

研究论文

平板型小型环路热管的温度波动特性

盖东兴, 刘志春, 刘 伟, 杨金国

(华中科技大学能源与动力工程学院, 湖北 武汉 430074)

摘要: 环路热管 (LHP) 是一种靠蒸发器内的毛细芯产生毛细力驱动回路运行, 利用工质相变来传递热量的高效传热装置。本文研制了一套小型平板式蒸发器、风冷式冷凝器的环路热管 (mLHP), mLHP 的毛细芯为 25 μm 不锈钢丝网, 工质为甲醇。蒸发器、冷凝器以及所有管路均由紫铜制成。研究了平板型 mLHP 在不同热负荷条件下的温度波动特性, 实验结果表明, mLHP 在 1.5~4 $\text{W}\cdot\text{cm}^{-2}$ 的热通量范围内容易发生温度波动; 还研究了倾角以及充灌量等对 mLHP 系统温度波动的影响, 并给出相应的合理解释。

关键词: 环路热管; 平板式蒸发器; 温度波动; 电子器件散热

中图分类号: TK 124

文献标识码: A

文章编号: 0438-1157(2009)06-1390-08

Characteristics of temperature oscillation in miniature loop heat pipe with flat evaporator

GAI Dongxing, LIU Zhichun, LIU Wei, YANG Jinguo

(School of Energy and Power Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, Hubei, China)

Abstract: Loop heat pipe (LHP) is a kind of heat transfer device whose operating principle is based on the evaporation and condensation of a working fluid, and uses the capillary pumping forces to ensure the fluid circulation. A series of tests were performed with a miniature loop heat pipe (mLHP) with flat evaporator and a fin-and-tube type condenser. The loop is made of pure copper with stainless mesh wick and with acetone as the working fluid. At some low heat loads, temperature oscillations were observed throughout the loop. Detailed study was conducted on the characteristics of temperature oscillation of the flat mLHP at heat fluxes from 1.5 $\text{W}\cdot\text{cm}^{-2}$ to 4 $\text{W}\cdot\text{cm}^{-2}$. The amplitude and frequency of the fluctuations were very high at evaporator wall and evaporator inlet, and the temperature oscillations of other sections had a smaller amplitude. The compensation chamber was found to be the most critical component of the mLHP, and its hydrodynamic state dictated the extent and characteristics of the temperature oscillations for the input heat load. The heat leaks from the evaporator to the compensation chamber, the heat loss to the surrounding and the subcooled liquid temperature dictated the vapor condition inside the compensation chamber, and the rate of vapor growth or dissipation dictated the nature of the temperature oscillation. The effects of liquid charging ratio and tilt angle on the temperature oscillation were studied in detail. With the increase of charging ratio, the zone of heat load in which temperature oscillation occurred narrowed but the amplitude became larger. With the increase of tilt angle, the amplitude increased while the frequency decreased, and the limit of heat load at which temperature oscillation occurred increased.

Key words: loop heat pipe; flat evaporator; temperature oscillation; heat dissipation of electronic apparatus

2008-10-27 收到初稿, 2009-02-08 收到修改稿。

联系人: 刘伟。第一作者: 盖东兴 (1981-), 男, 博士研究生。

基金项目: 国家自然科学基金项目 (50876035); 中国博士学位学科新进教师博士点基金项目 (20070487093)。

Received date: 2008-10-27.

Corresponding author: Prof. LIU Wei. E-mail: w_liu@hust.edu.cn

Foundation item: supported by the National Natural Science Foundation of China (50876035) and the Doctoral Program Fund for Youth Scholars of Higher Education of China (20070487093).

引 言

环路热管 (loop heat pipe, LHP) 是一种两相的高效传热装置, 能在小温差、长距离的情况下传递大量的热量。LHP 已在航天领域得到实际应用^[1-2], 随着科技的不断发展, LHP 正在向小型化、平板型、高热流、远距离的方向发展, 特别在民用的电子器件散热领域有着广阔的应用前景。与传统圆柱型 LHP 相比, 相同大小的平板型 LHP 可以增大与发热器件接触面积, 毛细芯受热更均匀, 能够更好发挥 LHP 的传热能力^[1]; 并且平板型蒸发器的温度梯度和工质流动的速度梯度夹角较小, 从场协同角度看, 平板型 LHP 比传统圆柱型 LHP 更有优势^[3]。

Maydanik 等^[4]做了大量圆柱形 LHP 实验研究发现, LHP 在某些工况下会出现温度波动现象, 机理比较复杂, 与系统透过毛细芯的背向漏热、通过边壁的侧壁导热、蒸发器储液腔向周围环境的散热、回流液体的过冷度、工质充灌量以及工质性质等有着密切的关系。平板型蒸发器的独特结构, 决定了其背向漏热和侧壁导热比圆柱形 LHP 更大, 从而导致更明显的温度波动^[4-8]。工质充灌量对 LHP 的运行有着很大影响^[9-10], 工质充灌量定义为 $\alpha = V_l / V_{total}$, V_l 为充入的工质的体积; V_{total} 为 LHP 系统内整个空腔体积, 包括蒸气槽道、毛细芯空隙、储液腔、蒸气管路、液体管路和冷凝器。本文将针对系统 50%、60%、70% 3 种充灌量进行实验对比, 从而得到平板型小型环路热管 (mLHP) 比较适合的充灌量范围。研究表明, 电子设备和电子器件失效率 70% 以上是由热引起的, 器件温度在 70~80℃ 水平上每增加 1℃, 可靠性就会下降 5%, 寿命也会大幅度降低^[4]。因此对电子器件散热提出了越来越高的要求, 本实验将控制蒸发器的壁面温度在 70℃ 以内, 以确保电子器件能够稳定运行。此外, 本文实验研究了重力倾角分别为 10°、50°、90° 条件下系统的温度波动情况, 并针对系统温度波动现象提出合理的解释。

1 平板型 LHP 实验系统

本实验系统是由 mLHP 系统、辅助加热系统、环境温度控制系统、数据采集系统组成。图 1 所示为平板型 mLHP 系统示意图, 由含有 25 μm 不锈钢丝网 (共 82 层) 多孔芯的平板型蒸发器 (具体

结构如图 2 所示)、蒸气管路、风冷管翅式冷凝器、液体管路组成, 蒸发器、冷凝器以及所有的管路均为紫铜制成, 其具体几何参数如表 1 所示。实验工质为甲醇 (纯度 99.5%)。充灌前系统真空度抽至 3.2×10^{-4} Pa, 然后将计算好的工质充入系统。温度测量系统采用 Keithley-2700 数据采集仪, 连接 12 个铜-康铜 T 型热电偶来检测系统各主要区域及环境的温度, 所有热电偶标定后测温误差为 ± 0.2 ℃, 各测点位置见图 1。辅助加热系统采用 2 根加热棒安装在 40 mm × 30 mm × 35 mm 的紫铜块内作为模拟热源, 通过调节变压器供给电热棒不同功率, 发热功率用精度为 ± 0.2 W 的功率表实时测量。模拟热源外层包裹厚 10 mm、热导率为 $0.012 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ 的纳米超效绝热材料。根据傅里叶导热定律知加热系统的热损失: $Q_{lost} = -M \Delta T / b$, λ 为保温材料的热导率; A 为加热器与保温材料接触面积; b 为保温材料厚度; ΔT 为保温材料内外壁的温差。采集温度的同时采集保温材料内外壁的温度, 从而可计算出在不同热通量下通过保温材料散失的热量。当最高热负荷为 120 W 时, 通过纳米保温材料的热量损失为 0.28 W, 因此采用纳米超效绝热材料后, 加热时基本不需要相应提高功率予以补偿, 加热系统相对误差低于 0.3%。

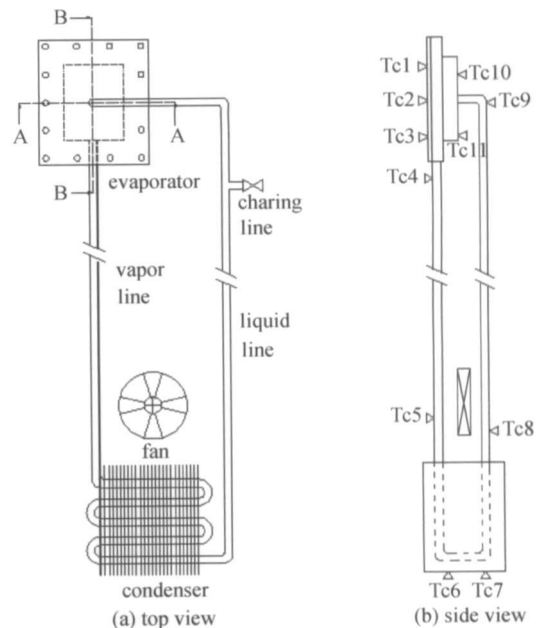


图 1 小型平板式 LHP 实验系统简图

Fig 1 Schematic diagram of mLHP

Tc1~Tc11—position of thermocouples

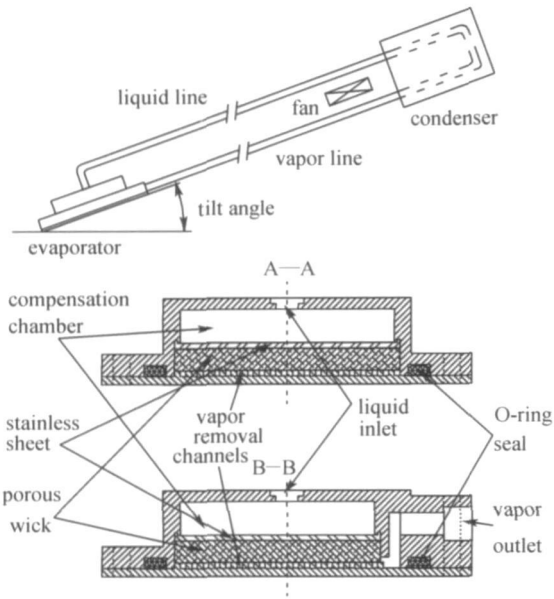


图 2 蒸发器结构简图

Fig 2 Schematic diagram of evaporator

表 1 小型平板式 LHP 实验系统结构参数

Table 1 Geometric characteristics of experimental mLHP

Parameter	Value/mm
evaporator	
active heated zone	
thickness	1.5
length/width	40/30
groove thickness	1
fin width	1×1
fin number	18×15
wall thickness	1.5
stainless sheet thickness	0.5
compensation chamber	34.5×30×6
porous wick	36.5×30×4
vapor line	
diameter(O/I)	6/4
length	320
liquid line	
diameter(O/I)	6/4
length	530
condenser	
diameter(O/I)	6/4
length	810
fin thickness	0.05
fin length/width	100/20
fan rotate speed	3000 r·min ⁻¹

2 实验结果及讨论

实验表明平板式 mLHP 在某些工况下存在温度波动现象，mLHP 温度波动是系统内部工质流

动发生波动的外在表现。现有的实验结果可以按照波动幅度和频率的差异，将 mLHP 的温度波动分为 3 类：①小波幅 (< 1℃)，高频率；②小波幅 (< 2℃)，大周期 (达几分钟)；③大波幅 (可达 10℃)，大周期 (可达十几分钟)^[4]。温度波动除了和加入热负荷有关，还受到工质充灌量以及系统倾角的影响。另外发生温度波动热负荷的上下限也与 mLHP 的倾角以及充灌量有密切的联系^[4, 11-15]。

2.1 加热功率对温度波动的影响

实验发现，本文研究的平板型 mLHP 系统出现温度波动的热通量集中在 $1.5 \sim 4 \text{ W} \cdot \text{cm}^{-2}$ 之间。以倾角为 10° ，充灌量 60% 的系统为例，系统在热负荷低于 18 W ($q = 1.5 \text{ W} \cdot \text{cm}^{-2}$) 以及高于 48 W ($q = 4 \text{ W} \cdot \text{cm}^{-2}$) 情况下，能够稳定运行，未出现温度波动现象。当热负荷为 24、30、36 W 时，系统均出现明显的温度波动现象，如图 3 所示。mLHP 各区域的温度波动是同步的，但不同区域的温度波动波幅 (本文温度波动的波幅、周期和频率均取相邻几个周期内的平均值) 相差较大：蒸发器入口处的温度波动波幅最大，其次是蒸发器的其他部位温度波幅，而冷凝器区域温度波动最小。由图可知，系统在不同热通量下温度波动的周期和波幅相差很大：倾角为 10° ，充灌量为 60% 时，当 $Q = 24、30、36 \text{ W}$ 时， $T_{\text{evap-wal}}$ 波动的波幅分别为 7.27、8.08、8.46℃，周期分别为 392、415、540 s。由此可见，随着热负荷的增加，系统温度波动的周期和波幅都随之增大，但是当 $Q = 42 \text{ W}$ ，温度波动基本消失。另外，mLHP 系统在 $Q = 24、30 \text{ W}$ 时，温度波动周期和波幅基本是恒定的，而在 $Q = 36 \text{ W}$ 时，温度波动在启动以后幅值随着时间推移而逐渐减小，但周期基本不变，较长时间后，波动的周期和波幅才稳定。mLHP 在倾角 10° ，充灌量 60% 工况下， $Q = 36 \text{ W}$ 时，温度波动达到最强烈，热负荷远离此值，温度波动减弱，直至消失。出现这种情况的原因是：当热负荷较小时，蒸发器透过毛细芯的背向导热以及侧壁导热使得储液腔内发生汽化，由于蒸发量较小而推力较小，同时冷凝器只需要很小一部分便可完全冷却蒸气，大量的液体储存在冷凝器管路中，蒸发器补偿腔内液体含量相对较少，而汽泡含量相对较大；当热负荷增大时，蒸发器将产生更多蒸气，蒸气将冷凝器内的液体压入储液腔，回流的过冷液体将湮灭储液腔内的汽泡；同时，由于热负荷的增加导致

蒸发器向储液腔的背向导热和侧壁导热加大而利于汽泡产生, 所以此时汽泡的产生与湮灭将是一个动态过程, 导致系统发生温度波动; 随着热负荷进一步增加, 蒸发器储液腔内的汽泡将进一步减少, 当整个储液腔都被液体占据后, 系统处于相对稳定状态, 不再出现温度波动现象。

2 2 倾角对温度波动的影响

倾角的变化对系统温度波动也有一定的影响, 图 3 (b) 和图 4 (a)、(b) 是系统充灌量为 60%, 加热功率为 30 W, mLHP 在不同倾角下的启动运行情况。当 θ 分别为 10° 、 50° 、 90° 时, $T_{\text{evap-wall}}$ 波动波幅分别为 8.08、4.93、6.03 $^\circ\text{C}$, 周期分别为 415、148、210 s。由此可知, 系统在 50° 倾角时温度波动波幅最小, 周期最短, 而 10° 倾角的时候波动周期最长, 波幅最大。同时, 倾角 10° 和 50° 的情况下, 温度波动为等幅波动, 而在倾角 90° 情况下, 温度波动为变幅波动。说明倾角的改变也就是重力场的改变, 系统的温度波动情况将随之改变。其原因是: 随着倾角的增大, 由于重力作用使得蒸发器储液腔内液体质量增加, 从而增大了储液腔内工质的热容, 减小了背向漏热和侧壁导热的影响, 这是倾角增大系统温度波动相对减弱的原因; 另一方面, 倾角的增大同时改变了储液腔内液体和汽泡的分布, 汽液分布状态的改变将改变背向漏热和侧壁导热对储液腔的影响。例如, 倾角为 50° 时, 储液腔内液体能够覆盖整个毛细芯, 所以, 透过毛细芯的背向漏热由液体吸收, 所以系统的温度波动相对较小; 倾角为 90° 时, 储液腔内的汽液两相垂直分布, 所以有部分蒸气将直接吸收背向漏热, 汽泡热容与液体相比很小, 受热很容易膨胀, 从而容易引起系统温度波动, 所以虽然与 50° 倾角相比, 90° 倾角时储液腔内的工质的热容更大, 但是其温度波动并没有减小。

2 3 充灌量对温度波动的影响

图 3 (a) 和图 5 (a)、(b) 为角度 10° , 加热功率为 24 W, 不同充灌量下的启动运行情况。当充灌量分别为 50%、60%、70% 时, $T_{\text{evap-wall}}$ 波动波幅分别为 2.81、7.27、12.54 $^\circ\text{C}$, 周期分别为 605、392、540 s。可见, 在相同倾角及相同热负荷下, 随着充灌量的增加, 系统的温度波动更加剧烈, 其原因是: 在相同的倾角下, 充灌量对蒸发器储液腔内的汽液分布影响较小, 即储液腔的热容相差不大, 但随着充灌量的增加, 系统需要更高的蒸气压力来驱动工质循环, 运行压力的提高使得蒸发器的温度随之升高, 也增大了蒸发器背向漏热和侧壁导热效应, 从而使得储液腔接受更多的热量, 所以在相同的倾角及热负荷条件下, 充灌量大的系统温度波动更加剧烈。

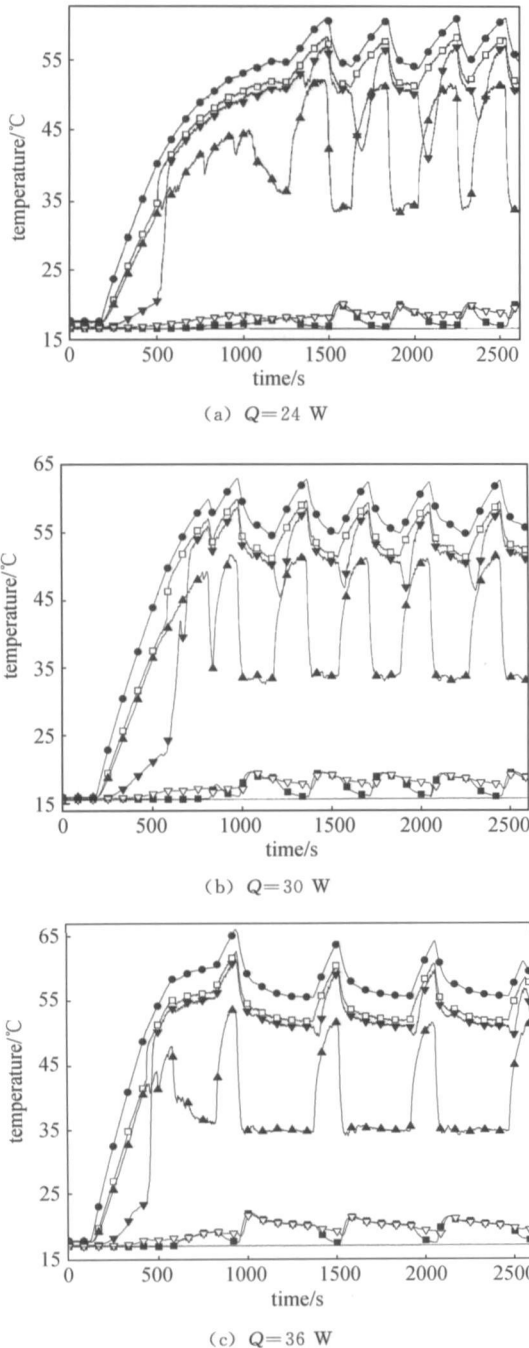
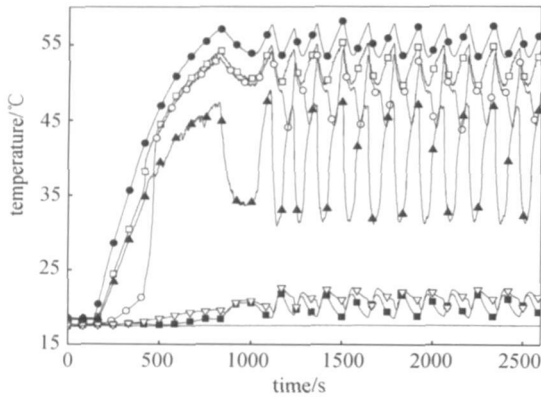


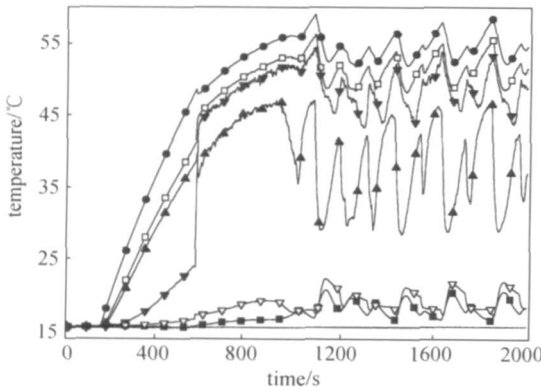
图 3 角度 10° 、充灌量 60% 下 mLHP 启动运行情况

Fig 3 Start-up of mLHP at $\theta = 10^\circ$, $\alpha = 60\%$

● evap-wall; □ evap-out; ▼ cond-in; ▲ evap-in;
 ▼ cond-out; ■ cond-fin; — air



(a) $\theta=50^\circ$

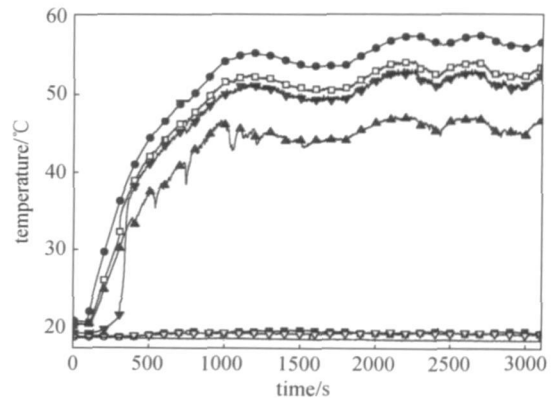


(b) $\theta=90^\circ$

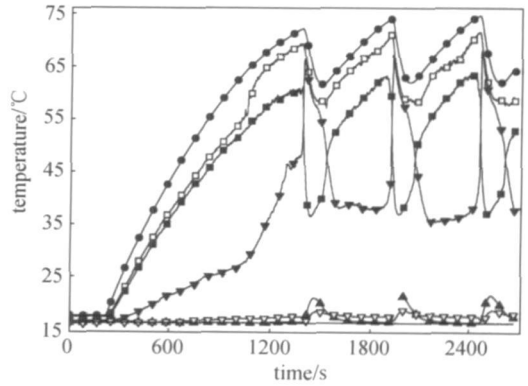
图 4 充灌量 60%、30 W 下 mLHP 启动运行情况

Fig 4 Start-up of mLHP at $\alpha=60\%$, $Q=30\text{ W}$

● evap-wall; □ evap-out; ▼ cond-in; ▲ evap-in;
 ▼ cond-out; ■ cond-fin; — air



(a) $\alpha=50\%$



(b) $\alpha=70\%$

图 5 角度 10° 、24 W 下 mLHP 启动运行情况

Fig 5 Start-up of mLHP at $\theta=10^\circ$, $Q=24\text{ W}$

● evap-wall; □ evap-out; ■ cond-in; ▼ evap-in;
 ▼ cond-out; ▲ cond-fin; — air

2.4 变工况运行时温度波动现象研究

由于 mLHP 系统在较低和较高热负荷条件下没有温度波动现象，所以整个变工况过程可以分为：低热流稳定运行区 (I)、温度波动区 (II)、高热流稳定运行区 (III)。实验发现，当系统从低热流和高热流不同方向到达温度波动区时，系统在相同热负荷条件下温度波动的波幅和频率并不相同。如图 6、图 7 所示，与从低热负荷加热到发生温度波动的热负荷相比，从高热负荷进入发生温度波动区时，温度波动将更加剧烈，波动的波幅和频率可能同时增大。其原因是：系统从高热负荷降到发生温度波动的热负荷时，液体回流量将会减少，冷凝器管路内液体量增多，而蒸发器储液腔内将开始有气泡产生，同时蒸发器壁面、毛细芯等将释放部分热容，释放的热容将加速气泡生长以及增加储液腔内气泡含量，使得系统震荡更加剧烈；而在从

低热负荷进入温度波动区时，蒸发器壁面以及毛细芯吸收部分热量而增大热容，同时液体回流量增加，储液腔内气泡含量减少，但其减少的速度相对较慢，所以温度波动相对于从高热负荷进入温度波动区的时候小。另外，对于充灌量越小倾角越小的 mLHP 系统，其从高热负荷和低热负荷到达某一发生温度波动热负荷时，其温度波动差异越大，原因是：小倾角小充灌量的系统其储液腔内工质较少，更容易受到蒸发器自身释放热容的影响。所以得到以下结论：储液腔内气泡的生长或者湮灭的速度决定了系统温度波动的剧烈程度。

另外，系统的温度波动一旦发生，mLHP 系统很难自行将其减弱，所以，虽然蒸发器及毛细芯热容的改变对温度波动的影响是短暂的，但是波动衰减很慢。

2.5 充灌量、倾角对温度波动区上下限影响 平板型 mLHP 系统发生温度波动的热负荷上

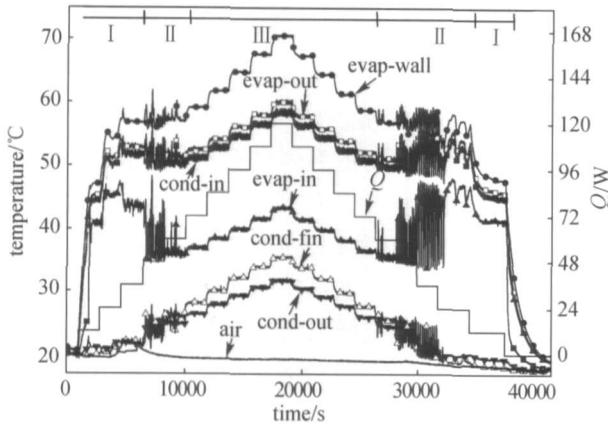


图 6 角度 10°、充灌量 50% 下 mLHP 变工况运行
Fig. 6 Performance tests of mLHP at power cycles ($\theta=10^\circ, \alpha=50\%$)

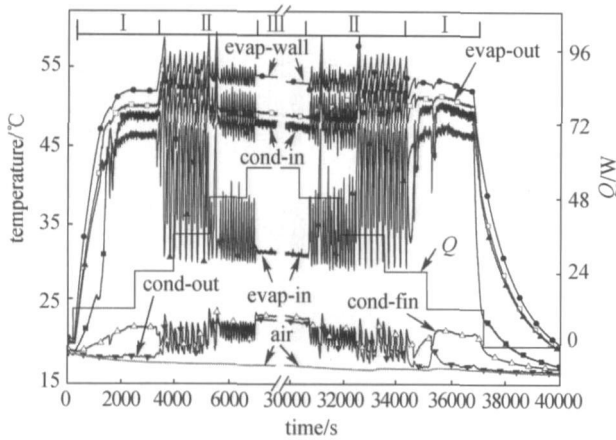


图 7 角度 90°、充灌量 60% 下 mLHP 变工况运行
Fig. 7 Performance tests of mLHP at power cycles ($\theta=90^\circ, \alpha=60\%$)

表 2 不同工况下 $T_{\text{evap-wall}}$ 波动的振幅与周期
Table 2 Amplitude and periods of oscillations of $T_{\text{evap-wall}}$ at different operation conditions

Operation condition	Amplitude/ °C	Period/ s
10°, 60%		
18 W	4.05	320
24 W	7.27	392
30 W	8.08	415
36 W	8.46	540
50°, 60%		
24 W	3.73	135
30 W	4.93	148
36 W	5.49	198
90°, 60%		
24 W	4.85	212
30 W	6.03	210
36 W	1.34	64
42 W	1.65	75
10°, 50%		
24 W	2.81	605
36 W	2.42	114
48 W	1.32	55
50°/90°, 50%	no obvious oscillation	
10°, 70%		
12 W	1.07	52
24 W	12.54	540
50°, 70%		
12 W	7.82	258
24 W	8.3	290
36 W	11.1	520
90°, 70%		
24 W	6.32	218
36 W	7.66	162

下限受到工质充灌量、系统倾角的影响。表 2 为本实验所有发生温度波动的工况及温度波动波幅和周期统计表。

(1) 充灌量的影响 由表 2 可知, 在相同倾角情况下, 系统在不同充灌量下发生波动的热负荷的范围相差较大。以 10° 倾角为例, α 为 50% 发生波动的热负荷为 24~48 W, α 为 60% 时为 18~36 W, 而 α 为 70% 时则只在 12~24 W 出现温度波动, 可见随着充灌量的增加, 系统发生温度波动的热负荷上下限随之降低, 发生温度波动的热负荷的区间范围也在减小。其原因是: 温度波动的发生取决于蒸发器储液腔内的汽液比的变化率, 当汽液比达到某个临界值后再增加热负荷汽液比将打破平衡, 便会产生温度波动, 随着热负荷的增加汽泡含量减少而液体量增加, 在某一个汽液比其波动会达

到最剧烈, 进一步增大热负荷, 系统的波动会随之减弱, 最后当液体全部占据储液腔后, 系统将不再发生温度波动。当系统在相同的倾角下被加热, 随着热负荷的增加, 蒸气将液体从冷凝器推向蒸发器储液腔, 在大充灌量下储液腔内汽液两相将先达到发生温度波动的汽液比, 所以在较小热负荷条件下, 高充灌量的 mLHP 首先发生温度波动, 而小充灌量的系统在较大的热负荷条件下储液腔才达到相应的汽液比发生温度波动。另外, 充灌量大的系统运行的温度更高, 需要推开较长的冷凝管路来冷却蒸气, 从而将冷凝器管路内的液体推入蒸发器储液腔, 所以对于充灌量大的系统, 在较低的热负荷下蒸发器储液腔已基本充满液体, 此后系统将不再有温度波动。

综上所述, 增加充灌量可以降低发生温度波动

的上下限, 以及抑制系统发生温度波动的范围, 即大充灌量发生温度波动的概率较小, 但是一旦发生温度波动, 波幅可能很大 (比如在 10° - 70° - 24 W 时, 波幅达 12.54°C) 且周期很长。

(2) 倾角的影响 倾角的改变对发生温度波动的热负荷范围也有明显的影响。以 60% 充灌量为例, θ 为 10° 时系统在 $18\sim 36$ W 均发生了波动; θ 为 50° 时, $24\sim 36$ W 发生了波动; θ 为 90° 时, $24\sim 42$ W 发生了波动。可见倾角的增大使系统发生温度波动的热负荷的上下限升高, 原因是在相同的充灌量和热负荷下, 倾角为 10° 时, 蒸发器储液腔内的液体量相对较少, 其热容也最小, 在背向导热以及侧壁导热的影响下, 储液腔内的汽液比将达到波动范围, 而倾角较大的系统, 由于储液腔内工质的热容较大, 所以需要在较大的热负荷时才达到发生温度波动的汽液比。倾角较大时, 系统发生温度波动的热负荷上限也有所增加, 是由于系统在大倾角下运行的温度较高而使得背向漏热及侧壁导热较多, 从而导致系统需要更高的热负荷产生更高的压力将冷凝器的液体压入蒸发器储液腔来湮灭汽泡, 此外也和此时的储液腔内的汽液分布情况有关, 由于系统在大倾角情况下, 汽泡将在储液腔的顶部聚集, 毛细芯将有较大的区域直接和汽泡接触, 加剧了汽液两相的波动。

温度波动是工质充灌量、系统倾角、加热负荷、系统结构、回流液的过冷度以及工质特性等共同作用的结果, 其机理比较复杂, 在实际工程应用中, 当某些设备要求精密控温时, 温度波动的出现十分有害, 因此, mLHP 温度波动的研究是非常必要和有意义的。

3 结 论

本文通过实验研究了以不锈钢丝网为毛细芯的平板式铜-甲醇 mLHP 的温度波动特性, 得到如下结论。

(1) mLHP 系统的温度波动的热负荷集中在 $18\sim 48$ W (热通量为 $1.5\sim 4$ $\text{W}\cdot\text{cm}^{-2}$), 而在热负荷低于 18 W 和高于 48 W 条件下没有温度波动现象。

(2) mLHP 进入温度波动区后, 随着热负荷的增加, 系统温度波动周期和波幅都随之增大, 当达到某一个热负荷时波动达到最剧烈, 然后随着热负荷的增加, 波动很快减小, 直至消失。

(3) 与从低热负荷加热到发生温度波动的热负荷相比, 从高热负荷进入发生温度波动区时, mLHP 的温度波动更剧烈。

(4) 在相同倾角及热负荷条件下, mLHP 系统在大充灌量工况下的温度波动更加剧烈。

(5) 在相同倾角条件下, 随着充灌量的增加, mLHP 系统发生温度波动热负荷上下限随之降低, 发生温度波动的热负荷区间范围减小。

(6) 在相同的充灌量及热负荷条件下, mLHP 系统在较大的倾角时温度波动的波幅小, 周期短; 而在较小的倾角情况下, 温度波动波幅大, 周期长。

(7) 随着倾角的增大, mLHP 系统发生温度波动热负荷上下限随之升高, 但区间范围变化不大。

符 号 说 明

- Q ——热负荷, W
- q ——热通量, $\text{W}\cdot\text{cm}^{-2}$
- T ——温度, $^{\circ}\text{C}$
- α ——系统工质充灌量, % (体积)
- θ ——倾角, $(^{\circ})$
- λ ——热导率, $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$

下角标

- air——环境空气
- cond fin——冷凝器翅片
- cond in——冷凝器入口
- cond out——冷凝器出口
- evap in——蒸发器入口
- evap out——蒸发器出口
- evap wall——蒸发器加热壁面

References

- [1] Maydanik Y F. Loop heat pipes. *Applied Thermal Engineering*, 2005, 25 (6): 635-657
- [2] Stephane Launay, Valerie Sartre, Jocelyn Bonjour. Parametric analysis of loop heat pipe operation: a literature review. *International Journal of Thermal Sciences*, 2007, 46: 621-636
- [3] Liu Z C, Liu W, Nakayama A. Flow and heat transfer analysis in porous wick of CPL evaporator based on field synergy principle. *Heat and Mass Transfer*, 2007, 43: 1273-1281
- [4] Vershinin S V, Maydanik Y F. Investigation of pulsations of the operating temperature in a miniature loop heat pipe. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2007, 50: 5232-5240

- [5] Ku J, Ottenstein L, Kobel M, Rogers P, Kaya T. Temperature oscillations in loop heat pipe operation. *AIP Conference Proceedings*, 2001, 552 (1): 255-262
- [6] Singh R. Thermal control of high powered desktop and laptop microprocessors using two-phase and single phase loop cooling systems [D]. Australia: RMIT University, 2006
- [7] Cheung K H, Hoang T T, Ku J, Kaya T. Thermal performance and operational characteristics of loop heat pipe (NRL LHP) // Proceedings of the 28th International Conference on Environmental Systems. Danvers, MA, USA, 1998
- [8] Randeep Singh, Aliakbar Akbarzadeh, Masataka Mochizuki. Operational characteristics of a miniature loop heat pipe with flat evaporator. *International Journal of Thermal Sciences*, 2008, 47: 1504-1515
- [9] Chen Yuming, Groll Manfred, Mertz Rainer, Maydanik Y F, Vershinin S V. Steady-state and transient performance of a miniature loop heat pipe. *International Journal of Thermal Sciences*, 2006, 45: 1084-1090
- [10] Joung Wukchul, Yu Taeu, Lee Jinh. Experimental study on the loop heat pipe with a planar bifacial wick structure. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2008, 51: 1573-1581
- [11] Goncharov K A, Kotlyarov E Y, Smirnov F Y. Investigation of temperature fluctuation in loop heat pipes. SEA, 1994: Paper No 941577
- [12] Kaya T, Ku J. Thermal operational characteristics of a small loop heat pipe. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 2003, 17 (4): 464-470
- [13] Zhang Hongxing (张红星), Lin Guiping (林贵平), Ding Ding (丁汀). The experimental investigation of the startup of loop heat pipe. *Science in China, Ser. E (中国科学 E 辑)*, 2005, 35 (1): 17-30
- [14] Chu C I, Wu S C, Chen P L, Chen Y M. Design of miniature loop heat pipe. *Heat Transfer Asian Research*, 2003, 33 (1): 42-52
- [15] Riehl R R, Siqueira T C. Heat transport capability and compensation chamber influence in loop heat pipes performance. *Applied Thermal Engineering*, 2006, 26 (11): 1158-1168