

DOI: 10.3901/JME.2010.04.099

新型微小型平板 CPL 蒸发器流动与传热分析*

万忠民^{1,2} 刘 伟² 明廷臻² 刘志春²

(1. 湖南理工学院物理系 岳阳 414006;

2. 华中科技大学能源与动力工程学院 武汉 430074)

摘要: 提出一种新型微小型平板毛细抽吸两相流体回路(Capillary pumped loop, CPL)的蒸发器结构,使其能够适应高热流密度散热的要求。分析蒸发器由于微型化后侧壁导热对系统传热能力的影响。建立新型蒸发器毛细多孔芯内的传热传质数学模型和液体补偿腔的流动与传热模型以及蒸汽槽道和金属外壁区域的导热模型,并用 SIMPLE 算法对蒸发器进行全场耦合求解。数值结果表明,工质蒸发发生在多孔芯上表面以及侧壁附近,采用热导率较大的铝外壁时,蒸发器加热表面的温度水平较低且温度均匀性较好,但侧壁导热的影响导致 CPL 的传热能力不高。外壁采用热导率较小的不锈钢可以明显提高 CPL 的传热极限能力,但同时却较大地增加了加热表面的温度水平以及不均匀性。采用组合结构的蒸发器一方面可以提高系统的传热能力,同时降低了加热表面的温度水平和温度梯度。

关键词: 毛细抽吸两相流体回路 蒸发器 多孔介质 耦合计算

中图分类号: TK124

Analysis of Flow and Heat Transfer in Novel Evaporator of Miniature Flat Plate Capillary Pumped Loop

WAN Zhongmin^{1,2} LIU Wei² MING Tingzhen² LIU Zhichun²

(1. Department of Physics, Hunan Institute of Science and Technology, Yueyang 414006;

2. School of Energy and Power Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074)

Abstract: A novel evaporator of miniature flat plate capillary pumped loop (CPL) is presented for application of dissipating high heat flux. Based on the structure characteristics of miniature flat plate CPL evaporator, the effect of metal side wall conduction of evaporator on the CPL work limit is analyzed. An overall numerical model for the miniature flat plate CPL evaporator is presented, which includes heat and mass transfer in the porous wick structure, liquid flow and heat transfer in the compensation cavity and heat transfer in the vapor grooves and metallic wall. The entire evaporator is solved with SIMPLE algorithm as a conjugate problem. The numerical results show that liquid evaporation takes place near the upper and left surfaces of wick structure in the evaporator. The flat plate evaporator with single aluminum wall results in lower heat transfer limit, but leads to low temperature level and good isothermal behavior of the heated surface. On the other hand, the evaporator with single stainless steel wall leads to higher heat transport capacity, but to higher temperature level of the heated surface. The evaporator with combined wall (upper wall with aluminum, side and bottom wall with stainless steel) increases heat transfer limit, and decreases temperature level and temperature gradient on the heated surface, which implies that the CPL can operate safely and cooled apparatus also can work effectively under high heat fluxes.

Key words: Capillary pumped loop Evaporator Porous media Coupling computation

0 前言

随着空间飞行器向小型化、高度集成化发展,

使得飞行器内散热部件的热流密度非常大,如何在有限的空间内实现高热流密度的散热成为了空间热控技术的焦点。毛细抽吸两相流体回路(Capillary pumped loop, CPL)是一种利用汽液相变进行传热传质的两相热控系统。由于安置灵活、传热效率高、不需外加动力装置、运行可靠、热传输距离长以及传热能力强等特点,使其成为空间热控技术的有效

* 国家重点基础研究发展计划 (973 计划, 2007CB206901)、中国博士后科学基金(20090451038)和湖南省教育厅优秀青年科研(09B041)资助项目。20090313 收到初稿, 20090901 收到修改稿

方式之一^[1-2]。同时,电子元器件向小型化、高密度化发展,使其单位面积的发热量非常高^[3],由于 CPL 自身特点,导致 CPL 向地面运用不断扩展,使其在高热流密度电子元器件散热上呈现出独特优势^[4]。

蒸发器是 CPL 系统的关键部件,其内毛细多孔芯形成的毛细抽吸力是整个系统的动力源,其性能直接影响着系统的传热能力,同时蒸发器直接与器件散热表面贴合,其温度水平和温度梯度直接影响着电子元器件性能,因此对蒸发器的研究非常重要。许多学者提出了各种数学模型,CAO 等^[5]提出一种圆柱形的蒸发器结构,同时得出了 CPL 蒸发器毛细芯中传热传质的分析解,其不足之处是提出了很多不合理假设;FIGUS 等^[6]用饱和和多孔介质连续介质理论和网络结构模型建立了圆柱形 CPL 蒸发器毛细芯的传热传质模型,YAN 等^[7]用两相混合模型数值模拟了蒸发器多孔芯内的流动与传热现象,任川等^[8]研究了中低热流下圆柱形蒸发器多孔芯微元内的传热与传热现象。刘志春等^[9]分析了平板型蒸发器多孔芯微元内的传热现象,并讨论了芯内的传热强化问题。这些研究都是针对蒸发器多孔芯的一个很小局部单元结构进行数学建模,没有考虑蒸发器金属外壁以及蒸汽、液体槽道的影响,这显然不能真实地反映 CPL 蒸发器的实际工作过程,同时不能得出蒸发器散热表面的温度分布,而散热表面温度水平直接影响着待冷却部件的性能。另一方面,平板 CPL 由于蒸发器微型化后侧壁导热的影响已非常明显,通过侧壁传导的热量经过下壁反向加热蒸发器多孔芯底部及液体补偿腔内液体,可能导致该处液体局部过热,产生气泡,阻碍液体的正常供液,从而导致 CPL 运行失败,因此对蒸发器进行整场研究显得十分必要。本文提出了一种微小型的平板 CPL 蒸发器,首次对蒸发器建立了整场耦合的数学模型,并用 SIMPLE 算法对其求解,得出的结论对于优化蒸发器设计具有一定的指导意义。

1 新型微小型 CPL 蒸发器

图 1 所示为新型微小型平板 CPL 的结构示意图,其原理是利用液体工质的相变传热。系统的工作过程:电子元器件散发的热量作用在蒸发器加热表面上,热量导入蒸发器内的多孔芯导致其内液体工质蒸发汽化,产生的蒸汽通过蒸汽联管在冷凝器中冷凝为液体,冷凝液在蒸发器毛细芯的毛细抽吸作用经液体联管回流至蒸发器的蒸发表面,形成蒸发-凝结循环,从而实现了散热功能。

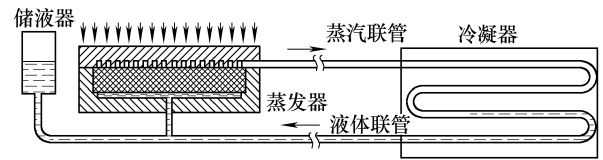


图 1 新型微小型平板 CPL 的结构示意图

图 2 所示为新型微小型平板式蒸发器结构示意图,蒸发器主要由金属外壁、蒸汽槽道、毛细多孔芯和液体补偿腔组成。由于系统微型化后,系统的流动阻力提升很快,为了增加毛细多孔芯的毛细抽吸力,需要采用毛细芯有效半径很小的多孔芯,而丝网多孔芯的有效半径一般在 $10\ \mu\text{m}$ 以上,其能提供的最大毛细力 $p_c=2\sigma/r$,其中 σ 为工质的表面张力系数, r 为多孔芯的有效半径,因此丝网多孔芯对应的毛细力不大,传递的热流密度不高。随着粉末冶金烧结技术的不断提高,烧结的毛细多孔介质性能有了很大提高,如烧结不锈钢芯和烧结镍芯^[10],其有效半径可以达到 $0.7\sim 3.0\ \mu\text{m}$,孔隙率在 $50\%\sim 75\%$,可见烧结的毛细芯提供的最大毛细力有很大提高,流动性也很好。同时由于烧结芯的硬度很大,不像多孔丝网型蒸发器,此时可以将液体补偿槽道变为液体补偿腔,从而减少了起支撑作用的多孔芯下部的一字槽道或十字槽道,使液体流动阻力越小,最重要的是使毛细芯更加充分吸液,减小汽液界面液体补偿不足危险,使 CPL 运行更加安全可靠,同时使加工更加方便,降低了系统成本。

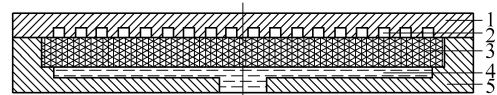


图 2 微小型平板式蒸发器结构示意图

1. 金属上壁 2. 蒸汽槽道 3. 多孔芯 4. 液体补偿腔 5. 金属下壁

2 小型平板 CPL 蒸发器的数学模型

考虑蒸发器的对称性,如图 2 所示,取蒸发器的一半作研究对象,以蒸发器左下角为坐标原点建立各区域的控制方程。

为了简化模型,对蒸汽槽道假设蒸汽能迅速导出,蒸汽槽道内热量传递主要以导热方式进行,对金属外壁和蒸汽槽道建立导热微分方程为

$$(\rho c)_i \frac{\partial \theta}{\partial t} = \nabla \cdot (\lambda_i \nabla \theta) \quad (1)$$

式中, θ 为温度; t 为时间; ρ 为密度; c 为比热容, λ 为热导率,下标 i 表示各区域。

考虑到烧结毛细芯的强度较高,因此在液体补

偿腔内未采用十字槽道。在建立毛细芯的数学模型时提出如下假设：①多孔介质属刚性介质，各向同性；②多孔孔隙内蒸汽的压力为饱和压力；毛细多孔芯处于局部热力学平衡态；③由于蒸汽槽道内蒸汽对流换热热量很小，忽略蒸汽槽道内对流换热；④相对于毛细抽吸力，重力的影响较小，在此忽略重力的影响。运用体积平均法，根据 Brinkman 和 Forchheimer 对 Darcy 定律的修正理论，分别对多孔区的液相和汽相建立如下控制方程。

连续方程

$$\frac{\partial(\varepsilon_\alpha \rho_\alpha)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_\alpha \mathbf{v}_\alpha) = 0 \quad (2)$$

动量方程

$$\frac{\rho_\alpha}{\varepsilon_\alpha} \frac{\partial \mathbf{v}_\alpha}{\partial t} + \frac{\rho_\alpha}{\varepsilon_\alpha^2} \nabla (\mathbf{v}_\alpha \cdot \nabla) \mathbf{v}_\alpha = -\nabla p - \left(\frac{\mu_\alpha}{K} + B \frac{C |\mathbf{v}_\alpha|}{\sqrt{K}} \right) \mathbf{v}_\alpha + \frac{\mu_\alpha}{\varepsilon_\alpha} \nabla^2 \mathbf{v}_\alpha \quad (3)$$

能量方程

$$\overline{(\rho c)_\alpha} \frac{\partial \theta}{\partial t} + \rho_\alpha c_\alpha (\mathbf{v}_\alpha \cdot \nabla) \theta = \nabla \cdot (\lambda_{\text{eff}\alpha} \nabla \theta) \quad (4)$$

式中，汽相时下标 α 为 v， $B=0$ ；液相时下标 α 为 l， $B=1$ 。

对液体补偿腔，其控制方程如下。

连续方程

$$\frac{\partial \rho_f}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_f \mathbf{v}_f) = 0 \quad (5)$$

动量方程

$$\rho_f \frac{\partial \mathbf{v}_f}{\partial t} + \rho_f \nabla (\mathbf{v}_f \cdot \nabla) \mathbf{v}_f = -\nabla p + \mu_f \nabla^2 \mathbf{v}_f \quad (6)$$

能量方程

$$\rho_f c_f \frac{\partial \theta}{\partial t} + \rho_f c_f (\mathbf{v}_f \cdot \nabla) \theta = \lambda_f \nabla^2 \theta \quad (7)$$

边界条件如下。

上边界

$$\lambda_{\text{mw}} \frac{\partial \theta}{\partial y} = q$$

左、下边界

$$\lambda_{\text{mw}} \frac{\partial \theta}{\partial y} = h(\theta - \theta_a)$$

右边界

$$\frac{\partial \theta}{\partial x} = 0$$

汽液相变界面条件

$$\theta_l = \theta_v = \theta_{\text{sat}} \quad p_c = p_v - p_l$$

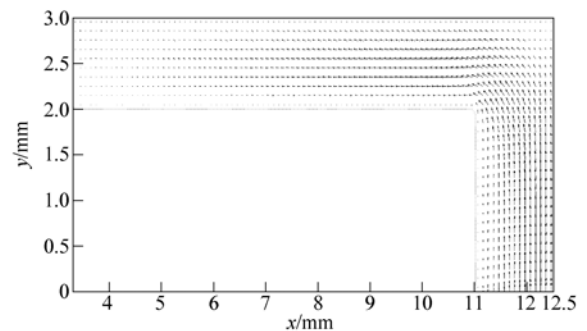
$$\lambda_v \nabla \theta_v \cdot \mathbf{e}_n - \lambda_l \nabla \theta_l \cdot \mathbf{e}_n = \rho_l |\mathbf{v}_l| h_f \quad \rho_l \mathbf{v}_l = \rho_v \mathbf{v}_v$$

式中， $\overline{(\rho c)_\alpha} = \rho_\alpha c_\alpha \varepsilon_\alpha + (1 - \varepsilon_\alpha)(\rho c)_s$ ， $\lambda_{\text{eff}\alpha} = \lambda_\alpha \varepsilon_\alpha + (1 - \varepsilon_\alpha) \lambda_s$ ， \mathbf{v} 为速度矢量； u 、 v 为速度分量； θ_a 为环境温度； θ_{sat} 为饱和温度； p 为压力； p_c 为毛细抽吸力； ε 为相含量； μ 为流体的动力粘度； K 为流体的渗流参数； $\lambda_{\text{eff}\alpha}$ 为多孔芯的有效热导率； h 为对流换热系数； h_f 为工质汽化潜热。下标 v 表示蒸汽；l 表示液相；s 表示固相；f 表示液体工质；mw 表示金属；j 表示各区域； \mathbf{e}_n 为单位法矢量。

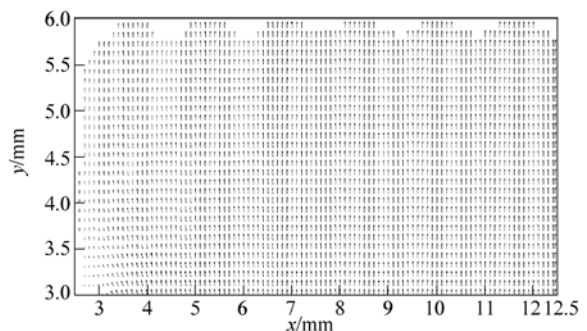
3 计算结果讨论

在数值计算中，蒸发器的几何尺寸：长×高为 25 mm×9 mm，金属上壁厚度为 3 mm，下壁厚度为 2 mm，多孔芯厚度为 3 mm，蒸汽槽道为 0.8 mm×0.8 mm 的方形腔。选取高纯氨为工质，有关物性参数： $\lambda_l=0.454 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$ ， $\lambda_v=0.0302 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$ ， $h_f=1.113 \times 10^6 \text{ J/kg}$ ， $\mu_l=2.0 \times 10^{-4} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$ ， $\mu_v=1.13 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$ 。多孔芯采用烧结不锈钢芯，其孔隙率 $\varepsilon=0.6$ ，渗透率 $K=6.6 \times 10^{-12} \text{ m}^2$ ， $\lambda_s=15.2 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ 。其他参数： $\theta_{\text{sat}}=35 \text{ }^\circ\text{C}$ 。本文采用 SIMPLE 算法对模型进行求解^[11]，计算过程中采用的网格为 252×92，数值迭代收敛判据是使前后两次迭代的速度和温度的相对误差小于 10^{-7} 。

图 3 所示为加热热流 $q=3.0 \times 10^4 \text{ W/m}^2$ ，采用铝



(a) 液体补偿腔内



(b) 多孔芯内

图 3 液相速度场

表面的液相速度分布。在液体补偿腔中液体进口速度很大,沿着流动方向减小,由于毛细芯的抽吸作用,毛细多孔芯进口处液相速度较均匀。多孔芯中液相速度流动较均匀,由于热流较小,蒸发主要发生在多孔芯的上表面,蒸发界面呈现出与加热翅片形状相似的波浪型曲线,同时由于侧壁导热的影响,蒸发也发生在上侧壁附近。

图 4 所示为铝外壁时小型平板 CPL 蒸发器在不同的加热热流下的温度场分布。

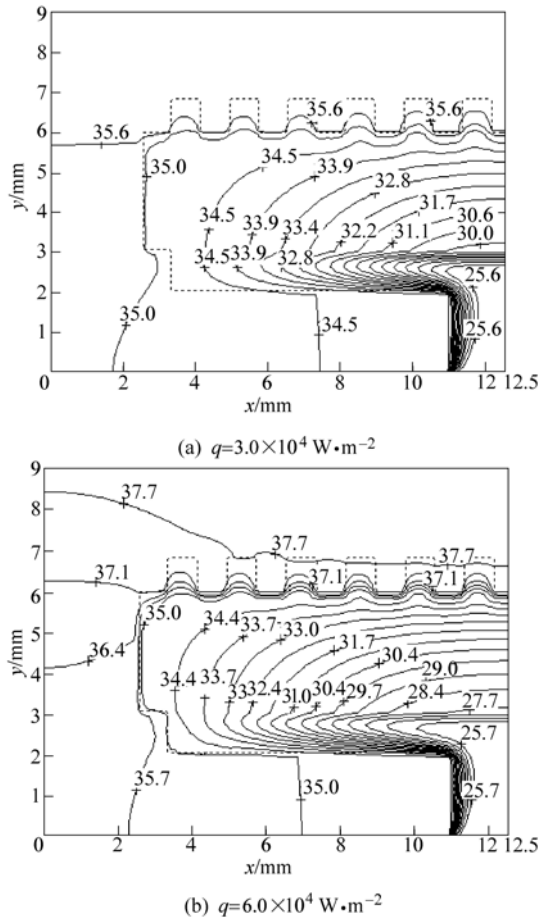


图 4 蒸发器内的温度分布图

由图 4 中可见,在金属壁面内温度分布均匀,温度梯度较小,这主要是由于壁面较大的热导率所致,在多孔芯内以及液体补偿腔内温度梯度较大。在多孔芯内,等温线明显发生了向下弯曲,这主要是由于侧壁金属的导热所引起的。蒸发器内工质的蒸发所需热量主要是通过加热表面的金属翅片以及蒸汽槽道内的蒸汽进行传递的,另一部分通过侧壁传递。由于加热翅片的热导率较大,而工质蒸汽的热导率较小,使温度分布在多孔芯上表面附近呈现出与加热翅片几何形状相似的波浪形曲线,这与图 3 的结论一致。同时,工质的蒸发主要发生在多孔芯的加热表面附近(蒸发温度为 35 °C),即多孔芯上表面以及侧壁附近,这与赵天授的试验所观察到的

现象一致^[12]。汽液界面(蒸发温度为 35 °C)在加热翅片处向多孔芯内部延伸,因为在翅片与多孔芯的接触处需要一定的通道使该处产生的蒸汽能够顺利排到蒸汽槽道,而汽液界面的向下凹正好为蒸汽的顺利排出提供了通道。在加热热流为 $3.0 \times 10^4 \text{ W/m}^2$ 时,汽液界面位于多孔芯左界面附近,蒸发器能有效地工作,但当热流继续增大,如图 4b 所示,饱和温度等温线已深入到液体补偿腔的下面中部附近,此时通过侧壁导热传入下壁的热量继续增加,从而使下壁加热多孔芯下部以及液体补偿腔内液体,可能导致多孔芯的下部以及液体补偿腔内产生气泡,生成的气泡生长,最后堵塞多孔芯内液体的正常供液,导致 CPL 的运行失败。因此,对于平板 CPL 蒸发器,侧壁导热的影响是一个非常不利的因素,其严重的影响着 CPL 系统的传热能力,这是平板 CPL 不同于圆管 CPL 之处。

图 5 所示为不同加热功率、采用热导率较大的铝表面时小型平板 CPL 系统蒸发器在不同截面处的温度分布。

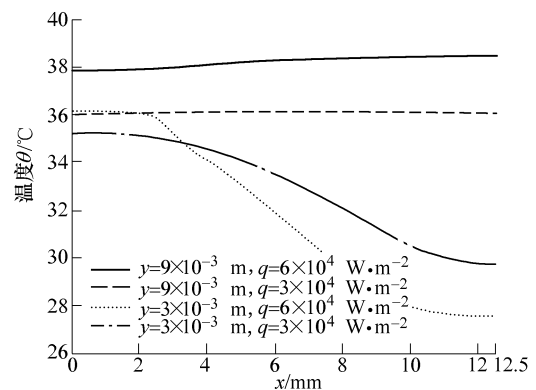


图 5 蒸发器不同截面处的温度分布

在 $y=9 \text{ mm}$ 处,即蒸发器上表面,即加热表面; $y=3 \text{ mm}$ 处,即多孔芯入口截面位置。从图 5 中可见,采用铝表面时,加热表面的温度水平较低,即使在 $q=6.0 \times 10^4 \text{ W/m}^2$ 时,加热表面的温度才 38 °C 左右,且加热表面的温度变化很小,这有利于被冷却器件的正常长久的工作。随着热流的增加,蒸发器加热表面以及 $y=3 \text{ mm}$ 侧壁处的温度随着加热热流而升高,但是在多孔芯入口截面处其温度水平却随着热流的增加而降低,这是由于热流越大,工质的蒸发速率就越大,导致液体补偿腔中液体的流速增大,从而使热量来不及将补偿腔内液体加热到一个更高的水平就进入了多孔芯,从而导致这种现象,在一定程度上降低了多孔芯内产生气泡的可能性。

图 6 所示为 $q=9.0 \times 10^4 \text{ W/m}^2$ 时,采用热导率小的不锈钢外壁时蒸发器内的温度分布。

从图 6 中可见,蒸发器的上壁面的温度梯度很大,在多孔芯及下壁面处温度梯度较小。饱和等温

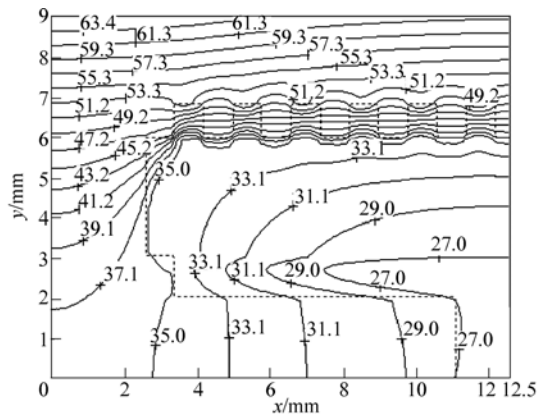


图6 不锈钢表面蒸发器的温度分布

线(35 °C)没有深入到液体补偿腔的底部, 可见采用不锈钢外壁时可以一定程度地减小侧壁导热的影响, 使系统在较大的热流密度下仍能正常工作, 从而提高 CPL 的传热能力, 但是同时加热表面的温度水平却大幅提高, 大于了 63.4 °C, 且加热表面的温差较大, 这对于待冷却器件的正常工作不利。

根据上述分析, 为了减小侧壁导热的影响以及降低加热表面的温度水平和温度梯度, 提出了采用组合结构作为蒸发器的金属外壁, 即上壁采用铝, 下壁采用不锈钢, 从而提高系统的散热性能。图 7 所示为采用组合结构, $q=9.0 \times 10^4 \text{ W/m}^2$ 时蒸发器的温度场分布。

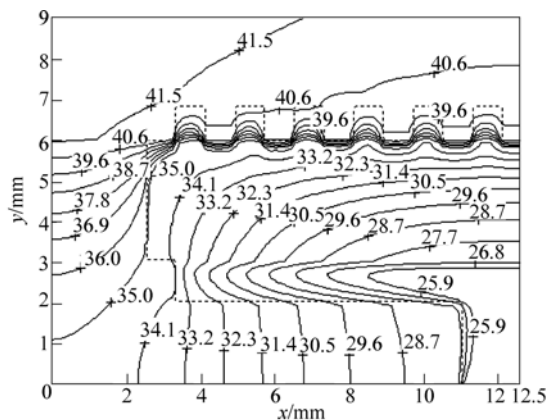


图7 组合结构蒸发器的温度分布

图 7 中显示, 采用组合结构时, 汽液界面仅仅维持在多孔芯的左侧壁, 未发生深入液体补偿腔底部的现象。可见, 采用组合机构可以减小侧壁导热效应带来的不利影响, 提高系统的侧壁效应传热极限, 即提高了系统的传热能力。对比图 6 可知, 在相同的加热热流下, 采用组合结构蒸发器的汽液界面比采用单一不锈钢时下降的距离缩短, 说明采用组合结构比采用单一的不锈钢结构的传热能力更强。同时, 在热流为 $q=9.0 \times 10^4 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ 时, 不锈钢平板蒸发器的加热表面温度超过了 63.4 °C, 且加热

表面的温度不均匀; 而采用组合结构蒸发器时, 加热表面的温度为 41.5 °C 左右, 温度水平较低, 温度梯度小, 有利于高热流密度电子元器件以及空间器件的散热。因此组合结构在一定的程度上可以提高 CPL 的传热能力, 且散热表面的温度水平较低, 等温性好。

4 结论

(1) 蒸发器在 CPL 系统的核心器件, 针对微小型平板 CPL 的特点, 本文提出采用液体补偿腔代替原有的一字形槽道或十字形槽道, 从而减小了工质的流动阻力, 使蒸发吸液更加充分, 增加了系统运行的安全性; 同时采用性能优越的烧结毛细芯, 使系统的传热能力与流动特性大大的加强。

(2) 建立了微小型平板蒸发器毛细芯及液体补偿腔的流动与传热模型, 同时对蒸汽槽道、金属壁面建立了导热模型, 运用 SIMPLE 算法首次对蒸发器进行了整场耦合数值求解。

(3) 数值结果表明, 工质蒸发主要发生在多孔芯上表面附近, 同时由于侧壁导热的影响, 蒸发也发生在侧壁附近; 采用热导率较大的铝外壁时, 蒸发器加热表面的温度水平较低且温度均匀性较好, 有利于于被冷却器件的正常运行, 但是由于侧壁导热的影响导致蒸发器的下壁反向加热液体补偿腔内液体的增强, 使 CPL 的传热能力不高; 热流增加, 加热壁面的温度也同时提高, 但多孔芯入口的温度却一定程度的降低。蒸发器的外壁采用热导率较小的不锈钢可以有效地降低侧壁导热的影响, 提高 CPL 的传热极限能力, 但同时却较大的增加了加热表面的温度水平以及不均匀度。上壁采用热导率较大的铝、下壁采用热导率较小的不锈钢一方面能够提高系统的传热能力, 同时可以维持加热表面在一个合适的温度水平, 加热表面的温度梯度小, 使系统更能适应高热流密度电子元器件及空间器件的散热。

参 考 文 献

- [1] RIEHL R R, DUTRA T. Development of an experimental loop heat pipe for application in future space missions[J]. Applied Thermal Engineering, 2005, 25: 101-112.
- [2] 池勇, 汤勇, 陈锦昌. 微小型毛细泵环热控制系统及其制造技术[J]. 机械工程学报, 2007, 43(12): 166-171. CHI Yong, TANG Yong, CHEN Jinchang. Miniaturized capillary pumped loop heat controlling system and its

- manufacturing technique[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(12): 166-171.
- [3] ZENG Ping, CHENG Guangming, LIU Jiulong. Development of single-phase water cooling radiator for computer chip[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 20(2): 77-81.
- [4] 李强, 陈小波, 钱吉裕. 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): 1 186-1 190. LI Qiang, CHEN Xiaobo, QIAN Jiyu. Experimental investigation on characteristics of startup and operation of small scale CPL[J]. Progress in Natural Science, 2006, 16(9): 1 186-1 190.
- [5] CAO Y, FAGHRI A. Analytical solutions of flow and heat transfer in a porous structure with partial heating and evaporation on the upper surface[J]. Int. J. Heat and Mass Transfer, 1994, 37(10): 1 525-1 553.
- [6] FIGUS C, LE BRAY Y, PRAT M, et al. Heat and mass transfer with phase change in a porous structure partially heated: Continuum model and pore network simulation[J]. Int. J. Heat Mass Transfer, 1999, 42(11): 2 557-2 569.
- [7] YAN Y H, OCHTERBECK J M. Numerical investigation of the steady-state operation of a cylindrical capillary pumped loop evaporator[J]. Journal of Electronic Packaging, 2003, 125(2): 251-260.
- [8] REN Chuan, WU Qingsong, HU Maobin. Heat transfer with flow and evaporation in loop heat pipe's wick at low or moderate heat fluxes[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2007, 50(12): 2 296-2 308.
- [9] LIU Z C, LIU W, NAKAYAMA A. Flow and heat transfer analysis in porous wick of CPL evaporator based on field synergy principle[J]. Heat and Mass Transfer, 2007, 43(12): 1 273-1 281.
- [10] 李强, 宣益民, 陈小波. 小型 CPL 用高性能烧结毛细芯的研制[J]. 粉末冶金技术, 2005, 23(5): 330-333. LI Qiang, XUAN Yimin, CHEN Xiaobo. Development of high performances sintered wicks for miniature CPLs[J]. Powder Metallurgy Technology, 2005, 23(5): 330-333.
- [11] 陶文铨. 数值传热学[M]. 2 版. 西安: 西安交通大学出版社, 2003. TAO Wenquan. Numerical heat transfer[M]. 2nd ed. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2003.
- [12] ZHAO T S, LIAO Q. On capillary-driven flow and phase-change heat transfer in a porous structure heated by a finned surface: Measurements and modeling[J]. Int. J. Heat and Mass Transfer, 2000, 43(4): 1 141-1 155.

作者简介: 万忠民(通信作者), 男, 1977 年出生, 博士后。主要研究方向为航天器热控技术以及高热流密度电子器件散热的理论与试验。

E-mail: zhongminwan@hotmail.com