

## HCPV 用平板式环路热管实验研究

朱会元<sup>1</sup>, 张先锋<sup>2</sup>, 刘泉<sup>1</sup>, 刘明侯<sup>1</sup>

(1. 中国科学技术大学热科学和能源工程系, 安徽合肥 230027;  
2. 中电集团第三十八研究所工程技术部, 安徽合肥 230088)

**摘要:**设计了一种用于高倍聚光光伏太阳能电池(HCPV)散热的混合烧结芯平板式环路热管,并实验研究了负荷、倾角、冷凝器参数等对热管启动和运行性能的影响.实验表明,该热管基本可满足HCPV负荷及安装角度要求,热面温度100℃内的最大负荷可达320W(热流密度为40W/cm<sup>2</sup>).蒸发器和储液器、蒸发器和冷凝器相对位置对热管性能影响很大.当储液器在蒸发器下方时启动更容易;冷凝器在蒸发器上方时低负荷启动温度下降.可通过减少冷凝器内冷却水流量,提升热管反重力运行的启动能力.

**关键词:**高倍聚光光伏太阳能电池(HCPV);平板式环路热管(FLHP);变负荷启动运行;反重力;冷凝器

中图分类号:TK172.4 文献标识码:A doi:10.3969/j.issn.0253-2778.2013.05.007

引用格式: Zhu Huiyuan, Zhang Xianfeng, Liu Quan, et al. Experimental study on flat loop heat pipes used in HCPV systems[J]. Journal of University of Science and Technology of China, 2013, 43(5): 393-401.  
朱会元, 张先锋, 刘泉, 等. HCPV 用平板式环路热管实验研究[J]. 中国科学技术大学学报, 2013, 43(5): 393-401.

### Experimental study on flat loop heat pipes used in HCPV systems

ZHU Huiyuan<sup>1</sup>, ZHANG Xianfeng<sup>2</sup>, LIU Quan<sup>1</sup>, LIU Minghou<sup>1</sup>

(1. Department of Thermal Science and Energy Engineering, University of Science and Technology of China, Hefei 230027, China;  
2. China Electronics Technology Group Corporation No. 38 Research Institute, Hefei 230088, China)

**Abstract:** A flat loop heat pipe (FLHP) with a mixed sintered wick was designed for cooling off high concentration photovoltaic (HCPV) solar cells. The effect of heat load, inclination angle and condenser parameters on the start-up and operating performance of the heat pipe was experimentally studied. It was found that the heat pipe can basically meet the needs of HCPV cooling both in heat load and installation angle requirements. The maximum heat load is up to 320 W (40 W/cm<sup>2</sup>) when the temperature of the heating surface is under 100 °C. Relative positions between evaporator and accumulator, evaporator and condenser have important influences on the start-up and operating performance of the heat pipe. The pipe may start more easily when the compensation chamber is under the evaporator. The start-up temperature of low heat load drops when the condenser is placed above the evaporator. The capability of anti-gravity

收稿日期:2013-01-15;修回日期:2013-03-26

基金项目:国家自然科学基金(11172296)资助.

作者简介:朱会元,女,1989年生,硕士.研究方向:强化传热. E-mail: huiyuanz@mail.ustc.edu.cn

通讯作者:刘明侯,博士/教授. E-mail: mhliu@ustc.edu.cn

start-up performance of the heat pipe can be improved by reducing the flow rate of cooling water in the condenser.

**Key words:** high concentration photovoltaic (HCPV); flat loop heat pipe (FLHP); start-up and operating performance with different heat loads; anti-gravity capability; condenser

## 0 引言

高倍聚光光伏太阳能电池 (high concentration photovoltaic, HCPV) 表面的热流密度可达  $35 \text{ W/cm}^2$ , 而电池表面温度每升高  $1 \text{ }^\circ\text{C}$  输出电量减小  $0.2\% \sim 0.5\%$ <sup>[1]</sup>. 由于菲涅尔透镜或抛物面反射镜的聚光作用, HCPV 因表面温度不均匀而减短使用寿命. 因此, 为 HCPV 芯片配置良好的散热均温设备, 对提高芯片效率、延长寿命有非常重要的作用.

与槽道和喷雾冷却相比, 热管重量轻、均温性能突出. Akbarzadeh 等<sup>[2]</sup>、Anderson 等<sup>[3]</sup> 均尝试将热管用于 HCPV 换热, 但普通重力热管受到换热能力、空间、角度的多重制约. 平板式环路热管 (flat loop heat pipe, FLHP) 体积小、冷凝管路布置灵活, 将能够有效解决上述问题. 鲁祥友<sup>[4]</sup> 制作热面  $70 \times 55 \text{ mm}^2$  的 FLHP, 冷凝管线采用自然风冷时热面温度  $100 \text{ }^\circ\text{C}$  内的散热能力为  $100 \text{ W}$  (热流密度为  $2.60 \text{ W/cm}^2$ ). 张先锋<sup>[5]</sup> 制作热面  $100 \times 36.5 \text{ mm}^2$  的 FLHP, 水套冷凝的最大散热能力是  $130 \text{ W}$  ( $3.56 \text{ W/cm}^2$ ), 反重力效果良好但负荷不能满足 HCPV 要求.

HCPV 的运行条件复杂多变, 而角度及冷凝器参数都会对热管运行产生重要影响. Cheung 等<sup>[6]</sup> 认为低于最低启动负荷都不能让热管启动. Singh 等<sup>[7]</sup> 的实验表明低负荷启动时间长, 且蒸发器和冷凝器之间有较大温差. 张先锋实验中的最低启动负荷为  $20 \text{ W}$ . 盖东兴等<sup>[8]</sup> 从热容的角度指出, 从低负荷到高负荷和从高负荷到低负荷的变化过程在温度波动情况上是不对称的. Pastukhov 等<sup>[9]</sup>、Baumann 等<sup>[10]</sup>、张伟宝<sup>[11]</sup> 对反重力高度、冷凝器位置展开研究. 张先锋等<sup>[12]</sup> 指出当冷却水温度上升时, 临界热负荷会下降. 张红星等<sup>[13]</sup> 指出小负荷时可以忽略热沉温度的影响, 对高负荷情况则没有谈及. Wang 等<sup>[14]</sup> 研究了冷凝器位置对启动时间、启动现象及运行温度的影响, 提出高热流情况时可以通过延长冷凝器长度的方式来提高冷却能力.

为满足聚光光伏太阳能电池散热要求, 本文提出采用不均匀铜粉制作 FLHP 烧结芯, 通过强化蒸发与毛细抽吸能力, 提高 FLHP 散热能力和低负荷

启动特性, 并系统研究负荷、倾角、冷凝器参数对该热管启动和运行特性的影响, 全面分析了该 FLHP 用于高倍聚光光伏太阳能电池均温散热的可行性, 并为热管启动运行中出现的问题提出解决方法.

## 1 FLHP 结构及实验系统

图 1 为 FLHP 的结构示意图. 该系统由储液器、蒸发器、蒸汽管线、冷凝管线及液体管线等组成. 蒸发器与储液器一体化设计, 便于从储液器补充工质; 蒸发器和储液器间多孔部分用于阻碍蒸汽逆向流动. 蒸发器内烧结多孔毛细芯作为环路热管的动量源, 蒸发器内壁制作圆形沟槽作为蒸汽通道. 蒸发器、储液器和连接管线的材料均为铜. 蒸发器厚度为  $8 \text{ mm}$ , 长度为  $55 \text{ mm}$ , 宽度为  $20 \text{ mm}$ . 混合吸液芯用不同目数的铜粉烧结而成. 在蒸发端 (箭头 1 所指位置) 用 120 目左右的铜粉烧结, 与储液器接触段 (箭头 2 所指位置) 用 200 目左右的铜粉烧结. 这样的结构在蒸发段增大了孔隙率, 使得蒸发更加容易; 与储液器接触段减小了孔隙率, 提高了从储液器到蒸发器毛细芯的毛细抽吸能力. 蒸发芯表面平均分布了 9 根长  $40 \text{ mm}$ 、直径  $1.2 \text{ mm}$  的圆形蒸汽槽道. 管线总长度为  $420 \text{ mm}$ , 内径外径比为  $2.4 \text{ mm}/3 \text{ mm}$ . 热管内工质为水, 充液率为  $55\%$  左右.

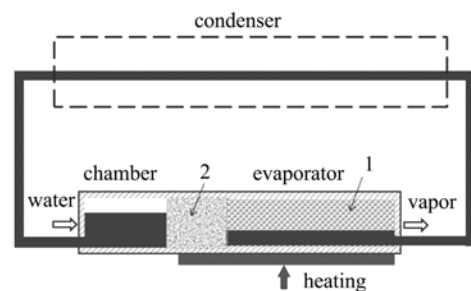


图 1 FLHP 结构示意图

Fig. 1 Sketch of the flat loop heat pipe

图 2 为实验系统示意图. 采用水套式冷凝管线设计. 水冷套长  $180 \text{ mm}$ , 用转子流量计记录冷凝器内冷却水流量, 用恒温水槽提供恒定温度的冷却水. 采用电加热模块模拟热源, 热面面积为  $20 \times 40 \text{ mm}^2$ , 热面刻  $1 \text{ mm}$  细槽埋放热电偶, 热面和热管接触处涂抹导热胶以减少接触热阻. 布置 7 个

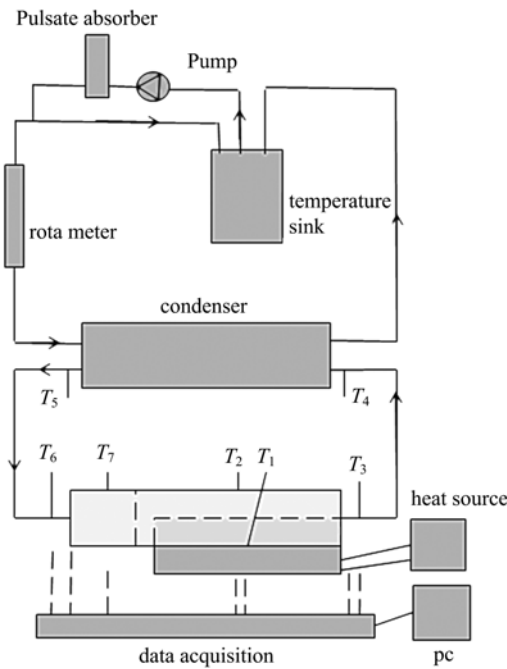


图 2 实验系统示意图

Fig. 2 Schematic diagram of the experimental system

OMEGA 公司丝径 0.25 mm 的标准 T 型热电偶, 其测量精度为  $\pm 0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 最大测量误差为 1.8%, 具体位置如图 2 所示. 由于实际测量热管工质温度存在困难, 热电偶均布置在热管部件的外壁上. 使用安捷伦数据采集仪记录温度变化, 记录保存数据的时间间隔为 3 s. 根据热电偶和加热模块的测试精度计算, 系统热阻的最大测量误差为 2.1%. 热管包裹厚度 10 mm、导热系数  $0.012\sim 0.016\text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$  的二氧化硅气凝胶毡保温层来减少跟环境的换热. 实验过程中的环境温度为  $23\text{ }^{\circ}\text{C}\pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

## 2 运行特性研究

研究运行特性时, 热管水平放置. 冷凝器内冷却水流量为 40 L/h, 水温  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ . 热面温度  $100\text{ }^{\circ}\text{C}\pm 2\text{ }^{\circ}\text{C}$  内, 负荷从 20 W 开始每次增加 20 W 直到 280 W, 此时热流密度为  $35\text{ W}/\text{cm}^2$ . 降低热负荷时则每次减少 40 W.

FLHP 的运行温度随热负荷增大不断上升(图 3, 4), 功率改变后热管的响应时间约为 3 min. 热管在 280 W ( $35\text{ W}/\text{cm}^2$ ) 时的稳定运行温度约为  $94\text{ }^{\circ}\text{C}$ . 功率超过 160 W 时, 功率变大和变小过程中的运行温度几乎一致, 而功率小于 160 W 时, 升负荷的运行温度略高于降负荷过程. 冷凝器进口温度在低负荷运行时略有波动, 在大负荷运行时趋于

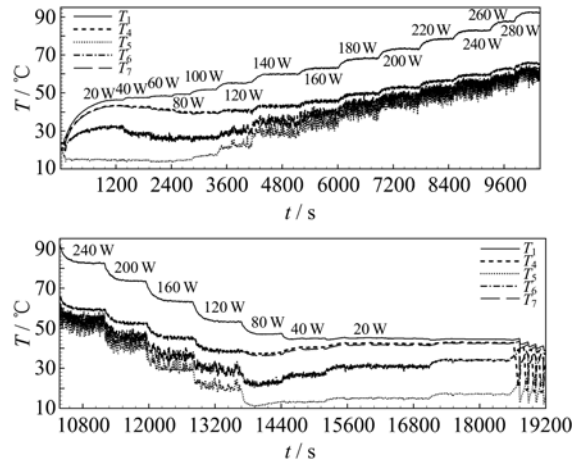


图 3 不同功率下 FLHP 的运行特性

Fig. 3 Operating performance of FLHP under different heat loads

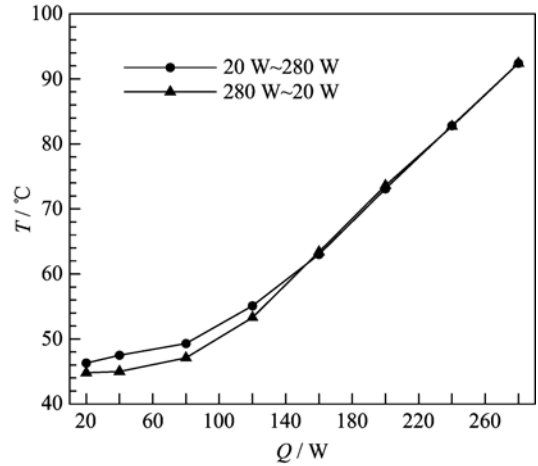


图 4 不同负荷下 FLHP 的运行温度

Fig. 4 Operating temperature of FLHP under different heat loads

平稳. 冷凝器出口和储液器进口的温度波动最大. 其原因可能是气液交界面随着热流和冷凝情况发生改变: 热管低负荷运行时, 气液交界面在冷凝器入口和蒸发器之间徘徊, 冷凝器出口处为过冷液体; 负荷增大后, 气液交界面冲到冷凝器出口, 引起冷凝器出口温度波动; 待气液交界面完全冲出冷凝器出口后, 储液器进口温度接近冷凝器出口温度, 此时热管达到其冷凝极限, 需提高冷凝器冷凝能力.

热阻是衡量热管热运输能力的重要因素.  $R = (T_c - T_e) / Q$ , 其中  $Q$  为输入功率. 对于系统热阻,  $T_e$  是冷凝器进出口冷却水温度平均值. 由于系统热阻受冷凝器中换热方式及冷却水温度的影响巨大, 并且总负荷不大时  $T_e$  仅略高于冷却水温度, 所以

考虑系统热阻的意义并不大. 在实验中不考察系统热阻而是关注热管热阻. 对于热管热阻,  $T_c$  为热面温度,  $T_e$  为热管进出冷凝器位置的平均温度, 即  $T_c = (T_4 + T_5)/2$ .

实验结果表明, 热管热阻(图 5)随负荷增大急剧下降. 60 W 时热阻为  $0.35\text{ }^\circ\text{C}/\text{W}$ , 180 W 时降到  $0.13\text{ }^\circ\text{C}/\text{W}$ , 260 W 后热阻近似  $0.1\text{ }^\circ\text{C}/\text{W}$ . 进一步提升冷凝装置的性能将可以实现更好的热输运能力.

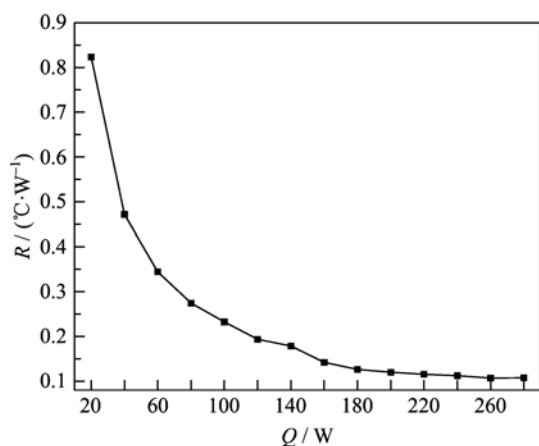


图 5 不同负荷下 FLHP 的热阻

Fig. 5 Thermal resistance of FLHP under different heat loads

### 3 启动负荷研究

热管在低功率启动会遇到启动极限, 所以考察本热管在  $5\text{ W}$  ( $0.625\text{ W}/\text{cm}^2$ ),  $10\text{ W}$  ( $1.25\text{ W}/\text{cm}^2$ ) 和  $20\text{ W}$  ( $2.5\text{ W}/\text{cm}^2$ ) 时的启动特性, 与  $80\text{ W}$  ( $10\text{ W}/\text{cm}^2$ ) 时的启动特性作对比. 实验过程中热管水平放置, 冷凝器内冷却水流量为  $40\text{ L}/\text{h}$ , 水温为  $15\text{ }^\circ\text{C}$ .

图 6 为热管不同功率下的启动情况及其对应的过热度. 热管启动至稳定运行状态要求毛细芯的两侧要有足够的压差克服回路压力损失, 根据 Clausius-Clapeyron 方程, 该压差对应了毛细芯两侧的温度差, 定义该温差为过热度. 由于无法直接获得过热度, 取热管热面的温度  $T_1$  和储液器下表面温度  $T_7$  之差近似表示.

对于水平放置的热管, 实验结果表明当功率为  $5\text{ W}$  便能启动. 经过  $600\text{ s}$  后, 过热度有一个尖锐波动且冷凝器进口温度突然上升, 说明有蒸汽进入了冷凝器. 少量蒸汽经过冷凝器后变成少量冷凝液, 不足以抵消蒸发器向储液器的漏热. 漏热导致了压差的减小, 蒸汽退回蒸发腔内. 随着蒸发器温度的升

高, 工质蒸发量增加, 蒸汽槽道内压力增大, 蒸汽再次涌入冷凝器. 由于低热流不足以维持蒸汽持续稳定地进入冷凝器, 蒸汽反复从蒸发器冲出和向蒸发器退缩.  $3\ 000\text{ s}$  后热管在  $40\text{ }^\circ\text{C}$ 、振幅  $4\text{ }^\circ\text{C}$  波动下稳定运行. 冷凝器进出口和储液器进口温度波动的振幅在  $10\text{ }^\circ\text{C}$  左右. 启动功率变成  $10\text{ W}$  后, 蒸发器内蒸发量增加、压力增大, 更多蒸汽涌出, 冷凝器进出口温度趋于平稳. 功率为  $10\text{ W}$  和  $20\text{ W}$  启动时的过热度变化情况相似, 稳定运行过热度均在  $3\text{ }^\circ\text{C}$  左右.  $10\text{ W}$  的启动时间约为  $1\ 800\text{ s}$ ,  $20\text{ W}$  启动时间约缩短了一半.  $20\text{ W}$  的气液交界面在冷凝器内, 蒸汽被充分冷却, 回流液有足够的过冷消除漏热. 功率  $80\text{ W}$ 、热流密度  $10\text{ W}/\text{cm}^2$  时, 热管在  $300\text{ s}$  迅速启动, 稳定运行的过热度在  $10\text{ }^\circ\text{C}$  左右. 工质流量增加后少量高速蒸汽冲出冷凝器, 冷凝器出口和储液器进口温度均出现  $5\text{ }^\circ\text{C}$  左右的波动.

### 4 反重力研究

环路热管运行过程中毛细芯两侧的压差需克服的总压损如下:

$$\Delta P = \Delta P_w + \Delta P_v + \Delta P_c + \Delta P_{v1} + \Delta P_d + \Delta P_{l1} + \Delta P_g \quad (1)$$

式中,  $\Delta P_w$  为储液器中压损;  $\Delta P_v$  为蒸发器蒸汽槽道压损;  $\Delta P_c$  为蒸发芯压损;  $\Delta P_{v1}$  为蒸汽管线压损;  $\Delta P_d$  为在冷凝管线的压损;  $\Delta P_{l1}$  为液体管线压力损;  $\Delta P_g$  为由重力压损.

图 7 为热管反重力运行的两种情况. 方案 1 如图 7(a) 所示, 热管和冷凝器均与水平面呈一定角度, 这将改变热管内储液器和蒸发器间的气液分布, 并对整个外环路产生影响. 由于蒸汽管线中蒸汽速度非常快, 可以忽略蒸汽管线的影响. 回流冷凝液速度缓慢, 需同时克服冷凝管路和液体回流管路的重力高度. 方案 2 如图 7(b) 所示, 热管水平, 改变与冷凝器的相对高度, 此时热管内蒸发器和储液器间的气液分布不发生改变, 冷凝液需克服液体管线的重力影响.

对于方案 1, 实验中分别测试热管在  $-90^\circ$ ,  $-45^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $90^\circ$  倾角时不同功率的启动和运行状况(图 8). 测试过程中冷凝器内冷却水流量为  $40\text{ L}/\text{h}$ , 水温为  $15\text{ }^\circ\text{C}$ . 实验发现热管在大于  $0^\circ$  时容易启动和稳定运行,  $-45^\circ$  和  $-90^\circ$  时最低启动功率为  $60\text{ W}$  ( $5\text{ W}/\text{cm}^2$ ). 对比  $-90^\circ$ ,  $-45^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $90^\circ$  4 个位置  $60\text{ W}$  启动和运行的情形可见,  $45^\circ$ ,  $90^\circ$  的启动过程非常平

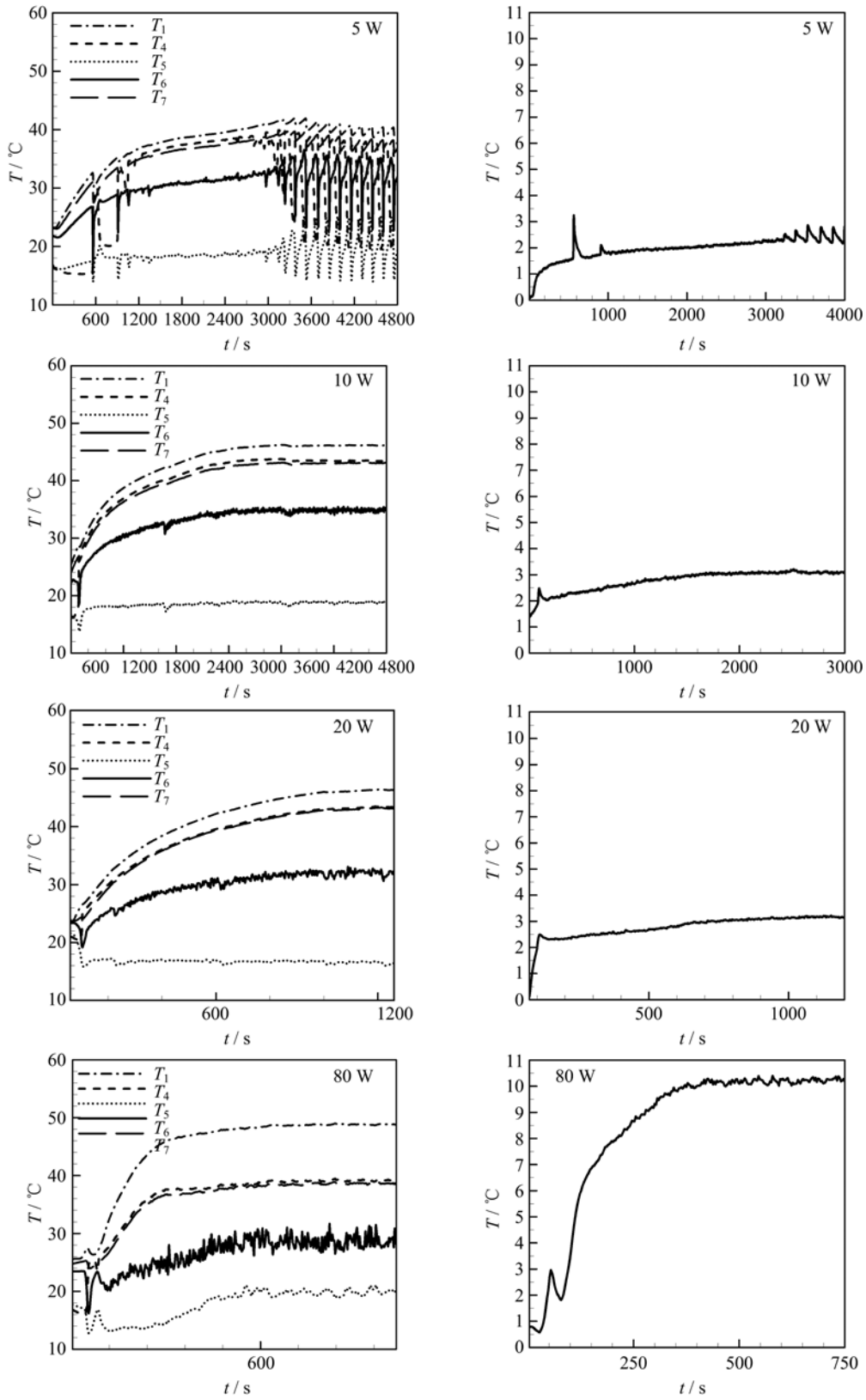


图 6 不同热负荷时热管启动情况(左)及对应过热度(右)

Fig. 6 Time history of start-up performance (left) and degree of superheat (right) under different heat loads

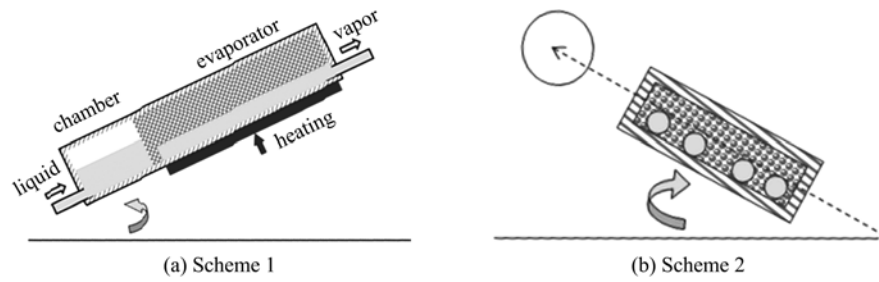


图 7 热管反重力运行示意图

Fig. 7 Anti-gravity scheme for the heat pipe

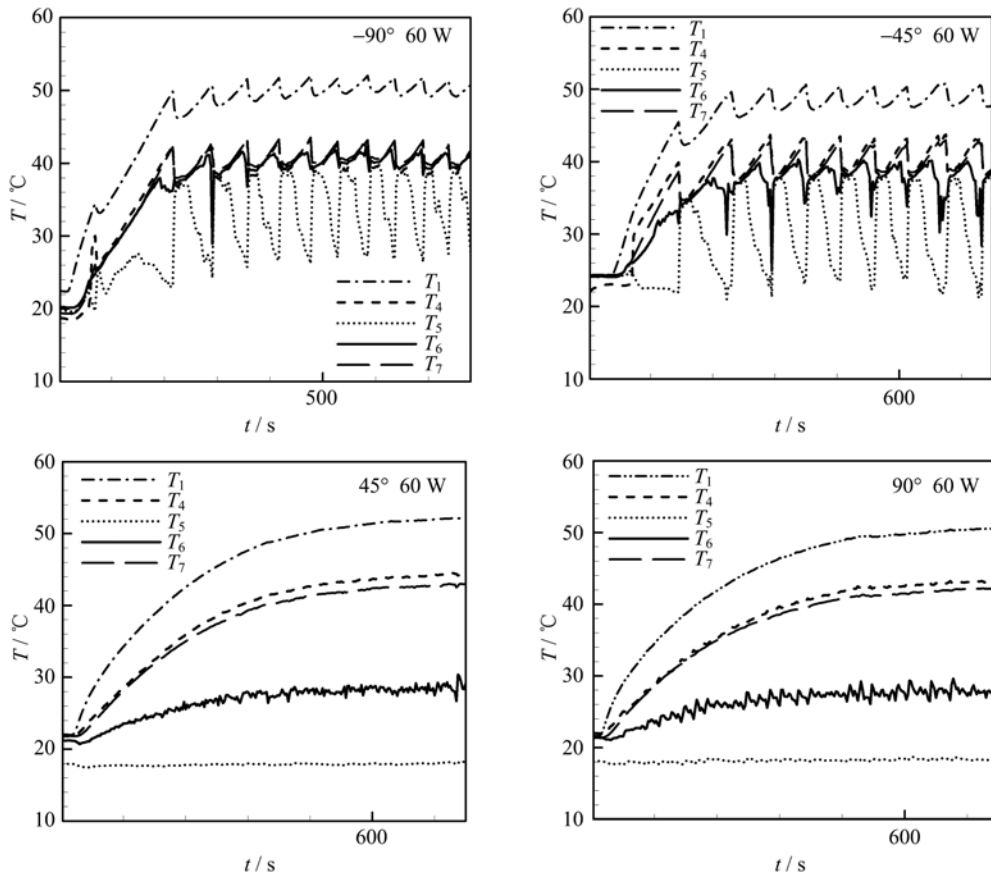


图 8 热管的启动运行状况(方案 1)

Fig. 8 Start-up and operating performance (Scheme 1)

稳,  $-45^\circ$  和  $-90^\circ$  的启动过程各处温度大幅波动. 角度越小启动难度越大, 运行温度越高. 大于  $0^\circ$  (蒸发器在上而储液器在下) 时, 由于重力作用储液器内的液体质量增加, 增加了储液器热容, 有效减小了蒸发器向储液器的漏热, 从而更易于启动. 同时冷凝液由于重力作用更易回流. 反之, 小于  $0^\circ$  时, 冷凝液要克服重力压损回流, 启动困难, 需要更大的过热度.

对于如图 7(b) 的方案 2, 分别测试热管在  $-45^\circ$  和  $45^\circ$  倾角时不同功率的启动和运行状况(图 9). 测

试过程中冷凝器内冷却水流量为  $40 \text{ L/h}$ , 水温为  $15^\circ\text{C}$ . 从图 9 中可以发现,  $20 \text{ W}$  启动,  $45^\circ$  倾角的运行温度是  $38^\circ\text{C}$  左右;  $-45^\circ$  倾角的运行温度超过了  $50^\circ\text{C}$ , 且有  $2^\circ\text{C}$  左右的波动, 冷凝器出口有超过  $10^\circ\text{C}$  波动.  $40 \text{ W}$  启动时,  $-45^\circ$  倾角的运行温度在  $46^\circ\text{C}$  左右, 达到稳定运行的时间为  $480 \text{ s}$ ;  $45^\circ$  倾角的运行温度在  $40^\circ\text{C}$  左右, 达到稳定运行的时间为  $350 \text{ s}$ .  $60 \text{ W}$  启动, 两者的运行温差  $5^\circ\text{C}$  内. 冷凝器位于蒸发器水平高度上方比位于下方启动时间更

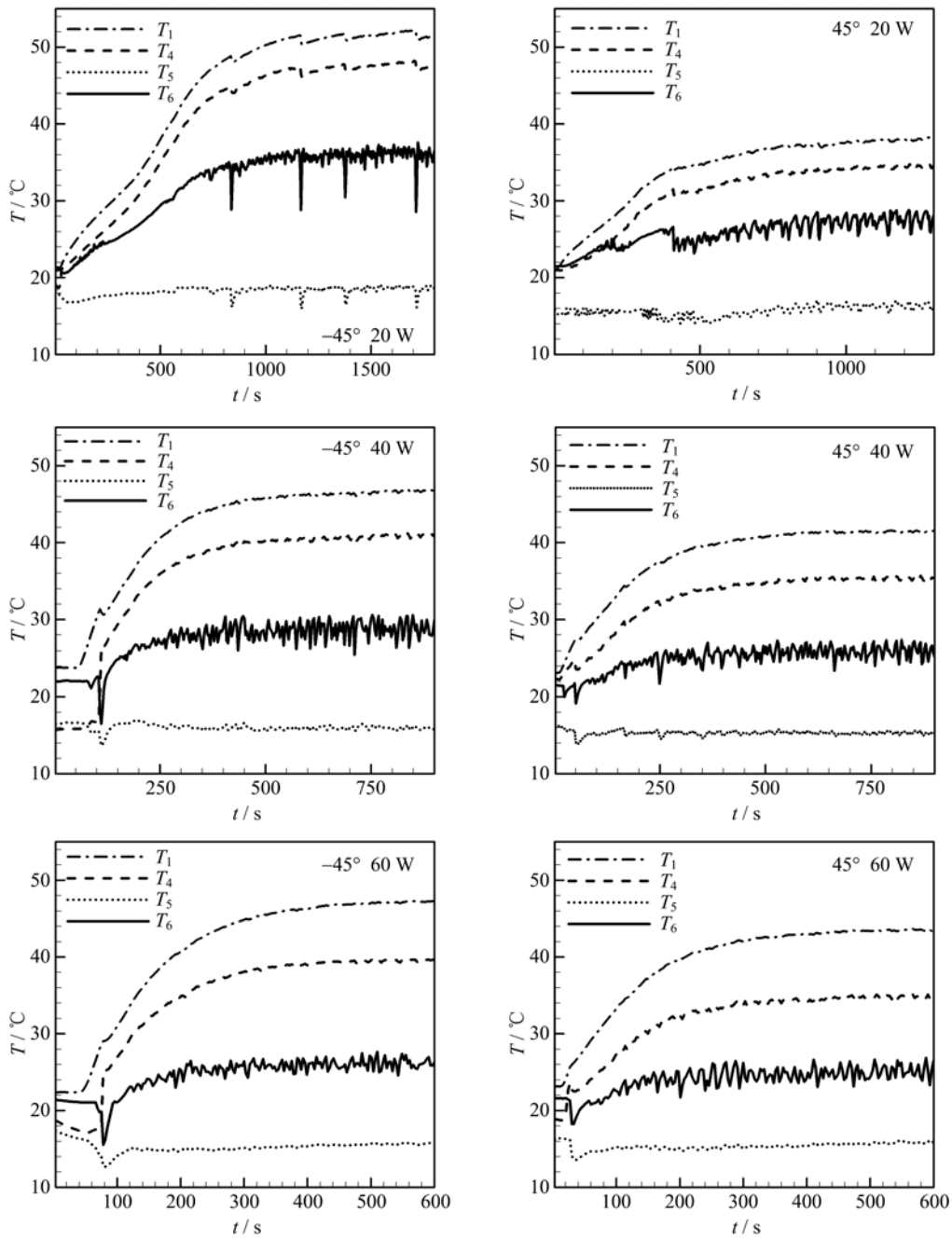


图 9 热管的启动运行状况(方案 2)

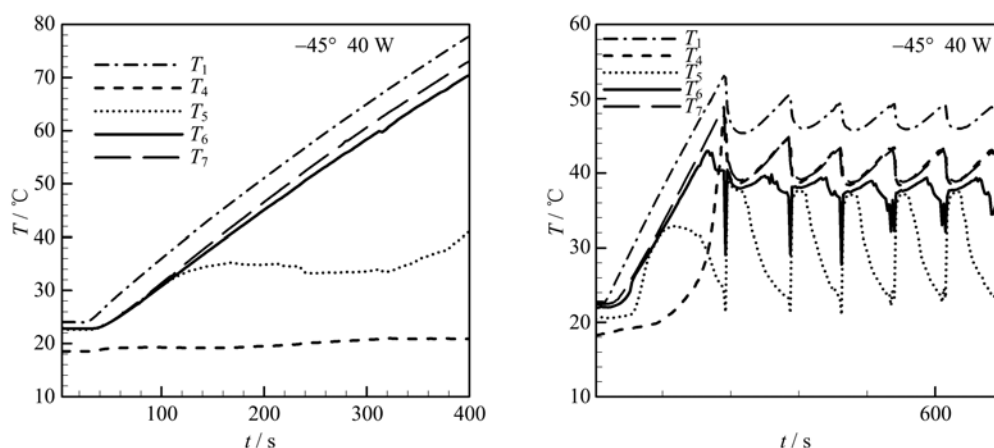
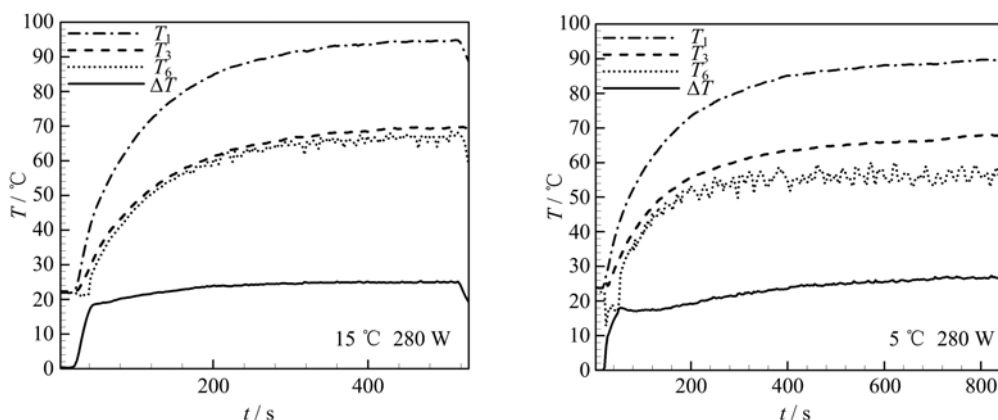
Fig. 9 Start-up and operating performance (Scheme 2)

短,启动和运行温度更低,原因是忽略对蒸汽管线高速蒸汽的影响,冷凝器在上方时冷凝液在重力作用下更容易回流.比较图 8 和图 9 发现,随着功率增大,这种冷凝器和蒸发器相对位置带来的启动和运行差别将减小.

### 5 冷凝器参数研究

改变冷却水温度和流速会影响冷凝器的换热能

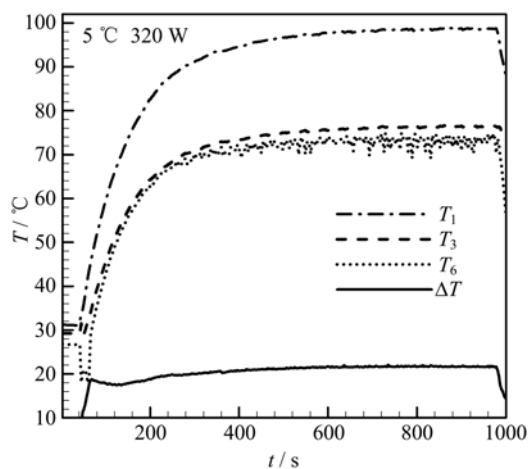
力,从而改变冷凝管线内工质的流动状态.图 10 给出了热管在按方案 1 摆放、-45°倾角、负荷 40 W 时的启动情况.实验时,冷却水温度 15 °C 不变,流量分别为 40 L/h 和 10 L/h.经测试流量减小后最低启动负荷从 60 W 降到 40 W.流量为 40 L/h 时,温度升高到 80 °C 仍没有启动现象,并且有少量蒸汽逆向流出储液器,流量减小到 10 L/h 后 240 s 50 °C 左右热管启动.-45°时热管内的冷凝液不能克服冷凝器和液体

图 10 方案 1、 $-45^\circ$ 变流量热管的启动情况Fig. 10 Start-up performance of FLHP with  $-45^\circ$  angle for Scheme 1 under different flow rates图 11 冷却水温度  $15^\circ\text{C}$  和  $5^\circ\text{C}$  时的启动运行情况Fig. 11 Start-up and operating performance under different temperatures of cooling water ( $15^\circ\text{C}$  and  $5^\circ\text{C}$ )

管道的重力压损,此时适当减少冷凝器中冷却水流量,降低冷凝能力,使未能完全冷却的高速蒸汽携带冷凝液回流到储液器中抵消热漏,从而发生启动.

热管在大负荷下运行时冷凝极限将成为其制约.热管水平放置,图 11 中左图和右图分别是负荷 280 W 时,水温在  $15^\circ\text{C}$  和  $5^\circ\text{C}$  时的启动运行工况.水温降低后,运行温度从  $94^\circ\text{C}$  降到  $89^\circ\text{C}$ .

图 12 参考图 11 中的工况,即水温  $5^\circ\text{C}$ 、流量 40 L/h,探索热面温度在  $100^\circ\text{C}$  内的最大负荷情况.实验结果表明,最大负荷可达 320 W,此时的热流密度为  $40\text{ W}/\text{cm}^2$ .冷凝器器内换热能力制约了热管使用负荷的进一步提升.目前实验使用的热管冷凝管线为光管,如果在管线上旋转翅片,能够进一步增强换热,其关键是找到易于制造且价格低廉的工艺.加长冷凝管线增加换热面积的同时造成流动损失,所以其影响还有待研究.

图 12 冷却水温度  $5^\circ\text{C}$  时热面  $100^\circ\text{C}$  内的最大负荷  
Fig. 12 Maximum heat loads with water temperature  $5^\circ\text{C}$  and wall temperature less than  $100^\circ\text{C}$



## 6 结论

为满足 HCPV 的散热需求,本文设计了混合烧结芯平板式环路热管,并系统研究了负荷、倾角、冷凝器参数对该热管启动运行的影响.研究表明:

(I) 热管水平放置时,功率从 10 W 到 280 W 之间能稳定运行,负荷调整后从响应到稳定的时间不超过 3 min. 负荷 280 W、热流密度  $35 \text{ W/cm}^2$  时的热阻约为  $0.1 \text{ }^\circ\text{C/W}$ ,热输运性能良好.最低启动负荷为 5 W,最低稳定运行负荷为 10 W,混合烧结芯设计使得热管低负荷下的启动性能良好.

(II) 蒸发器和储液器相对位置发生改变带来的影响最大,冷凝器相对高度发生改变时影响较小.蒸发器位置在储液器下方时,压损最大,启动最慢,稳定运行温度最高;冷凝器相对位置在蒸发器和储液器上方时,启动温度最低,但随着负荷增大,冷凝器相对位置对热管运行的影响逐渐减小.

(III) 低负荷启动时,通过减少冷凝器内冷却水流量,可提升热管反重力运行的启动能力.但为了防止蒸发器烧干现象提前到来,启动后遇到大负荷情况时,需增加冷凝器内冷却水流量.

### 参考文献(References)

- [1] He W, Chow T T, Ji J, et al. Hybrid photo-voltaic and thermal solar-collector designed for natural circulation of water [J]. *Applied Energy*, 2006, 83: 199-220.
- [2] Akbarzadeh A, Wadowski T. Heat pipe-based cooling systems for photovoltaic cells under concentrated solar radiation[J]. *Applied Thermal Engineering*, 1996, 16: 81-87.
- [3] Anderson W G, Dussinger P M, Sarraf D B, et al. Heat pipe cooling of concentrating photovoltaic cells [C]//Proceedings of the 33rd IEEE Photovoltaic Specialists Conference, PVSC'08. Piscataway: IEEE Press, 2008: 1-6.
- [4] Lu X Y, Hua Z Z, Liu M J, et al. Analysis of heat transfer of loop heat pipe used to cool high power LED [J]. *Sci China Ser E-Tech Sci*, 2009, 52(12): 3 527-3 532.  
鲁详友, 华泽钊, 刘美静, 等. 大功率 LED 冷却用回路热管传热性能分析[J]. *中国科学 E 辑: 技术科学*, 2009, 39(12): 1 944-1 948.
- [5] Zhang Xianfeng. Experimental investigation on the performance of loop heat pipe with flat evaporator[J]. *Chemical Industry and Engineering Progress*, 2012, 31(6): 1 200-1 205.  
张先锋. 平板式环路热管性能的实验[J]. *化工进展*, 2012, 31(6): 1 200-1 205.
- [6] Cheung K H, Hoang T, Ku J, et al. Thermal performance and operational characteristics of loop heat pipe (NRL LHP) [R]. Society of Automotive Engineers, 1998: 981813.
- [7] Singh R, Akbarzadeh A, Mochizuki M. Operational characteristics of a miniature loop heat pipe with flat evaporator [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2008, 47: 1 504-1 515.
- [8] Gai Dongxing, Liu Zhichun, Liu Wei, et al. Characteristics of temperature oscillation in miniature loop heat pipe with flat evaporator[J]. *CIESC Journal*, 2009, 60(6): 1 390-1 397.  
盖东兴, 刘志春, 刘伟, 等. 平板型小型环路热管的温度波动特性[J]. *化工学报*, 2009, 60(6): 1 390-1 397.
- [9] Pastukhov V G, Maidanik Yu F, Vershinin C V, et al. Miniature loop heat pipes for electronics cooling [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2003, 23: 1 125-1 135.
- [10] Baumann J, Cullimore B, Yendier B, et al. Non-condensable gas, mass, and adverse tilt effects on the start-up of loop heat pipes[R]. Society of Automotive Engineers, 1999: 1999-01-2048.
- [11] Zhang Weibao. Study on Heat Transfer Performance of LHP [D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2010.  
张伟宝. 环路热管的热输运性能研究[D]. 广州: 华南理工大学, 2010.
- [12] Zhang X, Huo J, Wang S. Experimental investigation on temperature oscillation in a miniature loop heat pipe with flat evaporator [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2012, 37: 29-36.
- [13] Zhang Hongxing, Lin Guiping, Ding Ting, et al. Experimental investigation on start-up performance of loop heat pipes [J]. *SCIENCE IN CHINA Ser. E Engineering & Materials Science*, 2005, 35(1): 17-30.  
张红星, 林贵平, 丁汀, 等. 环路热管启动特性的实验研究[J]. *中国科学 E 辑: 工程科学, 材料科学*, 2005, 35(1): 17-30.
- [14] Wang S, Huo J, Zhang X, et al. Experimental study on operating parameters of miniature loop heat pipe with flat evaporator [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2012, 40: 318-325.