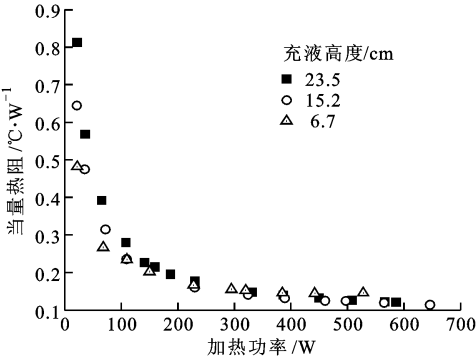


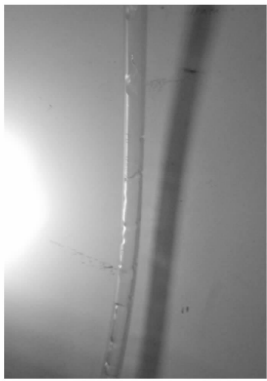
图 6 不同充液高度对热阻的影响



充液高度为 23.5 cm;加热功率为 109 W
(a)弹状流



充液高度为 15.2 cm;加热功率为 109 W
(b)环状流



充液高度为 6.7 cm;加热功率为 385 W
(c)雾状流

图 7 不同充液高度流型图

从以上分析得知:存在一个最佳的充液高度,其主要与上升管高度、加热功率、上升管管径等参数有关。充液高度的确定原则是使得液柱既不会对蒸发腔内气泡形成较大的静压,又能利用气泡泵效应提供足够的液量,对蒸发腔底面形成足够的扰动,强化换热。通过观察实验流型图,本文认为当上升管内为环状流时,充液高度是比较合理的。

2.4 实验装置中各部分热阻分析

对利用气泡泵效应、充液高度为 15.2 cm 的实验结果进行了热阻分析,见图 8。从图中可得知:蒸发段热阻始终占据总热阻比较大的份额;在加热功率较大时,传输过程传输热阻所占份额很小,基本可以忽略;冷凝段热阻随着加热功率的增大而增大,并且所占比重也随之增大。利用气泡泵效应大幅提升液态工质、增加工质的循环量,虽然会微微增大传输热阻,但是对于电子器件冷却领域,热流密度一般较高,传输过程中传输热阻在总热阻中占据的比重很小,因此其对总热阻的影响甚微。另外,以上实验数据证实了大幅提升循环量可以减小蒸发段热阻,提高临界热流密度,进而减小总热阻,提升装置的换热性能。

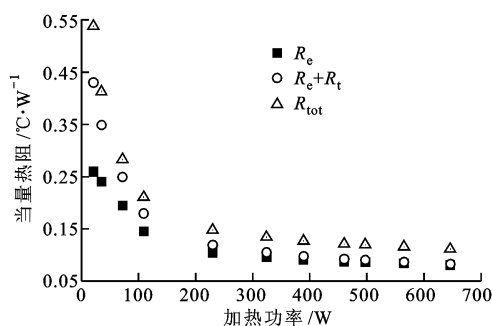


图8 不同加热功率下各部分热阻对比

3 结 论

本文提出了一种利用气泡泵效应重力辅助回路热管,并自行搭建了一套利用气泡泵效应重力辅助回路热管实验装置,通过实验研究了加热功率、充液高度等对换热性能的影响,分析了利用气泡泵效应提高换热性能的原因,并定量对比了蒸发段热阻、传输段热阻、冷凝段热阻3部分热阻的相对大小,得到如下结论。

(1)本文将气泡泵应用于重力辅助回路热管,研制了一套带气泡泵效应重力辅助回路热管装置。实验发现,利用气泡泵效应,液态工质能很好地切向冲刷蒸发腔内加热面,可以增强蒸发腔内工质扰动,加

快加热壁面气泡的脱离,能有效降低热源表面温度,强化换热。当冷却水进口温度为 23.5 °C、加热功率为 313 W 时,不利用气泡泵效应,热源表面温度为 109.8 °C,而利用气泡泵效应时,热源表面温度降为 72.5 °C,表明其可以较好地应用在桌面式计算机芯片冷却领域。

(2)存在一个最佳的充液高度,其确定的原则是使液柱既不会对蒸发腔内气泡形成较大的静压,又能利用气泡泵效应提供足够的液量,对蒸发腔底面形成足够的扰动。通过观察实验流型图,本文认为当上升管内为环状流时,充液高度是比较合理的。

(3)蒸发段热阻在总热阻中始终占很大的比重,强化其传热主要还应从蒸发段入手考虑,利用气泡泵效应作为辅助强化换热方法是可行的。

参考文献:

- [1] MOORE G E. Cramming more components onto integrated circuits[J]. Electronics, 1965, 38(8):114-117.
- [2] 宗朝晖. 现代电力电子的冷却技术[J]. 变流技术与电力牵引, 2007, 4:6-12.
ZONG Chaohui. Cooling technology of modern power electronics [J]. Converter Technology & Electric Traction, 2007, 4:6-12.
- [3] 曾平,程光明,刘九龙,等. 压电泵为动力源的计算机芯片水冷系统研究[J]. 压电与声光, 2006, 28(4):403-406.
ZENG Ping, CHENG Guangming, LIU Jiulong, et al. Practical research on water cooling system with computer chip driven by PZT pump[J]. Piezoelectrics & Acoustooptics, 2006, 28(4):403-406.
- [4] 曾平,程光明,刘九龙,等. 集成式计算机芯片水冷系统的研究[J]. 西安交通大学学报, 2005, 39(11):1207-1210.
ZENG Ping, CHENG Guangming, LIU Jiulong, et al. Composite water-cooling system applied to computer chip[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2005, 39(11):1207-1210.
- [5] MA K Q, LIU J. Heat driven liquid metal cooling device for the thermal management of computer chip [J]. Journal of Physics: D Applied Physics, 2007, 40(15):4722-4729.
- [6] 盖东兴,刘志春,刘伟,等. 重力辅助平板型环路热管实验研究[J]. 热能动力工程, 2010, 25(2):196-201.
GAI Dongxing, LIU Zhichun, LIU Wei, et al. Experimental study of a gravity-assisted plate type of loop heat pipe[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2010, 25(2):196-201.

- [7] YE H C C, CHEN C N, CHEN Y M. Heat transfer analysis of a loop heat pipe with biporous wicks[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2009, 52: 4426-4434.
- [8] CHANG Yuwei, CHENG Chiao-hung, WANG Jungchang, et al. Heat pipe for cooling of electronic equipment[J]. *Energy Conversion and Management*, 2008, 49: 3398-3404.
- [9] VASILIEV L, LOSSOUARN D, ROMESTANT C, et al. Loop heat pipe for cooling of high-power electronic components[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2009, 52: 301-308.
- [10] KHANDEKAR S, SCHNEIDER M, SCHAFER P, et al. Thermofluid dynamic study of flat plate closed-loop pulsating heat pipes[J]. *Micro-Scale Thermal-physical*, 2002, 6(4): 303-317.
- [11] MAYDANIK Y F, DMITRIN V I, PASTUKHOV V G. Compact cooler for electronics on the basis of a pulsating heat pipe[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2009, 29: 3511-3517.
- [12] MIYAZAKI Y. Cooling of notebook PCs by flexible oscillating heat pipes [C] // *Proceedings of IPACK2005*. San Francisco, USA: ASME, 2005: 1-5.
- [13] 孙志坚. 电子器件回路型热管散热器的数值模拟与试验研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2007.
- [14] PAL A, JOSHI Y K, BEITELMAL M H, et al. Design and performance evaluation of a compact thermosyphon[J]. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, 2002, 25(4): 601-606.
- [15] KHODABANDEH R. Thermal performance of a closed advanced two-phase thermosyphon loop for cooling of radio base stations at different operating conditions[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2004, 24: 2643-2655.
- [16] KHODABANDEH R. Heat transfer in the evaporator of an advanced two-phase thermosyphon loop[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2005, 28: 190-202.
- [17] 徐永田. 先进热虹吸管中具有新颖强化传热表面蒸发器的实验研究[D]. 济南: 山东大学, 2008.
- [18] 何曙, 夏再忠, 王如竹. 一种新型重力热管传热性能研究[J]. *工程热物理学报*, 2009, 30(5): 834-836.
HE Shu, XIA Zaizhong, WANG Ruzhu. Heat transfer characteristics of an innovative gravity heat pipe [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2009, 30(5): 834-836.
- [19] PHELAN P E, CHIRIAC V A, LEE T Y T. Current and future miniature refrigeration cooling technologies for high power microelectronics[J]. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, 2002, 25(3): 356-364.
- [20] 刘益才. 电子芯片冷却技术发展综述[J]. *电子器件*, 2006, 29(1): 296-300.
LIU Yicai. Recent development and prospects of the electronic apparatus cooling [J]. *Chinese Journal of Electron Devices*, 2006, 29(1): 296-300.
- [21] TUCKERMAN D B, PEASE R F W. High-performance heat sinking for VLSI[J]. *IEEE Electron Device Letters*, 1981, 2(5): 126-129.
- [22] DANG B, BAKIR M S, MEINDL J D. Integrated thermal-fluidic I/O interconnects for an on-chip micro-channel heat sink[J]. *IEEE Electron Device Letters*, 2006, 27(2): 117-119.
- [23] HEFFINGTON S N, GLEZER A. Two-phase thermal management using B small-scale, heat transfer cell based on vibration-induced droplet atomization[C] // *Inter Society Conference on Thermal Phenomena*. Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2004: 90-94.
- [24] HEFFINGTON S N, BLACK W Z, GLEZER A. Vibration-induced droplet atomization heat transfer cell for high heat flux applications[C] // *Inter Society Conference on Thermal Phenomena*. Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2002: 408-412.
- [25] 汤成伟, 刘道平, 祁影霞, 等. 单压吸收式 Einstein 循环制冷机中气泡泵的性能分析[J]. *制冷学报*, 2009, 30(3): 35-38.
TANG Chengwei, LIU Daoping, QI Yingxia, et al. Performance of bubble pump in single-pressure Einstein absorption refrigerator[J]. *Journal of Refrigeration*, 2009, 30(3): 35-38.

(编辑 荆树蓉)