

文章编号: 1000-8055(2010)08-1711-06

小型毛细泵环(CPL)运行特性的实验分析

柏立战, 林贵平

(北京航空航天大学 航空科学与工程学院, 北京 100191)

摘 要: 小型化是毛细泵环适应微小型高功率密度电子设备散热需求的一个发展趋势. 对一小型毛细泵环进行实验研究, 重点考察了重力场中不同姿态对毛细泵环运行特性的影响以及毛细泵环在高热流密度工作时的控温特性. 根据实验结果可得: 该小型毛细泵环可实现不同姿态下的迅速启动, 并在热载荷递增过程中表现出良好的控温性能, 最大传热能力达 50 W, 最高热流密度达到 12.5 W/cm^2 , 能够满足高功率密度电子元器件冷却的需求; 当热流密度较低时, 该毛细泵环可实现精确控温; 而当热流密度较高时, 蒸发器壁面温度波动较大, 无法实现精确控温.

关 键 词: 毛细泵环; 传热; 运行特性; 临界热载荷; 热流密度

中图分类号: TB131

文献标识码: A

Experimental analysis of operating characteristics of a miniature capillary pumped loop

BAI Lì zhan, LIN Guì píng

(School of Aeronautic Science and Engineering,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: Miniaturization of capillary pumped loop (CPL) is a developing trend in order to meet the requirement of heat dissipation of miniature high power-density electronic instruments. In this paper, a miniature CPL was experimentally investigated, with focus on the effect of attitudes on the operating characteristics of CPL in gravity and the thermal control characteristics at high heat flux. Based on the experimental results, the following conclusions can be drawn: the CPL can achieve successful startup at different attitudes, and present good thermal control performance during power step increase tests. The CPL has a maximum heat transport capacity larger than 50 W and a maximum heat flux higher than 12.5 W/cm^2 , which can satisfy the requirement of heat dissipation of miniature high power-density electronic instruments. When the heat flux is low, the CPL can realize precise thermal control; however, when the heat flux is relatively high, the evaporator wall temperature fluctuates intensively, making it impossible to realize precise thermal control.

Key words: capillary pumped loop; heat transfer; operating characteristic; critical heat load; heat flux

毛细泵环(capillary pumped loop, 简称 CPL)是一种热控元件, 它利用工质的蒸发和凝结来传递热量, 而工质的循环由蒸发器毛细芯产生的毛

细力驱动, 无需外加动力^[1]. 同传统热管相比, CPL 具有高传热性能、远距离传输热量、反重力能力强、安装灵活方便以及良好的控温特性等诸

收稿日期: 2009-06-21; 修订日期: 2009-09-29

基金项目: 国家自然科学基金(50676006); 北京航空航天大学博士研究生创新基金

作者简介: 柏立战(1983-), 男, 河北玉田人, 博士生, 主要从事 LHP, CLHP, CPL 等高效传热技术的研究.

多优点, 目前已成功应用于多个航天任务, 如 NASA(美国航空航天局)的 EOS(Earth Observation System), Hubble 空间望远镜等, 在航天器热控方面具有广阔的应用前景^[2].

早期研制的 CPL 主要应用于几十甚至数百 $\text{kW} \cdot \text{m}$ 级的高传热功率场合, 并可作为热传输公共回路(thermal bus), 这种 CPL 的蒸发器直径一般在 20mm 以上(圆柱型蒸发器), 整个回路的体积和质量也较大. 随着微小型航天器研制需求的日益增长以及 CPL 向地面小型高功率电子元器件冷却领域拓展, 对小型 CPL 的研制和研究已成为目前 CPL 技术的发展趋势和研究热点^[3-4]. 文献[4]研制了蒸发器直径为 11 mm 的小型 CPL, 并对其起动与稳态运行特性进行了实验测试, 实验结果表明, 该小型 CPL 具有优良的运行性能. 然而, 储液器设定温度的突变以及工质充灌量不足对小型 CPL 的正常起动有不利影响.

目前, 小型 CPL 向航空及地面高功率密度电子元器件冷却领域拓展, 如飞机和潜艇能量综合管理系统等. 在地面应用中, 由于重力作用, 当 CPL 的蒸发器处于不同姿态, 其中的气液分布不同, 将影响内部的工质流动及传热, 进而影响其工作性能. 此外, 对小型 CPL 的传热能力以及高热流密度工作时的控温特性的研究也明显不足. 本文针对上述问题, 对一小型 CPL 进行实验研究, 并对实验结果进行了分析和讨论.

1 CPL 构成及工作原理

CPL 一般由蒸发器、冷凝器、储液器以及蒸汽和液体管线组成, 其中, 蒸发器内部具体结构参见文献[4], 图 1 给出其系统示意图(非实际比例). 此外, 某些 CPL 还设有隔离器、过冷器以及气体捕集器等辅助部件.

CPL 工作原理如下: 对蒸发器加热后, 工质在毛细芯外表面蒸发, 产生的蒸汽从蒸汽槽道流出进入蒸汽管线, 随后进入冷凝器冷凝成液体并过冷, 回流液体经液体管线返回蒸发器对蒸发器内的毛细芯进行补给, 如此循环, 而工质的循环由蒸发器毛细芯产生的毛细力驱动, 无需外加动力.

CPL 控温原理如下: 通过对工质充灌量和储液器容积的匹配设计, 使得 CPL 运行过程中储液器内一直为气液两相工质; 由于两相工质的温度与压力存在确定的依变关系, 通过对储液器辅助加热或冷却使其保持设定的温度, 则同时确定了

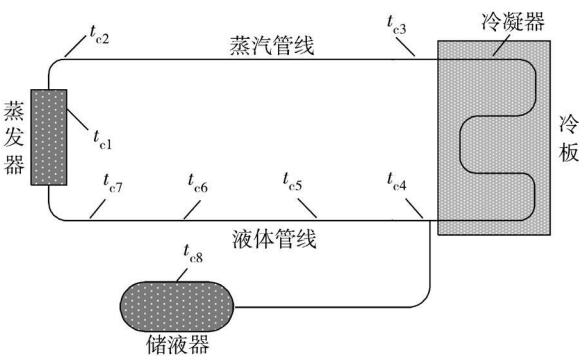


图 1 CPL 系统示意图及热电偶测点分布

Fig. 1 Schematic of CPL and thermal couple (TC) locations

储液器内的压力; 由于工质在 CPL 环路内的循环压降远小于其绝对压力, 通过储液器可控制环路内的绝对压力, 进而控制蒸发器内工质的蒸发温度, 达到对 CPL 蒸发器进行控温的目的.

2 实验结果与分析

2.1 实验台简介

所用实验件为圆柱型蒸发器 CPL, 表 1 给出主要的结构参数. 其中, 该 CPL 以氨作为工质, 除毛细芯为镍粉烧结成形外, CPL 其余部件材料均为不锈钢, 毛细芯内有液体引管伸入, 冷凝器为焊接在铝板上的蛇形管道.

表 1 毛细泵环的基本参数
Table 1 Basic parameters of CPL

基本部件参数	数值
蒸发器外径、内径、长度/mm	14, 11, 35
冷凝器管线外径、内径、长度/mm	3, 2, 470
蒸汽管线长度/mm	1 050
液体管线长度/mm	650
蒸汽管线外径、内径/mm	3, 2
液体管线外径、内径/mm	3, 2
储液器体积/ml	150
工质充装量/g	10.0
毛细芯最大孔径/ μm	2.0
毛细芯渗透率/ 10^{-14} m^2	> 5
毛细芯外径、内径、长度/mm	11, 5, 30

将薄膜电阻加热片分别贴于蒸发器和储液器外壳上, 通过改变电压值来实现对蒸发器施加不

同的热载荷以及将储液器维持在一定的温度水平. 其中, 蒸发器外壁上的加热片的面积为 4 cm^2 . 冷凝器焊接在冷板的一侧, 冷板另一侧冷却介质为工业酒精, 用可控温制冷机模拟热沉. 使用 T 型热电偶测温系统记录 CPL 特征点的温度变化, 热电偶的测点分布见图 1.

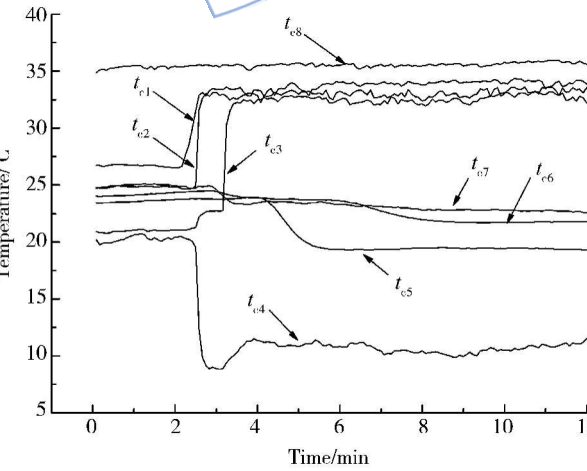
2.2 实验步骤

实验过程按以下步骤进行: ①根据要求调节 CPL 各部件处于适当的姿态; ②打开温度采集系统, 对各测点温度变化进行显示和记录; ③运行可控温制冷机, 并设定其制冷温度; ④对储液器施加热载荷, 使其维持在设定的温度水平; ⑤储液器温度维持在设定值一段时间后, 对蒸发器施加热载荷以起动 CPL; ⑥CPL 起动以后, 通过连续改变蒸发器上的热载荷来考察其对热载荷变化的响应情况.

需要说明的是, 对于步骤 ④和步骤 ⑤储液器温度设定值最好高于环境温度 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以上, 维持时间最好在 20 min 以上, 这样可以保证蒸发器毛细芯被过冷液体完全浸润, 液体管线被过冷液体完全充满, 为下一步 CPL 的成功起动创造条件. 若毛细芯没有被液体完全浸润, 则容易造成起动失败.

2.3 起动特性

图 2 给出 CPL 的起动过程, 对应起动热载荷为 5 W , 制冷机设定温度为 $(4.0 \pm 1)\text{ }^{\circ}\text{C}$, 环境温度为 $23\text{ }^{\circ}\text{C}$, 储液器设定温度为 $36\text{ }^{\circ}\text{C}$, 整个 CPL 回路位于同一水平面内.



根据图 2, 当对蒸发器施加热载荷后, 蒸发器壁面温度 t_{e1} 迅速升高, 当升高至内部工质当地压力对应的饱和温度后, 蒸发器中的工质开始蒸发, 蒸发器壁面温度开始维持在饱和温度附近. 同时, 蒸发器出口温度 t_{e2} 瞬间升至饱和温度, 而冷凝器出口温度 t_{e8} 瞬间降低, 表明蒸发器产生的蒸汽进入了蒸汽管线, 冷凝器中的低温过冷液体进入了液体管线, 工质在回路内开始循环起来. 随着循环的进行, 蒸汽开始进入冷凝器, 冷凝器入口温度 t_{e3} 瞬间升至饱和温度, 同时, 液体管线上的温度 $t_{e5} \sim t_{e7}$ 也依次逐渐降低, 直至最终达到稳态. 由于热载荷很小, 工质在液体管线内的流速很慢, 在环境的寄生漏热的作用下, 回流液体达到蒸发器入口的温度 t_{e7} 已接近环境温度. 通过图 2 可知, 该 CPL 可实现小功率下的快速起动, 整个过程蒸发器壁面温度始终维持在储液器设定温度附近, 具有良好的控温性能.

图 3 给出 CPL 的起动过程, 对应蒸发器高于冷凝器 0.4 m , 即反重力 0.4 m , 且蒸发器竖直放置(蒸发器出口端朝上), 其余条件与图 2 相同. 对于地面运行, 该姿态对 CPL 来说是最苛刻的姿态, 一方面由于重力压降的存在使得工质循环所需的驱动压头增大, 另一方面对毛细芯的有效供液也存在不利影响. 对与 CPL 同时发展起来的另一种高效传热元件——环路热管的地面实验研究表明, 环路热管在重力场中运行, 虽不受蒸发器和冷凝器相对方位的限制, 但对蒸发器自身所处姿态有严格限制: 对于不采用副毛细芯连接蒸发器与储液器的情形, 当蒸发器低于储液器或两者保

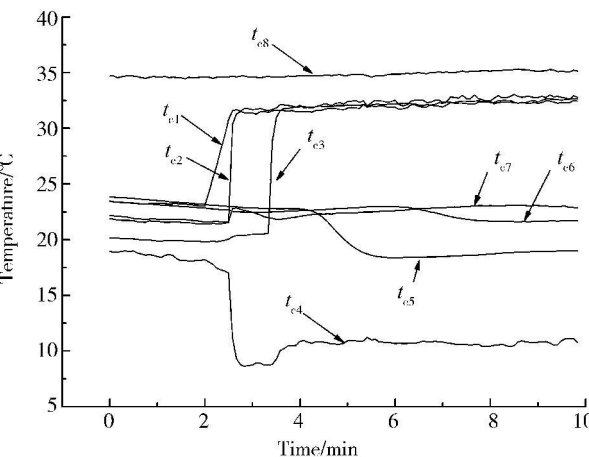


图 2 5 W 的起动过程(同一水平面)

Fig. 2 Startup process with a heat load of 5W in a horizontal plane

图 3 5 W 的起动过程(反重力 0.4 m)

Fig. 3 Startup process with a heat load of 5W with an anti gravity of 0.4 m

持水平时, 环路热管可正常运行, 而当蒸发器高于储液器时, 环路热管工作性能严重恶化或不能启动和运行^[5]. 即使采用了副芯的结构, 蒸发器自身的反重力能力也很差^[6]. 这给环路热管的地面应用提出了一定的限制. 为克服环路热管在重力场中运行对蒸发器和储液器相对姿态的限制, 一般需要应用加工难度较大的双储液器环路热管^[7-11]. 通过图 3 可得, 对于 CPL, 即使蒸发器处于不利姿态, 其起动性能几乎未受影响, 主要特征点的温度变化过程与图 2 相似, 证实了 CPL 地面应用中一个突出优势.

2.4 热载荷递增测试

对热载荷变化的适应能力是 CPL 控温性能的一个重要指标. 图 4 给出当热载荷连续变化时, CPL 主要特征点的温度变化, 对应的实验条件同图 2.

根据图 4, 当热载荷较小时 ($\leq 10\text{ W}$), 蒸发器壁面温度 t_{e1} 基本维持在储液器设定温度附近, 且波动幅度很小, 可实现精确控温. 当热载荷较大时 ($20\sim 50\text{ W}$), t_{e1} 开始明显高于储液器设定温度, 且发生了较强的波动现象, 其幅度随热载荷的增加而增大, 在这种情况下, 将无法实现精确控温. 同时, 随着热载荷的增大, 工质的质量流量增大, 将使得冷凝器过冷段长度减小, 冷凝器出口温度逐渐升高. 由于环境的寄生漏热导致的温升效应随工质质量流量的增大而减弱, 沿工质流动方向液体管线各点的温差逐渐减小, 当热载荷为 50 W 时, t_{e4} 同 t_{e7} 的温差已经很小.

图 5 给出当热载荷连续变化时, CPL 主要特征点的温度变化, 对应的实验条件同图 3. 比较图

4 和图 5 可得, 对应不同的姿态, $t_{e2}\sim t_{e8}$ 的温度变化基本一致, 然而 t_{e1} 的变化有所不同. 当 CPL 蒸发器处于不利姿态时, 当热载荷较大时, 蒸发器壁面的温度波动幅度明显增大, 当热载荷为 50 W 时达到 $6\text{ }^{\circ}\text{C}$, 约为蒸发器水平放置时的两倍.

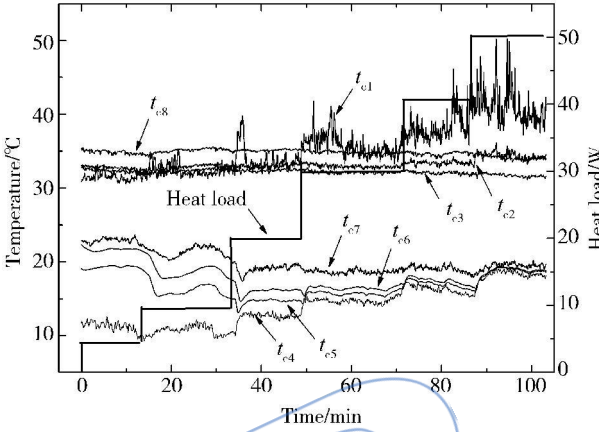


图 5 热载荷递增测试(反重力 0.4 m)

Fig. 5 Heat load step increase tests with an anti gravity of 0.4 m

通过图 4 和图 5 可得, 当 CPL 蒸发器处于水平姿态以及竖直姿态且出口端位于上方时, 该 CPL 的传热极限达 50 W . 蒸发器上加热片面积为 4 cm^2 , 相应的, 最大热流密度达到 12.5 W/cm^2 , 可满足高热流密度热传输的要求.

CPL 运行过程中出现温度波动的原因十分复杂, 文献[12]分析表明, 除了两相系统固有的不稳定性外, 储液器的控温偏差是 CPL 产生周期性温度波动的一个重要原因. 目前对高热流密度运行中 CPL 蒸发器壁面的温度波动现象的解释尚无定论. 本文通过对实验现象的分析, 初步认为一个可能的原因是随着热流密度的增大, 毛细芯内的传热模式发生了改变. 当热流密度较低时, 毛细芯内的传热模式为表面蒸发, 如图 6(a) 所示(由于毛细芯的轴对称性, 这里选取了一个截面单元), 热载荷经蒸发器壳体和被液体浸润的毛细芯传导至气液界面处, 液体工质在气液界面蒸发, 产生的蒸汽进入蒸汽槽道. 由于热流密度较低, 与蒸发器壳体齿顶接触的液体处于过热状态, 但尚未达到发生核态沸腾所需的过热度. 随着热流密度的增大, 与齿顶接触的液体逐渐达到发生核态沸腾所需的过热度, 开始发生核态沸腾, 在这种情况下, 毛细芯的传热模式转变为表面蒸发与核态沸腾共存, 如图 6(b) 所示.

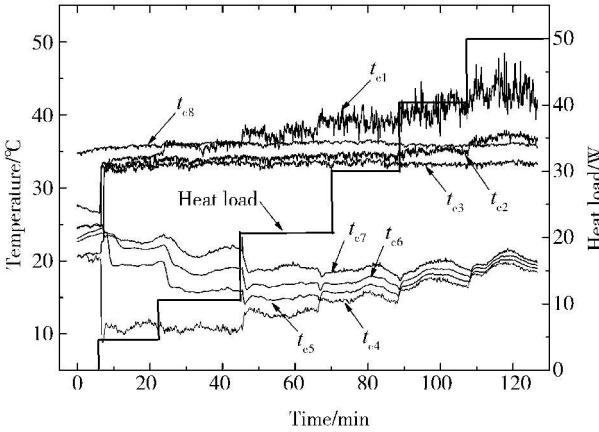
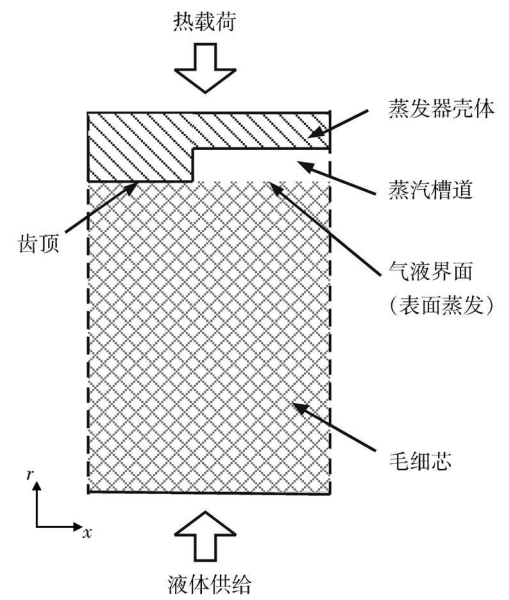
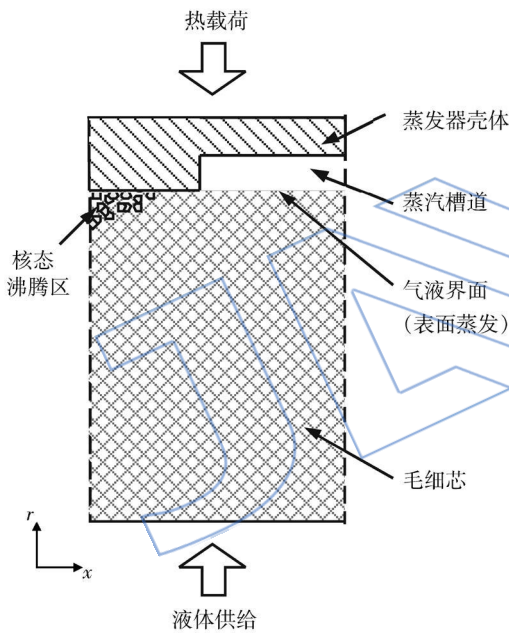


图 4 热载荷递增测试(同一水平面)

Fig. 4 Heat load step increase tests in a horizontal plane



(a) 低热流密度毛细芯传热模式



(b) 高热流密度毛细芯传热模式

图 6 不同热流密度毛细芯的传热模式
Fig. 6 Heat transfer mode under different heat fluxs

随着核态沸腾的进行, 齿顶附近积聚的蒸汽越来越多, 压力增大而不断向周围膨胀, 直至蒸汽进入蒸汽槽道, 参与整个 CPL 回路的循环, 齿顶附近开始泄压。随着齿顶附近压力的降低, 液体工质在毛细力作用下, 被补充至齿顶, 开始新一轮的往复。当蒸发器壁面温度升高过程, 是由于蒸汽积聚于齿顶附近, 向蒸汽槽道逸出, 导致热量不能被有效吸收; 而当蒸发器壁面温度下降过程, 是由于

液体在毛细力作用下补充至齿顶附近, 发生核态沸腾不断吸热所致。由于多孔介质内的核态沸腾过程是一个液体补充不断吸热和蒸汽积聚不断逸出的周期性过程, 产生了蒸发器壁面的温度波动现象, 而环路其余特征点的温度波动很小或不存在。

3 结 论

本文对一小型 CPL 进行实验研究, 根据实验结果可得:

- 1) 该小型 CPL 可实现不同姿态下的迅速启动, 并在热载荷递增过程中表现出良好的控温性能。
 - 2) 地面应用中, 小型 CPL 的运行性能几乎不受蒸发器、冷凝器所处姿态及相对方位的影响, 对于不同的力学环境具有良好的适应性, 这是 CPL 地面应用中的一个突出优势。
 - 3) 该小型 CPL 的最大传热能力达 50 W, 最高热流密度达到 12.5 W/cm^2 , 能够满足高功率密度电子元器件冷却的需求。
 - 4) 当热流密度较低时, 蒸发器壁面温度与储液器温度接近且波动很小, 可实现精确控温; 而当热流密度较高时, 蒸发器壁面温度明显高于储液器温度且波动较大, 无法实现精确控温。
- 由于小型 CPL 地面运行不受蒸发器所处姿态的限制以及可实现高热流密度热传输, 在地面高热流密度电子元器件冷却方面具有广阔的应用前景。

参考文献:

[1] Muraoka I, Ramos F M, Vlassov V V. Experimental and theoretical investigation of a capillary pumped loop with a porous element in the condenser[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 1998, 25 (8): 1085-1094.

[2] 张加迅, 侯增祺. CPL 技术在空间飞行器上的应用[J]. 工程热物理学报, 2001, 22(3): 340-343.

ZHANG Jiaxun, HOU Zengqi. The application of CPL technique in spacecraft[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2001, 22(3): 340-343. (in Chinese)

[3] Ku J. Recent advances in capillary pumped loop technology [R]. AIAA Paper 97-3870, 1997.

[4] 李强, 陈小波, 钱吉裕, 等. 小型 CPL 启动与运行特性的实验研究[J]. 自然科学进展, 2006, 16(9): 1186-1190.

LI Qiang, CHEN Xiaobo, QIAN Jiyu, et al. Experimental investigation of the startup and operating characteristics of a miniature capillary pumped loop[J]. Progress in Natural Science, 2006, 16(9): 1186-1190. (in Chinese)

- [5] 张红星. 环路热管两相传热技术的理论与实验研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2006.
ZHANG Hongxing. Theoretical and experimental investigation of the two phase heat transfer technology of loop heat pipes [D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2006. (in Chinese)
- [6] Hoang T T, Suhkov D A, Baldauff R W, et al. Issues with LHP testing in 1-*g* environment[R]. AIAA Paper 2007-4158, 2007.
- [7] Gerhart C, Gluck D F. Summary of operating characteristics of a dual compensation chamber loop heat pipe in gravity[C] // Proceedings of the 11th International Heat Pipe Conference. Tokyo, Japan: [s. n.], 1999.
- [8] Gluck D, Gerhart C, Stanley S. Characterization of a high capacity, dual compensation chamber loop heat pipe[R]. New York: Space Technology and Application International Forum, 1999.
- [9] Lin G P, Zhang H X, Shao X G, et al. Development and test results of a dual compensation chamber loop heat pipe [J]. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 2006, 20(4): 825-834.
- [10] Bai L Z, Lin G P, Wen D S, et al. Experimental investigation of startup behaviors of a dual compensation chamber loop heat pipe with insufficient fluid inventory[J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29: 1447-1456.
- [11] Feng J T, Lin G P, Bai L Z. Experimental investigation on operating instability of a dual compensation chamber loop heat pipe[J]. Science in China Series E: Technological Sciences, 2009, 52(8): 2316-2322.
- [12] 刘庆志, 候增祺. CPL 系统温度波动现象分析[J]. 宇航学报, 2006, 27(4): 726-729.
LIU Qingzhi, HOU Zengqi. Research on temperature oscillation of CPL[J]. Journal of Astronautics, 2006, 27(4): 726-729. (in Chinese)