

小型平板回路热管蒸发器内传热与流动的三维数值模拟

朱旭明¹, 钟 权², 汪舟杰², 黄晓明¹

(1. 华中科技大学 能源与动力工程学院, 武汉 430074;

2. 中国科学院 理化技术研究所, 北京 100190)

摘 要: 针对小型平板回路热管蒸发器内的流动与传热,建立了多区域耦合的数学物理模型,并应用FLUENT软件进行了三维数值模拟。结果表明:蒸发器传热特性在不同热负荷下呈现出较大的差异,其温度分布不仅取决于热负荷,更依赖于毛细芯表面发生的两种传热机制,即毛细蒸发和热传导。相比高热负荷($Q=120\text{ W}$)和低热负荷($Q=40\text{ W}$),中等热负荷($Q=80\text{ W}$)下蒸发器各个部位的温度均较低。三种不同热负荷下,毛细芯反向导热均大于侧壁漏热,补偿腔内与毛细芯相邻处易出现高温区。冷凝回流液在补偿腔内的流动形成两个涡,这种流动特点有利于降低毛细芯的温度。当热负荷与系统冷凝能力匹配时,整个系统流动与传热特性最优。

关 键 词: 回路热管; 平板型蒸发器; 三维数值模拟; 传热机制; 毛细蒸发; 热传导

中图分类号: V228.3; TK121

文献标志码: A

Three-dimensional numerical simulation for heat and mass transfer of the evaporator in a flat miniature loop heat pipe

ZHU Xuming¹, ZHONG Quan², WANG Zhoujie², HUANG Xiaoming¹

(1. School of Energy and Power Engineering,

Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China;

2. Technical Institute of Physics and Chemistry,

Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China)

Abstract: In order to analyse the heat and mass transfer of the evaporator in a flat miniature loop heat pipe, a multi-domain-coupling mathematical model was developed and three-dimensional numerical simulation was implemented using FLUENT software. According to the results, the evaporator heat transfer characteristics showed obvious difference at different heat loads. Evaporator temperature was not only determined by the heat load, but much affected by the two heat transfer mechanisms on the wick surface, i. e.: capillary evaporation and heat conduction. Compared with high heat load ($Q=120\text{ W}$) and low heat load ($Q=40\text{ W}$) condition, all parts of the evaporator under medium heat load ($Q=80\text{ W}$) condition were at lower temperature. For all of the three different heat loads, inverse heat conductions from

收稿日期: 2016-03-31

基金项目: 国家自然科学基金(51576077)

作者简介: 朱旭明(1991—),男,硕士生,主要从事多孔介质传热传质研究。

通讯作者: 黄晓明(1976—),女,副教授、硕士生导师,博士,主要从事航空航天热控研究。

引用格式: 朱旭明,钟权,汪舟杰,等. 小型平板回路热管蒸发器内传热与流动的三维数值模拟[J]. 航空动力学报,2017,32(11): 2646-2652. ZHU Xuming, ZHONG Quan, WANG Zhoujie, et al. Three-dimensional numerical simulation for heat and mass transfer of the evaporator in a flat miniature loop heat pipe[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(11): 2646-2652.

the wick were larger than heat leak from the side walls, therefore the highest-temperature region in compensation chamber easily presented near the wick. Backflow from the condenser flowing into the evaporator formed two large eddies in compensation chamber. Such a flow characteristic is conducive to chilling wick. When the heat load added on the system matches its condensation capacity, the flow and heat transfer characteristics of the system is optimal.

Key words: loop heat pipe; flat evaporator; three-dimensional numerical simulation; heat transfer mechanisms; capillary evaporation; heat conduction

回路热管(loop heat pipe, LHP)是由蒸发器、冷凝器、液体补偿器以及它们之间的输运管路等部件组成的气液两相热传输装置。与传统热管相比,LHP 具有启动迅速、传输热量大、距离远等优势,在航空航天热控领域以及高集成电子器件散热领域极具潜力,特别是小型化、平板型 LHP,已成为近年来的研究热点^[1-5]。

蒸发器是 LHP 的核心部件,其内部耦合了多种传热与流动机制。一些研究者通过对单个槽道和毛细芯组成的蒸发传热单元进行建模,探讨了较高热负荷下的毛细蒸发机制以及气液蒸发界面的演变规律^[6-8]。他们的研究结果对毛细蒸发换热机理进行了较好的阐述。由于涉及到复杂的气液相变界面追踪,这类研究通常局限于二维、单个传热单元,鲜少应用于蒸发器整体传热机制的研究。然而,随着尺寸的减小,蒸发器通过金属壁面的向补偿腔的漏热,即侧壁漏热效应会越来越明显。另外,蒸发器加热面上的一部分热负荷通过毛细芯传递到补偿腔,加热回流液体,通常称为“反向导热”。侧壁漏热与反向导热效应对系统启动和运行极为不利,而对它们的研究需要基于蒸发器传热与流动的整体研究。

Li 等^[9]针对一种矩形平板蒸发器建立了传热单元三维稳态模型,传热单元中包括蒸气槽道、毛细芯、补偿腔和加热肋。模型基于毛细芯液饱和假设,并通过合理设置边界条件的方法综合考虑了回路内压力分布、气液蒸发界面不均匀性等效应的影响,较好地完成了多区域耦合分析,其数值结果与实验测量结果吻合良好。Chernysheva 等^[10]则首次考虑建立完整的蒸发器三维稳态模型,耦合分析了不同热负荷条件下蒸发器内各部件的传热特性。文献^[11]在这一工作的基础上,探讨了均匀热源和非均匀热源对蒸发器传热机制的影响。文献^[12]则特别分析了补偿腔内温度分布和流动特性,及其对蒸发器整体传热机制的影响。在文献^[10-12]中研究的是一种扁矩形平板蒸发器,毛细芯与补偿腔呈水平布置。

本文所研究的是一种碟式平板蒸发器。相比文献^[10-12]中的矩形平板式蒸发器,碟式平板蒸发器的结构更为紧凑,其补偿腔与毛细芯、蒸气槽道和加热肋在同一轴线,因而温度场和速度场具有更好的协同性^[5],但随之而来的侧壁漏热和反向导热效应的影响也可能更为显著。为更好地对其进行设计和优化,本文针对这一蒸发器进行了的三维整体数值模拟,深入研究和分析了其内部的流动与传热机制。

1 模型描述

本文所建立的平板型蒸发器三维结构图如图 1 所示。其主要部件包括:蒸发器上盖(含加热肋)及外壳、烧结毛细芯、矩形蒸气槽道和补偿腔。图 2 为蒸发器中心位置($x=0\text{ mm}$)的截面图。

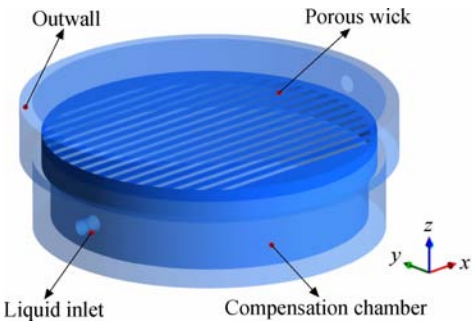


图 1 蒸发器三维结构示意图
Fig. 1 Schematic diagram of three-dimensional evaporator

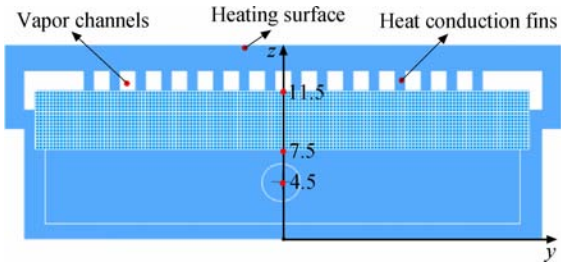


图 2 蒸发器中心($x=0\text{ mm}$)截面图(单位:mm)
Fig. 2 Sectional view of center ($x=0\text{ mm}$) in evaporator (unit:mm)

蒸发器厚度为 15 mm, 上盖直径为 43 mm。补偿腔外径为 40 mm, 内径为 36 mm, 侧壁开孔作为回流液入口, 孔径为 3 mm。毛细芯直径为 37 mm, 厚度为 4 mm。

建模过程中, 考虑如下假设: ①忽略重力影响; ②毛细芯为各向同性且为液饱和; ③蒸发相变仅发生在毛细芯表面; ④蒸气相对液体的流动与传热影响可忽略; ⑤补偿腔中充满液体工质。上述假设与文献[9-12]的基本一致, 模型耦合考虑了毛细芯内和补偿腔内的液体流动与传热、蒸发器壁面导热, 并通过边界条件耦合了蒸气槽道内蒸气对流换热以及蒸发界面的蒸发传热。

1.1 控制方程

固体区仅包含固体导热, 考虑能量守恒可建立其稳态能量方程

$$\lambda_s \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) = 0 \quad (1)$$

式中 λ_s 为固体壁面导热系数, T 为固体区坐标对应点温度。

基于上述假设, 补偿腔和毛细芯区域内工质的控制方程可描述如下:

连续性方程

$$\frac{\partial(\rho_1 u_1)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho_1 v_1)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho_1 w_1)}{\partial z} = 0 \quad (2)$$

动量方程

$$\begin{aligned} \frac{\rho_1}{\epsilon^2} \left(u_1 \frac{\partial u_1}{\partial x} + v_1 \frac{\partial u_1}{\partial y} + w_1 \frac{\partial u_1}{\partial z} \right) = \\ - \frac{\partial p}{\partial x} + \left(\frac{1}{\epsilon} \cdot \frac{\partial^2 \mu}{\partial x^2} + S_{l,x} \right) u_1 \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \frac{\rho_1}{\epsilon^2} \left(u_1 \frac{\partial v_1}{\partial x} + v_1 \frac{\partial v_1}{\partial y} + w_1 \frac{\partial v_1}{\partial z} \right) = \\ - \frac{\partial p}{\partial y} + \left(\frac{1}{\epsilon} \cdot \frac{\partial^2 \mu}{\partial y^2} + S_{l,y} \right) v_1 \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \frac{\rho_1}{\epsilon^2} \left(u_1 \frac{\partial w_1}{\partial x} + v_1 \frac{\partial w_1}{\partial y} + w_1 \frac{\partial w_1}{\partial z} \right) = \\ - \frac{\partial p}{\partial z} + \left(\frac{1}{\epsilon} \cdot \frac{\partial^2 \mu}{\partial z^2} + S_{l,z} \right) w_1 \end{aligned} \quad (5)$$

能量方程

$$\begin{aligned} \rho_1 c_1 \left(\frac{\partial u_1}{\partial x} + \frac{\partial v_1}{\partial y} + \frac{\partial w_1}{\partial z} \right) T = \\ (\lambda_{\text{eff}})_1 \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (6)$$

式中 ρ 为密度, u, v, w 为 x, y, z 方向速度分量, p 为压力, μ 为动力黏度, c_1 为比热容, ϵ 为孔隙率, 对壁面区和补偿腔分别取 $\epsilon = 0$ 和 $\epsilon = 1$; λ_{eff} 为有

效导热系数, 在壁面区有 $\lambda_{\text{eff}} = \lambda_s$, 在补偿腔内有 $\lambda_{\text{eff}} = \lambda_1$, 在多孔区内则 $(\lambda_{\text{eff}})_1 = \lambda_1 \epsilon + \lambda_w (1 - \epsilon)$, 其中 λ_s, λ_1 和 λ_w 分别为壁面材料、工质、及烧结毛细芯材料的导热系数。此外, 对壁面区域, 控制方程中所有速度相关项为零。动量方程中, S_l 为附加的动量项, 表示固体骨架对液体的阻力, 因此仅在毛细芯区域中考虑, 按下式计算:

$$S_l = - \left(\frac{\mu}{\alpha} \mathbf{V}_1 + C_2 \cdot \frac{1}{2} \rho |\mathbf{V}_1| \mathbf{V}_1 \right) \quad (7)$$

式(7)右边的第一项为达西定律项, 第二项是惯性损失项, $\mathbf{V}_1$ 为液相速度。 α 和 C_2 分别是多孔介质的渗透率和内部阻力系数, 由式(8)和式(9)给出, 其中 D_p 其中是平均孔隙直径。

$$\alpha = \frac{D_p^2}{150} \cdot \frac{\epsilon^3}{(1 - \epsilon)^2} \quad (8)$$

$$C_2 = \frac{3.5}{D_p} \cdot \frac{(1 - \epsilon)}{\epsilon^3} \quad (9)$$

1.2 毛细芯表面蒸发对流换热边界

Buffone 等^[13]在对单根毛细管的传热传质过程进行分析时指出, 液体的蒸发最终通过分子扩散机制进入气相空间。因此, 根据分子扩散理论和克劳修斯-克拉伯龙方程, 可以写出毛细弯月面蒸发量关于界面过热度 ($T_i - T_v$) 和蒸气压力 p_v 的本构方程。实际上, 界面蒸发质量的热力学表达式被广泛应用于 LHP 的研究中^[14-15]。Siedel 等^[16]将弯月面蒸发相变传热系数公式应用于 LHP 瞬态工况分析, 其结果与实验结果吻合良好。鉴于此, 本文将毛细蒸发界面视作相变对流换热边界, 应用文献[16]给出公式计算蒸发表面局部传热系数 h_{evap} 如下:

$$h_{\text{evap}} = \frac{2\alpha_{\text{ev}}}{2 - \alpha_{\text{ev}}} \cdot \frac{\rho_v h_{\text{ig}}^2}{T_{\text{sat}}} \left(\frac{2\pi R T_{\text{sat}}}{M} \right)^{-0.5} \left(1 - \frac{p_{\text{sat}}}{2\rho_v h_{\text{ig}}} \right) \quad (10)$$

式中 α_{ev} 为蒸发分配系数; $T_{\text{sat}}, p_{\text{sat}}$ 分别为对应的饱和温度和饱和气相压力; h_{ig} 为气化潜热; ρ_v 为气体密度; R 和 M 分别为工质的气体常数和千摩尔质量; 对蒸发分配系数的取值存在不少争议, 特别是对水和甲醇这类极性工质^[17], 至今仍未有较好的推荐值。在此, 根据文献[16-17]的建议, 对甲醇取 $\alpha_{\text{ev}} = 0.02$ 。

依据式(10), 本文采用用户定义函数(UDF)的方法, 对界面单元施加质量和能量源项, 其中质量源项 S_m 由式(11)计算

$$S_m = - \frac{h_{\text{evap}} (T_{\text{lv}} - T_{\text{sat}}) A_f}{h_{\text{ig}} V_{\text{cell}}} \quad (11)$$

式中 T_{lv} 为界面温度, A_f 和 V_{cell} 分别为界面计算单元的面积和体积。

1.3 壁面边界条件

1) 蒸发器加热壁面设为均匀热流边界,即

$$\lambda_s \frac{\partial T}{\partial z} = q \tag{12}$$

式中 q 为热流密度。

2) 蒸发器壁面设为绝热壁面。

3) 蒸气槽道壁面设为对流换热边界,传热系数根据矩形槽道内强迫对流换热公式计算。

4) 补偿腔入口取为速度入口。

2 数值计算

本文通过 Gambit 软件进行网格划分,在对网格进行独立性验证之后,确定网格数为 385 906,其中四面体网格数为 94 935,可以保证计算结果的可靠性。

蒸发器壁面材料为不锈钢,物性参数如下:密度为 $8\,030\text{ kg/m}^3$,比定压热容为 $502.48\text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$,导热系数为 $16.27\text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ 。工质为甲醇,物性参数取工作温度下的值。毛细芯材料选择为镍,孔隙率为 69% 。

热负荷与饱和温度之间的关系取决 LHP 系统的具体结构。本文的计算工况选取参考了文献 [18]中的几种典型实验工况,40、60、80 W 分别对应低、中和高热负荷工况。具体工况参数如表 1 所示。

表 1 不同热负荷条件下各模拟参数

Table 1 Simulation parameters in different heat loads

热负荷/W	进口温度/K	饱和温度/K	物性温度/K
40	333	358	345.5
60	308	343	325.5
80	310	348	329

3 结果分析

3.1 蒸发器内的的温度分布

图 3 和图 4 分别给出了不同热负荷条件下,蒸发器内两个典型截面的温度分布云图。其中 $x=0\text{ mm}$ 截面通过蒸发器中心,方向垂直于蒸气槽道延展方向, $y=0\text{ mm}$ 截面通过蒸发器中心,方向与蒸气槽道方向一致。

由图 3(a)、图 4(a)可以看出,热负荷 $Q=40\text{ W}$ 时,蒸发器内整体温度分布相当均匀。温度较

低的回流液进入蒸发器后很快被加热,可以判断此时回流液的流量较小、入口流速较低,对蒸发器内温度分布的影响非常小。当 $Q=80\text{ W}$ 时,如图 3(b)和图 4(b)所示,补偿腔内温度明显低于毛细芯区域。温度较低的回流液进入补偿腔,在腔室

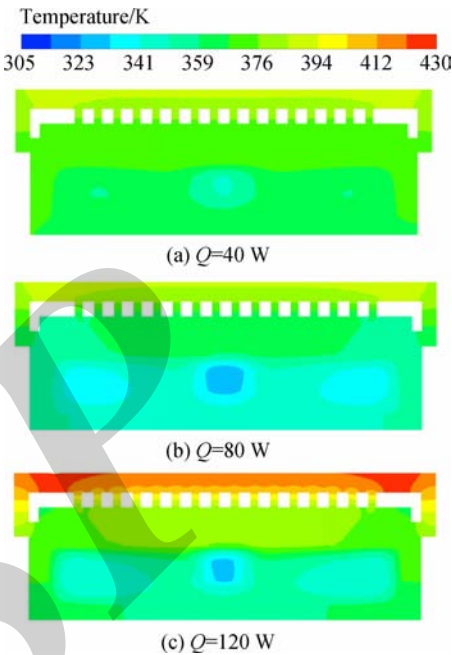


图 3 不同热负荷下 $x=0\text{ mm}$ 截面温度分布
Fig. 3 Temperature distribution on $x=0\text{ mm}$ section in different heat loads

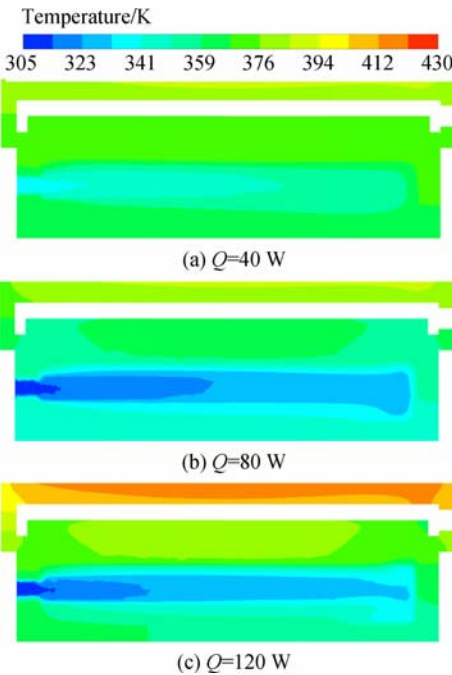


图 4 不同热负荷下 $y=0\text{ mm}$ 截面温度分布
Fig. 4 Temperature distribution on $y=0\text{ mm}$ section in different heat loads

内产生较大的低温区。可以判断,在这一热负荷下,冷凝回流液的流量增大、入口速度增加,对蒸发器内的温度分布产生了较大的影响。同时还可以看到,毛细芯区域内也出现了一个温度较高的区域,主要集中在加热肋下方。当热负荷进一步增大,即 $Q=120\text{ W}$,如图 3(c)和图 4(c)所示,蒸发器加热盖板的温度明显升高,毛细芯内的温度明显升高。因为回流液的影响,补偿腔内的温度仍然很低,此时,工质与壁面和毛细芯之间的温差加大。从整体温度分布来看, $Q=120\text{ W}$ 时的蒸发器内部温度分布不均匀性最为明显。

上述分析表明, $Q=80\text{ W}$ 时,各种传热机制协调性最好,热负荷大部分被移出,局部升温少,工作状态最为良好; $Q=120\text{ W}$ 时,局部高温区域明显增多,易发生蒸发器烧干现象;而 $Q=40\text{ W}$ 时,虽不存在局部高温风险,但相变传热机制最弱,整体温度较高,对待冷却设备而言是不利的。

3.2 蒸发界面的传热分析

图 5 给出了不同热负荷条件下毛细芯表面的

温度分布云图。由图中可以看出几种热负荷条件下的传热机制差异。毛细芯与导热肋接触区域是热传导边界,与蒸气槽道接触区域则是毛细蒸发界面,毛细芯表面的温度分布受到这两种传热机制共同作用,任何一种机制占优都会导致温度分布不均匀性的增加。由图可以看出, $Q=40\text{ W}$ 时,即图 5(a),蒸发机制较弱,加热肋导热热量不能被移除,因此整个毛细芯被加热; $Q=80\text{ W}$ 时,即图 5(b),蒸发作用明显,加热肋加入的热量多数被移除,此时毛细芯表面的温度明显较 $Q=40\text{ W}$ 时低;当 $Q=120\text{ W}$ 时,如图 5(c)所示,虽然蒸发作用仍然较强,但热负荷的增长导致加热肋导入热量增加,此时界面上温差相当大。

图 6 给出了几种热负荷条件下毛细芯表面沿 y 方向的温度分布和热流密度分布曲线。由图 6(a)中可以看出, $Q=80\text{ W}$ 时,毛细芯表面温度最低,在 360 K 左右起伏; $Q=120\text{ W}$ 时温度最高,已经达到 380 K 左右,且毛细芯中心部位比两边温度高。 $Q=40\text{ W}$ 时,温度起伏最小,平均温度在 373 K

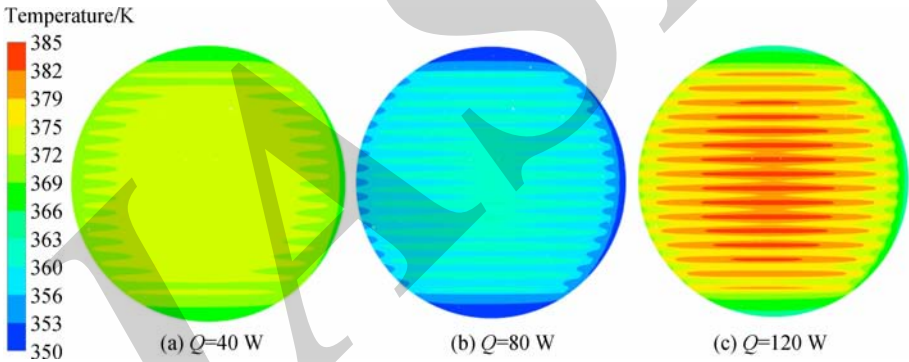


图 5 不同热负荷下毛细芯表面的温度分布云图

Fig. 5 Temperature distribution on the wick surface in different heat loads

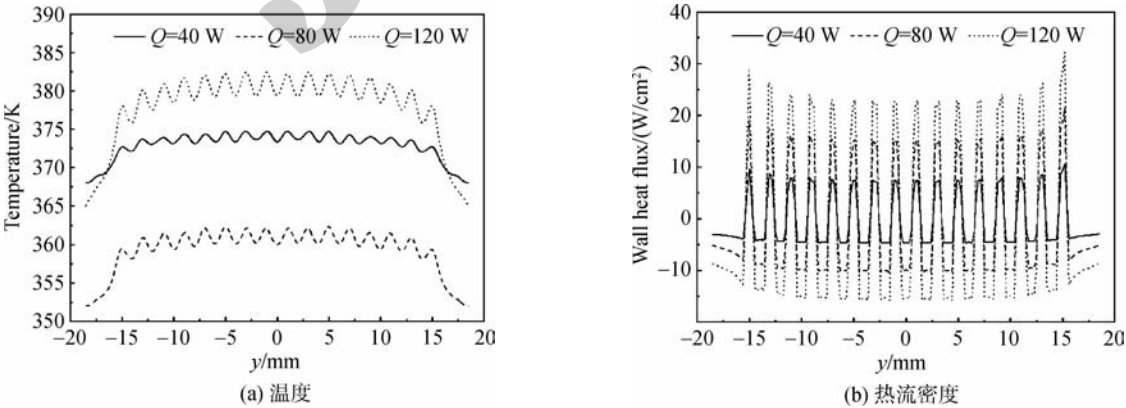


图 6 毛细芯表面温度和局部热流密度分布曲线($x=0\text{ mm}, z=11.5\text{ mm}$)

Fig. 6 Temperature distribution and wall heat flux distribution curves on the surface of wick ($x=0\text{ mm}, z=11.5\text{ mm}$)

附近。图 6(b)可以看出,热流密度沿 y 方向呈正负交错分布特征,其中热流密度为正表示热量通过加热肋被导入毛细芯,热流密度小于零则表示蒸发带走热量。由图中可以看出,蒸发传热量与导入热量的差距随着热流密度的增加越来越大。

3.3 补偿腔内流动与传热分析

回流液自补偿腔的进液口进入,在毛细抽吸作用下被毛细芯抽送到蒸发界面。由于毛细芯截面远大于回流液入口截面,因此,回流液的入口速度与出口速度(毛细芯内的液体流速)存在较大差异。补偿腔内液体流动特征如图 7 所示。回流液体以较高速度进入补偿腔,冲刷壁面后形成二次回流,补偿腔内形成两个较大的涡。涡的外侧流动强,内部流动较弱。入口速度增大时,补偿腔的涡流效应更为明显。这种对流换热对壁面和毛细芯底部的温度分布会产生较大的影响。计算结果表明,三种热负荷条件下,液体流线分布类似,仅在量值上存在差异。 $Q=40\text{ W}$ 时,回流液流量小流速低,流动最弱; $Q=120\text{ W}$ 时,回流液流量最大,流速最大,涡流效应也最为明显。

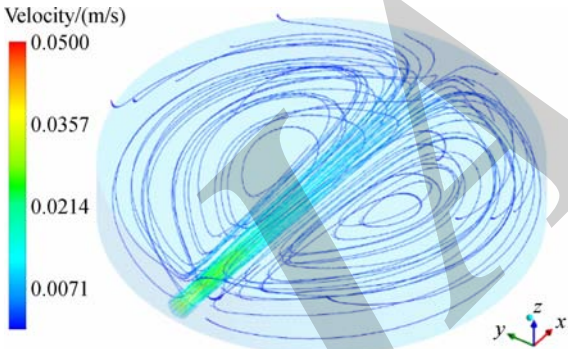


图 7 $Q=80\text{ W}$ 时补偿腔内的流线分布
Fig. 7 Streamlines distribution in compensation chamber at $Q=80\text{ W}$

3.4 蒸发器内热量分布

稳定工况下,作用于蒸发器的热负荷,大部分由工质蒸发带走,还有一部分分别通过毛细芯反向导热和蒸发器侧壁漏热来加热回流液。在这里比较了三种热量的分布情况。由图 8 可以看出,任何热负荷条件下,毛细芯反向导热大于侧壁漏热,两种漏热均随热负荷增长而近似线性增长。图 9 给出了几种热负荷条件下,各种热量占总热量的份额。可以看到, $Q=40\text{ W}$ 时,漏热量占总热量的百分比最多,蒸发传热只有 92%。而 $Q=80\text{ W}$ 时,侧壁漏热、反向导热占的比例都最小,蒸发

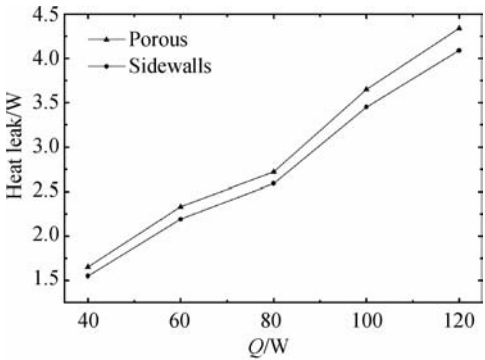


图 8 不同热负荷下的漏热量
Fig. 8 Heat leak quantity in different heat loads

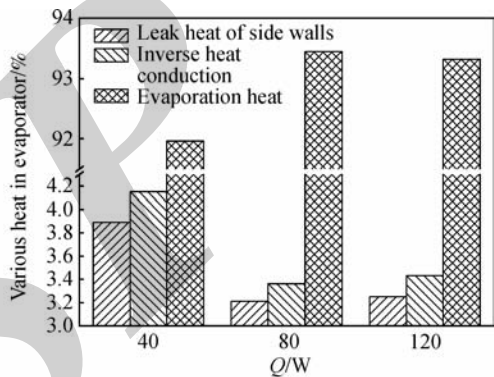


图 9 不同热负荷下蒸发器内各种热量占比
Fig. 9 Percentage of various heat in evaporator in different heat loads

传热占比最高。 $Q=120\text{ W}$ 时,尽管漏热的绝对数量较大,但在份额比例上仅略高于 $Q=80\text{ W}$,两者差异不大。可以推断,只要系统蒸发-冷凝机制良好,即使热负荷较高,也不会导致反向导热和侧壁漏热份额激增,蒸发器内的大部分热量仍然是通过蒸发移除到冷凝器。

4 结 论

本文结合相变蒸发界面传热传质热力学关系式,建立了多区域流动与传热耦合分析模型,并在此基础上基于 Fluent 软件对三维蒸发器进行了整体数值模拟,得到以下结论:

- 1) 蒸发器内的传热与流动是多种传热机制共同作用的结果,必须耦合分析。通过本文提出的模型,可以很好地对蒸发器多区域进行传热与流动耦合分析,对蒸发器的结构设计和优化更具指导意义。
- 2) 热负荷对蒸发器内传热与流动有较大影响。但不同热负荷条件下呈现出的温度分布特性显示,蒸发器温升并非只依赖于热负荷,而是取决

于发生在毛细芯表面的两种传热机制,即毛细蒸发机制和热传导机制。当加热肋导入的热量不能全部被毛细蒸发带走,蒸发器就会升温。相比低热负荷($Q=40\text{ W}$)还是高热负荷($Q=120\text{ W}$),中等热负荷下($Q=80\text{ W}$)蒸发带走的热量份额最多,相应的温度最低。

3) 高热负荷条件局部高温明显。毛细芯表面高温易导致表面干涸,蒸发机制中断,即蒸发器烧干需避免;毛细芯底部的局部高温易在补偿腔内产生相变,影响系统稳定性。温度较低的冷凝回流液在补偿腔内形成两个较大的涡,这种流动模式有利于降低毛细芯和侧壁的温度。

4) 补偿腔内流体温度受到侧壁漏热和毛细芯反向导热的影响。热负荷较低时,系统蒸发较弱,侧壁漏热和反向导热所占的份额较高。热负荷较高时,尽管蒸发量的份额较大,但漏热的数量还是随之增加,易在补偿腔内形成局部高温,不利于系统稳定性。只有热负荷与系统冷凝能力较为匹配时,蒸发份额比例高,整个系统流动与传热特性最优。

参考文献:

- [1] LI J, WANG D, PETERSON G P. Experimental studies on a high performance compact loop heat pipe with a square flat evaporator[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2010, 30(6/7): 741-752.
- [2] JOUNG W, YU T, LEE J. Experimental study on the operating characteristics of a flat bifacial evaporator loop heat pipe[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2010, 53(1): 276-285.
- [3] CELATA G P, CUMO M, FURRER M. Experimental tests of a stainless steel loop heat pipe with flat evaporator[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2010, 34(7): 866-878.
- [4] ZIMBECK W, SLAVIK G, CENNAMO J, et al. Loop heat pipe technology for cooling computer servers[C] // *Proceedings of 11th Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems*. Orlando, US: IEEE, 2008: 19-25.
- [5] 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): 1273-1281.
- [6] KHRUSTALEV D, FAGHRI A. Heat transfer in the inverted meniscus type evaporator at high heat fluxes[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1995, 38(16): 3091-3101.
- [7] FIGUS C, LE BRAY Y, BORIES S, et al. Heat and mass transfer with phase change in a porous structure partially

heated; continuum model and pore network simulations[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1999, 42(14): 2557-2569.

- [8] 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]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2000, 43(7): 1141-1155.
- [9] LI J, PETERSON G P. 3D heat transfer analysis in a loop heat pipe evaporator with a fully saturated wick[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2011, 54(1): 564-574.
- [10] CHERNYSHEVA M A, MAYDANIK Y F. 3D-model for heat and mass transfer simulation in flat evaporator of copper-water loop heat pipe[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2012, 33-34: 124-134.
- [11] CHERNYSHEVA M A, MAYDANIK Y F. Simulation of thermal processes in a flat evaporator of a copper-water loop heat pipe under uniform and concentrated heating[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2012, 55(25): 7385-7397.
- [12] CHERNYSHEVA M A, PASTUKHOV V G, MAYDANIK Y F. Analysis of heat exchange in the compensation chamber of a loop heat pipe[J]. *Energy*, 2013, 55(6): 253-262.
- [13] BUFFONE C, SEFIANE K. Investigation of thermocapillary convective patterns and their role in the enhancement of evaporation from pores[J]. *International Journal of Multiphase Flow*, 2004, 30(9): 1071-1091.
- [14] 黄晓明, 金鑫, 王超, 等. 工质对毛细管内延展弯月面蒸发传热的影响[J]. *航空动力学报*, 2013, 28(12): 2703-2708. HUANG Xiaoming, JIN Xin, WANG Chao, et al. Effect of working fluid on heat transfer of evaporating extended meniscus in capillary channel[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2013, 28(12): 2703-2708. (in Chinese)
- [15] 黄晓明, TARIK K. 蒸发毛细弯液面热质传输特征及其稳定性分析[J]. *西安交通大学学报*, 2010, 44(3): 21-25. HUANG Xiaoming, TARIK K. Heat and mass transfer characteristics and stability of capillary evaporating meniscus[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2010, 44(3): 21-25. (in Chinese)
- [16] SIEDEL B, SARTRE V, LEFÈVRE F. Numerical investigation of the thermohydraulic behaviour of a complete loop heat pipe[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2013, 61(2): 541-553.
- [17] MAREK R, STRAUB J. Analysis of the evaporation coefficient and the condensation coefficient of water[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2001, 44(1): 39-53.
- [18] 陈彬彬, 刘伟, 刘志春, 等. 平板式小型环路热管的实验研究[J]. *宇航学报*, 2011, 32(4): 953-958. CHEN Binbin, LIU Wei, LIU Zhichun, et al. Experimental study on miniature loop heat pipe with flat-plate evaporator[J]. *Journal of Astronautics*, 2011, 32(4): 953-958. (in Chinese)