丝网型超薄热管结构参数影响的实验探究

唐永乐, 代轩, 刘腾庆, 汪双凤*

华南理工大学化学与化工学院, 传热强化与过程节能教育部重点实验室, 广州 510640

* 联系人, E-mail: sfwang@scut.edu.cn

2019-11-07 收稿, 2019-12-09 修回, 2019-12-12 接受, 2019-12-13 网络版发表

国家重点研发计划(2017YFB0406100)和广州市科技计划(201802010013)资助

摘要 随着电子器件朝着高性能化、集成化与微型化方向的快速发展, 狭小空间内高热流密度的散热问题亟待解决. 超薄热管作为相变传热元件, 具有超高导热率和器件结构紧凑等优点, 因此被广泛应用于微型电子器件的散热中. 不同的电子元器件具有各不相同的器件结构与散热需求, 因此超薄热管在实际应用中也存在各种各样的器件结构. 在本课题组对丝网型超薄热管中丝网吸液芯结构参数(目数、丝径)对其传热性能影响的研究基础上, 为迎合实际应用中散热部件结构多样化的要求, 本研究选取了对超薄热管传热强化效果最优的丝网结构作为吸液芯, 通过实验手段, 进一步探究了超薄热管的器件结构(包括长度、宽度和厚度等)对其传热性能的影响规律. 结果表明, 器件长度对超薄热管性能的影响存在一个相互矛盾的因素, 故存在一个最佳的长度值使得热管具有最优的传热性能. 此外, 器件宽度和厚度的增加, 都可以不同程度地提升热管的工作性能. 最后, 基于实验数据, 建立了可有效预测超薄热管工作性能的经验关联式. 对比超薄热管蒸发端温度的预测值与实验值, 发现其相对误差可控制在 $\pm 10\%$ 以内.

关键词 超薄热管, 结构参数, 传热性能, 预测模型

随着微电子、光电子领域不断朝着高性能化和集成度的方向发展, 电子芯片的功耗日益增加, 高性能微处理器热流密度可高达 100 W/cm^2 ^[1], 特别是在电子设备整体结构轻薄化、紧凑化的发展趋势下, 电子元器件的散热问题日益凸显, 传统的单相流散热技术已无法满足要求. 常见的单相流散热技术(如自然风冷、强制风冷、液冷等)存在散热量低、需要额外功率、设备繁琐等缺陷^[2]. 热管是通过内部工质蒸发冷凝的相变过程, 利用工质的潜热进行热量传递的元器件, 具有极高的导热性和优良的等温性. 而热管技术在微小化、超薄化方向的不断突破, 也使其成为解决当前电子设备在狭小空间内高热流密度散热问题的理想方案^[3]. 目前, 超薄热管已广泛应用于微小型电子器件的

散热中, 如智能手机、平板电脑、智能手表、便携式投影仪等^[4]. 由于各种电子器件之间具有迥异的器件结构与散热需求, 导致应用于其中的超薄热管的器件结构也是千变万化. 而当超薄热管的结构参数发生时, 包括器件的长度、宽度和厚度等, 其内部工质的相变过程和循环效率会受到一定的影响, 导致其传热性能显著变化.

过去很多关于超薄热管的研究主要针对其吸液芯结构或内部工质. 许多学者通过优化超薄热管内部的吸液芯结构以提升其工作性能. 常用于超薄热管中的吸液芯结构多为烧结铜粉^[5,6]、编织丝网^[7,8]、各种截面形状的沟槽吸液芯结构^[9,10]和由两种或多种单一结构组合成的复合吸液芯结构^[11,12]. 吸液芯结构是热管

引用格式: 唐永乐, 代轩, 刘腾庆, 等. 丝网型超薄热管结构参数影响的实验探究. 科学通报, 2020, 65: 1780–1790

Tang Y L, Dai X, Liu T Q, et al. Experimental research on structure parameters of the ultra-thin flattened heat pipe (in Chinese). Chin Sci Bull, 2020, 65: 1780–1790, doi: [10.1360/TB-2019-0721](https://doi.org/10.1360/TB-2019-0721)

的核心组成部件,除了提供冷凝液回流的毛细压力,还可增加液体工质沸腾的成核点,从而提升蒸发段工质的相变传热能力.在冷凝段,毛细结构表面也是蒸汽工质接触发生冷凝的重要部位.除了关于毛细结构方面的研究,人们对热管内部使用的工质也进行了较为细致的探究.在电子设备的散热应用中,常见的作为热管工质的液体包括乙醇、丙酮、去离子水或纳米流体^[13,14].不同工质间物性的差异也对热管的传热性能造成显著的影响,工质的相变焓、表面张力、黏性系数等是造成器件性能差异的主要原因.

通过以上的文献调研,可以发现研究者们通常对一固定结构参数的超薄热管进行性能的优化,探讨不同吸液芯结构或工质参数对其性能的影响情况.而在超薄热管的实际生产应用中,为了加工的高效性,往往会选定一种吸液芯结构以及工质参数.而为了适应各种不同的热源需求和对散热组件的匹配性,经常需要调整超薄热管的结构参数,如长度、宽度和厚度等.因此,有必要明晰这些结构参数对器件性能的影响规律,对器件的生产设计进行有效指导,以减少生产成本.其中有部分研究者也指出了器件结构对其传热性能带来的巨大影响.Aoki等人^[15]以铜丝网为吸液芯结构制备了厚度分别为0.7和1 mm的两款长度分别为100和150 mm的超薄热管,实验测试其最大传热量分别可达到7和20 W. Singh等人^[16]以铜纤维作为吸液芯结构开发了一款用于解决高热流密度电子散热的压扁型超薄热管.实验探究了超薄热管的压扁厚度由0.6增至2 mm时的传热性能.其最大传热量可由3增至10 W. Li等人^[17]探索了不同工艺参数对多孔材料吸液芯最终成型的影响,并通过实验探究了不同压扁厚度对超薄热管传热性能的影响.实验发现,采用0.45 mm粉层厚度的吸液芯,压扁至1.5 mm

时已出现挤压现象;当压扁至1 mm时,挤压十分严重,孔隙率下降,热管性能急剧恶化.

根据我们之前的工作^[18],丝网结构参数(目数、丝径)对超薄热管内部的气液相变过程及两相流动过程都有着显著的影响.较大的丝网目数能增加沸腾成核点,显著提升器件的蒸发段换热效率.然而,增加目数也会带来更大的流动阻力,甚至造成冷凝段液体堵塞的恶劣情况.较大的丝径能在冷凝段提供更大的换热表面积,促进冷凝过程的进行.因此,对丝网吸液芯结构参数的合理选择能有效提升超薄热管的传热性能.实验结果表明,目数为180目、丝径为0.05 mm的丝网能保证超薄热管具有较优的传热性能.为了对超薄热管的生产设计提供有效便捷的指导,本研究在探究了丝网结构参数对其热特性的影响机理后,为进一步探究器件结构参数对其传热性能的影响规律,并提出能有效预测器件传热性能的预测模型,选取了180目丝网为吸液芯结构,加工制备了一系列具有不同长度、宽度与厚度的超薄热管样品,并对其进行了实验研究.最后,基于实验数据,建立了超薄热管传热性能的预测模型,并与实验数据进行误差分析.结果表明,所建立的预测模型可准确地预测不同工况下超薄热管的蒸发端温度,其相对误差范围控制在 $\pm 10\%$ 以内.

1 样品准备

超薄热管结构最基本的参数即为长度、宽度及厚度,该参数直接或间接地决定了工质在吸液芯中的工作状态.为探究这些结构参数对超薄热管传热性能的影响,分别以器件的长度、宽度和厚度为变量,制备了一系列实验样品,并对其进行实验测试.

图1所示为超薄热管的成型示意图,其采用了与传

图1 (网络版彩色)超薄热管成型示意图

Figure 1 (Color online) Schematic diagram of the UTHP (ultra-thin heat pipe)

统热管相同的加工思路: 将吸液芯结构固定于圆柱形铜管内壁面, 通过烧结工艺将其与热管内壁面紧密贴合以提供冷凝液的回流通道与毛细吸力. 之后通过机械压扁的方式, 获得具有不同厚度的超薄热管. 本实验主要探究器件的结构参数对其传热性能的影响规律, 故所有的样品采用统一的吸液芯结构: 目数为 180 in^{-1} ($1\text{ in}=2.54\text{ cm}$)、丝径为 0.05 mm 的编织铜丝网, 其扫描电子显微镜图如图2(a)所示; 且所有的样品充液率均控制为100%. 丝网通过烧结工艺固定在管壳的内壁面, 烧结温度及时间分别为 800°C , 2 h . 由图2(b)可以看出, 丝网与内管壁接触良好. 不同器件长度样品的具体参数如表1所示, 本研究中器件宽度的变化通过选取不同管径的圆管来实现, 因此表中的 D_0 指的是未压扁前的圆柱铜管的外直径. 在进行器件长度对超薄热管传热性能的影响探究时, 控制器件厚度和管径分别为 1.0 和 6 mm . 在进行器件厚度与宽度对其性能的影响探究时, 控制器件长度为 80 mm , 厚度方面分别选取了 0.6 , 0.8 , 1.0 mm 三个压扁厚度进行探究, 宽度方面分别选取了 4 , 5 , 6 , 8 mm 四种管径的圆管加工了四组具有不同器件宽度的超薄热管样品. 图3所示为不同器件结构下的超薄热管实物图.

2 实验系统

2.1 实验装置

本次实验采用的实验系统包括加热装置、冷凝装置、数据采集装置和保温装置4个部分. 实验中的加热装置是利用直流稳压电源输入陶瓷加热片作为模拟热源. 实验中使用的陶瓷加热片热阻为 $20\ \Omega$, 尺寸为 $10\text{ mm}\times 10\text{ mm}\times 1.5\text{ mm}$, 与实际应用中智能移动设备中的发热芯片尺寸及功率相近. 本实验的冷凝方式为间接

水冷, 循环水温为 30°C , 流量控制为 20 L/h . 超薄热管的冷凝端与液冷套外壁面直接接触. 为降低两者之间的接触热阻, 在热管与液冷套接触的表面均匀涂抹热导率为 4.63 W/(m K) 的导热硅脂, 并使用紧固装置使二者紧密接触.

数据采集装置使用热电偶K-OMEGA(精度为 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$)对热管蒸发端表面、绝热段表面及冷凝端表面等6个布温点进行测温, 如图4所示. 为减小实验时的测量误差, 采取多个测温点测试后取平均值的方式, 因此在蒸发端、绝热段和冷凝端分别布置了2个测温点.

实验系统的保温装置包括电木基座及保温棉. 首先, 实验加热所用的陶瓷加热片固定安置于电木基座的一端, 实验时超薄微热管的蒸发端紧贴于加热片表面, 二者之间涂抹适量导热硅胶以减小模拟热源与热管之间的接触热阻. 为减小实验过程中的漏热, 热管绝热段采用保温棉对其进行隔热, 降低实验中的热损失, 并且整个测试平台放置于一保温箱中, 以减小与外界环境的换热.

实验过程中通过调节直流稳压电源控制输入的加热功率, 给定一个初始功率, 如 3 W , 当器件在当前功率下其表面各点温度达到稳定状态后按 1 W 的间隔逐渐增加输入热负荷. 当检测到超薄热管蒸发端表面温度 T_1 出现突升, 即热管达到传热极限时则结束实验测试. 此外, 当 T_1 温度超过 80°C 时, 其仍未出现突升, 也结束实验测试.

2.2 实验误差分析

由于机器精度与人为因素, 实验结果会存在误差. 我们需要对其进行误差分析. 根据测量不确定度的评定文件JJF1059-2012^[19], 实验参数的不确定度主要包括直接测量参数和间接测量参数的不确定度. 前者是

图2 丝网吸液芯(a)和超薄热管横截面(b)的扫描电子显微镜(SEM)图

Figure 2 Scanning-electron microscope (SEM) photographs of the screen mesh wick (a) and the cross-section of UHTP (b)

表 1 不同器件长度的样品结构参数

Table 1 Structure parameters of the UTHPs with different lengths

样品编号	器件长度 $L(\text{mm})$	器件外径 $D_o(\text{mm})$	器件厚度 $T_h(\text{mm})$
L1	60	6	1
L2	80	6	1
L3	100	6	1
L4	120	6	1
L5	150	6	1

指由仪器精度造成的误差(如实验直接测量的温度 T 及加热功率 Q)。其计算公式如下:

$$u_B = \frac{a}{k}, \quad (1)$$

其中, a 为被测量可能值区间的半宽度, 即实验仪器的基本误差; k 为置信因子, 假设被测量值呈现均匀分布的状态, 则 k 取值为 $\sqrt{3}$ 。在本实验所采用的仪器中, K型热电偶的测温误差为 $\pm 0.5^\circ\text{C}$, 直流稳压电源(兆信KXN-645D)提供的输入功率误差为 $\pm 0.1\text{ W}$ 。故由式(1)进行计算可得, 由K型热电偶测得温度值的不确定度为 $u_B(T) = 0.29^\circ\text{C}$, 由直流稳压电源提供加热功率的不确定度为 $u_B(Q) = 0.06\text{ W}$ 。

对于不能直接进行测量而须通过计算得出的参数(如平均温度及热阻等), 则需要进行误差传递计算。当

图 3 (网络版彩色)各器件结构的实物对比图. (a) 长度样品组; (b) 宽度样品组; (c) 厚度样品组

Figure 3 (Color online) The diagram of all the UTHPs samples. (a) The group of length; (b) the group of width; (c) the group of thickness

图 4 (网络版彩色)实验系统及热电偶分布示意图

Figure 4 (Color online) Introduction of experimental set-up and detailed locations of thermocouples

被测量 Y 由 N 个其他独立变量 $X_1, X_2, \dots, X_N$ 通过函数 f 确定, 且这 N 个变量各自的不确定度分别为 $u(x_i)$ 时, 被测量的估计值 y 的合成标准不确定度 $u_c(y)$ 可通过下式进行计算:

$$u_c(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^N \left[\frac{\partial f}{\partial x_i} \right]^2 u^2(x_i)}, \quad (2)$$

其中, $u_c(y)$ 为被测量估计值 y 的合成标准不确定度, $u(x_i)$ 为 N 个变量各自的不确定度. 在本实验中, 需要进行误差传递计算的参数主要包括蒸发端温度(T_e)、绝热段温度(T_a)、冷凝端温度(T_c)、温差(ΔT)和传热热阻(R). 其中 T_e, T_a, T_c 分别为各段表面温度的平均值, ΔT 为 T_e 和 T_c 的差值, 传热热阻 $R=(T_e-T_c)/Q_{in}$. 对以上参数使用公式(2)进行计算后, 其相对合成标准不确定度结果如图5所示. 由图5可知, 超薄热管的各性能指标的相对合成不确定度随输入热负荷增加逐渐降低, 且在各输入功率下, 其不确定度均小于10%.

3 结果与讨论

3.1 器件长度对UTHP热性能的影响

图6(a)和(b)分别为不同长度的超薄热管在实验中表现出的蒸发端温度及传热热阻的变化情况. 由图可知, 整体上超薄热管表现为: 随着器件长度的增加, 其蒸发端温度与热阻容易出现突升. 在较低输入热流密度时, 不同器件长度样品的蒸发端温度差异不大, 表明此时所有的样品均能正常运行并将输入蒸发端的热量及时输送走, 使器件的蒸发端保持较低的温度. 随着输入热流量的不断增加, 不同长度器件性能的差异性也

图5 (网络版彩色)各性能指标的相对合成不确定度

Figure 5 (Color online) The relative combined uncertainties of indirect measurement parameters

逐渐显现出来. 器件长度为120和150 mm的超薄热管蒸发端温度迅速升高, 并分别在8和6 W/cm²时出现骤然升高, 表明此时超薄热管的蒸发端出现了烧干. 对应地, 其热阻也在该点突升. 这是由于当器件长度增加时, 内部工质的流动距离也随之增加, 其流动过程产生的阻力与压降也逐渐地增大, 工质的循环效率随之下降. 这会导致超薄热管热输送效率的下降, 输入超薄热管蒸发端的热量无法迅速带走从而在蒸发端逐渐积累. 最终当液体工质的回流速度跟不上蒸发端液体工质的气化速度时, 超薄热管的蒸发端则发生烧干, 表现为该点温度的骤然升高.

值得注意的是, 图6(a)中显示出器件长度为60 mm的样品相比长度为80 mm样品具有更高的蒸发端温度. 由前文知, 长度的增加会导致循环效率的降低, 导致热管蒸发端温度的升高. 除此之外, 器件长度的变化还会

图6 (网络版彩色)不同长度时UTHP的蒸发端温度(a)及热阻(b)随热负荷的变化情况

Figure 6 (Color online) Variation of evaporation temperature (a) and thermal resistance (b) with heat load under different heat pipe lengths

影响其所能注入的工质量. 对比长度为60和80 mm的两组样品, 当充液率一定时, 前者的工质量相对更少. 在相同的输入热负荷时, 前者的热输送量也受到限制, 导致少部分热量在蒸发端积累. 更为明显地, 长度过短的超薄热管其传热极限也会有所下降.

3.2 器件宽度与厚度对UTHP性能的影响

器件长度的变化并不会造成超薄热管内部工质流动截面积的变化, 而是通过改变工质流动路径, 影响其循环效率. 当器件长度保持一致时, 改变器件的宽度或其厚度, 超薄热管的传热性能也会发生显著的变化.

3.2.1 蒸发端温度

如图7所示, 展示了三组厚度分别为0.6、0.8和1.0 mm的超薄热管样品在不同宽度下的蒸发端温度随输入热流密度的变化情况. 首先对比三幅图的输入热流密度, 可以发现图7(a)中厚度为0.6 mm的各样品的极限热流密度在2.5~3.5 W/cm²之间. 而观察图7(b), 当器件厚度增加至0.8 mm后, 超薄热管的极限热流密度均在7 W/cm²左右, 表现出明显的提升. 随着厚度的继续增加, 当 $T_h=1.0$ mm时, 由图(c)可以发现, 器件的热传输量得到更进一步的提升, 最大热流密度甚至可以达到33 W/cm². 由此可以直观地感受到厚度的变化给器件性能带来的巨大改变, 随着器件厚度的增加, 超薄热管的传热性能显著提高. 对于不同厚度的超薄热管, 其具有相同的吸液芯结构及充液量, 故其性能差异的根源就是厚度变化时带来的器件内部蒸汽流动空间的变化. 随着器件厚度的减小, 蒸汽空间也被急剧压缩, 显著地加大了气相工质的流动阻力, 削弱了工质的循环效率. 直观的表现则是超薄热管蒸发端的热量输送不及时, 逐渐积累, 以及迅速发生的蒸发端烧干.

而分别对比三组厚度样品下, 器件宽度的变化对其传热性能的影响情况, 可以发现, 在相同厚度下, 宽度最大的样品总是表现为具有相对较低的蒸发端温度, 而宽度最小的样品则相反, 表现出更高的蒸发端温度. 其原因也归结于内部蒸汽流动空间的变化. 当器件具有相同厚度时, 宽度的增加亦可以增大其横截面积, 使得气相工质的流动横截面积也会相应地扩增. 蒸发端的液体工质吸收的热量转变为气相工质, 在压差的推动下往热管的冷凝端流动. 在此流动过程中, 由于与热管壁面及液体工质间的摩擦, 不可避免地会产生阻力与能量损失. 在相同的输入热负荷下, 可以认为蒸发端的输入热量相同, 此时液体工质受热所产生的蒸汽量也是相等的. 对于具有更大横截面积的超薄热管而言, 蒸汽工质的流速较低, 导致工质流动过程产生的压力损失也较小. 因此随着器件宽度的增加, 其蒸发端输入的热量可以更容易地由蒸汽工质携带走, 减少热量的积累, 表现为超薄热管具有较低的蒸发端表面温度.

3.2.2 热阻分析

如图8所示, 展示了三组厚度分别为0.6、0.8和1.0 mm的超薄热管样品在不同宽度下的传热热阻随输入热流密度的变化情况. 观察图8(a)可以发现, 在超薄热管的厚度控制为0.6 mm时, 随着器件宽度的增加, 其传热热阻会出现急剧的下降. 这是由于在超薄热管的总厚度为0.6 mm时, 其内部蒸汽通道的高度被严重压缩, 除去两侧各0.15 mm的铜管壁厚与上下各0.11 mm的丝网吸液芯厚度, 内部仅剩的可供蒸汽流动的通道高度仅为0.08 mm. 由此可以推断蒸汽的流动阻力十分巨大, 导致超薄热管传热性能的显著下降, 极限热流密度仅3 W/cm²左右. 在该厚度下, 宽度的变化所带来的

图7 (网络版彩色) 器件宽度与厚度对其蒸发端温度的影响情况. (a) $T_h=0.6$ mm; (b) $T_h=0.8$ mm; (c) $T_h=1.0$ mm

Figure 7 (Color online) The evaporator temperature of the UTHPs with different width and thickness. (a) $T_h=0.6$ mm; (b) $T_h=0.8$ mm; (c) $T_h=1.0$ mm

图8 (网络版彩色)器件宽度与厚度对其传热热阻的影响情况。(a) $T_h=0.6$ mm; (b) $T_h=0.8$ mm; (c) $T_h=1.0$ mm

Figure 8 (Color online) The thermal resistance of the UTHPs with different width and thickness. (a) $T_h=0.6$ mm; (b) $T_h=0.8$ mm; (c) $T_h=1.0$ mm

蒸汽流动空间的变化也就显得愈发显著。随着宽度的增加, 蒸汽流动空间的略微扩增都会导致蒸汽流动阻力的极大减小, 从而加快工质的循环效率, 表现为超薄热管的传热热阻急剧降低。宽度为 $D_o=4$ mm的超薄热管样品其传热热阻在19 K/W左右。而当宽度增至 $D_o=8$ mm, 其传热热阻下降至11 K/W左右。

观察图8(b)可以发现, 随着宽度的增加, 超薄热管的传热热阻依然呈现出逐渐降低的趋势。在宽度降低时, 随着热流密度的增长, 器件的热阻也逐渐降低。观察三组不同厚度下的超薄热管不同宽度时的热阻变化情况, 发现并没有出现热阻突然升高的点, 表明这些样品在测试过程均没有出现烧干的现象。结合图7中其蒸发端温度的变化情况, 确实没有出现蒸发端温度突升的现象。但是, 由于器件温度的不断升高, 其蒸发端温度也逐渐达到80°C。由此可知, 在控制超薄热管器件长度为80 mm时, 热管冷凝液的回流可以得到充足的保证, 不会导致蒸发端烧干。但由于蒸发通道高度的压缩, 蒸发端蒸发的气相工质的流动被抑制, 导致输入超薄热管蒸发端的热量没有被及时输送走, 在蒸发端逐渐积累, 导致其温度的迅速升高从而达到测试上限。

3.2.3 极限热流密度

如图9所示为超薄热管的器件厚度与宽度对其极限热流密度的影响情况。图9中将具有相同厚度而宽度不同的超薄热管样品作为一组柱状图对比, 而颜色相同的柱形则代表了具有相同宽度而厚度不同的三组样品。由图可以发现随着器件厚度的增加, 器件的极限热流密度显著提升。特别是器件厚度由0.8增至1.0 mm时, 其极限热流密度成倍数增长。对于宽度分别为4, 5, 6和8 mm的四组样品, 当厚度由0.8增至1.0 mm时, 其极限热流密度分别增了3, 5, 4和6倍。而厚度由0.6增至

图9 (网络版彩色)器件宽度与厚度对其极限热流密度的影响情况

Figure 9 (Color online) The critical heat flux of the UTHPs with different width and thickness

0.8 mm时, 虽然器件的极限热流密度也得到了一定的提升, 但其增幅则显得较轻微。由此可知, 在不同的厚度范围内, 器件厚度的变化对超薄热管性能的影响程度具有极大的差异。这主要是由于, 当器件本身就处于一个较低的厚度时, 其性能受限程度较为严重, 如本研究中厚度为0.6 mm的样品。此时, 超薄热管内部蒸汽的流动空间极小, 气相工质的流动严重受阻, 极大地削弱了器件的传热性能。而当厚度增加至0.8 mm后, 虽然蒸汽流动空间得到了一定的扩充, 但是这个改善的程度并不能完全满足工质维持高效循环的需求。总的来说, 蒸汽工质的流动仍然具有较大的阻力, 从而使得器件的性能只是得到略微的提升。直至器件的厚度增加至1.0 mm后, 器件的性能才得到充分的体现。随着输入热流密度的不断升高, 内部工质的循环效率随之不断地提升, 保证将热端的热量及时输送走, 使热管的蒸发端温度能控制在80°C以下。因此, 此时器件宽度的变化对

其传热性能的影响显得更为突出, 最小宽度与最大宽度之间的最大传热量相差了14 W, 涨幅达到87.5%.

3.3 蒸发端温度的预测模型

为了对超薄热管的实际应用起到更好的指导意义, 需要对其建立有效的传热性能预测模型. 在实际

应用中, 我们更关注的是热源的温度, 需要将其控制在安全范围内. 因此超薄热管蒸发端温度为器件运行过程中的一个重要监测指标. 基于本研究的实验数据, 我们建立了UTHP蒸发端温度以输入热流密度及器件结构参数为函数的预测模型. 该模型的具体表达式如下:

$$T_e = (\alpha_{11}W^3T_h + \alpha_{12}W^2T_h + \alpha_{13}WT_h + \alpha_{14}T_h + \alpha_{21}W^3 + \alpha_{22}W^2 + \alpha_{23}W + \alpha_{24}) \cdot Q_{in} + (\alpha_{31}W^3T_h + \alpha_{32}W^2T_h + \alpha_{33}WT_h + \alpha_{34}T_h + \alpha_{41}W^3 + \alpha_{42}W^2 + \alpha_{43}W + \alpha_{44}),$$

$$A = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} & \alpha_{13} & \alpha_{14} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} & \alpha_{23} & \alpha_{24} \\ \alpha_{31} & \alpha_{32} & \alpha_{33} & \alpha_{34} \\ \alpha_{41} & \alpha_{42} & \alpha_{43} & \alpha_{44} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -2.7117 & 46.1177 & -246.5772 & 377.0807 \\ 2.7020 & -45.9235 & 245.2618 & -372.2608 \\ 1.2969 & -21.9144 & 116.3167 & -194.6430 \\ -1.1556 & 18.7223 & -94.1771 & 180.7030 \end{bmatrix}, \quad (3)$$

式中, T_e 为超薄热管的蒸发端温度, W 为器件的宽度, T_h 为器件的厚度, Q_{in} 为输入的热流密度.

如图10所示, 为采用上述的预测模型对各个工况下超薄热管的蒸发端温度进行预测, 并与实验数据进行对比. 观察图10(a)~(c), 可以发现, 当超薄热管具有不同器件宽度与厚度时, 随着输入热流密度的变化, 其蒸发端温度的预测值与实验值都吻合得相当好. 预测关联式以输入热负荷为变量所描绘的曲线, 对各器件结构下样品的运行温度都具有较好的预测情况, 所有拟合直线的变化趋势与实验测试情况基本保持一致. 此外, 根据图11中所示的预测值和实验数据之间的相对误差分析, 所有的数据点均落在 $\pm 10\%$ 的误差范围内. 由此, 可以进一步说明所建立的蒸发端温度的预测模型具有良好的准确性, 可以为超薄热管的实际应用提供有效便捷的指导. 需要明确的是, 本研究所提出的蒸发端温度的预测模型, 是基于长度为80 mm、宽度和厚度变化时的超薄热管稳态下的实验数据建立的. 当超

薄热管散热系统所使用的冷凝条件变化时, 其所对应的蒸发端温度也会随之改变. 因此, 该模型仅适用于预测与本研究一致的冷凝条件下(循环水温为30℃, 流量控制为20 L/h的水冷), 厚度为1 mm、长度为80 mm的丝网型铜-水超薄热管宽度与厚度变化时, 不同输入热流密度下的稳态蒸发端温度.

4 结论

本研究选取180目丝网为吸液芯结构, 设计加工了一系列具有不同器件结构的超薄热管, 通过实验手段, 探究了超薄热管的器件结构参数(包括器件长度、器件宽度和器件厚度)对其传热性能的影响规律, 为超薄热管的实际应用提供理论指导. 以下为主要的结论.

(1) 器件长度的变化对超薄热管传热性能的影响存在一个相互矛盾的因素, 即工质循环时的流动阻力与器件所能注入的工质量. 合理协调该矛盾因素可以有效提升超薄热管的传热性能. 本研究所探究的五组长

图 10 (网络版彩色)所建立的UTHP蒸发端温度的预测模型在各工况下的拟合情况. (a) $T_h=0.6$ mm; (b) $T_h=0.8$ mm; (c) $T_h=1.0$ mm
Figure 10 (Color online) The fitting of the prediction model under various working conditions. (a) $T_h=0.6$ mm; (b) $T_h=0.8$ mm; (c) $T_h=1.0$ mm

图 11 (网络版彩色)预测模型对实验数据的验证结果

Figure 11 (Color online) Validation results by the prediction models for the experimental data

度的超薄热管样品中, 器件长度为80 mm的超薄热管具有最优的工作性能, 极限热流密度可达到 34 W/cm^2 。

(2) 控制器件长度与宽度不变时, 随着器件厚度的

减小, 其内部的蒸汽空间也被急剧压缩, 显著地加大了气相工质的流动阻力, 削弱了工质的循环效率。直观地表现为超薄热管蒸发端温度与传热热阻的迅速升高。

(3) 当器件具有相同的长度与厚度时, 宽度对超薄热管性能的影响整体表现为: 随着宽度的增加, 热管性能得到一定程度的提升, 热阻与蒸发端温度都会出现降低。但需要注意的是, 对于不同厚度的超薄热管, 宽度对其性能的影响程度又有区别。当厚度较低, 如 $T_h \leq 0.6 \text{ mm}$ 时, 宽度的变化所带来的蒸汽流动空间的变化也就显得愈发显著, 宽度的增加会导致蒸汽流动阻力的极大减小。

(4) 建立了超薄热管蒸发端温度关联其结构参数与输入热流密度的预测模型, 并与实验数据进行对比。结果表明, 预测值与实验值具有良好的一致性, 且相对误差分析显示, 所有的数据点均落在 $\pm 10\%$ 的误差范围内。因此, 本研究所提出的超薄热管性能预测模型可为器件的实际应用提供有效的指导。

参考文献

- McGlen R J, Jachuck R, Lin S. Integrated thermal management techniques for high power electronic devices. *Appl Therm Eng*, 2004, 24: 1143–1156
- Zhao X J, Yu L. Cooling technology of the electronic equipment in heat pipe (in Chinese). *World Sci Tech R D*, 2007, 29: 19–23 [赵晓军, 余莉. 热管的电子设备冷却技术. *世界科技研究与发展*, 2007, 29: 19–23]
- 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. *Int J Heat Mass Transf*, 2003, 46: 2051–2063
- Tang H, Tang Y, Wan Z, et al. Review of applications and developments of ultra-thin micro heat pipes for electronic cooling. *Appl Energy*, 2018, 223: 383–400
- Weibel J A, Garimella S V. Visualization of vapor formation regimes during capillary-fed boiling in sintered-powder heat pipe wicks. *Int J Heat Mass Transf*, 2012, 55: 3498–3510
- Kumar P, Wangaskar B, Khandekar S, et al. Thermal-fluidic transport characteristics of bi-porous wicks for potential loop heat pipe systems. *Exp Therm Fluid Sci*, 2018, 94: 355–367
- Subedi B, Kim S H, Jang S P, et al. Effect of mesh wick geometry on the maximum heat transfer rate of flat-micro heat pipes with multi-heat sources and sinks. *Int J Heat Mass Transf*, 2019, 131: 537–545
- Putra N, Septiadi W N, Rahman H, et al. Thermal performance of screen mesh wick heat pipes with nanofluids. *Exp Therm Fluid Sci*, 2012, 40: 10–17
- Wang G S, Song B, Liu Z H. Operation characteristics of cylindrical miniature grooved heat pipe using aqueous CuO nanofluids. *Exp Therm Fluid Sci*, 2010, 34: 1415–1421
- Lurie S A, Rabinskiy L N, Solyaev Y O. Topology optimization of the wick geometry in a flat plate heat pipe. *Int J Heat Mass Transf*, 2019, 128: 239–247
- Wang J, Catton I. Enhanced evaporation heat transfer in triangular grooves covered with a thin fine porous layer. *Appl Therm Eng*, 2001, 21: 1721–1737
- Jiang L, Huang Y, Tang Y, et al. Fabrication and thermal performance of porous crack composite wick flattened heat pipe. *Appl Therm Eng*, 2014, 66: 140–147
- Hao T, Ma H, Ma X. Heat transfer performance of polytetrafluoroethylene oscillating heat pipe with water, ethanol, and acetone as working fluids. *Int J Heat Mass Transf*, 2019, 131: 109–120
- Gupta N K, Tiwari A K, Ghosh S K. Heat transfer mechanisms in heat pipes using nanofluids—A review. *Exp Therm Fluid Sci*, 2018, 90: 84–100

- 15 Aoki H, Shioya N, Ikeda M, et al. Development of ultra thin plate-type heat pipe with less than 1 mm thickness. In: 26th Annual IEEE Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium. New York: IEEE, 2010. 218–223
- 16 Singh R, Mochizuki M, Shahed M A, et al. Low profile cooling solutions for advanced packaging based on ultra-thin heat pipe and piezo fan. In: 3rd IEEE CPMT Symposium. Kyoto: IEEE, 2013. 1–4
- 17 Li Y, He J, He H, et al. Investigation of ultra-thin flattened heat pipes with sintered wick structure. [Appl Therm Eng](#), 2015, 86: 106–118
- 18 Tang Y, Hong S, Wang S, et al. Experimental study on thermal performances of ultra-thin flattened heat pipes. [Int J Heat Mass Transf](#), 2019, 134: 884–894
- 19 General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine of the People's Republic of China. JJF1059. 1-2012 Evaluation and Expression of Uncertainty in Measurement (in Chinese). Beijing: China Quality and Standards Publishing & Media Co., Ltd., 2012 [国家质量监督检验检疫总局. JJF1059. 1-2012测量不确定度评定与表示. 北京: 中国质检出版社, 2012]

Summary for “丝网型超薄热管结构参数影响的实验探究”

Experimental research on structure parameters of the ultra-thin flattened heat pipe

Yongle Tang, Xuan Dai, Tengqing Liu & Shuangfeng Wang^{*}

Key Laboratory of Heat Transfer Enhancement and Energy Conservation of Ministry of Education, School of Chemistry and Chemical Engineering, South China University of Technology, Guangzhou 510640, China

^{*} Corresponding author, E-mail: sfwang@scut.edu.cn

With the rapid development of electronic devices in the direction of high performance, integration and miniaturization, the heat dissipation problem of high heat flux density in a narrow space needs to be solved urgently. Traditional single-phase flow cooling technologies, such as natural air cooling, forced air cooling, and liquid cooling, have been unable to meet the needs of practical applications due to their large size, complicated equipment, and low heat dissipation capability. Heat pipe is a type of heat transfer elements with extremely high thermal conductivity and excellent isothermality, thanks to its working mechanism of transports heat through a phase change process of internal working fluid. The continuous breakthrough of heat pipe technology in the direction of miniaturization and ultra-thinning has made the ultra-thin heat pipes (UTHPs) an ideal solution to solve the problem of high heat flux heat dissipation in narrow space of the electronic devices.

As a research hotspot, researchers have conducted extensive studies on the internal capillary structure and the working fluid used in the UTHPs, which has made significant contributions to the performance improvement of UTHPs. Actually, in the practical applications of the UTHPs, it needs to meet the needs of various electronic device structures due to the diversity of electronic products, which causes the structure parameters of the UTHPs kaleidoscopic. However, the research and mechanism analysis of the influence of the shape and structure of the heat pipe on its thermal performance are rare. There are few models in this field that can effectively predict the working performance of ultra-thin heat pipes. In this paper, we focused on the most basic structural parameters including length, width and thickness of the UTHPs. A series of experiments were carried out to explore and summarize the influence of such parameters on the thermal performance of UTHPs. Combined with experimental phenomena and device parameters, the discussion and analysis on two-phase flow and phase change heat transfer enhancement are given. Besides, correlation for the evaporator temperature as a function of heat load and structure parameters of the UTHPs has been established to predict working performance of the UTHP based on the experimental data. The results show that there is a contradiction between the influence of the length of the UTHPs, that is, the flow resistance during the internal circulation and the filling mass of the working fluid. On one hand, the reduction of the length of the UTHP can shorten the flow distance of the working fluid to decrease its flow resistance. But on the other hand, the filling mass of the working fluid that the UTHP can contain is also reduced, which will weaken the maximum heat transfer capacity of the device. So, a reasonable coordination of this contradiction can effectively improve the heat transfer performance of ultra-thin heat pipes. In addition, the increase in the width and thickness of the UTHPs can expand the cross-sectional area of the device. Accordingly, the vapor flow channel is also enlarged, which can cause the flow velocity of the vapor fluid reduced to decrease its flow resistance. As a result, the thermal performance of the UTHP is promoted due to its increase of width and thickness. Finally, the relative error analysis of the established model is carried out. Comparing the predicted values and experimental values of the evaporator temperature of the UTHPs, it is found that the relative error can be controlled within $\pm 10\%$. It shows that the model can accurately predict the working performance of the device and play an effective guiding role for the practical application of the device.

ultra-thin heat pipes, structure parameters, heat transfer performance, predicted correlation

doi: [10.1360/TB-2019-0721](https://doi.org/10.1360/TB-2019-0721)