CPL 蒸发器毛细芯非饱和流动与传热的场协同分析

黄晓明 刘伟
(华中科技大学能源与动力工程学院，武汉 430074)

摘要 在非饱和三层模型基础上，从场协同的角度，对工质在 CPL 蒸发器毛细芯中的流动与传热情况进行了详细分析。对蒸发器的几何结构参数、毛细多孔芯特征参数以及热负荷变化对工质传热传质效果的影响进行了数值模拟。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 场协同 传热 毛细芯 蒸发器 毛细抽吸两相流体回路

1 引言

近 20 年来，随着电子技术，微电子技术以及组装技术的发展，电子设备正朝着高集成度组装、微组装的方向发展，而随之而来的散热问题，成了航天器中高热流密度电子设备和器件可靠性的关键技术。毛细抽吸两相流体回路(C pill ng Pumped Loop，简称 CPL) 是一种基于分离热管发展起来的航天器热控制技术。它利用蒸发器毛细芯的毛细抽吸力来驱动系统循环，利用工质相变传输热量，具有传热强、热阻低、效率高、能耗小、传输距离长的特点，因此成为航天器热控制的重要设备。蒸发器作为 CPL 的关键部件之一，是系统热负荷的承受部件，并提供系统的驱动力。由于实验数据的匮乏，数值计算成为目前研究 CPL 蒸发器多孔芯流动与传热特性的主要手段。在许多国内外学者的研究中，都采用了多孔介质的饱和模型。例如，CAO 等学者对平板式 CPL 蒸发器内蒸汽的流动进行三维数值模拟[1]，Figus 等学者对 CPL 毛细结构中的相变传热采用两种数值模拟方法进行计算并做了详细的比较和讨论[2]。虽然饱和模型处理可以使问题得到很大的简化，但是各种实验结果[3-5]表明，如果要使理论解和实验数据在量上达到统一，理论模型中两相区的考虑是必须的。Su 的实验很明确的将一个两相相变区从液饱和与汽饱和区分离出来[6]。在文献 [7-8] 对热管多孔芯的相似实验研究中也观察到了这样一个介于两个单相饱和区间的两相区。因此，我们采用新的三层数学模型对 CPL 蒸发器的传热传质过程进行了分析[9]，并讨论了考虑相变作用时所出现的两相混合区的传输现象的必要性。

虽然国内外学者已对 CPL 蒸发器进行了大量的理论和实验研究，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。过增元等重新审视了对流换热的过程机制，提出了对流换热的场协同强化原理[10]，本文在 CPL 蒸发器毛细芯三区——非饱和模型的基础上，利用场协同原理，通过数值计算分析了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，为优化 CPL 蒸发器提供了新途径。计算结果表明，热流密度的大小、蒸发器蒸汽槽道结构以及多孔芯结构对蒸发器的流动与换热有较大的影响。

国家重点基础研究发展规划(No. G2000026303) 资助项目
收稿日期：2006-03-06。收修改稿日期：2006-05-25

© 1994-2013 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.n

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，其系统构成如图 1 所示。对于蒸发器中的流动和换热，由于其结构对称性，一个典型的计算单元如图 2 所示。该单元的上部承受热负荷，左右边界为对称边界，底部紧邻蒸发器的回液槽道，蒸汽通过上部肋片槽道排出。图中，$ABCDEA$ 所包围的面积为 l_y 表示所选取计算单元的多孔芯厚度，l_x 表示计算单元的宽度，即肋片和槽道的宽度，l_{xf} 表示肋片宽度。

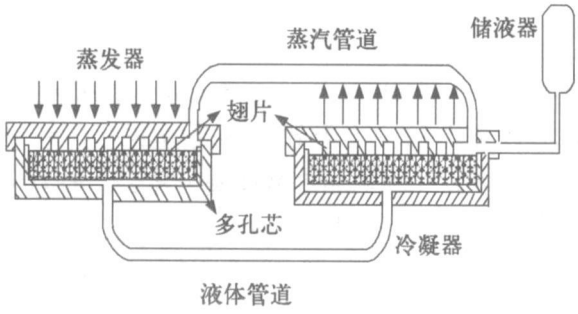

图 1　平板型蒸发器结构图

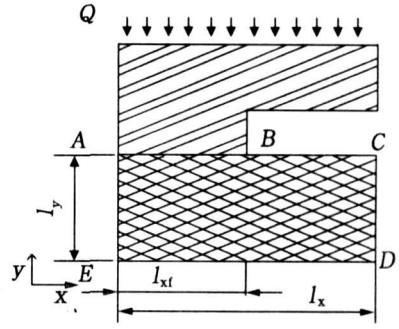

图 2　蒸发器多孔芯的数值计算单元($ABCDE$)

文献[9]通过分析认为：CPL 蒸发器多孔芯的两个单相区之间，存在一个非饱和两相区，在这个非饱和层中，汽相和液相共同占据多孔芯的孔隙空间，蒸发现象发生在多孔芯孔隙中汽液两相的比表面上。因此，在描述 CPL 蒸发器多孔芯中的工质流动和相变换热时采用了三区——非饱和数学模型，即将工质在毛细芯内的流动分为三个区域：1) 饱和蒸汽区；2) 汽液两相区；3) 饱和液体区。考虑如下几点假设：多孔芯材料不可压缩、均质，且各向同性；流体(包括液相及汽相)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；非饱和区域，液相和蒸汽相区域各自连续，遵从连续介质假说。控制微分方程如下。

(1) 汽相区

连续方程：
$$\Delta \cdot \boldsymbol{V}_v = 0$$

动量方程：
$$\frac{\rho_v}{\varepsilon^2}(\boldsymbol{V}_v \cdot \Delta)\boldsymbol{V}_v = -\Delta p_v + \frac{\mu_v}{\varepsilon}\Delta^2 \boldsymbol{V}_v - \frac{\mu_v}{k}\boldsymbol{V}_v$$

动量方程：
$$\rho_v c_v(\boldsymbol{V}_v \cdot \Delta)\dot{T} = \Delta \cdot (\lambda_{eff}\Delta T)$$

(2) 两相区

液相连续方程：
$$\Delta \cdot (\varepsilon_l \rho_l \boldsymbol{V}_l) = -\dot{m}$$

汽相连续方程：
$$\Delta \cdot (\varepsilon_v \rho_v \boldsymbol{V}_v) = \dot{m}$$

液相动量方程：
$$\boldsymbol{V}_l \cdot \Delta \boldsymbol{V}_l - \frac{\dot{m}}{\varepsilon_l \rho_l}\boldsymbol{V}_l = -\frac{1}{\rho_l}\Delta p_l - \frac{\mu_l}{K_l \rho_l}\boldsymbol{V}_l$$

汽相动量方程：
$$\boldsymbol{V}_v \cdot \Delta \boldsymbol{V}_v + \frac{\dot{m}}{\varepsilon_v \rho_v}\boldsymbol{V}_v = -\frac{1}{\rho_v}\Delta p_v - \frac{\mu_v}{K_v \rho_v}\boldsymbol{V}_v$$

能量方程：
$$((\rho c)_l \boldsymbol{V}_l + (\rho c)_v \boldsymbol{V}_v) \cdot \Delta T + ((\rho c)_l \boldsymbol{V}_l \cdot \Delta \varepsilon_l + (\rho c)_v \boldsymbol{V}_v \cdot \Delta \varepsilon_v)T = \lambda_{eff}\Delta^2 T - \dot{m}\gamma + S$$

(3) 液相区

连续性方程：
$$\Delta \boldsymbol{V}_l = 0$$

© 1994-2013 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.n

动量方程: $\Delta p_l = -\frac{\mu_l}{k}\boldsymbol{V}_l$

能量方程: $\rho_l c_l(\boldsymbol{V}_l \cdot \Delta)T = \Delta \cdot (\lambda_{eff}\Delta T)$

(4) 边界条件

底边界(D-E): $p_l = p_0$, $T_l = T_0$

对称边界(A-E, G-D): $\frac{\partial p}{\partial x} = 0$, $\frac{\partial T}{\partial x} = 0$

左上边界(A-B): $\frac{\partial p}{\partial y} = 0$, $\lambda\frac{\partial T}{\partial y} = q$

右上边界(B-C): $p_v = p_l$, $\frac{\partial T}{\partial y} = 0$

式中 ε 为相含量; $\boldsymbol{V}$ 速度矢量; c 为比热容; ρ 为密度; T 为温度; p 为压力; μ 为流体的动力粘度; γ 为工质的相变潜热; Δ 为拉普拉斯算子; K 为流体的渗流参数; λ_{eff} 为有效热传导系数, $\lambda_{eff} = (1-\varepsilon_s)\lambda_l + \varepsilon_s\lambda_s$; q 为系统加热面所承受的热流密度; $\dot{m}$ 为两相区液体蒸发率; S 为内热源。下标v表示蒸汽, l表示液相, s表示固相。能量方程中热容的定义为: $\overline{\rho c} = \rho_l c_l \varepsilon + \rho_v c_v \varepsilon + \rho_s c_s \varepsilon$。

3 蒸发器多孔芯中的流动与换热的场协同分析

Guo 等人指出: 对流问题与存在内热源的导热问题本质上是相似的, 对流方程中的对流项等效于导热问题中的热源强度项[11]。因此, 流动对对流换热的影响可视为热源强度对导热的影响, 加大对流换热方程中的对流项可强化换热。

根据场协同原理, 上述模型中两个单相区能量方程中对流项的积分值可以表示为[11, 12]

$$FM = \iint_\Omega \rho c_p(\boldsymbol{U} \cdot \Delta T)\,\mathrm{d}x\,\mathrm{d}y = \iint_\Omega \rho c_p |\boldsymbol{U}||\Delta T|\cos\theta\,\mathrm{d}x\,\mathrm{d}y$$

式中 Ω 表示图2中 $ABCDEA$ 所围面积。

速度矢量 $\boldsymbol{U}$ 与温度梯度 ΔT 之间的局部夹角按下式确定:

$$\cos\theta = \frac{\boldsymbol{U} \cdot \Delta T}{|\boldsymbol{U}| \cdot |\Delta T|} \tag{1}$$

在三区——非饱和模型基础上利用场协同原理对 CPL 进行换热分析时, 非饱和两相区的对流项进行了如下处理。

令 $\boldsymbol{U} = \boldsymbol{V}_l + \varphi\boldsymbol{V}_v$, 其中, $\varphi = (\rho c)_v/(\rho c)_l$。即:

$$[(\rho c)_l\boldsymbol{V}_l + (\rho c)_v\boldsymbol{V}_v] \cdot \Delta T = (\rho c)_l(\boldsymbol{V}_l + \varphi\boldsymbol{V}_v)\Delta T \tag{2}$$

则两相区中的速度矢与温度梯度之间的局部夹角亦可采用式(1)计算。通过这样一种加权处理, 不仅使得伴随相变的两相流动可以简单地应用单相场协同理论, 还可以充分反映两相区内不同区域中液相流动和气相流动各自占优的机制。

因此, 全场平均的速度矢与温度梯度的夹角为

$$\theta_m = \frac{\sum A_i\theta_i}{\sum A_i}$$

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, 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 计算结果及讨论

计算中选择甲醇为工质, 多孔芯孔隙率 $\phi = 0.5$, 渗透率 $K_l = 1.869\times10^{-10}\,\mathrm{m}^2$, $\lambda = 27\,\mathrm{W/(m \cdot K)}$,

© 1994-2013 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.n

$\lambda = 0.2\,W/(m \cdot K)$，$\lambda = 0.02\,W/(m \cdot K)$，$\gamma = 1.12 \times 10^6\,J/kg$。几何尺寸：$AB = 2 \times 10^{-3}\,m$，$AC = 5 \times 10^{-3}\,m$，$CD = 5 \times 10^{-3}\,m$。边界参数：$T_0 = 30\,℃$，$T_{ref} = 37\,℃$，$P_1 = P_{st}(T_{ref})$，$P_0 = P_{st}(T_{ref}) - 40P$ 。

4.1　热负荷对协同性的影响

考虑一种常见工况，即液相区完全退至积液槽内，有相变的两相区从多孔芯底部开始。毛细芯底部始终为液饱和。图 3 给出了利用非饱和三层模型计算所得的 CPL 热负荷为 $Q = 100W$、系统运

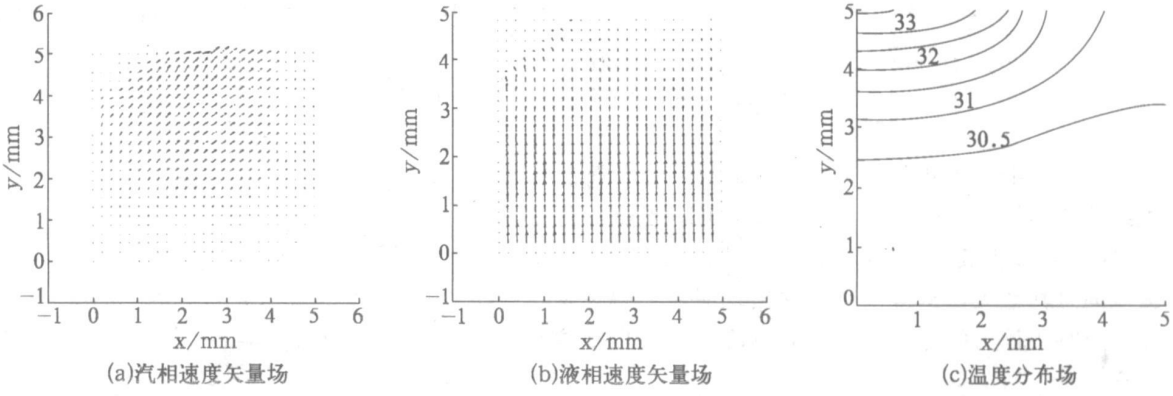

图 3　$Q = 100W$ 时毛细芯内的气相速度场、液相速度场及温度分布

行稳定时，蒸发器毛细芯内速度场和温度场的分布图。图中可以看出，在毛细芯底部，虽然有相变的发生，但相变非常微弱，蒸汽流动也因而非常微弱，两相区以液相工质的流动为主，而液相工质流速的方向基本上都是向上运动。观察对应的温度分布，等温线趋于水平，因此，这时流场的速度矢与温度梯度的方向几乎平行，按照协同原理，速度场与温度场协同度较好。由图 4 协同角分布图可以看到，这一区域的协同角都比较小，换热条件良好。在邻近多孔芯左上角的干饱和区的地方，也就是两相区的顶部处，以及气体槽道出口处是蒸汽流动较强的区域，这时的流动以蒸汽的运动占优，而蒸汽的速度矢方向与温度梯度的方向几乎垂直，因而此时协同角非常大，换热条件较差。在气相区内，由于处于干饱和状态，气相对流作用并不强烈，导热占优，这时流场的换热条件是非常差的，这一点在图 4中也可清楚得看到，这一区域的协同角最大。以上分析可以看出，场协同原理在 CPL 蒸发器毛细芯的非饱和三层模型分析中得到了很好的印证。利用场协同原理可以清楚看到整个毛细芯内流动与换热的强弱分布。

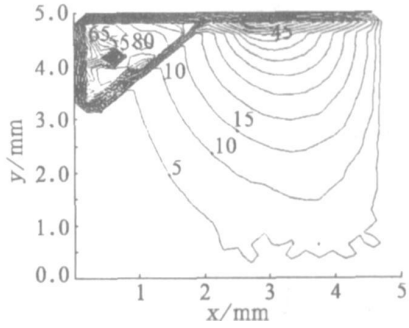

图 4　$Q = 100W$ 时毛细芯内的协同角分布

图 5 中给出了毛细芯内协同角的分布随热流密度的变化。当热负荷较小(图 5( )) 时，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，这时液相区、气相区的协同角都较大；随着热负荷的增大(图 5(b))，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，整个毛细芯中协同角较小的区域居多；当热负荷进一步增大(图 5(c))，气相干饱和区急剧扩大，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发生了改变，制约了系统的对流换热，因此协同角较大的区域增多。

图 6 反映了热负荷与平均协同角之间的关系。与图 5 的结果相对应，随着热负荷的提高，全场平均协同角先是逐渐减小，然后逐渐增加。当热负荷达到约 70 W 时，平均协同角达到最小，蒸发

© 1994-2013 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.n

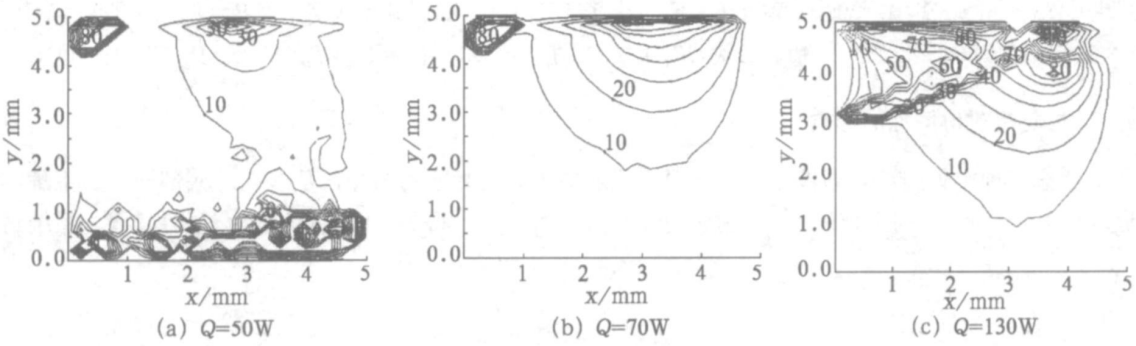

图 5 热负荷对毛细芯内协同角分布的影响

器达到了毛细芯传热强化的极限。此后，热负荷的增大对毛细芯传热强化的作用并不明显；而且，当热负荷增大到 130W 时，由于液体相变产生的蒸汽不能及时排出，干饱和区域的急剧增大，使得换热条件出现明显恶化现象，这与文献[13]所得出的存在一个临界热流密度的实验结论非常吻合。

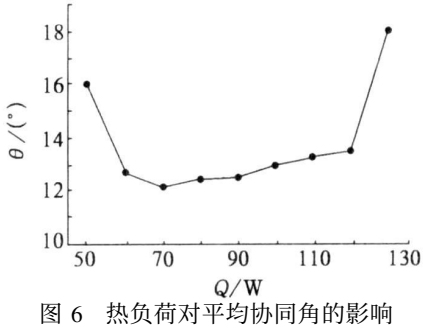

图 6 热负荷对平均协同角的影响

4.2 蒸发器几何参数对协同性的影响

图 7 给出了热负荷为 70W 时，多孔芯厚度与协同角的关系。随着多孔芯厚度的增加，平均协同角先是减小，在达到一个最小值之后，又趋于增大。这一现象可以从 CPL 蒸发器的工作机理来解释。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，当其升高到大于当地压力所对应的饱和温度时，工质开始汽化。此时，液相工质在毛细抽吸力的作用下，克服多孔芯的流动阻力，从下表面流向汽液界面，以维持工质的连续蒸发。此时，加载在多孔芯上的热量中，一部分被用来提供流体在多孔芯内汽化所需的潜热；另一部分则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，厚度的增大可以加大两相区的厚度，流场和温度场协同性较好的区域增大。因此，换热得到一定程度的改善。但是，随着多孔芯厚度的进一步增大，液体的上行所需克服的阻力加大，而相同的孔隙率情况下毛细芯所提供的毛细抽吸力是相同的，系统的供液能力相对减弱，导致干饱和蒸汽区的加大，从而导致流场和温度场之间的协同性减弱，换热效果变差。

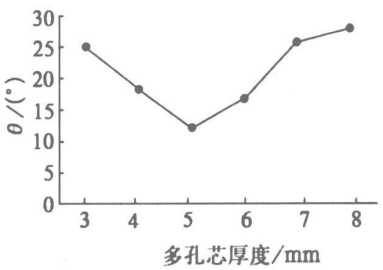

图 7 多孔芯厚度与协同角的变化关系

图 8 给出了不同的肋片宽度对平均协同角的影响。图中可以看出，协同角随肋片宽度的比值 l_{xf}/l_x 的增加，先是减小，达到一个最小值后，又趋于增大。究其原因，可能是因为当肋片宽度过小，热负荷集中在与加热面接触的一个小区域，致使蒸汽区温度上升快，温度梯度与流场的协同性较差。因而，肋片的加宽有利于热负荷的分散，从而使换热情况有所改善。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。但是，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

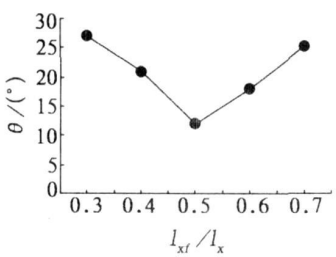

图 8 肋片宽度与协同角的变化关系

© 1994-2013 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.n

孔芯中的流动。蒸汽出流困难，全场平均协同角增大，换热效果反而降低。

5　结论

根据非饱和三层模型，采用数值分析方法，利用场协同原理，对热负荷、毛细芯几何参数对 CPL 蒸发器多孔芯内工质的流动与传热的影响进行了分析，得出如下结论：

1) 在工质入口温度和蒸发器结构参数不变的情况下，随着热负荷的增加，协同角先是减小，达到一个最小值后，热负荷的影响逐渐变小，对流换热随热负荷的变化不大；当热负荷到达某个临界值时，出现换热急剧恶化的现象。

2) 随着蒸发器毛细芯厚度的增大，协同角也是先减小，达到一个最小值后，又趋于增大；相应地，系统的换热性能随之改变。

3) 对于不同的肋宽比 l_{xf}/l_x，工质在毛细芯中流动与传热的协同角不同；合理的肋宽比可以改善两者间的协同性，增强换热效果。

参　考　文　献

[1] YIDING CAO, FAGHRI A. Conjug te n lysis of fl t-pl te type ev por tor for c pill ry pumped loops with three- dimension l v por flow in the groove [J]. Int. J. He t nd M ss Tr nsfer, 1994, 37(3): 401- 409.

[2] FIGUS C. et l. He t nd m ss tr nsfer with ph se ch nge in porous structure p rti lly he ted: continuum model nd pore network simul tion [J]. Int. J. He t nd M ss Tr nsfer, 1999, 42: 2557- 2569.

[3] UDELL K S. He t tr nsfer in porous medi considering ph se ch nge nd c pill ry——the he t pipe effect [J]. Int. J. He t M ss Tr nsfer, 1985, 28, 485- 495.

[4] PLUMB O A, BURNETT D B, SHEKARIZ A. Film condens tion on vertic l pl te in pecked bed [J]. ASME J. He t Tr nsfer, 1990, 112: 235- 239.

[5] MAJUMDAR A, TIEN C L. Effects of surf ce tension on film condens tion in porous medium [J]. ASME J. He t Tr nsfer, 1990, 112, 235- 239.

[6] SU H J. He t tr nsfer in porous medi with fluid ph se ch nge [D]. Ph. D. Thesis, University of C liforni , Berkeley, 1981.

[7] FERRELL J K, ALLEAVITCH J. V poriz tion he t tr nsfer in c pill ry wick structures [J]. Chem. Engng. Prog. Symp. Ser. 1970, 102(66): 82- 91.

[8] CORNWELL K, NAIR B G, PATTEN T D. Observ tion of boiling in porous medi [J]. Int. J. He t nd M ss Tr nsfer, 1979, 19: 236- 238.

[9] 黄晓明，刘伟，等. CPL 蒸发器非饱和多孔芯传热传质分析 [J]. 工程热物理学报，2004，25(4)：652- 654.

[10] 过增元. 对流换热的物理机制以及控制 [J]. 科学通报，2001，45(19)：2118- 2122.

[11] GUO Z Y, LI D Y, WANG B X. A novel concept for convective he t tr nsfer enh ncement [J]. Int. J. He t M ss Tr nsfer, 1998, 41(14): 2221- 2225.

[12] TAO W O, GUO Z Y, WANG B X. Field synergy principle for enh ncing convective he t tr nsfer-its extension nd numeric l verific tions [J]. Int. J. He t nd M ss Tr nsfer, 2002, 45: 3849- 3856.

[13] LIAO Q, ZHAO T S. Ev por tive he t tr nsfer in c pill ry structure he ted by grooved block [J]. Journ l of Thermophysics nd He t Tr nsfer, 1995, 38: 3091- 3101.

作者简介

黄晓明　1976 年生，2004 年获华中科技大学工学博士学位。副教授。研究方向：非饱和多孔介质传热传质，建筑节能，空间热控技术。

© 1994-2013 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.n

Analysis of Unsaturated Heat and Mass Transfer in Porous Wick of CPL Evaporator based on Field Synergy Principle

Hu ng Xi oming Liu Wei
(H u zhong University of Science nd Technology
School of Energy nd Power Engineering, Wuh n 430074)

Abstract The uns tur ted he t nd m ss tr nsfer ch r cteristics in the porous wick of CPL ev por tor under different geometric l structures nd he t flux h ve been numeric lly studied b sed on the field synergy principle. The c lcul tion results indic ted th t the he t flux nd geometric l structures, such s fin width nd wick height, exerted gre t influence on the he t tr nsfer of CPL ev por tor. It demonstr tes th t the field synergy principle c n be pplied to optimize the configur tion of the ev por tor nd consequently to enh nce the he t tr nsfer in CPL ev por tor.

Key words Field synergy principle He t tr nsfer Porous wick Ev por tor C pill ry pumped loop

(上接第6页)

Dynamie-Measurement System Modeling of Spinning Spacecraft Attitude and Their Applications

Hu Sh olin[1,2] Chen Rush n[1] K rl Meinke[2] Hu ji ng Ouy ng[3]
(1 N njing U niversity of Science & Technology, N njing 210094)
(2 Sweden Roy l Institute of Technology)
(3 U niversity of Liverpool)

Abstract The modeling n lysis technique is one of the most import nt ppro ches in sp ce-flight mission. B sed on the dyn mic l n lysis, the copling models of the ttitudes with ngle velocities were successfully decoupled into two series independently differenti l equ tions. And, these two series models were integr ted into n extended dyn mie-me surement system with joint rel tionship equ tions. This new integr ted model could be widely used in ttitude determin tion, ttitude control nd ttitude monitoring of the spinning sp cecr ft. B sed on this integr ted model, series of pr ctic l lgorithms were described to estim te ttitude s well s spinning ngles velocities with high precision.

Key words Attitude control Joint rel tionship equ tion M them tic l model Spinning Vehicle

© 1994-2013 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.n