小型平板CPL实现高热流密度散热的研究

万忠民 刘伟 张亮 明廷臻
(华中科技大学能源与动力工程学院，武汉 430074)

摘要 针对小型平板毛细抽吸两相流体回路(CPL)在高热流密度下的特点，分析了不同工质时系统的压力损失与毛细芯的毛细抽吸力，得出采用氨工质有着较好的传热性能和更高的毛细限，同时得出影响系统毛细限的主要因素是蒸汽联管管径和工质的蒸气密度，提出了工质传输系数作为选取工质的重要指标。建立了蒸发器多孔芯，金属壁面以及工质气、液空间区域的耦合数学模型，并运用SIMPLE算法进行求解，得出蒸发器内的温度分布及由于侧壁效应对多孔芯传热传质与传热极限的影响，同时提出小型平板CPL系统存在侧壁效应传热极限，它是影响系统最大传热量的一个重要极限，在设计小型平板CPL必须予以考虑。

关键词 侧壁效应 传热极限 多孔介质 工质传输系数 小型平板毛细抽吸两相流体回路 小型飞行器

1 引言

毛细抽吸两相流体回路(CPL)是一种利用液体工质的相变进行传热传质的两相热控系统，具有结构简单，安置灵活，传热效率高，不需外加动力装置，运行可靠，传热温差小，热传输距离长以及传热能力强等优点，使其成为航空航天热控技术的有效方式[1-2]。特别是随着小型航天器在空间领域的迅速发展，如何在有限的空间内解决高热流密度的散热问题，确保小型飞行器的正常运行，从而使小型紧凑的CPL系统成为了各国学者研究的热点问题[3-4]。

根据蒸发器的结构，小型CPL系统分为圆管型以及平板型CPL，由于平板CPL的蒸发器设计为平板能够更好的与散热表面贴合，减小了蒸发器与散热表面间的传热热阻，提高了系统的传热效率，同时使散热表面的等温性更好，因此小型平板CPL更适合电子元器件的高热流密度散热。本文针对小型平板CPL在高热流密度下的特点，分析了不同的工质(甲醇和氨)情况下系统的压力损失与蒸发器毛细芯提供的毛细抽吸力，得出了影响系统毛细限的主要因素，提出了选取工质的一个重要指标。同时考虑在高热流密度下小型平板CPL蒸发器毛细芯剧烈导热以及蒸发器侧壁金属的导热引起下壁反向加热多孔芯下部及液体槽道中的液体，可能导致蒸发器内的温度场分布不合理，使多孔芯内部以及液体槽道中可能产生气泡，阻碍蒸发器液体正常供液，可能导致系统不能正常工作，因此为了掌握高热流密度下蒸发器内的传热传质以及温度分布情况，本文建立了蒸发器的整场数学模型，并应用SIMPLE算法对模型进行了求解[5]。本文得出的结论为指导设计小型平板CPL实现高热流密度的传热提供了一定的理论依据。

国家重点基础研究发展规划资助项目(No. 2007CB206901)
收稿日期：2006-11-20。收修改稿日期：2007-03-14

?1994-2014 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

2 系统的毛细限分析

图1所示为小型平板CPL系统原理图，系统主要由毛细芯蒸发器，冷凝器，气、液联管以及储液器组成。其基本的工作原理：利用液体工质的相变传热，在蒸发器中蒸发吸热，产生的蒸气通过蒸汽联管在冷凝器中冷凝为液体，依靠多孔芯提供的毛细抽吸力驱动凝结液通过液体联管回流至蒸发器蒸发，形成蒸发－凝结循环，从而实现散热功能。冷凝器中增设多孔芯是为了形成稳定的物理界面，防止系统在启动和稳定运行中温度与压力波动[6]。

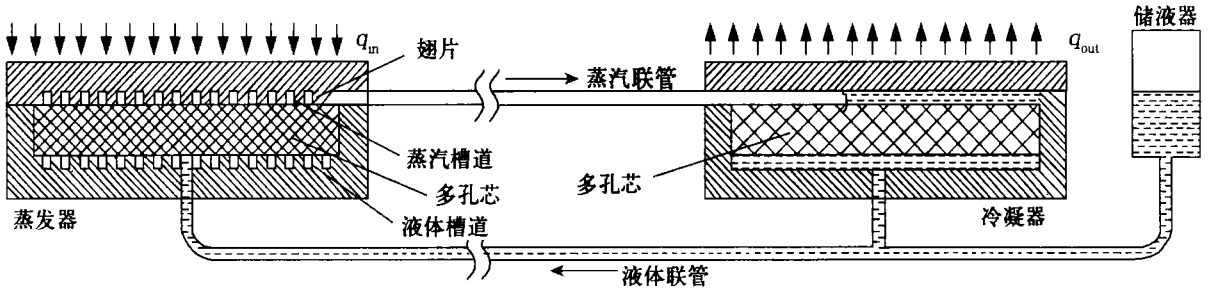

图1 小型平板CPL系统示意图

图2所示为平板CPL系统运行过程中的压力损失网络图，根据CPL的工作原理可知，系统循环的总压降 Δp_{loop} 由液体回路压降 Δp_{liquid} 与蒸气回路压降 Δp_{vapor} 以及冷凝器中气、液界面产生的反向的毛细抽吸阻力 $\Delta p_{cap,c}$ 组成，即：

$$\Delta p_{loop} = \Delta p_{vapor} + \Delta p_{liquid} + \Delta p_{cap,c} = \Delta p_{v,e} + \Delta p_{v,p} + \Delta p_{v,c} + \Delta p_{w,c} + \Delta p_{l,c} + \Delta p_{l,p} + \Delta p_{l,e} + \Delta p_{w,e} + \Delta p_{cap,e} \quad (1)$$

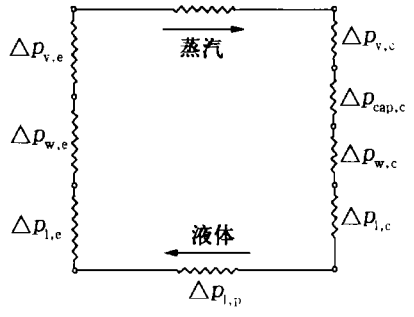

图2 平板CPL系统压降网络图

式中 $\Delta p_{v,e}$ 为蒸气在蒸发器蒸汽槽道中的压降；$\Delta p_{v,p}$ 为蒸气在蒸汽联管中的压损；$\Delta p_{v,c}$ 为蒸气在冷凝槽道中的压损；$\Delta p_{w,c}$ 为工质通过冷凝器毛细芯时的压损；$\Delta p_{l,c}$ 为液体在冷凝器槽道中的压损；$\Delta p_{l,p}$ 为液体通过液体联管时的压损；$\Delta p_{l,e}$ 为液体在蒸发器液体槽道中的压损；$\Delta p_{w,e}$ 为工质通过蒸发器毛细芯的压损。各部分压降计算可参见文献[7]。

为了保证系统内工质的流动循环，压损将由蒸发器中的毛细多孔芯产生的毛细抽吸力提供，因此蒸发器毛细芯的毛细限应该大于系统的压降，才能维持CPL系统的正常工作。即：

$$\Delta p_{cap,e} > \Delta p_{loop} \quad (2)$$

式中 $\Delta p_{cap,e} = \frac{2\sigma}{r_{eff,e}}$，$\Delta p_{cap,c} = \frac{2\sigma}{r_{eff,c}}$，$\sigma$ 为表面张力系数，$r_{eff,e}$、$r_{eff,c}$ 分别为蒸发器和冷凝器中多孔芯的有效半径。

为了得到系统的压降关系，系统的尺寸及参数如下：平板蒸发器长×宽×厚为43mm×43mm×10mm，蒸汽槽道、液体补偿腔为1mm×1mm的方形腔，蒸发器多孔芯采用500目的不锈钢丝网，冷凝器长×宽×厚为52mm×52mm×15mm，采用250目的不锈钢丝网，液体联管直径为2mm，长为0.5m，蒸汽联管长为0.5m。图3为小型平板CPL系统的循环总压损 Δp_{loop} 随蒸汽联管直径的变化关系。图3中，曲线①、②为采用甲醇为工质，热流密度分别为 $1.5\times10^5\,W/m^2$、$1\times10^5\,W/m^2$ 时系统总压损随蒸汽管径的变化关系，曲线③、④为采用氨工质，热流密度分别为 $1.5\times10^5\,W/m^2$、$1\times10^5\,W/m^2$ 时系统总压损随蒸汽管径的变化关系，为了与毛细芯提供的毛细抽

?1994-2014 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

吸力作比较，图中曲线⑤、⑥分别为甲醇和氨时蒸发器多孔芯提供的最大毛细抽吸力。图中总压降的突变是由于蒸汽管道和槽道中蒸气由层流变为湍流所引起的。图中可见，加热热流越高，系统循环的总压损越大；随着蒸汽联管管径的增大，系统循环的总压损减小；采用氨工质时，即使在 $1.5\times10^5\,W/m^2$ 热流，小蒸汽管径(2mm)时系统循环的总压降小于蒸发器毛细芯能提供的毛细抽吸力，能够有效的保证系统所需的动力；而采用甲醇时，只有管径超过一定的值($1\times10^5\,W/m^2$ 时为 2.8mm，$1.5\times10^5\,W/m^2$ 时为 3.9mm)时蒸发器所能提供的毛细抽吸力才能克服系统循环的总压损。CPL 系统小型化，即要求对应的各部件的小型化，考虑到各部件的匹配问题，蒸汽管道直径不可能很大，否则就会给系统结构的设计带来困难，因此在相同的情况下采用氨工质提供的毛细抽吸力能有效的克服系统循环的总压降。

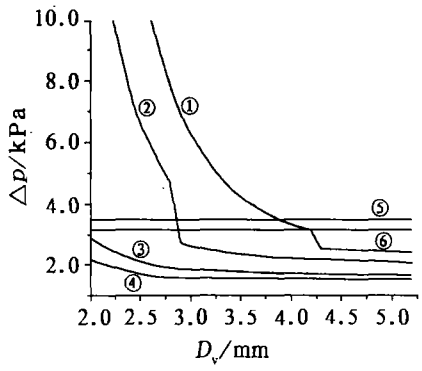

图3　ΔP 随蒸汽联管直径的变化关系

值得一提的是图3还可以看出，在蒸汽管径大小相同时，系统的总压降采用氨比甲醇小的多，蒸汽管径增大都会引起总压降降低，甲醇工质时降低的幅度很大，可见蒸汽管道内的压降占据了总压降的重要部分，特别对于 CPL 小型化后蒸汽管道较小的情况。这是因为蒸气的密度很小，在高热流密度、小管径的情况下，蒸气在管道中的速度较大，导致蒸汽管道中的压降很大。在 37℃时，氨蒸汽与甲醇蒸气的密度比为 28.2，可见在相同的加热热流、管径下，甲醇工质 CPL 系统蒸汽管道内的蒸气速度大约是氨工质速度的 28.2 倍，可知氨工质时蒸汽管道中的压损远远小于甲醇的压损，因此工质的蒸气密度对系统的毛细限的影响非常重要。液体传输系数[8] N_l 是传统的选取工质的重要指标，其定义为 $N_l=\sigma h/v_l$，σ 为表面张力，h 为工质的气化潜热，v_l 为液体的运动粘度，而对于热管及 CPL 等两相传热系统，流程中不仅有液体，而且还有蒸气存在，蒸气在管道中流动产生的压降较大，特别是在高热流小管径的情况下，故液体传输系数作为选取工质的重要指标有一定的片面性。本文提出了工质传输系数 $N=\sigma h\rho_v/v_l$，其中 ρ_v 为工质蒸气的密度，此系数能够较好的反映两相传热系统毛细限的特点，作为选取工质的主要指标有一定的优势。

3　小型平板蒸发器内的传热传质

影响小型平板 CPL 传热能力的另一重要因素就是蒸发器内的温度场分布，气液界面温度下的饱和蒸气压力大于同一点的液体压力，这种压差随着加热热流的增加而增加，由于多孔芯较大的传热能力，以致在多孔芯和液体槽道中可能生成气泡，从而在该处造成热点和阻碍液体的循环。同时针对平板 CPL 特殊的结构，侧壁金属的导热系数较大，热量直接通过侧壁传入下壁反向加热液体槽道以及多孔芯下壁的液体，因此可能在该处产生气泡，造成热点，阻碍蒸发器液体正常供液，特别是小型平板 CPL 蒸发器在高热流的情况下，这种现象尤为突出，对系统的正常运行非常不利。因此对小型平板 CPL 蒸发器的传热传质的研究显得非常重要。

3.1　控制方程

图4所示为小型平板 CPL 蒸发器的结构示意图，图中区域分别是1为蒸发器的金属外壁、2为蒸汽槽道、3为毛细多孔芯、4为液体槽道、5为金属外壁。蒸发器的上表面加入了均匀热流。

考虑 CPL 蒸发器的对称性，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。假设蒸汽槽道内热量传递主要以导热方式进行，故对区域1，2，5建立导热微分方程为

?1994-2014 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

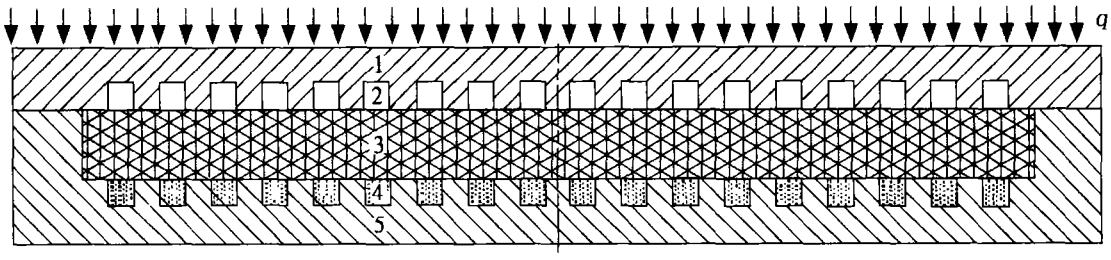

图4 平板CPL蒸发器结构示意图

$$\lambda_t\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right)=0 \tag{3}$$

区域4为多孔毛细芯，在建立饱和多孔介质数学模型时，提出如下假设：1）多孔介质属刚性介质，各向同性；2）多孔孔隙内蒸气的压力为饱和压力；3）毛细多孔芯处于局部热力学平衡态；4）忽略重力的影响。运用体积平均法，忽略能量方程中的粘性耗散作用，根据Brinkman和Forchheimer对Darcy定律的修正理论，分别对多孔区的液相和气相建立如下控制方程

连续方程：
$$\frac{\partial(\varepsilon_\alpha\rho_\alpha)}{\partial t}+\nabla\cdot(\rho_\alpha \boldsymbol{V}_\alpha)=0 \tag{4}$$

动量方程：
$$\frac{\rho_\alpha}{\varepsilon_\alpha}\frac{\partial \boldsymbol{V}_\alpha}{\partial t}+\frac{\rho_\alpha}{\varepsilon_\alpha^2}\nabla(\boldsymbol{V}_\alpha\cdot\nabla)\boldsymbol{V}_\alpha=-\nabla p-\left(\frac{\mu_\alpha}{K}+B\frac{C}{\sqrt{K}}\right)\boldsymbol{V}_\alpha+\frac{\mu_\alpha}{\varepsilon_\alpha}\nabla^2\boldsymbol{V}_\alpha \tag{5}$$

能量方程：
$$(\overline{\rho c})_\alpha\frac{\partial T}{\partial t}+\rho_\alpha c_\alpha(\boldsymbol{V}_\alpha\cdot\nabla)T=\nabla\cdot(\lambda_{\mathrm{eff}\alpha}\nabla T) \tag{6}$$

B为气、液相标志系数，气相时下标α为v，$B=0$；液相时下标α为l，$B=1$。

对液体补偿腔区域4，由于回流冷凝液直接流入此处，因此取该处的温度为回流液温度，即：

$$T=T_{\mathrm{in}} \tag{7}$$

由于采用饱和多孔介质模型，液体在气、液界面处蒸发为蒸气，因此在该处，满足质量、热量连续性条件，即：

$$T_{\mathrm{l}}=T_{\mathrm{v}}=T_{\mathrm{sat}} \tag{8}$$

$$\rho_{\mathrm{l}}V_{\mathrm{l}}=\rho_{\mathrm{v}}V_{\mathrm{v}} \tag{9}$$

$$P_{\mathrm{c}}=P_{\mathrm{v}}-P_{\mathrm{l}} \tag{10}$$

$$\lambda_{\mathrm{v}}\nabla T_{\mathrm{v}}\cdot\boldsymbol{n}-\lambda_{\mathrm{l}}\nabla T_{\mathrm{l}}\cdot\boldsymbol{n}=\rho_{\mathrm{l}}|\boldsymbol{V}|h_{\mathrm{f}} \tag{11}$$

式中 $\boldsymbol{V}$为速度矢量；T为温度；T_{in}为CPL系统回流工质温度；T_{sat}为饱和温度；P为压力，P_{c}为毛细抽吸力；ε为孔隙率；ρ为密度；c为比热容；μ为流体的动力粘度；K为流体的渗流参数；λ为导热系数；λ_{effl}，λ_{effv}为多孔芯的液相、气相的有效导热系数；h_{f}为工质气化潜热。下标v表示蒸气；l表示液相；s表示固相；i，$j=1$，2，3，4，5表示各区域；$\boldsymbol{n}$为单位法矢量；$\lambda_{\mathrm{effl}}=\lambda_{\mathrm{l}}\varepsilon+(1-\varepsilon)\lambda_{\mathrm{s}}$，$\lambda_{\mathrm{effv}}=\lambda_{\mathrm{v}}\varepsilon+(1-\varepsilon)\lambda_{\mathrm{v}}$。

3.2 数值计算结果及讨论

根据上文分析，在高热流密度、小型化的CPL中采用氨工质时系统有着较大的毛细传热极限，性能较好，因此本文采用氨为工质，对蒸发器的金属壁、蒸汽槽道、多孔芯以及液体槽道运用SIMPLE算法进行整场耦合求解。在数值计算中，小型平板CPL蒸发器的几何尺寸如前，由于铝能够与氨相容，同时铝有较高的导热系数，因此蒸发器的壁面采用铝，其厚度为3mm，多孔芯厚度为4mm。其他参数$T_{\mathrm{in}}=20$℃，$T_{\mathrm{sat}}=25$℃（储液器的设点温度）。

图5、6所示为加热热流分别为$1\times10^5\,\mathrm{W/m^2}$、$1.5\times10^5\,\mathrm{W/m^2}$时蒸发器内的温度场分布，图中可见蒸发（蒸发温度为25℃）主要发生在多孔芯的上表面以及侧表面附近；由于铝的导热系数比不

?1994-2014 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

锈钢大的多，热量通过铝壁面传入多孔芯内，大量的热在多孔芯上、侧表面通过液体蒸发被蒸气带走，少量的热用于加热多孔芯中的液体；多孔芯中的等温线在侧壁附近发生了明显的向下弯曲，侧壁导热已经对多孔芯的温度场分布有了一定的影响，图5看出，在热流为$1\times10^5 W/m^2$时，气液界面(25℃等温线)在侧壁附近向下延伸，但是侧壁导热引起的反向加热多孔芯底部及液体槽道中液体的热量较少，气液界面在多孔芯下部没有向右延伸，蒸发器此时仍能正常工作；继续增大热流到$1.5\times10^5 W/m^2$时，如图6所示，气液界面在多孔芯下表面已有向右移动的趋势，侧壁导热引起的下壁反向加热下部液体已比较明显，若此时继续增大加热热流，则由于下壁的反向加热使多孔芯底部及液体槽道中产生蒸气，随着其内气泡的增长，阻碍了蒸发表面液体的补给，从而使多孔芯出现干涸现象，使CPL运行失败。可见，对于小型平板CPL，由于侧壁导热引起系统运行失败，形成了一个传热极限，在此称为侧壁效应传热极限，该传热极限相对于其他极限如粘性限、声速限、携带限在小型平板CPL系统中更容易出现，因此侧壁效应极限是影响系统传热极限的一个重要的极限，在设计小型平板CPL实现高热流密度散热时必须予以考虑。计算结果表明文中所设计的蒸发器在$1.5\times10^5 W/m^2$左右时仍能正常运行。为了提高侧壁效应传热极限可以通过减小其侧壁厚度，选用导热系数小的金属材料作为侧壁等措施来实现。

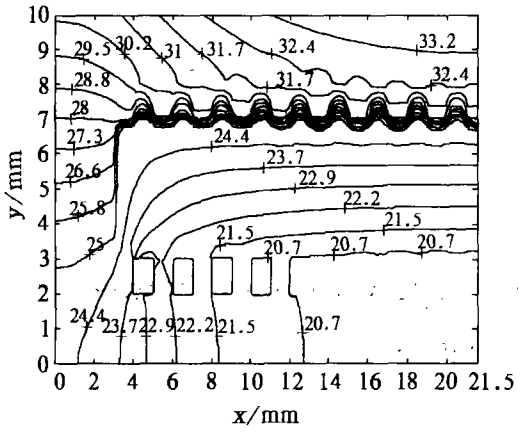

图5　$1\times10^5 W/m^2$时蒸发器的温度场

注：图中数值表示摄氏温度。

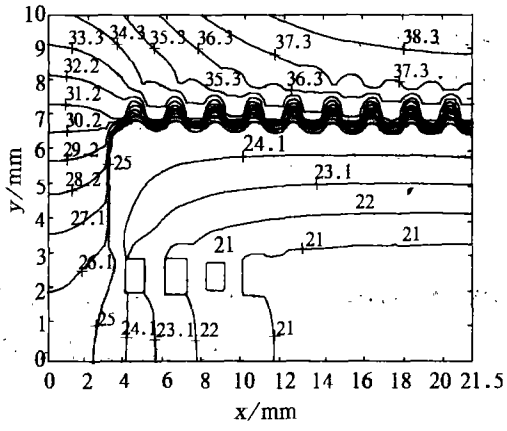

图6　$1.5\times10^5 W/m^2$时蒸发器的温度场

4　结论

本文针对小型平板CPL在高热流密度下的特点，分析了不同的工质(甲醇和氨)情况下系统的压力损失与蒸发器毛细芯提供的毛细抽吸力的关系，分析得出在高热流密度散热的情况下，采用氨工质有着较好的传热性能和更高的毛细限，同时得出蒸汽联管中的压损占系统总压损的比例较大，影响系统毛细限的主要因素是蒸汽联管的管径和工质的蒸气密度，提出了设计小型CPL系统选取工质的一个重要指标，即工质传输系数。为了研究平板CPL小型化后高热流散热情况下蒸发器内的温度场分布以及由于蒸发器金属壁的导热效应对蒸发器多孔芯传热传质与传热极限的影响，建立了小型平板CPL蒸发器多孔芯，金属壁面以及工质气、液空间区域耦合的数学模型，并运用SIMPLE算法进行耦合求解。数值研究表明，由于小型平板CPL系统蒸发器的结构特点，使系统存在侧壁效应传热极限，它是影响系统最大传热量的一个重要极限，在设计小型平板CPL实现高热流密度散热时必须予以考虑。为了提高小型平板CPL热输运能力，可以选用工质传质系数较大的工质，同时提高蒸发器的侧壁效应传热极限。

?1994-2014 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

参 考 文 献

[1] SWANSON, THEODORE D, GAJANANA C, et al. NASA thermal control technologies for robotic spacecraft [J]. Applied Thermal Engineering, 2003, 23: 1055－1065.

[2] CLAYTON S, MARTIN D, BAUMANN J. Mars surveyor thermal management using a fixed conductance capillary pumped loop [R]. SAE Paper 972467, 1997.

[3] NADALINI R, BODENDIECK F. The thermal control system for a network mission on Mars: The experience of the Netlander mission [J]. Acta Astronautica, 2006, 58: 564－575.

[4] RIEHL, ROGE R, DUTRA, Thiago. Development of an experimental loop heat pipe for application in future space missions [J]. Applied Thermal Engineering, 2005, 25: 101－112.

[5] 陶文铨. 数值传热学[M]. 第2版. 西安: 西安交通大学出版社, 2003.

[6] MURAOKA I, RAMOS F M, VLASSOV V V. Theoretical analysis of low frequency temperature oscillation in a capillary pumped loop with porous element in the condenser [C]. Proceedings of the 11th International Heat Pipe Conference, Tokyo, Japan, 1999, 190－195.

[7] 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 Journal of Heat and Mass Transfer, 1998, 25: 1085－1094.

[8] 庄骏, 张红. 热管技术及其工程应用[M]. 北京: 化学工业出版社, 2000.

作者简介

万忠民 1977年生, 2003年获华中科技大学能源与动力工程学院制冷及低温工程硕士学位, 现华中科技大学能源与动力工程学院工程热物理专业博士研究生。主要从事多孔介质的传热传质以及新型航空热控技术的理论及其试验研究。

Investigation of Small-scale Flat-plate Type Capillary Pumped Loop for High Heat Flux Applications

Wan Zhongmin Liu Wei Zhang Liang Ming Tingzhen

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

Abstract The operational behavior of small-scale flat-plate type capillary pumped loop (CPL) at high heat fluxes was analyzed. The total pressure loss along the loop and maximum capillary pressure of the evaporator wick for different working fluids were obtained. The analysis results show that ammonia working fluid had better performance and higher capillary limit, and capillary limit was affected significantly by vapor line radius and working fluid density. The working fluid transmission coefficient was introduced as an important criterion for choosing working fluid. The numerical model of porous wick, metal wall and fluid region of CPL evaporator were established, and the entire evaporator is solved with SIMPLE algorithm as a conjugate problem. The numerical results are obtained and the effect of evaporator metal side wall conduction on the working limit of system is discussed. The side wall effect working limit existed in the small-scale flat-plate type CPL evaporator is introduced. The obtained results are useful for the design of small-scale flat-plate type CPL evaporator.

Key words Side wall effect Heat transfer limit Porous wick Working medium transmission coefficient Small-scale flat-plate type capillary pumped loop Small vehicle

?1994-2014 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net