

微型热驱动回路的脉动及位差对热性能的影响

施慧烈 徐进良 张显明 甘云华

(中国科学院广州能源研究所, 广州 510640)

摘要 以甲醇为工质, 采用高速数据采集系统测定了微型热驱动回路在不同运行参数下的压力及温度脉动, 其脉动周期及脉动幅度随蒸发段热流密度的增加而减小. 实验发现, 在蒸发段热流密度较低的情况下, 蒸气管中是泡状流或弹状流交替存在, 而在蒸发段热流密度较高时, 蒸气管中为环状流. 就位差对热性能的影响进行了详细的实验研究, 并在冷凝器空气自然对流和强迫对流情况下, 以加热块温度 90°C 为上限, 得出微通道蒸发器和冷凝器在不同位差下的最大蒸发段热流密度. 通过对实验现象的观察及分析, 以期开发出适用于未来电子产品高功率需求的微型化电子冷却器.

关键词 微型热驱动回路, 脉动, 微通道蒸发器, 冷凝器, 位差

引 言

目前, 随着高技术信息产业的发展, 传统的散热片加风扇已远远不能满足电子元器件冷却的需要, 液体强制循环冷却虽然能去除较高的蒸发段热流密度, 但因需要泵、阀门及管路连接件等机械转动部件, 因而实际应用的并不多. 近年来, 国外开始研发微热管及毛细泵回路, 并已获得应用. 热管技术能适应狭小的空间要求, 但通道内逆向汽液流动使得质量流速偏小, 从而使其最大传热量受到限制. 本文研制的微型热驱动回路与热管的不同之处是它采用汽液分道, 因而不会出现汽液逆向流动. 微型热驱动回路是依靠重力密度差和毛细结构所产生的毛细抽吸力来驱动回路运行, 它既是一种毛细泵回路, 也是一种自然循环回路. 文献 [1,2] 对 U 形管热驱动回路做了实验和理论研究; 文献 [3] 对低功率下, 两相自然循环中的密度波型脉动现象进行了理论分析; 文献 [4] 对毛细泵回路中两相循环回路及工质循环的脉动现象进行了初步分析和研究. 本文采用高速数据采集系统测定了微型热驱动回路在不同运行参数下的压力、温度脉动曲线, 分析了产生脉动的原因; 并就位差对热性能的影响进行了详细的实验研究, 在冷凝器空气自然对流及强迫对流情况下, 以加热块温度 90°C 为上限, 得出微通道蒸发器和冷凝器不同中心位差下的最大蒸发段热流密度.

1 微型热驱动回路的工作原理

微型热驱动回路由微通道蒸发器、蒸气管、冷

凝器、液体管组成. 其工作原理大致如下: 起始时, 在整个装置内充以工作液体, 将微通道蒸发器置于具有高热流密度的发热模块上, 当微通道蒸发器受热时, 内部工作液体被加热产生气泡, 气泡在浮升力的驱动下向上流动, 经蒸气管传输至冷凝器并被冷却, 同时释放出在微通道蒸发器中吸收的热量, 被冷却的工作液体再经由液体管回流到微通道蒸发器, 如此循环往复, 热量从热端传输到冷端, 从而达到温度控制的目的.

当毛细管内径满足 $d \leq 1.83\sqrt{\sigma/g(\rho_f - \rho_g)}$ 时, 毛细结构除提供气泡成核, 增加蒸气的产生率, 还提供毛细抽吸力驱动微型热驱动回路循环工作. 驱动工作液体通过液体管回流到微通道蒸发器的情况可以分为两种: 当微通道蒸发器中心位置低于冷凝器中心位置时, 冷凝器中的工作液体在重力的作用下, 通过液体管回流到微通道蒸发器, 此时重力驱动回路循环运行; 而当微通道蒸发器中心位置与冷凝器中心位置相等或高于冷凝器中心位置时, 驱动整个回路循环的推动力主要是毛细抽吸力, 而且毛细抽吸力还需克服两者之间的液体高度所产生的重力差. 整个回路按微通道蒸发器、蒸气管、冷凝器、液体管, 再回到微通道蒸发器的顺序形成一循环回路, 在重力和毛细抽吸力的作用下, 使得流动具有单向性.

本文研制的微型热驱动回路的重要创新和特色之处:

(1) 微型热驱动回路属于被动式冷却方式, “热

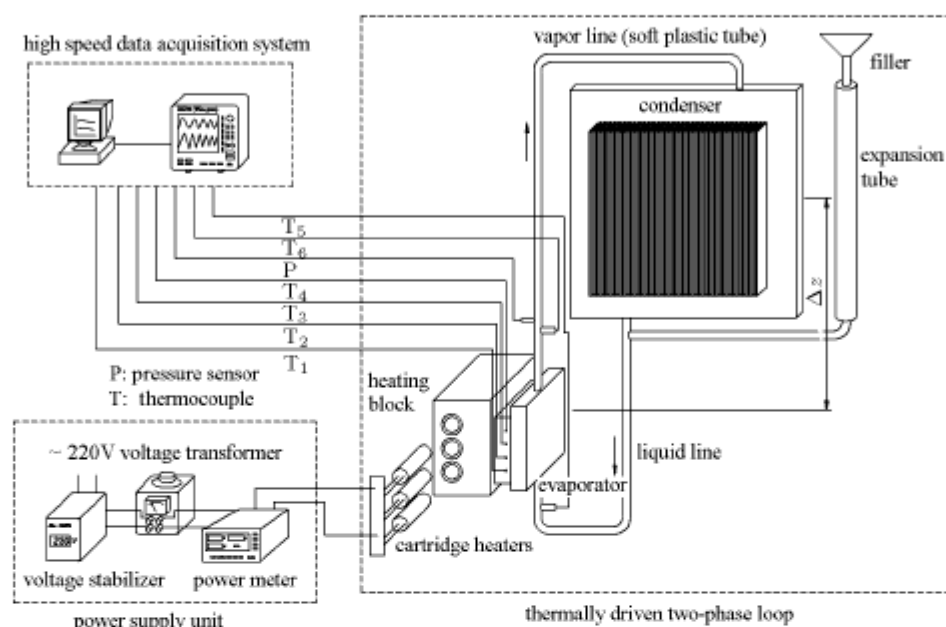
驱动”的含义是指在重力密度差和毛细抽吸力的作用下,驱动工作液体在微通道蒸发器,蒸气管,冷凝器及液体管内循环流动,而无需机械泵等转动部件,使装置结构紧凑、简单,无噪音,所占体积小。

(2) 采用微通道蒸发器,大大强化了传热,可适用于高发热功率芯片热量的传输。

(3) 采用常规的加工技术,使得制造成本低,具有优良的性能价格比。

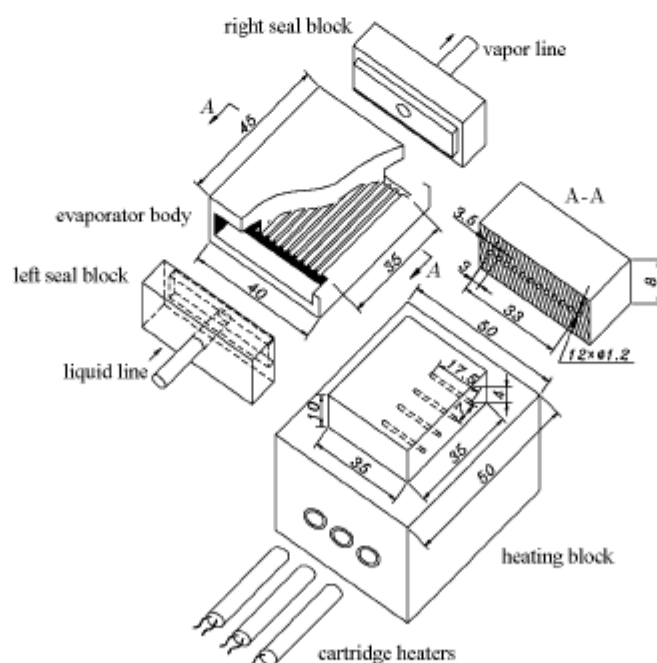
2 实验装置和实验过程

图 1 表示研制的微型热驱动回路的实验装置及微通道蒸发器试验件。实验装置主要有 3 部分组成:



(a) 微型热驱动回路实验系统图

(a) System diagram of thermally driven two-phase loop



(b) 微通道蒸发器试验件及加热块

(b) Microchannel evaporator and its heating block

图 1

Fig.1

微型热驱动回路, 高速数据采集系统及加热系统. 加热系统由稳压器, 调压器及功率计组成. 市电 220 V 经过稳压器稳定后, 输出 220 V 恒定电压, 作为调压器的输入, 通过调节调压器获得不同的加热功率. 功率计直接显示施加在加热段的电压, 电流及功率. 高速动态数据采集系统采用日本横河公司 (Yokogawa) 的高分辨率、高精度数据采集系统, 其采样频率可达 100 k/s. 本实验采用的频率为 200 k/s. 高速动态数据采集系统与计算机通过网络相连, 实时显示, 诊断及存储动态数据.

微型热驱动回路由微通道蒸发器, 蒸气管, 冷凝器及液体管组成. 图 1(b) 所示为微通道蒸发器试验件, 由微通道蒸发器, 加热块, 3 根 150 W 的加热棒组成, 其中加热棒和加热系统相连, 并且直接插入加热块的圆柱形孔内, 在加热棒与加热块之间涂上导热硅胶, 以减少接触热阻. 加热块的有效加热面积是 35 mm×35 mm, 材质为铜, 以模拟高功率发热模块, 直接给微通道蒸发器加热, 由于铜的导热系数很高, 使热量均匀地分布在加热块表面. 微通道蒸发器的外形尺寸为 45 mm×35 mm×8 mm, 为长方体结构. 在实验中, 微通道蒸发器和加热块之间涂有导热硅胶, 以减少接触热阻. 微通道蒸发器是一个具有高导热系数的铜块, 铜块中心平面上加工有平行微通道, 在实验中采用 12 道平行的直径为 1.2 mm 的圆形微通道, 微通道相互之间的间隔为 3.0 mm, 长度为 35 mm, 在微通道的进出口布置两块中心开孔的铜块, 直接和蒸气管及液体管相连. 在本实验中微通道蒸发器是垂直放置的. 冷凝器的外形尺寸为 120 mm×120 mm×20 mm, 材质为铜. 在冷凝器的一边布置 89 mm×10 mm×0.8 mm, 间隔为 1 mm 的铜质散热片, 热量通过散热翅片释放到大气环境中去. 在冷凝器内部开有 88 mm×88 mm×3 mm 尺寸的空腔, 使蒸气在冷凝器内冷却释放出潜热而凝结成液体. 微通道蒸发器和冷凝器之间用内径为 4 mm 的硅胶软管连接. 为了使回路在大气压力下工作, 液体管旁路上接一带漏斗的膨胀管, 在膨胀管和漏斗上注入工作液体, 直接暴露在大气环境中. 实验中所用的工质为甲醇. 整个装置处于 24°C 的室温, 误差由空调调节在 $\pm 1^\circ\text{C}$.

实验中主要测量参数: 加热块温度, 微通道蒸发器进出口温度及出口压力. 加热块温度的测量是在加热块凸台上布置 4 对热电偶, 标号为 T_1, T_2, T_3, T_4 , 其具体布置位置见图 1(b) 所示. 微通道蒸发器进出口布置热电偶, 标号为 T_5, T_6 , 出口布置型号为

206 的 Setra 压力传感器. 测温所用的热电偶均采用美国 OMEGA 公司生产的直径为 1 mm 的 K 型高精度热电偶. 所有压力, 温度都接入高速数据采集系统.

实验过程如下: 整个系统准备好后, 由加热系统对微通道蒸发器进行加热, 当循环回路进入稳定工作状态后, 由高速数据采集系统采集下相关数据, 然后增加蒸发段热流密度, 以加热块温度不超过 90°C 为限, 此时得到的蒸发段热流密度即为最大蒸发段热流密度. 然后调整微通道蒸发器与冷凝器之间的中心位差, 重复上述过程.

3 微型热驱动回路的压力温度脉动分析

沸腾和冷凝是能源动力系统中主要的能量传递方式. 在相变传热条件下, 可能发生 3 类不稳定流动, 即压力降型脉动, 密度波型脉动及热力型脉动. 在微型热驱动回路的工作过程中, 压力、温度等也会出现脉动现象. 本实验采用高速动态数据采集系统测定了微型热驱动回路的压力、温度脉动曲线, 分析蒸发段热流密度, 脉动周期及脉动幅度之间的关系.

图 2 和图 3 是在冷凝器空气自然对流条件下, 以甲醇为工质, $\Delta z = 150 \text{ mm}$, 蒸发段热流密度分别为 $q = 24.5 \text{ kW/m}^2$ (对应加热功率为 30 W) 和 $q = 73.5 \text{ kW/m}^2$ (对应加热功率为 90 W) 的压力和温度脉动曲线. 此时, 重力驱动回路循环运行. 其中 Δz 定义为微通道蒸发器中心位置和冷凝器中心位置的位差, 当微通道蒸发器中心位置低于冷凝器中心位置时 Δz 为正, 当微通道蒸发器中心位置高于冷凝器中心位置时 Δz 为负. 由图 2 和图 3 可见, 所有压力、温度均随时间围绕时均值作周期性脉动, 其中时均值由图中的水平线表示, 脉动周期非常均匀. 在低蒸发段热流密度下 (见图 2), 压力 P , 进出口温度 T_5 及 T_6 的周期相同, 均为 3.3 s (20 秒 6 个周期), T_5 及 T_6 的脉动幅度分别为 3.5°C 和 1.4°C. 其中脉动幅度是指脉动曲线峰值与时均值的差值. 加热块温度 T_4 几乎没有波动. 在高蒸发段热流密度下 (见图 3), 再次发现压力 P , 进出口温度 T_5 及 T_6 具有相同的脉动周期, 但脉动周期下降为 1.39 s (20 秒 15 个周期), 进出口温度 T_5 及 T_6 的脉动幅度分别为 2°C 和 0.5°C. 加热块温度 T_4 发生大周期波动. 由此可见, 随着蒸发段热流密度的增加, 两相周期性动态过程加快. 另外, 还发现随着蒸发段热流密度的增加, 温度脉动幅度变小.

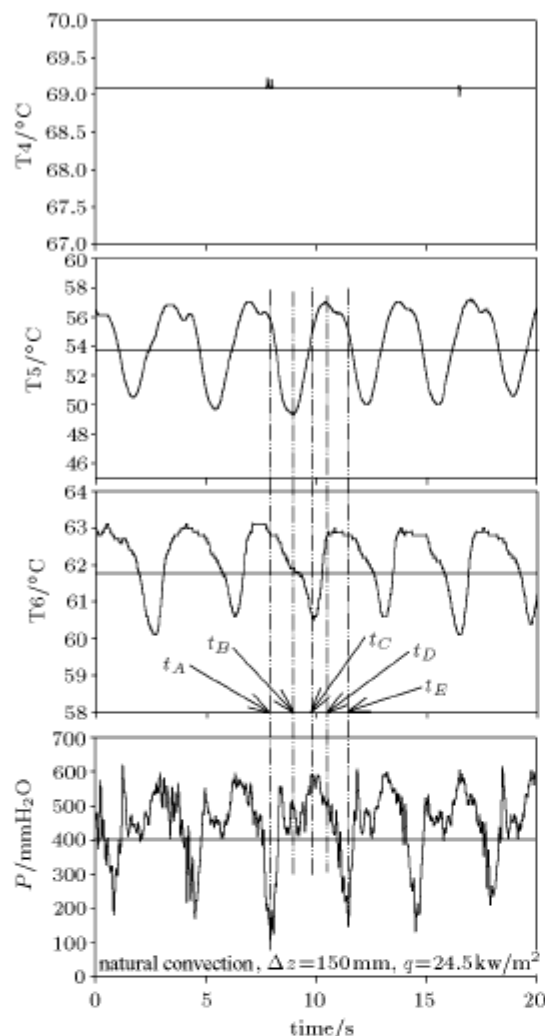


图 2 低蒸发段热流密度下的压力、温度脉动曲线

Fig.2 Pressure and temperature oscillation at low heat flux

从图 2 分析可知, 当 $t_A < t < t_B$ 时, 冷凝器中的工作液体在重力压差的作用下通过液体管对微通道蒸发器充液, 使入口温度 T_5 下降. 由于在该时刻压力水平较低, 使得蒸汽管中的工质回流进入微通道蒸发器, 使出口温度 T_6 下降, 同时微通道蒸发器内的压力上升. 当 $t_B < t < t_C$ 时, 由于从蒸汽管中进入微通道蒸发器的工质温度要高于从液体管进入微通道蒸发器的工质温度, 两者之间通过微通道蒸发器发生热量的交换, 入口温度 T_5 开始上升, 而出口温度 T_6 继续下降. 当 $t_C < t < t_D$ 时, 整个回路处于显热的吸收过程, 由于微通道蒸发器内工作液体温度的升高, 导致入口温度 T_5 , 出口温度 T_6 逐渐上升. 当 $t_D < t < t_E$ 时, 随着微通道蒸发器内形成的气泡的增多, 一连串气泡通过蒸汽管排向冷凝器, 同时也观察到少量气泡通过液体管排出, 但由于液体管中的液体温度较低, 少量气泡被迅速冷凝,

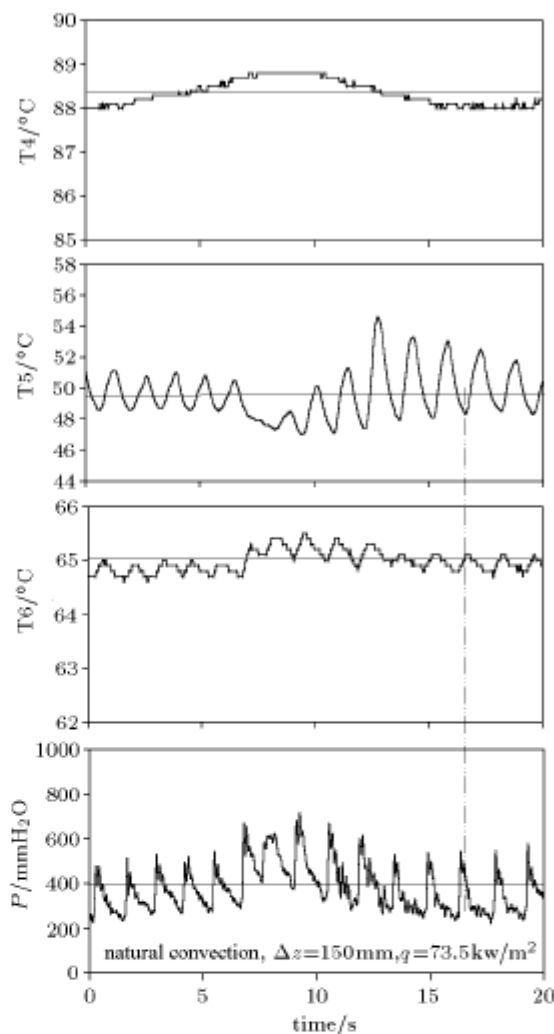


图 3 高蒸发段热流密度下的压力、温度脉动曲线

Fig.3 Pressure and temperature oscillation at high heat flux

此时进出口温度 T_5 及 T_6 处于高的温度值. 随着气泡排出微通道蒸发器, 一部分气泡在蒸汽管被冷凝, 另一部分通过蒸汽管流到冷凝器进行冷凝, 微通道蒸发器内的压力有较大幅度的下降, 产生一个负压力脉冲.

从图 3 中可以看出, 微通道蒸发器的出口温度 T_6 脉动幅度很小. 这是因为蒸汽管中不再像低蒸发段热流密度那样是泡状流和弹状流交替存在, 而是为环状流, 出口温度发生微小波动主要是因为虽然蒸汽管被蒸气所充满, 但蒸气过热度很小, 因此蒸气在蒸汽管中发生部分凝结而回流, 从而产生了脉动现象. 蒸气通过蒸汽管路排出后, 冷凝器中的液体在重力压差的作用下回流到微通道蒸发器, 微通道蒸发器内的压力有较大幅度的上升, 产生一个正的压力脉冲, 同时微通道蒸发器入口处的热电偶探测到一个低的温度值.

4 位差对微型热驱动回路热性能的影响

由于微型热驱动回路属于被动式冷却, 工作液体从冷凝器回流到微通道蒸发器主要是靠重力和毛细抽吸力, 因此, 微通道蒸发器与冷凝器的位差对整个回路的工作会产生重要影响. 当微通道蒸发器中心位置低于冷凝器中心位置时, 自然循环起主要作用, 然而当微通道蒸发器中心位置高于冷凝器中心位置时, 毛细泵循环起主要作用.

图 4 表示在蒸发段热流密度为 $q = 24.5 \pm 0.3 \text{ kW/m}^2$ 时 (对应加热功率为 30 W), 微通道蒸发器和冷凝器中心位差 Δz 与加热块温度 T_4 之间的变化关系. 从这图中可以看出, 当 $\Delta z < 0$, 即微通道蒸发器处于冷凝器上方时的传热性能不是太好, 加热块温度 T_4 偏高, 当 $\Delta z = -80 \text{ mm}$, 加热块温度已高达 81.5°C ; 但随着 Δz 的升高, 加热块温度 T_4 迅速下降, 当 $\Delta z > 0$ 时, 微通道蒸发器和冷凝器的中心位差的改变对加热块温度 T_4 几乎没有什么影响, $\Delta z = 0 \text{ mm}, 35 \text{ mm}, 100 \text{ mm}, 150 \text{ mm}$ 时, 加热块温度一般控制在 69°C 左右. 这主要是由于随着微通道蒸发器和冷凝器中心位差的减小, 回路中冷热两端的重力密度差减小, 当微通道蒸发器与冷凝器平行时, 回路中冷热两端的重力密度差减小为 0, 当微通道蒸发器位于冷凝器上方时, 重力对整个微型热驱动回路的运行起阻碍作用, 毛细抽吸力必须克服整个回路的压力差, 因此整个回路的循环质量流速变小, 从而热量不能很好地从微通道蒸发器传递到冷凝器, 引起加热块的温度上升.

图 5 所示为冷凝器空气自然对流和强制对流情况下, 不同位差所对应的最大蒸发段热流密度. 当大于最大蒸发段热流密度时, 加热块温度超过 90°C , 已开始过热. 从图中可以看出, 当 $\Delta z < 0$ 时蒸发段热流密度偏低, 在 $\Delta z = 0$ 附近, 蒸发段热流密度迅速上升, 但当 $\Delta z \geq 35 \text{ mm}$ 时, 蒸发段热流密度上升的趋势变缓慢. 另外从图中看出, 当 $\Delta z \geq 0$ 时, 强制对流情况下的最大蒸发段热流密度比自然对流情况下的最大蒸发段热流密度大很多, 而当 $\Delta z < 0$ 时, 强制对流情况下的最大蒸发段热流密度和自然对流情况下的最大蒸发段热流密度接近. 这主要是由于 $\Delta z \geq 0$ 时, 整个回路的循环质量流速比较大, 强制对流情况下通过冷凝器散热翅片释放到大气环境中的热量明显大于自然对流情况下释放到大气环境中的热量. 而在 $\Delta z < 0$ 时, 由于整个回路的循环质量流速小, 强制对流情况对整个回路的散热所起

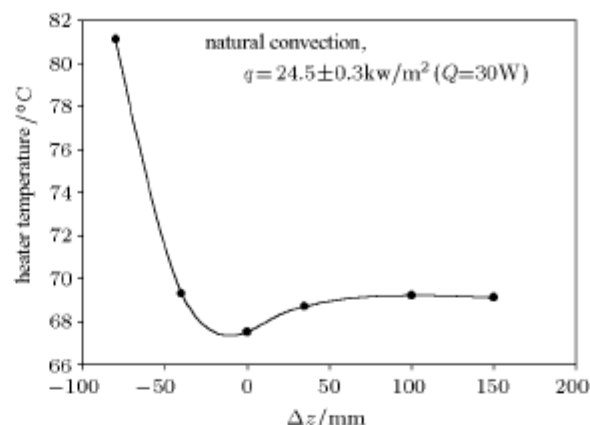


图 4 给定蒸发段热流密度下, 加热块温度随中心位差的变化
Fig.4 Heater temperature vs. the elevation difference between the evaporator and the condenser

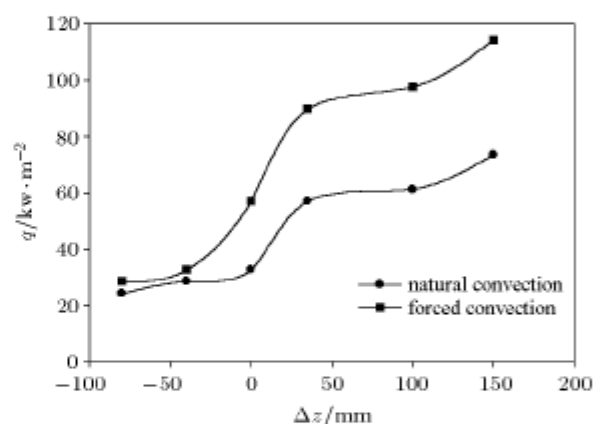


图 5 不同微通道蒸发器和冷凝器中心位差下的最大蒸发段热流密度曲线图

Fig.5 The maximum heat flux vs. the elevation difference between the evaporator and the condenser

的作用并不大.

5 结 论

1) 发现采用微通道热驱动回路, 会发生压力、温度的周期性脉动现象, 且各个参数的脉动周期相同. 随着蒸发段热流密度的增加, 脉动周期和脉动幅度减小.

2) 根据动态参数的测量及可视化, 将低蒸发段热流密度下一个完整的脉动周期划分成 4 个时间段, 对每个时间段的物理过程进行了描述.

3) 微通道蒸发器和冷凝器中心位差对整个回路的热性能有重要的影响. 微通道蒸发器低于冷凝器时整个回路的热性能要好于微通道蒸发器高于冷凝器时的热性能, 但当微通道蒸发器处于冷凝器下方 35 mm 以后, 最大蒸发段热流密度上升的趋势减缓.

另外, 当微通道蒸发器与冷凝器处于同一水平或位于冷凝器下方时, 冷凝器空气强制对流对整个回路的热性能影响很大, 而当微通道蒸发器位于冷凝器上方时, 冷凝器空气强制对流和自然对流所能去除的最大蒸发段热流密度相差不大。

参 考 文 献

- 1 Xu JL, Huang XY, Wong TN. Study on heat driven pump. Part 1—experimental measurements. *Journal of Heat and Mass Transfer*, 2003, 46: 3329~3335
- 2 Xu JL, Wong TN, Huang XY. Study on heat driven pump. Part 2—mathematical modeling. *Journal of Heat and Mass Transfer*, 2003, 46: 3337~3347
- 3 Guanghui SU, Dounan JIA, Kenji FUKUDA, et al. Theoretical study on density wave oscillation of two-phase natural circulation under low quality conditions. *Journal of Nuclear and Technology*, 2001, 38: 607~613
- 4 王金亮, 马同泽, 张正芳. 两相毛细泵环中的工质循环脉动现象的实验研究. 中国空间科学技术, 1997, 17: 7~14 (Wang Jinliang, Ma Tongze, Zhang Zhengfang. Experimental investigation on fluctuant phenomenon of fluid circulation in two-phase capillary pumped loops. *Chinese Space and Technology*, 1997, 17: 7~14 (in Chinese))

OSCILLATION AND ELEVATION DIFFERENCE OF THERMALLY DRIVEN TWO-PHASE ON ITS THERMAL PERFORMANCES

Shi Huilie Xu Jinliang Zhang Xianming Gan Yunhua

(Guangzhou Institute of Energy Conversion, Chinese Academy of Sciences, Guangzhou 510640, China)

Abstract A high speed data acquisition system was used to detect the pressure and temperature oscillations of the thermally driven two-phase loop for different operation parameters using methanol as working fluid. The oscillation time period and the amplitudes are smaller at high heat flux than those at low heat flux. It was found that bubbly flow or slug flow exists in the vapor line at low heat flux, while the annular flow exists at high heat flux. In addition to these, the effect of the relative elevation difference between the evaporator and the condenser on the operation of the thermally driven two-phase loop was studied. The maximum heat flux of evaporator was obtained with the pure natural or the forced air convection of the fin heat sink condenser under the condition of the upper limit temperature of 90°C of the heating block. The present study is to provide guidelines for the design and operation of the miniature electric cooling.

Key words thermally driven two-phase loop, oscillation, evaporator, condenser, elevation difference