

燕尾型轴向槽道热管薄液膜热传递及实验验证

张任平, 朱旺法

(东南大学 能源与环境学院, 南京 210096)

摘要: 基于薄液膜的传热传质理论建立了燕尾形槽道热管的蒸发段与冷凝段热传递的数学模型, 利用 Laplace-Young 方程得到不同负荷下的轴向毛细半径分布. 分析求解了蒸发段温降与冷凝段的温降随热负荷的变化, 进而得出了热管温降随热负荷的变化. 实验研究了热管在不同冷源温度下温降随热负荷的变化. 结果表明: 槽道中液膜厚度沿轴向逐渐增厚; 蒸发段和冷凝段温降随热负荷增大而增大; 通过比较模型预测值和实验测量值, 发现两者吻合较好, 进一步验证本文所建的模型的正确性.

关键词: 薄液膜; 槽道热管; 热传递

中图分类号: TK 124

文献标志码: A

文章编号: 0254-0037(2013)05-0774-06

Theoretical Investigation and Experimental Validation on Thin Film Heat Transfer of Heat Pipe With Axially Swallow-tailed Microgrooves

ZHANG Ren-ping, ZHU Wang-fa

(College of Energy and Environment, Southeast University, Nanjing 210096, China)

Abstract: A thermal model for evaporator and condenser section of heat pipe with axially swallow-tailed microgrooves was developed based on heat and mass transfer of thin liquid film. The capillary radius under different heat load conditions was obtained from the Laplace-Young equation. The effect of heat load on the temperature drop of evaporator and condenser section was discussed and the total temperature drop of heat pipe was obtained. An experimental research on the heat pipe was presented and the effect of heat load on the temperature drop was analyzed in different temperature of cold sources. The results showed that the thickness of liquid film in the microgroove increased along the axial direction; the temperature drop of evaporator and condenser section increased with a rise of heat load. The analytical results were compared with experimental results and found to be in good agreement, and the accuracy of the model was further verified by the experiment.

Key words: thin liquid film; grooved heat pipe; heat transfer

燕尾形轴向槽道热管具有强劲的毛细驱动力, 并有效削弱了蒸气对微槽内液体的剪切携带作用, 该类热管已被欧洲空间局(European Space Agency, ESA)列入到高性能槽道热管框架候选名录中, 并在实践中证明了其能可靠实现无泵、小温差、长距离的

热量传输, 在航天器热控系统和电子元器件的散热、均温等领域有着广阔的应用前景.

当前, 国内外学者对槽道热管进行了许多的实验和理论研究. 如 Khrustalev 等^[1-2]发现微小型多槽道铜水平板热管在一定的工作温度范围内, 最大

收稿日期: 2012-01-06.

基金项目: 国家“十一五”科技支撑计划重点资助项目(2008BAJ12B02).

作者简介: 张任平(1979—), 男, 博士研究生, 主要从事微尺度传热传质、能源利用及系统结构优化方面的研究, E-mail: rpzhang@seu.edu.cn.

热流由毛细极限和沸腾极限共同决定;Chen 等^[3]建立了“Ω”形轴向槽道热管内流动和传热特性的理论模型,并计算了其最大传热能力;Hopkins 等^[4]分别对 2 根倒梯形微槽平板热管和 1 根矩形微槽平板热管开展实验和理论研究;Frédéric 等^[5]建立了矩形微槽平板热管的流动和传热模型,计算了工作液体和蒸汽的流速、轴向压力、弯月面曲率半径以及轴向壁面温度分布和最大传热能力;Kim 等^[6]建立了稳态条件下梯形轴向槽道热管最大换热能力模型;Cao 等^[7]对 2 个轴向开槽的微小型铜-水平板热管进行了理论和实验分析。尽管针对槽道热管蒸发薄液膜传热特性研究也有一些报道^[8-14],但得出的结论还存在较大差别,如 Do 等^[8]和 Stephan 等^[9]认为蒸发薄液膜传热占整个区域热量的 45% 左右,但 Jiao 等^[11]通过计算发现其达到 80% 左右。槽道热管蒸发薄液膜和冷凝液膜的传热特性是影响其有效导热系数和最大传热能力的关键因素,所以全面认识槽道热管薄液膜传热特性很有必要。因此,在本文的研究中,基于蒸发薄液膜和冷凝液膜的基本理论,使用动量守恒方程和 Laplace-Young 方程建立了预测燕尾型槽道热管的蒸发段和冷凝段温降的数学模型。通过比较模型预测值和实验结果,发现两者吻合较好,进一步说明本文所建模型正确可信。

1 理论分析

图 1(a) 所示为燕尾型槽道热管示意图;图 1(b) 为蒸发段液膜示意图,蒸发液膜可以分成非蒸

发区、蒸发薄液膜区和弯月面区;图 1(c) 为冷凝段液膜示意图,从图中可以看出,冷凝液膜可以分成肋上的冷凝薄液膜区域和有固定曲率的弯月面区域 2 个部分。建立模型时首先计算蒸发段和冷凝段薄液膜的传热量,然后得到蒸发段和冷凝段的温降。

1.1 毛细流动

在燕尾形微槽热管中,工质循环的推动力是微槽所产生的毛细压力差。弯月面毛细半径可以通过 Laplace-Young 方程得到,Laplace-Young 方程的微分形式为

$$\frac{dP_v}{dz} - \frac{dP_l}{dz} = -\frac{\sigma}{r_c^2(z)} \frac{dr_c(z)}{dz} \quad (1)$$

式中: P_l 为液相压力; P_v 为汽相压力; σ 为表面张力系数; $r_c(z)$ 即为槽道中弯月面曲率半径。

在冷凝段的端口($z = L_e + L_a + L_c$) 处:

$$r_c = r_v, P_v = P_{v0}, P_l = P_{v0} - \frac{\sigma}{r_v} \quad (2)$$

式中: r_v 为蒸汽腔的半径; P_{v0} 为冷凝段端口处的蒸气压力。

所以,当知道微槽和热管的结构尺寸时,在一定的工作条件下,通过四阶龙格-库塔积分方法计算可得到弯月面毛细半径 $r_c(z)$ 的轴向分布。

1.2 蒸发段传热过程

1.2.1 蒸发薄液膜的热传递

在蒸发薄液膜区,受毛细压力和脱离压力的共同作用,蒸发薄液膜的控制方程为^[12-13]

$$-\frac{\rho_l}{3\mu_l} \frac{d}{ds} \left(\delta_c^3 \frac{dP_l}{ds} \right) =$$

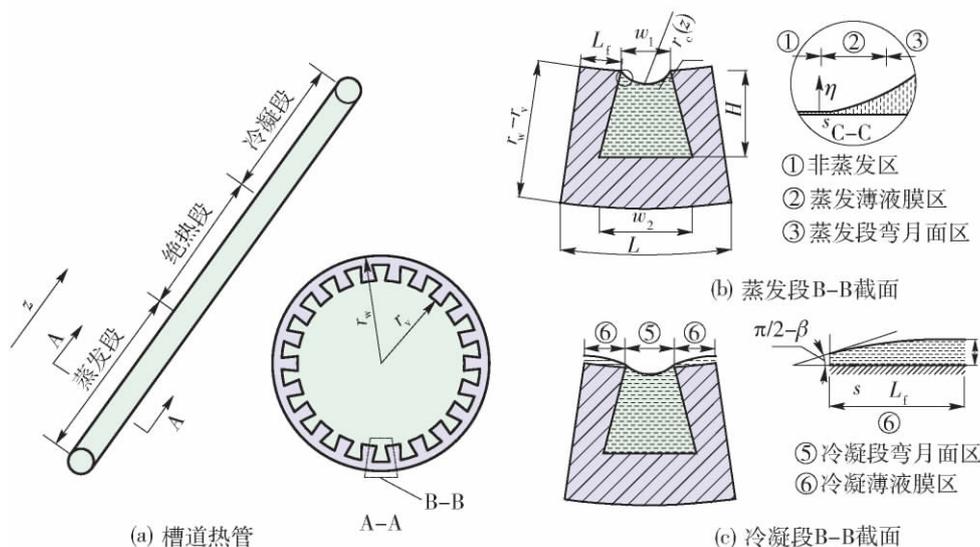


图 1 热管及其液膜示意图

Fig. 1 Schematic of heat pipe and liquid film

$$2 \left(\frac{M}{2\pi R_u T_v} \right)^{1/2} \left(\frac{P_v M h_{fg}}{R_u T_v^2} \right) (T_{lv} - T_v) + 2 \left(\frac{M}{2\pi R_u T_v} \right)^{1/2} \left(\frac{P_v V_1}{R_u T_v} \right) (P_l - P_v) \quad (3)$$

式中: R_u 为通用气体常数; M 为液体摩尔质量; h_{fg} 为汽化潜热; ρ_l 为液体的密度; T_v 表示蒸汽的温度; T_{lv} 为汽液交触面的温度; P_v 为蒸汽压力; δ_e 为蒸发薄液膜的厚度; V_1 为液体摩尔体积.

由修正的 Laplace-Young 方程可得

$$P_l = P_v - P_d - \sigma \frac{d^2 \delta_e}{ds^2} \left[1 + \left(\frac{d\delta_e}{ds} \right)^2 \right]^{-3/2} \quad (4)$$

式中: P_d 为脱离压力; σ 为表面张力系数.

热量通过槽道壁面传递到汽液接触面使得液体蒸发为蒸汽, 已有的研究表明大部分的热量通过蒸发薄液膜进行传递, 当液膜的厚度薄到一定程度时, 需要考虑接触面热阻, 所以通过薄液膜的热流密度 q_e 可表示为^[14]

$$q_e = (T_{we} - T_{lv}) / \left(\frac{\delta_e}{\lambda_1} + \frac{T_v \sqrt{2\pi R_g T_v} (2-a)}{h_{fg}^2 \rho_v} \right) \quad (5)$$

式中: R_g 为气体常数; a 为调节系数, 在此取值为 1.

汽液接触面的温度 T_{lv} 可以表示为

$$T_{lv} = \left[2 \left(\frac{M}{2\pi R_u T_v} \right)^{1/2} \left(\frac{P_v M h_{fg}}{R_u T_v^2} \right) h_{fg} \cdot \left(\frac{\delta_e}{\lambda_1} + \frac{T_v \sqrt{2\pi R_g T_v} (2-a)}{h_{fg}^2 \rho_v} \right) + 1 \right]^{-1} \left[T_{we} + 2 \left(\frac{M}{2\pi R_u T_v} \right)^{1/2} \left(\frac{P_v M h_{fg}}{R_u T_v^2} \right) h_{fg} T_v \cdot \left(\frac{\delta_e}{\lambda_1} + \frac{T_v \sqrt{2\pi R_g T_v} (2-a)}{h_{fg}^2 \rho_v} \right) - 2 \left(\frac{M}{2\pi R_u T_v} \right)^{1/2} \cdot \left(\frac{P_v V_1}{R_u T_v} \right) h_{fg} (P_l - P_v) \left(\frac{\delta_e}{\lambda_1} + \frac{T_v \sqrt{2\pi R_g T_v} (2-a)}{h_{fg}^2 \rho_v} \right) \right] \quad (6)$$

方程(3)为四阶常微分方程, 其边界条件为

$$\delta_e|_{s=l} = \delta_0, (P_l - P_v)|_{s=l} = \sigma K_0, (P_l - P_v)|_{s=0} = 0, T_{lv}|_{s=0} = T_{we} \quad (7)$$

式中: K_0 是弯月面的曲率, $K_0 = 1/r_{c,0}$, $r_{c,0}$ 在 1.1 节的毛细流动中计算得到, 在非蒸发薄液膜区和弯月面区的交界处, 由于脱离压力和毛细力相比很小, 所以可忽略. 假定 $P_d \approx 10^{-5} \sigma K_0$ ^[8], 联立液氨的脱离压力表达式 $P_d = -A/\delta^3$ 即可求解 δ_0 的值. 采用四阶龙格库塔积分方法求解方程(3), 得到薄液膜区的液膜厚度的沿程分布.

在求解得到蒸发薄液膜厚度及热流后, 可以得

到通过薄液膜区域的热传递量为

$$Q_{mic,e} = 2N \int_0^l \int_0^l q_e ds dz \quad (8)$$

1.2.2 弯月面区传热模型

在弯月面区, 脱离压力和毛细力相比可以忽略, 壁面传递给汽液接触面的热量可以用一维热传导近似, 汽-液交界面上的温度几乎和蒸汽温度相等, 所以壁面传递给弯月面汽液接触面的热流 q_m 可表示为

$$q_m = \lambda_l \frac{T_{we} - T_v}{\delta_m} \quad (9)$$

式中 δ_m 为弯月面区液膜厚度. 为了表达方便, 建立另一个直角坐标系 xOy , 坐标原点为燕尾形底边中点, x 轴正方向向右, y 轴正方向向上, 如图 2 所示. δ_m 可表示为

$$\delta_m = \begin{cases} \sqrt{r_c^2 + s^2 - 2r_c s \cos \alpha} - r_c, & l \leq s \leq H/\sin \beta \\ \sqrt{(r_c \sin \gamma + H)^2 + x^2} - r_c, & -W_2/2 \leq x \leq 0 \end{cases} \quad (10)$$

式中: H 为燕尾形高度; W_2 为燕尾形底宽; l 为蒸发薄液膜长度; r_c 表示弯月面区的毛细半径.

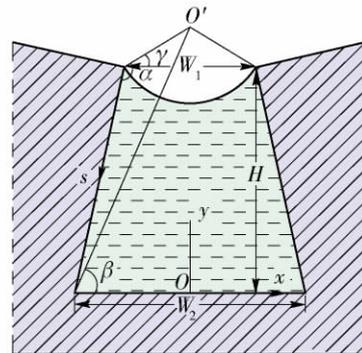


图2 α, β 和 γ 几何关系示意图
Fig.2 Geometrical relationship of α, β and γ

由几何关系 α, β 和 γ 分别为

$$\alpha = \pi - (\beta - \gamma) \quad (11)$$

$$\beta = \arctan(2H/(W_2 - W_1)) \quad (12)$$

$$\gamma = \arccos(W_1/(2r_c)) \quad (13)$$

于是可以计算弯月面传递的热量

$$Q_{mac,e} = 2N \int_0^l \int_l^L q_m ds dz \quad (14)$$

1.2.3 蒸发段热传递计算过程

蒸发液膜可以分成非蒸发区、蒸发薄液膜区和弯月面区. 非蒸发区没有热量的传递, 所以在计算蒸发段热传递过程中需要计算蒸发薄液膜区和弯月面区的热传递量. 首先利用蒸发薄液膜模型计算薄

液膜区的热传递量。接着基于弯月面区的传热模型计算弯月面的传热量, 在对这 2 项进行求和计算后, 所得结果和输入热流量进行比较, 如果小于输入热流量, 适当增加壁温; 如果大于输入热流量, 适当减小壁温, 不断进行迭代计算, 直到两者基本平衡, 所得的壁温与饱和蒸汽温度的差值 $T_{w,e} - T_v$ 即为蒸发段的降温。

1.3 冷凝段的热传递

在冷凝段, 冷凝液膜被分成 2 个区域, 如图 1 (c) 所示: 肋顶薄液膜区和固定曲率半径的弯月面区。在计算冷凝液膜的热传递时, 弯月面区的传热量可以忽略^[14]。

冷凝薄液膜区液体的压力梯度可以表示为

$$\frac{dP_l}{ds} = \frac{2f\bar{u}\delta\rho}{\mu} = \frac{2(fRe)_1\mu\bar{u}}{\delta^2} \quad (15)$$

式中 $(fRe)_1$ 为槽道中液体流动 Poiseuille 数, 可以通过数值求解槽道内液体的速度场来确定, 而速度场使用 Shah^[15] 提出的任意截面形状流动模型计算得到。

质量流量可以表示为

$$\dot{m} = \rho L_c \delta \bar{u} = \frac{q}{h_{fg}} \quad (16)$$

联立方程(15)和(16), 可得 ΔP_l 为

$$\Delta P_l = \int_0^L \frac{2(fRe)_1\mu}{\delta^2} \frac{q}{L_c\rho\delta h_{fg}} ds = \frac{2(fRe)_1\mu L_l Q_{mic,e}}{N\delta^3 L_c\rho h_{fg}} = \Delta P_c = \frac{\sigma}{r_c} \quad (17)$$

由式(17)可得

$$\delta = \left(\frac{2(fRe)_1\mu L_l Q_{mic,e} r_c}{N\sigma L_c\rho h_{fg}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (18)$$

式中 r_c 为冷凝段毛细半径, 在 1.1 节中已经计算得出。冷凝段薄液膜传热量 $Q_{mic,e}$ 可以表示为

$$Q_{mic,e} = 2N \int_{L_e+L_a}^{L_e+L_a+L_c} \int_0^L k_l \frac{T_{lv} - T_{w,e}}{\delta} ds dz \quad (19)$$

由于在冷凝段弯月面区传热量可以忽略^[14], $Q_{mic,e} = Q$ 。所以联立方程(18)和(19), 可得出冷凝段的降温。

2 实验过程

为了验证所建模型的正确性, 实验测试了表 1 所示结构尺寸的热管的传热性能, 实验装置示意图如图 3 所示, 在实验过程中, 蒸发段保持恒热流边界条件, 采用薄膜电加热器进行加热, 冷凝段通过恒温水浴保持冷却水的温度恒定。实验过程中, 当热管施加一定的功率时, 通过调节冷却水的温度和流速控制热管的工作温度。当热管工作温度在 30 min 内

表 1 燕尾形轴向槽道热管参数

Table 1 Parameters of swallow-tailed microgrooves

热管参数	热管槽道数/N	蒸汽腔半径 r_v /mm	燕尾形口宽 W_1 /mm	燕尾形底宽 W_2 /mm	燕尾形高度 H /mm	蒸发段长度 L_e /mm	绝热段长度 L_a /mm	冷凝段长度 L_c /mm
数值	22	5	0.5	0.9	1.28	700	650	650

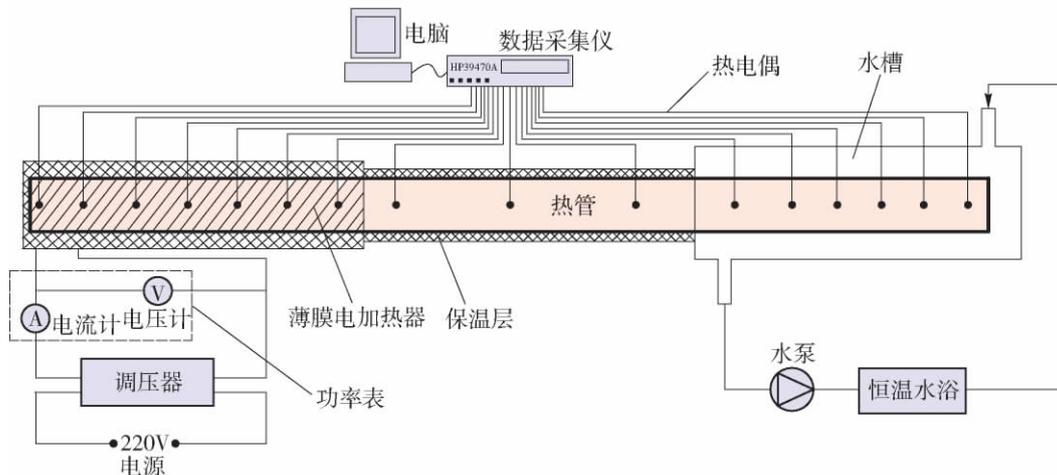


图 3 试验装置示意图

Fig. 3 Schematic diagram of experimental setup

变化小于 274 K, 认为热管达到稳定工作状态. 在热管达到稳态时, 数据采集仪记录热管的轴向温度数据. 实验测得温降可以表示为

$$\Delta \bar{T} = \left(\frac{T_{e1} + T_{e2} + T_{e3} + T_{e4} + T_{e5} + T_{e6} + T_{e7}}{7} \right) - \left(\frac{T_{c1} + T_{c2} + T_{c3} + T_{c4} + T_{c5} + T_{c6}}{6} \right) \quad (20)$$

式中: T_{e1} 至 T_{e7} 分别是布置在蒸发段的 7 个热电偶所测得的温度; T_{c1} 至 T_{c6} 分别是布置在冷凝段的 6 个热电偶所测得的温度.

3 结果分析与讨论

3.1 实验结果

图 4 给出了热管在不同冷源温度下温降随热负荷的变化. 从图中可以看出, 在本试验所给的加热功率和冷源温度范围内, 该型热管的温降小于 5 K; 该型热管的温降随热负荷增大而增大; 开始时基本呈线性变化, 然后随着负荷继续加大而变化加剧.

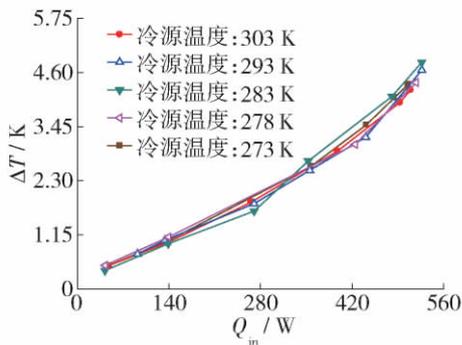


图 4 不同冷源温度下热负荷对温降的影响
Fig. 4 Effect of heat load on temperature drop under different sink temperature

从整个曲线的变化趋势可以看出, 热管在不同温度冷源下的温降随热负荷增加幅度基本相同, 表现出只随着热负荷的变化而变化, 不依赖于工作温度和冷源温度.

3.2 模型计算结果

图 5 给出了蒸发段不同位置的液面轮廓, 从图中可以看出, 蒸发段槽道中液膜厚度沿轴向逐渐增厚, 在蒸发段轴向的前端部分变化较慢, 随之变化越来越快. 图 6 给出了冷凝段不同位置的液面轮廓, 从图 6 可以看出, 冷凝段槽道中液膜厚度沿轴向逐渐变厚, 在冷凝段末端槽道内液面轮廓基本与热管内壁面相同. 在冷凝段肋片上薄液膜区, 液膜厚度沿槽道边缘到肋中点位置逐渐增大.

图 7 给出了热管的蒸发段和冷凝段的温降随热

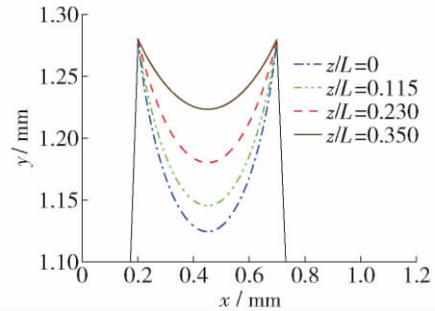


图 5 蒸发段不同位置液面轮廓图

Fig. 5 Liquid film profiles in the evaporator section at different longitudinal coordinates

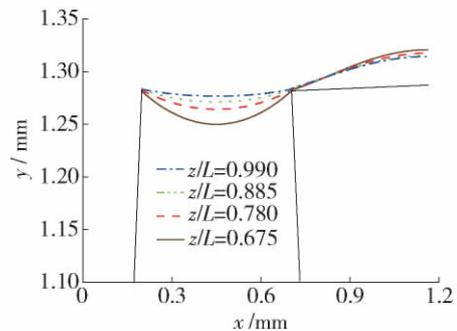


图 6 冷凝段不同位置液面轮廓图

Fig. 6 Liquid film profiles in the condenser section at different longitudinal coordinates

负荷的变化, 发现冷凝段和蒸发段的温降都随着热负荷的增大而增大, 但是冷凝段的温降大于蒸发段的温降, 这主要由冷凝段的肋片上液膜形成的热阻造成的, 同时说明要提高热管的整体等温性能, 需要优化热管槽道吸液芯.

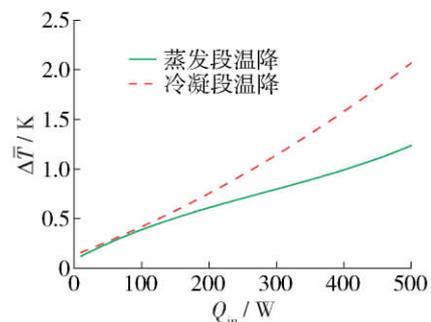


图 7 蒸发段和冷凝段温降随热负荷的变化

Fig. 7 Temperature drop in the evaporator and condenser section as a function of heat load

3.3 数值计算与实验结果比较

图 8 比较了热管温降的理论预测值和实验测量值(冷源温度为 278 K), 结果表明: 在热负荷比较低的时候, 两者吻合非常好; 但是随着热负荷继续增加

时,理论预测值与实验测试值产生了一定程度的偏离。这主要是因为计算时忽略了粗糙度和绝热段压力降对平均温度差的影响,同时当热负荷超过了热管的**最大热传递能力时,模型不能用来预测热管的温降。

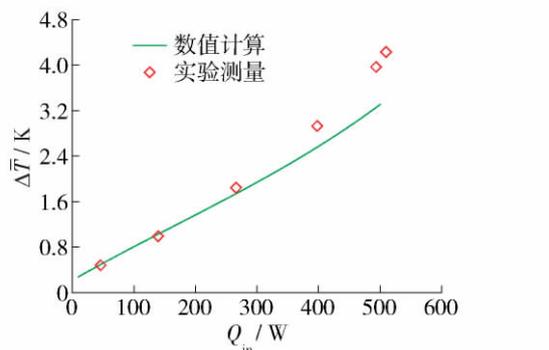


图8 热管温降理论计算值与实验测量值的比较

Fig. 8 Comparison between experimental and numerical temperature drop

4 结论

1) 蒸发段槽道中液膜厚度沿轴向逐渐增厚,在蒸发段轴向的前端部分变化较慢,随之变化越来越快。在冷凝段末端槽道内液面轮廓基本与热管内壁面相同。在冷凝段肋片上的薄液膜区,液膜厚度沿槽道边缘到肋中点位置逐渐变大。

2) 实验结果发现热管的温降随着热负荷增大而增大,与冷源温度和工作温度无关。

3) 蒸发段和冷凝段的温降随热负荷增加而增加;在相同的热负荷下,蒸发段的温降小于冷凝段的温降。

4) 比较模型的预测值和实验测量值,两者吻合较好,验证了本文所建模型的正确性。

参考文献:

[1] KHRUSTALEV D, FAGHRI A. Thermal characteristics of conventional and flat miniature axially grooved heat pipe [J]. *Journal of Heat Transfer*, 1995, 117(4): 1048-1054.

[2] KHRUSTALEV D, FAGHRI A. Heat transfer during evaporation on capillary-grooved structures of heat pipes [J]. *Journal of Heat Transfer*, 1995, 117(3): 740-747.

[3] CHEN Y P, ZHANG C B, SHI M H, et al. Study on flow and heat transfer characteristics of heat pipe with axial "Ω"-shaped microgrooves [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2009, 52(3/4): 636-643.

[4] HOPKINS R, FAGHRI A, KHRUSTALEV D. Flat

miniature heat pipes with micro capillary grooves [J]. *Journal of Heat Transfer*, 1999, 121(1): 102-109.

- [5] FRÉDÉRIC L, ROMUALD R, GUILLAUME P, et al. Prediction of the temperature field in flat plate heat pipes with micro-grooves experimental validation [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2008, 51(15/16): 4083-4094.
- [6] KIM S J, SEO J K, DO K H. Analytical and experimental investigation on the operational characteristics and the thermal optimization of a miniature heat pipe with a grooved wick structure [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2003, 46(11): 2051-2063.
- [7] CAO Y, GAO M. Experiments and analyses of flat miniature heat pipes [J]. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 1997, 11(2): 158-164.
- [8] DO K H, KIM S J, G. ARIMELLA S V. A mathematical model for analyzing the thermal characteristics of a flat micro heat pipe with a grooved wick [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2008, 51(19/20): 4637-4650.
- [9] STEPHAN P C, BUSSE C A. Analysis of the heat transfer coefficient of grooved heat pipe evaporator walls [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1992, 35(2): 383-391.
- [10] BERTOSSIA R, LATAOUIB Z, AYELA V, et al. Modeling of thin liquid film in grooved heat pipes [J]. *Numerical Heat Transfer*, 2009, 55(12): 1075-1095.
- [11] JIAO A J, MA H B, CRISTER J K. Evaporation heat transfer characteristics of a grooved heat pipe with micro-trapezoidal grooves [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2007, 50(15/16): 2905-2911.
- [12] WAYNER P C. Effect of interfacial mass transport on flow in thin liquid films [J]. *Colloids and Surfaces*, 1991, 52(1/2): 71-84.
- [13] WAYNER P C, KAO Y K, LACROIX L V. The interline heat transfer coefficient of an evaporating wetting film [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1976, 19(5): 487-492.
- [14] JIAO A J, RIEGLER R, MA H B, et al. Thin film evaporation effect on heat transport capability in a grooved heat pipe [J]. *Microfluidics and Nanofluidics*, 2005, 1(3): 227-233.
- [15] SHAH R K. Laminar flow friction and forced convection heat transfer in ducts of arbitrary geometry [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1975, 18(7/8): 849-862.

(责任编辑 张 蕾)