

CPL 蒸发器毛细芯中流动与传热的场协同分析

刘志春 刘 伟 杨金国 邓芳芳

(华中科技大学能源与动力工程学院, 湖北 武汉 430074)

摘 要 本文从场协同的角度分析工质在蒸发器毛细芯中的流动与传热情况, 针对不同的蒸发器肋片结构参数、毛细多孔芯厚度以及不同的热流密度进行了数值分析。结果表明, 利用场协同原理, 可以解释不同的蒸发器结构参数和热负荷对蒸发器传热效果的影响, 从而为优化蒸发器结构, 提高 CPL 效能提供理论依据。

关键词 CPL; 蒸发器; 毛细芯; 流动及传热; 场协同

中图分类号: TK124 文献标识码: A 文章编号: 0253-231X(2006)02-0295-03

FLOW AND HEAT TRANSFER ANALYSIS IN POROUS WICK OF CPL EVAPORATOR BASED ON FIELD SYNERGY PRINCIPLE

LIU Zhi-Chun LIU Wei YANG Jin-Guo DENG Fang-Fang

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

Abstract In the present paper, flow and heat transfer processes under different geometrical structures and different heat flux densities in the porous wick of a CPL evaporator have been numerically studied according to field synergy principle. The calculation results indicate that the heat flux density and geometrical structure, such as fin width and wick height, exert great impacts on the heat and mass transfer efficiencies of the CPL evaporator, which demonstrates that the field synergy principle may be applied to optimize the configuration of the evaporator and consequently to improve the heat transfer efficient of the CPL system.

Key words CPL; evaporator; porous wick; flow and heat transfer; field synergy principle

1 前 言

毛细抽吸两相流体回路 (Capillary Pumped Loop) 是一种利用工质的相变潜热传递热量的装置。蒸发器是系统承受热负荷、提供驱动力的关键部件, 国内外研究者对 CPL 蒸发器进行实验及理论研究表明^[1~3], 热流密度的大小、蒸汽槽道以及多孔芯结构对蒸发器流动与换热有较大的影响, 但迄今为止, 尚未有人提出 CPL 蒸发器毛细芯强化传热的理论及方法。本文利用场协同原理, 采用数值分析方法, 研究蒸发器几何结构参数、热流密度对工质的流动与换热的作用及影响。

2 蒸发器多孔芯中的流动与换热数学模型

本文主要研究一种新型的平板型 CPL, 其系统构成和一个典型的计算单元分别如图 1、图 2 所示。

在建立模型时, 采取几点假设: 多孔芯材料不可压缩、均质, 且各向同性; 流体及多孔骨架材料处于局部热力学平衡; 忽略重力影响以及能量方程中的粘性耗散作用。

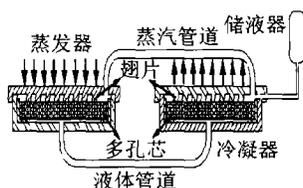


图 1 平板式 CPL 系统构成图

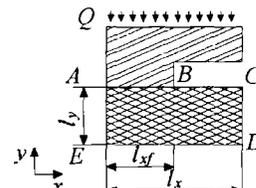


图 2 蒸发器多孔芯的数值计算单元

采用体积平均法, 考虑 Brinkman 和 Forchheimer 对 Darcy 定律的修正, 分别对多孔芯内的液相区和汽相区建立控制方程。

收稿日期: 2005-12-04; 修订日期: 2006-01-12

基金项目: 国家重点基础研究发展规划项目资助 (G2000026303)

作者简介: 刘志春 (1976-), 男, 新疆沙湾人, 博士生, 主要从事毛细泵相变回路的研究。

连续性方程:

$$\frac{\partial(\epsilon_i \rho_i)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_i \vec{V}_i) = 0 \quad (1)$$

动量方程:

$$\frac{\rho_i}{\epsilon_i} \frac{\partial \vec{V}_i}{\partial t} + \frac{\rho_i}{\epsilon_i^2} (\vec{V}_i \cdot \nabla) \vec{V}_i = -\nabla P_i - \left[\frac{\mu_i}{K_i} + D \frac{\rho_i C}{\sqrt{K}} |\vec{V}| \right] \vec{V}_i + \frac{\mu_i}{\epsilon_i} \nabla^2 \vec{V}_i \quad (2)$$

能量方程

$$\bar{\rho} c \frac{\partial T}{\partial t} + \rho_v c_v (\vec{V}_v \cdot \nabla) T + \rho_l c_l (\vec{V}_l \cdot \nabla) T = \nabla \cdot (k_{eff} \nabla T) \quad (3)$$

其中, 若 $i = v$, 则表示汽相, 此时 $D = 0$; 若 $i = l$, 则表示液相, 此时 $D = 1$ 。

计算单元内的初始和边界条件可表述如下。

液相初始分布: $\epsilon_l(t = 0) = 0.611$ (液体饱和);

下边界 ($D-E$): $p_l = p_0$; $T_l = T_0$; 左右边界 ($A-E, C-D$): $\partial p / \partial x = 0$; $\partial T / \partial x = 0$; 上边界 ($A-B$): $\partial p / \partial y = 0$; $\lambda \partial T / \partial y = q_w$; 上边界 ($B-C$): $\lambda \partial T / \partial y = \alpha(T - T_\infty)$; $\lambda (\partial T / \partial y) = (\rho L K / \mu) (\partial p / \partial y)$; 汽液相变界面: $T_l = T_v = T_{sat}$; $\lambda_v \nabla T_v \cdot n - \lambda_l \nabla T_l \cdot n = \rho_l \vec{V}_l \cdot n L$; $\rho_l \vec{V}_l = \rho_v \vec{V}_v$; $p_c = p_v - p_l = 2\sigma / r$

能量方程中, 热容和有效导热系数分别表达为:

$$\bar{\rho} c = [\rho_l c_l \epsilon_l + \epsilon_v \rho_v c_v] \varphi + (1 - \varphi) (\rho c)_s; \quad k_{eff} = (\epsilon_l k_l + \epsilon_v k_v) \varphi + (1 - \varphi) k_s$$

3 场协同强化传热原理

分析时不考虑非稳态项, 对式 (3) 在计算区域内进行积分, 整理后得到

$$\oint_{\Gamma=ABCDE} (\vec{n} \cdot k_{eff} \nabla T) dS - \int_{\Omega=ADCDE} \int (\rho_v c_v |\vec{V}| |\nabla T| \cos \theta_{\vec{V}_v, \nabla T} + \rho_l c_l |\vec{V}| |\nabla T| \cos \theta_{\vec{V}_l, \nabla T}) dx dy = 0 \quad (4)$$

式 (4) 中, 左边第一项是计算区域壁面热流, 第二项是对流源项, $\theta_{\vec{V}_v, \nabla T}$ 和 $\theta_{\vec{V}_l, \nabla T}$ 分别是汽相速度、液相速度与热流失量之间的夹角。

速度矢与温度梯度之间的局部夹角按下式确定:

$$\cos \theta = \frac{\vec{V} \cdot \nabla T}{|\vec{V}| \cdot |\nabla T|} \quad (5)$$

因此, 全场平均的速度矢与温度梯度的夹角为:

$$\theta_m = \frac{\sum A_i \theta_i}{\sum A_i} \quad (6)$$

式中, A_i 为每一个控制容积的面积, θ_i 为每一个节点速度矢与温度梯度的夹角, 即协同角。根据场协同原理^[4,5], 速度矢与温度梯度之间的夹角越小, 速度场与热流场之间的协同性越好, 换热也就越好。

4 数值计算结果

计算采用甲醇作为工质, 采用控制容积法对以上方程进行离散, 代数方程组采用 TDMA 法求解, 速度场与压力场的耦合采用 SIMPLE 算法, 由耦合计算的压力和工质的饱和温度动态追踪前锋面位置。针对不同的热流密度和结构参数, 对控制方程进行数值求解, 并采用场协同原理对计算结果进行分析。

4.1 热流密度对协同性的影响

图 3~5 及图 6~8 分别给出了热流密度 $Q = 10000 \text{ W/m}^2$ 、 $Q = 15000 \text{ W/m}^2$ 时系统运行稳定时, 速度场、温度场以及协同角的分布情况。可以看出, 在液相工质底部入口处, 流速的方向几乎都垂直于等温线, 这表明速度矢与温度梯度的方向几乎平行, 按照协同原理, 这时场协同度好; 且多孔介

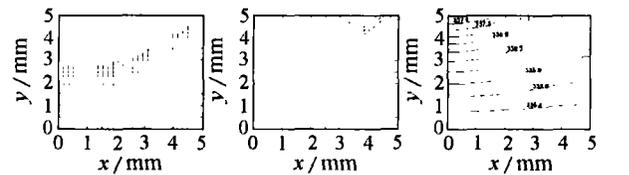


图 3 $Q = 10000 \text{ W/m}^2$ 时毛细芯内的温度场

图 4 $Q = 10000 \text{ W/m}^2$ 时毛细芯内的速度场

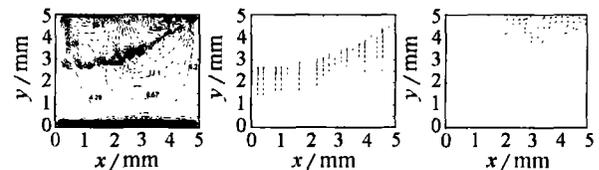


图 5 $Q = 10000 \text{ W/m}^2$ 时毛细芯内的协同角分布

图 6 $Q = 15000 \text{ W/m}^2$ 时毛细芯内的速度场

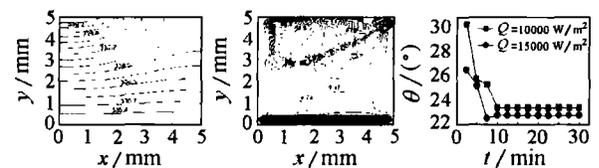


图 7 $Q = 15000 \text{ W/m}^2$ 时毛细芯内的温度场

图 8 $Q = 15000 \text{ W/m}^2$ 时毛细芯内的协同角分布

图 9 CPL 运行过程中协同角的变化

质液相区的协同角比较小,而且在相变界面上,协同角也比较小,传热良好; $Q=15000\text{ W/m}^2$ 的温度场与速度场的协同性要好,因而,换热性能也要好。图 9 给出了启动过程中协同角的变化曲线。启动开始时刻,工质在多孔芯中的流动性较差,协同角较大;随着工质流动性能的改善,温度场与速度场的协同度也有了较大改善,因而,协同角逐步减小;当系统达到稳定时,多孔芯中的温度场及流体的速度场不再发生变化,于是,全场平均协同角也趋于稳定。

图 10 反映了热流密度与协同角之间的变化关系。由于在低热流密度下,多孔芯中液体的蒸发量较少,工质的质量流量相对较低,由工质流动所形成的对流换热较弱;随着热流密度的增大,工质的蒸发量加大,由毛细抽吸力引起的多孔芯中的流动增强,对流换热随之增强,流动与传热的协同性加强;当热流密度达到约 18000 W/m^2 时,平均协同角达到最小,蒸发器达到了毛细芯传热强化的极限;此后,热流密度的增大并不能增强多孔芯中工质的流动,而且,由于热流密度的增大,使得由液体相变产生的蒸汽不能及时排出,多孔芯内流体流动的方向性发生改变,制约了系统的对流换热,协同角逐步增大,这与文献 [6] 所得出的结论是一致的。

4.2 多孔芯厚度对协同性的影响

图 11 给出了热流密度 $Q=15000\text{ W/m}^2$ 时,多孔芯厚度与协同角的关系。流体通过多孔芯的热量传递可由下式表示:

$$Q = \dot{m} \cdot h_{fg} + \dot{m} \cdot c_{pl}(T_v - T_c) \quad (7)$$

式中, \dot{m} 表示相变质量流量, T_v 表示饱和蒸汽温度, T_c 表示液体入口温度。

当热负荷作用于蒸发器时,多孔芯内靠近加热肋片的工质温度升高到饱和温度,工质开始汽化,此时,一部分热量用来提供流体在多孔芯内汽化所需的潜热,另一部分热量通过多孔芯骨架向下传导,形成了毛细芯内的温度梯度。当多孔芯的厚度较薄时,毛细芯内的温度梯度向肋片方向偏斜,工质流动的速度矢与温度梯度间的协同角较大,传热效果不理想;随着多孔芯厚度的增大,流场和温度场之间的协同性相应增强,换热得以改善;但是,随着多孔芯厚度的进一步增大,毛细芯内的温度梯度趋于平坦,工质的流动方向又逐渐偏离温度梯度方向,流场和温度场之间的协同性减弱,流场平均协同角增大,传热效果变差。

4.3 肋片宽度对协同性的影响

图 12 给出了不同的肋片宽度对平均协同角的影响,

这是由于在较小的肋片宽度下,工质所承受的热负荷较小,液体发生相变的界面较小,流场和温度场之间的协同性不好,平均协同角较大,因而,换热效果较差;随着肋片宽度的增大,工质在多孔芯中的流动逐渐改善,协同角减小,因而,换热效果增强;当 $l_{xf}/l_x = 0.5$ 时,工质在蒸发器毛细芯中的换热效果达到最佳;此后,如果继续增加 l_{xf}/l_x 的比值,由于肋片宽度的增加导致了蒸汽出口界面的减小,这在一定程度上抑制了工质在多孔芯中的流动,蒸汽出流困难,全场平均协同角增大,因此,换热效果降低。

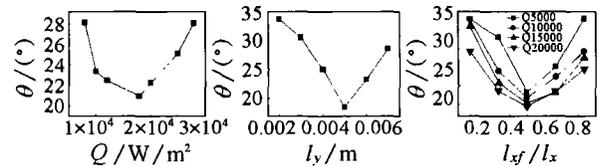


图 10 不同热流密度下协同角的变化 图 11 多孔芯厚度与协同角的变化关系 图 12 不同热负荷下肋片宽度与协同角的变化关系

5 结 论

本文根据饱和多孔介质模型,采用数值分析方法,研究不同的热流密度、毛细多孔芯厚度以及肋片宽度对 CPL 蒸发器多孔芯中流动与传热的影响,并利用场协同原理,对计算结果进行了分析。结果表明,利用场协同原理,可对蒸发器的结构参数进行优化,也可对工作在不同热负荷下的蒸发器进行性能评价,这对 CPL 的系统优化将是一个新途径。

参 考 文 献

- [1] Ku J, Swanson T, Herold K, et al. Flow Visualization within a Capillary Evaporator. In: 23th Int. Conference on Environmental Systems, Colorado Springs, CO, 1993. July, 12-15
- [2] Yiding Cao and Faghri, A., Conjugate Analysis of a Flat-Plate Type Evaporator for Capillary Pumped Loops with Three-Dimensional Vapor Flow in the Groove. Int. J. Heat and Mass Transfer, 1994, 37(3): 401-409
- [3] Han Yan-min, Liu Wei, Huang Xiao-ming. The Numerical Simulation for the Unsteady Heat and Mass Transfer Process in Capillary Pumped Loops Evaporator. Journal of Astronautics, 2003, 24(4): 86-92
- [4] 过增元. 对流换热的物理机制以及控制. 科学通报, 2001, 45(19): 2118-2122
- [5] Tao W Q, Guo Z Y, Wang B X. Field Synergy Principle for Enhancing Convective Heat Transfer-its Extension and Numerical Verifications. Int. J. Heat and Mass Transfer, 2002, 45: 3849-3856
- [6] Liao Q, Zhao T S. Evaporative Heat Transfer in a Capillary Structure Heated by a Grooved Block. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 1995, 38: 3091-3101