第 30 卷第 12 期 工 程 热 物 理 学 报 Vol.30, No.12
2009 年 12 月 JOURNAL OF ENGINEERING THERMOPHYSICS Dec., 2009

平板式 mLHP 的仿真与实验研究

盖东兴 刘志春 杨金国 刘 伟

(华中科技大学能源与动力工程学院，湖北 武汉 430074)

摘 要 环路热管是一种靠蒸发器的毛细芯产生毛细力来驱动回路运行，利用工质相变来传递热量的高效传热装置．本文研制了一套不锈钢外壳，以氨为工质的小型平板式环路热管 (mLHP)，并着重研究其在不同热负荷条件下启动特性及变工况条件下的稳定运行特征，通过对平板 mLHP 运行机制理论分析，建立了合理的数学物理模型，实现了对整个系统动态仿真．实验结果表明，小型平板式 mLHP 可以在不同热流密度下快速启动，并具有良好的适应变热负荷能力．实现了平板式 mLHP 系统中各个主要节点的压力、温度和流量的动态仿真，与实验数据对比，仿真结果和实验数据吻合较好，加深了对 LHP 系统运行机理的理解．通过实验和动态仿真结果对系统结构进行优化，为应用在电子器件散热的高效率平板式 mLHP 系统的设计与优化提供依据．

关键词 环路热管；平板式蒸发器；实验研究；系统仿真

中图分类号: TK124 **文献标识码**: A **文章编号**: 0253-231X(2009)12-2105-05

EXPERIMENTAL STUDY AND SYSTEM SIMULATION OF MINIATURE LOOP HEAT PIPE WITH FLAT EVAPORATOR

GAI Dong-Xing LIU Zhi-Chun YANG Jin-Guo LIU Wei

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

Abstract Loop heat pipe (LHP) is a heat transfer device which operating principle is based on the evaporation and condensation of a working fluid, and which use the capillary pumping forces to ensure the fluid circulation. A miniature loop heat pipe (mLHP) made of stainless steel and ammonia as the working fluid is developed to study the start-up performance with different heat loads and the operating characteristics under step power cycles. And a mathematical model is developed to simulate the transport performance of the mLHP system by analyzing the operation mechanism of the mLHP. The experimental results show that the mLHP could achieve steady state in very short time at different heat loads and the response to the step power is speedy. The simulation of the system shows that the changes in pressure, temperature and mass-flux rate with the time of each zone of mLHP successfully and the simulated results fit for the experimental results very well. With the experimental and simulated results, the physical mechanism of transport process of mLHP with a flat evaporator is verified. The results of experiment and simulation are useful to design and optimize the structure of an mLHP, and used of heat dissipation of electronic apparatus.

Key words loop heat pipe; flat evaporator; experimental investigation; system simulation

0 引 言

环路热管是一种靠蒸发器的毛细芯产生毛细力驱动回路运行，利用工质的蒸发和冷凝来传递热量的高效传热装置。LHP 于 1972 年诞生于俄罗斯，随着科技的发展，LHP 正在向着小型化、平板型和高热流、远距离的方向发展 [1]。与传统的圆柱型 LHP 相比，相同大小的平板型 LHP 可以增大与发热器件相接触的有效面积，更好地发挥 LHP 的传热能力。同时，平板型的 LHP 的蒸发器内的温度梯度和工质的流动速度梯度夹角较小，场协同性好，从场协同角度看，平板型 LHP 比传统圆柱型 LHP 更有优势 [2]。国内外虽然已经对 LHP 进行了广泛深入的研究，但是 LHP 系统小型化之后的运行特征和机理还有很多尚待解决的问题．本文将研制一套小型的平板 mLHP 并对其系统进行仿真，以更好地研究平板型 LHP 的运行特性。

收稿日期: 2008-12-12; **修订日期**: 2009-11-06

基金项目: 国家重点基础研究发展计划资助项目 (No.2007CB206903); 国家自然科学基金资助项目 (No.50721005); 中国博士点学科新进教师博士点基金 (No.20070487093)

作者简介: 盖东兴 (1981-)，男，山东莱阳人，博士研究生，主要从事新型卫星热控，电子器件散热方面的研究．

© 1994-2012 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

1 实验系统

实验系统是由 mLHP 系统、辅助加热系统、冷源系统、数据采集系统等组成，图 1 所示为小型平板 mLHP 系统的示意图，该系统由一个含有不锈钢毛细芯的平板式蒸发器、蒸汽管路、盘管式冷凝器、液体管路和过冷器组成，实验工质为高纯氨 (纯度 99.995%)，充灌前系统真空度抽至 4.3×10^{-4} Pa，工质充灌量为 55%. 温度测量系统用 Keithley-2700 数据采集仪，15 个铜 – 康铜 T 型热电偶来检测系统主要区域温度，热电偶标定后测温误差在 ±0.2°C，各测点位置如图 1 中三角形所示. 实验中采用 3 根加热棒安装在 ϕ30 mm×40 mm 的紫铜圆柱内作为模拟热源，通过调节变压器供给电热棒不同功率，其发热功率用功率表测量. 模拟热源以及蒸发器外包裹厚 10 mm 导热系数为 0.012 W/(m·K) 的纳米超效绝热材料. 采集温度同时采集保温材料内外壁的温度，通过测量结果计算得，加热系统的相对误差低于 0.3%. 冷源系统为一台冷水机组，以 50%乙二醇水溶液为冷媒水，可以提供 -20°C 以上的温度. mLHP 冷凝器由一块冷板组成，其管路长度为 1150 mm，蒸发器以及所有管路均为 316 不锈钢制成，其具体的几何参数如表 1 所示. 整个系统保温良好，实验时整个系统处在同一水平面.

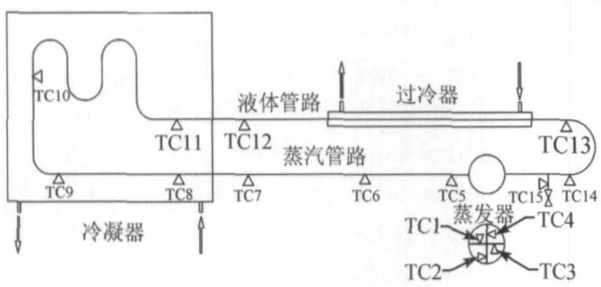

图 1 平板式 mLHP 系统简图

Fig. 1 Schematic of the mLHP system

表 1 平板式 mLHP 的结构参数表

Table 1 Geometric characteristics of the mLHP

毛细芯		蒸发器	
直径 (mm)	40	直径 (mm)	43
厚度 (mm)	4	厚度 (mm)	12
孔径 (μm)	3~5	壁厚 (mm)	1.5
孔隙率	65%	储液腔高度 (mm)	4
材料	镍粉	材料	不锈钢
蒸汽管路		**液体管路**	
外径 (mm)	3	外径 (mm)	3
内径 (mm)	2	内径 (mm)	2
长度 (mm)	412	长度 (mm)	655
材料	不锈钢	材料	不锈钢

2 仿真模型

2.1 系统整体分析

基于小型平板式 LHP 的结构特点，结合系统的运行特征，将整个系统分为蒸发器区 (包括蒸发器的上壁面，蒸汽槽道，毛细芯，集液腔及下壁面)、冷凝器 (包括过热区，两相区，过冷区) 及蒸汽管道和液体管道四大部分，每个部分取多个特征点 (蒸发器 10 个节点，冷凝器 12 个节点，蒸汽管道和液体管道各 3 个节点)，通过各个特征点温度、压力以及质量流量的仿真从而了解整个 LHP 系统的运行特征.

系统仿真的前提假设：

(1) 液体工质密度不随温度、压力变化；

(2) 相变发生在多孔芯上表面；

(3) 蒸汽管道和液体管道绝热良好.

2.2 系统热平衡分析

2.2.1 单位时间内工质的蒸发量与冷凝量 开始加热后，蒸发器内不能马上产生蒸汽，当毛细芯上表面加热到相变温度后才开始产生蒸汽，蒸发器单位时间产生的蒸汽量由式 (1) 修正后的 Hert-Kundson-Langmuir 公式 [3] 求得：

$$\dot{m}_e = \varepsilon A_w \sqrt{\frac{M}{2\pi R T_{e,\mathrm{sat}}}} \left[a_e p_s\left(T_{e,\mathrm{sat}}\right) - a_c p_v\right] \tag{1}$$

式中，$a_e = a_c = \dfrac{V^*}{V^g} \cdot \exp\left(-\dfrac{E_0}{k_b T^*}\right)$，其中，$\varepsilon$ 为毛细芯孔隙率，A_w 为毛细芯上表面积，V^*, V^g 为界面处和界面上方气体自由容积.

单位时间内的冷凝量可以用式 (2) 的 Kucherov-Rikenglaz 公式 [3] 求得：

$$\dot{m}_c = A_{\mathrm{con}} \sqrt{\frac{1}{2\pi R_g T_{c,\mathrm{sat}}}} \left[p_l - p_s\left(T_{c,\mathrm{sat}}\right)\right] \tag{2}$$

式中，A_{con} 为冷凝区域的面积；$T_{c,\mathrm{sat}}$ 为冷凝器中汽液界面的温度.

系统稳定运行时，单位时间内产生的蒸汽质量等于单位时间内的冷凝量. 在某些运行工况下，蒸发器集液腔内会有汽泡产生，这种情况将导致系统运行不稳定，严重时可能使蒸发器出现 “烧干”，式 (3) 为单位时间内产生或消失的汽泡质量 [4]：

$$\dot{m}_{\mathrm{bub},v} = A_{\mathrm{bub}} \sqrt{\frac{1}{2\pi R_v T_{\mathrm{cc}}}} \left[p_s(T_{\mathrm{cc}}) - p_{\mathrm{cc}}\right] \tag{3}$$

$$p_{\mathrm{cc}} = p_s(T_e) - (\Delta p_{\mathrm{loop}} - \Delta p_w) \tag{4}$$

式中，T_{cc}，$p_s(T_{\mathrm{cc}})$ 是蒸发器集液腔中液体的温度及其对应的饱和压力，p_{cc} 是集液腔中液体实际压力.

© 1994-2012 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

蒸发器集液腔内的蒸汽质量与液体质量相比很小，可以忽略不计，则集液腔内流体的质量变化可以表示为：$\dot{m}_{cc} = -\dot{m}_{bub,v}\rho_l/\rho_v$，这一质量的变化量对应于被汽泡替代的那部分液体，则系统内液体的质量流率可由式 (5) 给出：

$$\dot{m}_l = m_v - \frac{\rho_l}{\rho_v} A_{bub}\sqrt{\frac{1}{2\pi R_v T_{cc}}}\left[p_s(T_{cc}) - p_{cc}\right] \quad (5)$$

系统在可承受的热负荷范围内稳定运行情况下，单位时间内产生的蒸汽质量等于单位时间内冷凝量，当外界热负荷超过系统运行极限时，回流液无法带走加在蒸发器表面的热量，则蒸发器的背向漏热及侧壁导热加剧，从而使得蒸发器集液腔也达到相变温度而产生气泡，气泡的聚集或长大将阻碍液体回流，从而加快了系统崩溃。

2.2.2 节点热平衡方程　对系统各节点进行热平衡分析，可得出各节点温度关于时间的一个微分方程组 (6)，求解此方程组便可得出各节点的温度 [4]。

$$M_i c_{p,i}\frac{dT_i}{dt} = \sum_{j=1}^{N} C_{ji}(T_j - T_i) + \sum_{j=1}^{N} H_{ji}(T_j - T_i) + \sum_{j=1}^{N} F_{ji}(T_j - T_i) + Q_i \quad (6)$$

(1) 非稳态项：M_i 是 i 节点所代表的质量，$c_{p,i}$ 是节点的比定压热容；

(2) 热传导项：$C_{ji} = \frac{k_{ji}A_{ji}}{L_{ji}}$，$k_{ji}$ 是节点 i，j 之间的热传导率，A 是传热有效面积，L 指有效长度；

(3) 对流换热项：$H_{ji} = h_{ji}A_{ji}$，h_{ji} 是节点 i，j 之间的对流换热系数；

(4) 流动热容项：$F_{ji} = m_{ji}c_{p,f}$，m_{ji} 是从节点 j 流向 i 的工质的质量流率，$c_{p,f}$ 是流体的比定压热容；

(5) 热源项 Q_i(W)：Q_h 为外加热负荷，Q_e 和 Q_c 分别为蒸发和冷凝时的相变潜热。

2.3 系统压力损失分析

系统总压降由液体回路压降与蒸汽回路压降组成，依次经过相应的压力损失，压力从最高点降至最低点，为保证系统内工质的流动循环，此压差将由毛细抽力来平衡。

$$\Delta p_{loop} = \Delta p_{vapor} + \Delta p_{liquid} \leqslant \frac{2\sigma}{r_w} \quad (7)$$

液体回路压降与蒸汽回路压降又分别由式 (8) 各部分压降组成：

$$\Delta p_{vapor} = \Delta p_{v,e} + \Delta p_{v,p} + \Delta p_{v,con} \quad (8a)$$

$$\Delta p_{liquid} = \Delta p_{l,p} + \Delta p_{l,cc} + \Delta p_{l,exp} + \Delta p_{w,e} \quad (8b)$$

其中，$\Delta p_{v,e}$，$\Delta p_{v,con}$，$\Delta p_{v,p}$ 分别表示蒸汽在蒸发器内流动压损，从蒸发器流入蒸汽管路的收缩压损和蒸汽在蒸汽管路内流动压损。$\Delta p_{l,p}$，$\Delta p_{l,exp}$，$\Delta p_{l,cc}$，$\Delta p_{w,e}$ 分别表示液体在管路流动压损，液体流入蒸发器入口压损，液体在集液腔内流动压损以及液体流经毛细芯的压力损失。以上压力损失均可按相应公式求得。其中毛细芯上表面相变区及冷凝器内两相区都处在工质饱和线上，其饱和压力与饱和温度关系由式 (9)Antoine 公式 [5] 确定：

$$p_s(T_s) = 101325\cdot\exp\left(10.442 - \frac{2122.8}{T_s} - \frac{91957.2}{T_s^2}\right) \quad (9)$$

式中，$p_s(T_s)$ 为饱和温度 T_s 对应的饱和压力，Pa。

3 实验及仿真结果

mLHP 的启动性能是衡量其优劣的主要标准之一。图 3 为环境温度为 19°C，冷源温度为 -10°C 时，系统在热流密度 3 W/cm^2、5 W/cm^2、7 W/cm^2 的启动图。由图可知，热流密度越高，mLHP 启动越快，而蒸发器加热壁面和蒸汽管路对应温度越高，这是因为热流密度大时，蒸发器毛细芯能够更快达到相变温度，所以启动时间相对较短，同时，由于系统产生的蒸汽量增加，系统的压力降增大，相对应系统需要产生更大的毛细力来平衡，根据 Laplace 方程 $P_v - P_l = \frac{2\sigma}{r}$ 知，此时系统的蒸汽压力必然升高，蒸汽压力的提高意味着蒸汽温度的提高，此时蒸发器以及蒸汽管路各测点的温度都升高。由图 3 知，在热流密度为 5 W/cm^2 和 7 W/cm^2 情况下，TC8 的温度将随着 mLHP 的启动而温度陡增，但在热流密度为 3 W/cm^2 时，TC8 温度升高很小，而且即使系统稳定运行时其温度也一直在 -2°C 左右，究其原因是在热流密度为 3 W/cm^2 时，产生的蒸汽量很小，在进入冷凝器后很快冷凝下来，在经过测点 TC8 时已经冷却为具有一定过冷度的液体；而在热流密度为 5 W/cm^2 和 7 W/cm^2 时蒸汽在测点 TC8 处为蒸汽或者汽液两相区的工质，其温度相对较高。另外，由图可知三种热流密度下 TC12 温度相差不大，说明冷凝器能够将蒸汽完全冷却并提供足够过冷度。

图 4 表示分别在热流密度为 3 W/cm^2、5 W/cm^2 和 7 W/cm^2 情况下，蒸发器加热壁面温度随时间变化的实验和仿真值的对比。由图可知，系统仿真的启动时间要比实验值小，这是由于实际系统不同接

© 1994-2012 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

触面的接触热阻等不确定因素引起的误差，当正常启动后，仿真值和实验值基本一致。

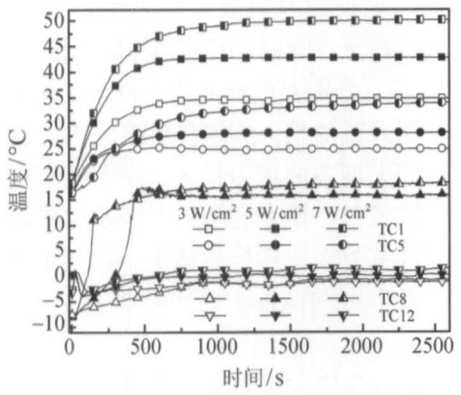

图 3 不同热流密度下启动情况 (实验)

Fig. 3 Start-up of mLHP at different heat loads (experiment)

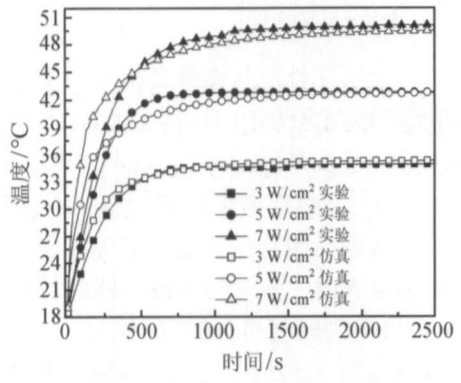

图 4 蒸发器加热壁面温度 (实验、仿真)

Fig. 4 The temperature of evaporator wall (experiment and simulation)

环路热管是被动式散热装置，其变负荷运行性能是平板式 mLHP 的另一个重要特性。本文在环境温度为 21°C、冷源温度为 -10°C 条件下做了从 3→5→7→5→3 W/cm² 的连续变工况实验，实验及仿真结果如图 5 所示。由图可知，随着热负荷的变化 mLHP 可以自行达到新的稳定状态，各个测点的温度随着热流密度的升降而变化。冷凝器入口的温度 (图 1 的 TC8 处) 在 3 W/cm² 运行过程中有较大的温度波动，究其原因是蒸汽进入冷凝器并推开液面而产生汽液两相区，这是个动态的过程，TC8 在热流密度 3 W/cm² 时恰好处在汽液界面附近，所以其温度随着汽液界面的移动而产生较大的波动。当热流密度达到 5 W/cm² 时，由于蒸发量的增加，TC8 已经远离汽液界面，其温度也趋于稳定。

由图 5 知，mLHP 系统主要测点仿真结果和实验数据变化规律基本一致，其一致性说明系统仿真的数学建模能够很好地反映系统运行机制。

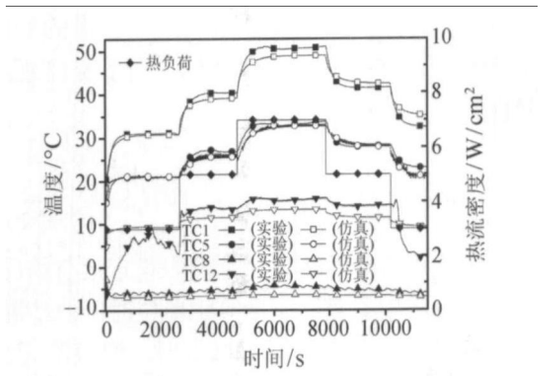

图 5 变负荷情况下各主要测点温度 (实验、仿真)

Fig. 5 Performance testing of the mLHP at power cycle (experiment and simulation)

蒸发器是平板型 mLHP 的关键部件，图 6 仿真了蒸发器内不同区域温度随热负荷的变化规律，由图可知，由于不锈钢导热系数较小以及接触热阻的存在，蒸发器上壁面与毛细芯之间存在较大温差。同时，由于透过毛细芯的背向导热和通过蒸发器边壁的侧壁导热使得蒸发器集液腔和下底面温度升高，一旦在集液腔产生较多汽泡将有可能导致系统烧干而运行失败，所以需要尽量减薄侧壁，降低毛细芯的导热系数或者采用复合毛细芯等，另外适当增大蒸发器的集液腔也有一定的作用。

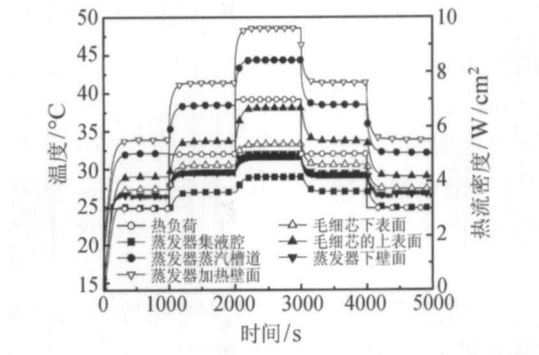

图 6 变负荷情况下蒸发器各区域的温度 (仿真)

Fig. 6 Temperature of each zone of evaporator at power cycle (simulation)

图 7 为热流密度为 5 W/cm²，冷源温度分别为 -10°C 和 -15°C 时系统运行情况比较，由图可知：降低冷源温度，系统各个测点的温度都有不同程度降低，但达到平衡时蒸发器加热壁面温度降低很小，这是由于与液氨汽化潜热相比，靠工质显热所能带走的热量很小，所以，降低冷源温度对降低蒸发器加热壁面温度作用不大。此外，降低冷源温度对 mLHP 系统启动是有利的，在相同外界条件下，平板式 mLHP

© 1994-2012 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

在冷源为 −15°C 时启动较快.

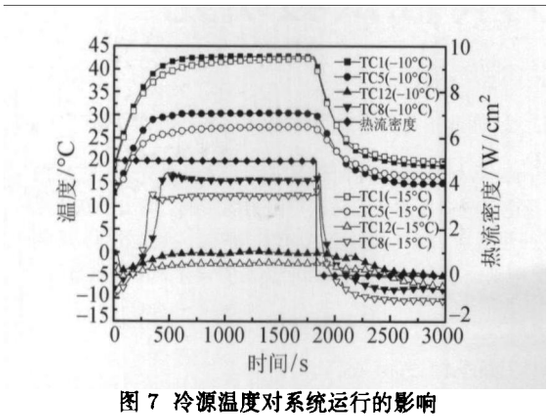

图 7 冷源温度对系统运行的影响

Fig. 7 Performance testing of the mLHP at different sink temperature (experiment)

4 结　论

本文实验研究表明平板型 mLHP 具有良好的启动性能, 启动时间随着热负荷的增大而减小; mLHP 具有良好变工况运行特性, 一般在 4 min 内自行达到新的平衡; 另外, 本文研究了冷源温度对 mLHP 系统的影响, 实验证明降低冷源温度对改进平板型 LHP 的启动有一定的作用, 但对降低蒸发器壁面的运行温度作用不大.

本文开发了 mLHP 系统相应的动态仿真程序. 仿真结果与实验数据吻合较好, 说明本文建立的仿真模型能够很好地反映平板式 mLHP 的运行机制.

参 考 文 献

[1] Kaya T, John G. Numerical Analysis of Heat and Mass Transfer in the Capillary Structure of a Loop Heat Pipe. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2006, 49: 3211–3220

[2] 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

[3] Pouzet E, Joly J L, Platel V, et al. Dynamic Response of a Capillary Pumped Loop Subjected to Various Heat Load Transients. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2004, 47: 2293–2316

[4] Muraoka I, Ramos F M, Vlassov V V. Analysis of the Operational Characteristics and Limits of a Loop Heat Pipe with Porous Element in the Condenser. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2001, 44: 2287–2297

[5] Randeep S, Akbarzadeh A, Mochizuk M. Operational Characteristics of a Miniature Loop Heat Pipe with Flat Evaporator. International Journal of Thermal Science, 2008, 47: 1504–1515

[6] Zhang H X, Ding T, Shao X G, et al. Effects of Start-Up on Operating of Loop Heat Pipes. In: 13th IHPC. Shanghai, 2004. 133–138

© 1994-2012 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net