

复合结构吸液芯超薄热管传热性能*

黄占林¹⁾ 纪献兵^{1)†} 姚泊丞¹⁾ 刘家璇¹⁾ 江京骋¹⁾ 徐进良¹⁾²⁾

1) (华北电力大学, 低品位能源多相流与传热北京市重点实验室, 北京 102206)

2) (华北电力大学, 电站能量传递转化与系统教育部重点实验室, 北京 102206)

(2025 年 12 月 3 日收到; 2026 年 2 月 7 日收到修改稿)

为突破超薄热管在制造工艺复杂性与传热性能之间的矛盾, 本文成功开发了一种厚度仅为 0.4 mm 的超薄热管, 其吸液芯采用创新的“铜槽道-植物纤维”分层复合结构. 以化学刻蚀铜槽道 (深 0.16 mm) 为骨架, 以植物纤维为毛细功能层, 通过结构自限位实现一体化集成, 从而省去了传统复杂的界面处理工艺. 以去离子水为工质, 通过实验研究揭示了刻蚀参数、充液率及工作倾角对热管传热性能的协同影响机制. 结果表明: 槽深与刻蚀时间近似呈线性正相关, 而与温度则呈二次多项式关系; 适当提高刻蚀温度并缩短时间, 能够有效增大槽道表面粗糙度并增强其亲水性, 为高效毛细输运奠定结构基础. 在不同倾角下, 热管的总体热性能随工作倾角由逆重力向顺重力方向变化而持续改善. 在水平布置、充液率为 30.6%、加热功率为 7 W 的工况下, 该 0.4 mm 超薄热管的热阻为 0.75 K/W, 对应等效导热系数达 11500 W/(m·K), 在结构高度紧凑的同时展现出优异的传热性能.

关键词: 超薄热管, 吸液芯, 复合结构, 传热性能**DOI:** 10.7498/aps.75.20251660**CSTR:** 32037.14.aps.75.20251660

1 引言

电子设备正朝着高度集成与微型化的方向快速发展, 导致其内部元器件密度显著增大, 热流密度也随之急剧上升, 这对散热设计提出了更为严峻的挑战. 然而, 传统散热技术已难以满足此场景下的散热需求, 散热能力的不足会直接引起设备芯片工作温度迅速升高, 进而导致性能衰减、可靠性下降, 严重时甚至发生烧毁失效. 在此背景下, 超薄热管 (ultrathin heat pipe, UTHP) 因其结构紧凑、导热性能优异等特点, 逐渐成为电子设备热管理系统的关键元件^[1-3]. 在超薄尺度条件下, 吸液芯结构对热管的传热性能具有决定性作用, 故而成为研究关注的重点. 其中, 槽道吸液芯与管壁一体化成型, 该设计有效避免了界面接触热阻, 还能使液体在

蒸发段实现三面受热, 从而大幅提升薄液膜区的相变传热效率, 使其在超薄热管的应用中展现出独特潜力^[4-6].

对于槽道吸液芯超薄热管, 研究者从多个维度开展了深入探索: 2004 年, Fan 等^[7]率先通过实验验证了深槽结构对传热强化的促进作用; 2005 年, Wang 等^[8]建立了矩形微槽理论模型, 定量揭示了槽宽、槽数等参数对毛细力与流动阻力的耦合机制; 2008 年, Lefèvre 等^[9]提出气液耦合传输模型, 实现了温度场与压力场的精准数值模拟; 2009 年, Wang 等^[10]开发出挤压犁耕成型工艺, 成功制备出高深宽比微槽热管, 并推导出 66.85—116.85 °C 温区的传热极限关联式. 同年, Lips 等^[11]利用可视化技术首次观测到微槽内甲醇工质的核态沸腾现象, 从微观相变角度阐释了传热强化机制; 2010 年, 陶汉中等^[5]系统整合了前期研究成果, 构建了涵盖

* 国家自然科学基金 (批准号: 52176154, 52130608) 资助的课题.

† 通信作者. E-mail: jxb@ncepu.edu.cn

“几何参数-流动阻力-传热极限”的完整理论体系. 然而, 槽道吸液芯超薄热管受限于固有毛细力与渗透率的倒置关系, 其传热性能已逼近物理极限^[12]. 即便经超亲水纳米流体改性, 传统微槽的润湿长度仍难突破毫米级, 无法满足超薄热管的性能需求^[13]. 为突破这一瓶颈, Wong 等^[14]开发了烧结丝网-微槽复合吸液芯热管, 成功实现毛细驱动力与回流阻力的解耦控制, 在 30° — 90° 倾角下仍能维持稳定的毛细循环, 其最大热负荷达双层丝网吸液芯热管的 2.3 倍. 后续 Yang 等^[15]通过表面氧化进一步强化了复合吸液芯的毛细力; 2023 年, Wang 等^[16]研制出厚度仅 0.6 mm 的多尺度条纹通道-丝网复合吸液芯超薄热管, 利用宏观条纹与微观孔隙的协调效应显著提升毛细性能, 在 23.34 W 热负荷下热阻低至 0.79 K/W; 同年, Yi 等^[17]采用分段复合设计并引入了多尺度铜粉优化结构, 使超薄热管的最大热负荷较单一吸液芯提升 16.7%, 同时热阻显著降低.

上述研究通过理论建模、工艺创新与结构优化, 持续推动超薄热管从基础传热机制探索向高性能复合吸液芯结构设计演进. 然而, 当前主流的复合吸液芯方案, 如烧结丝网-微槽、多尺度条纹通道-丝网或泡沫金属-沟槽等普遍依赖高温烧结、激光微加工或精密装配等复杂工艺, 制造成本高、能耗大, 限制了其在低成本、大规模及绿色热管理场景中的应用. 尤其在便携式电子设备、可穿戴系统等对厚度、重量和可持续性高度敏感的领域, 亟需兼具良好毛细性能、简易制备工艺与环境友好特性的新型吸液芯结构.

针对这一挑战, 本文创新性地提出一种“铜槽道-植物纤维”分层复合吸液芯结构: 采用化学刻蚀工艺在铜基底上制备深度为 0.16 mm 的矩形槽道, 并利用槽道凸起的几何限位嵌入脱脂棉纤维作为内层吸液芯, 成功开发出厚度仅为 0.4 mm 的超薄热管. 这一新型分层复合吸液芯以化学刻蚀铜槽道为骨架, 以植物纤维为毛细功能层, 通过结构自限位实现一体化集成. 该方案将吸液芯制造简化为“刻蚀+嵌入”两步, 有效规避了传统金属复合吸液芯中存在的工艺复杂性. 既保留了金属基底的高导热性, 又引入了生物材料的强毛细输运能力与可持续性, 为突破传统复合吸液芯的工艺与性能瓶颈提供了新路径.

2 超薄热管的结构与制备

2.1 超薄热管的结构与表征

图 1 清晰呈现了超薄热管的整体架构与结构特征. 如图 1(a) 所示, 该热管采用 3 层拓扑设计: 上层为尺寸 $94.0\text{ mm} \times 20.0\text{ mm} \times 0.10\text{ mm}$ 的铜箔, 与底层共同构成密封腔体, 既为工质相变和传输提供封闭空间, 又兼具热量传导功能; 中间层包含中央吸液芯和边缘支撑结构两部分, 中央区域采用规格 $88.0\text{ mm} \times 15.0\text{ mm} \times 0.10\text{ mm}$ 的植物纤维 (脱脂棉) 吸液芯, 作为核心毛细驱动单元. 通过扫描电子显微镜 (SEM) 观测 (见图 1(b)), 所用脱脂棉纤维呈连续细长丝状结构, 纤维直径主要分布在 $10\text{--}20\text{ }\mu\text{m}$ 范围内, 表面附着有明显的尖刺状突起, 这些表面不规则结构显著增大了纤维的比表面积和粗糙度, 有助于增强液体在纤维间的毛细润湿与钉扎效应, 抑制蒸发过程中液膜的不稳定脱离; 边缘则配置宽度为 2.0 mm、厚度 0.10 mm 的铜箔条带, 用于防止抽真空过程中上下层挤压导致吸液芯变形或压实; 底层为铜基槽道结构 (整体尺寸 $94.0\text{ mm} \times 20.0\text{ mm} \times 0.20\text{ mm}$), 其表面通过化学刻蚀工艺加工出深度为 0.16 mm、宽度为 1.50 mm 的矩形微槽道, 形成连续的回流通道网络. 槽道内壁经刻蚀后产生大量不规则块状凸起结构, 尺寸介于 $30\text{--}70\text{ }\mu\text{m}$ 之间 (见图 1(c)), 且表面存在微凹坑, 有效增大了局部比表面积, 有助于增强蒸发区的液体供应能力与气泡成核能力^[18,19].

上述“铜槽道-植物纤维”分层复合吸液芯, 其核心在于将微槽道与植物纤维分别作为吸液芯的宏观与微观功能单元, 协同构建梯度孔隙结构. 其中, 铜槽道不仅构成热管下壁面, 更是吸液芯的主体骨架与快速回流通道; 而植物纤维则利用槽道凸起嵌入, 提供高毛细压区域. 这种梯度孔隙结构既保障了冷凝液快速回流, 又能够强化蒸发段的供液能力.

植物纤维吸液芯的材料为脱脂棉纤维, 选用该材料的依据如下: 1) 优异的亲水性. 纤维素主链富含羟基 ($-\text{OH}$), 静态水接触角接近 0° , 仅需 0.167 s 即可实现液滴完全铺展 (如图 1(d) 所示). 2) 天然微结构. 纤维整体呈圆柱状或略扁的丝状, 表面具有微米级扭曲和尖刺状突起, 可形成连通性良好的毛细通道网络 (如图 1(b) 所示). 3) 可再生与低

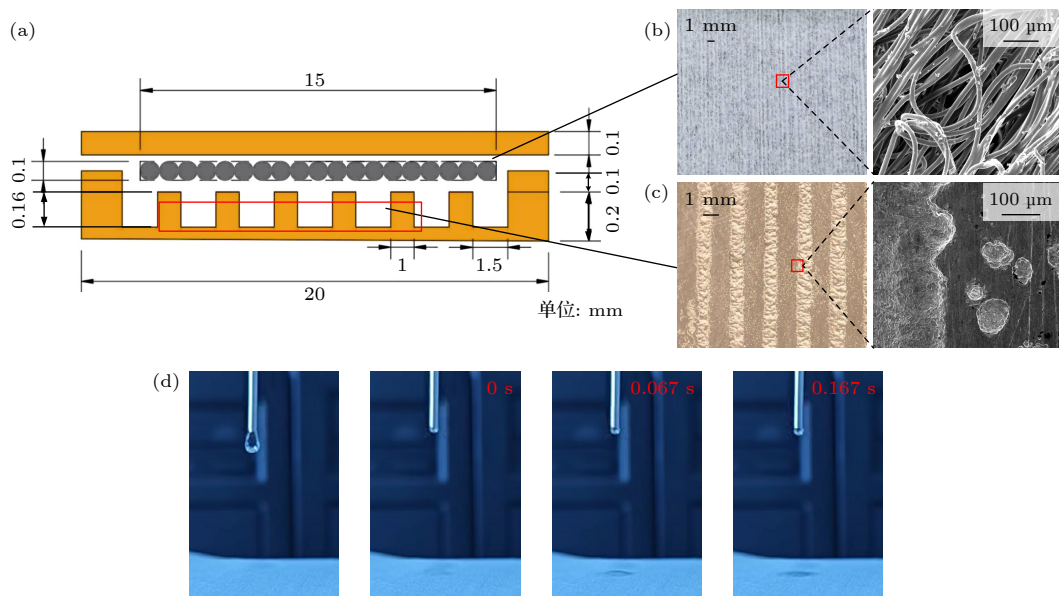


图 1 超薄热管各结构表征示意图 (a) 热管结构分解图; (b) 植物纤维吸液芯表征; (c) 槽道结构表征; (d) 植物纤维吸液芯润湿性能

Fig. 1. Structural characterization of ultra-thin heat pipe components: (a) Exploded view of the heat pipe structure; (b) characterization of the plant-fiber wick; (c) characterization of the groove structure; (d) wettability of the plant-fiber wick.

成本. 脱脂棉为工业化成熟材料, 原料易得、价格低廉且对环境友好.

2.2 热管结构的制备过程

除底层槽道结构需通过化学刻蚀^[20]制备外, 上层铜箔、中间层中央吸液芯及边缘支撑铜箔均可采用线切割加工. 因此, 超薄热管制备的核心流程聚焦于底层铜箔的槽道加工, 具体步骤如下 (见图 2): 首先将铜箔用双面胶固定于玻璃纤维板上, 经砂纸打磨去除铜箔表面氧化层; 随后裁剪激光打印图纸, 提取其表面的特定形状图形 (碳墨构成), 用透明胶带将该图形贴附于铜箔表面, 以丙酮浸透图形软化表面碳墨层, 覆盖纸巾按压实现碳墨层向铜箔表面的完整转移. 接着将玻纤板浸入清水中 2—3 min 软化图纸, 用软毛刷清除纸屑后保留碳墨层作为刻蚀保护层. 将 0.25 g/mL 的过硫酸钠 ($\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_8$) 溶液加热至设定温度并保持恒温, 使玻纤板以铜箔面向下、 10° 倾角浸入溶液, 确保反应气泡脱离铜表面. 刻蚀完成后取出基板, 清水冲洗残留溶液, 喷涂除胶剂并用铲刀去除碳墨层与双面胶, 最后经去离子水清洗并烘干, 即可在铜箔表面观察到特定形状与深度的槽道结构.

本文的过硫酸钠水溶液浓度选定为 0.25 g/mL, 是基于前期的预实验 (0.15, 0.20, 0.25, 0.30 以及 0.35 g/mL) 确定的. 预实验结果表明, 0.25 g/mL 浓度下, 刻蚀液可在适中反应速率下对铜基底实现

均匀、稳定的化学刻蚀, 在其表面自然形成微米级凸起与微凹结构. 该结构可增大比表面积、优化毛细通道界面特性, 为后续热管的高效传热与液相回流提供结构基础. 当浓度较低时 (≤ 0.20 g/mL), 氧化能力不足, 导致刻蚀速率过慢, 难以在合理工艺时间内形成目标深度的槽道, 且表面微结构发育不充分, 比表面积有限, 不利于后续毛细输运与传热; 当浓度较高时 (≥ 0.30 g/mL), 反应较剧烈, 易产生局部非均匀腐蚀并破坏碳墨保护层, 造成表面过度粗糙和明显侧边腐蚀, 削弱结构机械完整性, 影响工质回流.

3 实验系统

本文热性能测试所用实验装置如图 3 所示, 主要由 5 部分构成: 旋转平台、热管主体、加热装置、冷却装置和数据采集装置. 旋转平台由底座和上部平台组成, 具备 360° 自由转动及固定功能. 采用旋转平台的目的是改变热管倾角. 热管主体置于上部平台上, 两者之间铺垫保温棉以减少热损失; 其左端 (冷凝段) 安装有铝翅片与散热风扇, 右端 (蒸发段) 安装陶瓷加热片, 其余裸露表面均用保温棉严密包裹, 以最大限度降低热损失, 减小后续实验误差. 加热装置包括陶瓷加热片 (尺寸: 10.0 mm $\times$ 10.0 mm)、调压计和数字功率计; 陶瓷加热片作为热

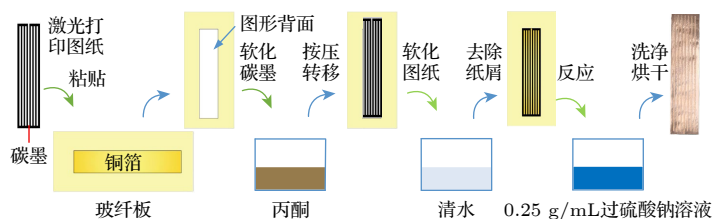


图 2 超薄热管槽道结构刻蚀流程

Fig. 2. Process flow of etching for ultra-thin heat pipe grooved structures.

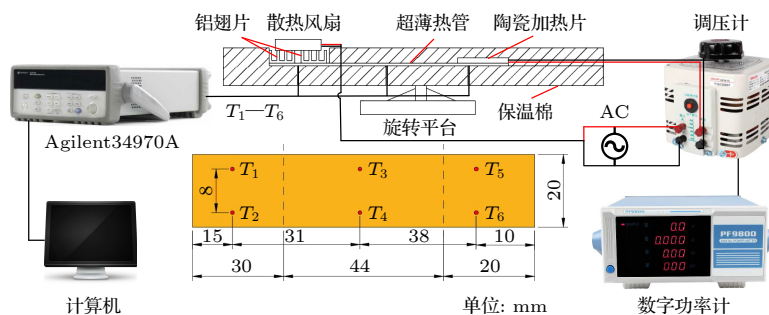


图 3 热性能测试实验装置示意图

Fig. 3. Schematic diagram of the experimental setup for thermal performance testing.

源, 通过调节相连调压计的旋钮可改变其输出功率, 数字功率计则同步显示对应的电压、电流及功率参数. 冷却装置由 4 个铝翅片 (单个规格: $10.0\text{ mm} \times 10.0\text{ mm} \times 10.0\text{ mm}$) 及一个散热风扇 (额定功率: 0.50 W , 尺寸: $20.0\text{ mm} \times 20.0\text{ mm} \times 10.0\text{ mm}$) 组成; 铝翅片均匀排布并粘贴于热管左端上方, 散热风扇则安装在翅片正上方, 可确保热管冷凝段热量高效散出. 数据采集装置包括 K 型热电偶、安捷伦数据采集仪 (Agilent 34970A) 和计算机; 热电偶一端焊接在热管的 T_1 — T_6 测温点上 (布置位置见图 3 中央), 另一端连接数据采集仪以采集热管表面温度, 采集的数据通过数据线传输至计算机采集软件, 实现温度的实时读取与保存.

4 实验方法及数据处理

4.1 实验方法

将刻蚀后的铜箔切割为尺寸 $20.0\text{ mm} \times 20.0\text{ mm} \times 0.20\text{ mm}$ 的标准测试样品, 对最大刻蚀深度、表面结构特征及润湿性能进行测试, 具体测试方法如下: 最大刻蚀深度测试采用游标卡尺测量样品 3 个不同槽道位置的厚度, 取所有测量值中的最小值, 再根据公式“最大刻蚀深度=初始铜箔厚度-槽道最小厚度”计算得出结果; 表面结构特征分析则利用 SEM 采集测试样品槽道表面的微观形貌图像并

观察分析; 润湿性能测试通过光学接触角测量仪进行, 测试时随机选取 3 个测量点, 所用去离子水液滴体积为 $5\text{ }\mu\text{L}$, 取 3 次测量数据的算术平均值作为该样品槽道结构的表面接触角, 进而确定其润湿性能.

为探究刻蚀参数对表面性能的影响, 设定变量控制方案如下: 探究刻蚀时间对最大刻蚀深度的影响时, 选取刻蚀温度 $60\text{ }^\circ\text{C}$, 刻蚀时间分别为 6, 7, 8, 9 和 10 min 的样品; 探究刻蚀温度对最大刻蚀深度的影响时, 选取刻蚀时间 8 min , 刻蚀温度分别为 $40, 50, 60, 70$ 和 $80\text{ }^\circ\text{C}$ 的样品; 研究刻蚀时间对表面结构与润湿性能的影响时, 选取刻蚀温度为 $60\text{ }^\circ\text{C}$, 刻蚀时间分别为 8, 9 和 10 min 的样品; 探究刻蚀温度对表面结构与润湿性能的影响时, 选取刻蚀时间为 8 min , 刻蚀温度分别为 $50, 60$ 和 $70\text{ }^\circ\text{C}$ 的样品.

进行热性能测试时, 鉴于文献 [21] 的实验结论, 在本文工作温区 (40 — $90\text{ }^\circ\text{C}$) 内, 去离子水具有优于常见有机工质 (FCM-47、无水乙醇、丙酮和 R1233zd) 的综合热性能, 因此本文仅选用去离子水为工质开展实验. 实验初始功率设定为 1.0 W , 以热管 6 个测温点在 3 min 内温度波动幅度 $\leq 0.5\text{ }^\circ\text{C}$ 作为温度稳定判据; 待温度稳定后进行数据采集, 随后每次将功率增大 1 W , 并重复上述温度监测与采样过程, 直至蒸发段较高温度 (即 $\max\{T_5, T_6\}$)

接近 90 °C 时停止实验, 该温度阈值的设置旨在保护实验设备, 避免其因过热损坏.

4.2 数据处理

蒸发热阻、冷凝热阻和总热阻是评价热管传热性能的核心指标. 故对热管的总热阻、蒸发热阻和冷凝热阻进行计算, 计算公式如下:

$$R_t = \frac{T_e - T_c}{Q}, \quad (1)$$

$$R_e = \frac{T_e - T_a}{Q}, \quad (2)$$

$$R_c = \frac{T_a - T_c}{Q}, \quad (3)$$

式中, Q 为加热片的输入功率, 单位为 W; R_t 为总热阻, 单位为 K/W; R_e 为蒸发热阻, 单位为 K/W; R_c 为冷凝热阻, 单位为 K/W; T_a 为绝热段平均温度, 单位为 °C; T_e 为蒸发段平均温度, 单位为 °C; T_c 为冷凝段平均温度, 单位为 °C.

3 个平均温度的计算公式如下:

$$T_c = (T_1 + T_2)/2, \quad (4)$$

$$T_a = (T_3 + T_4)/2, \quad (5)$$

$$T_e = (T_5 + T_6)/2. \quad (6)$$

等效导热系数 λ_{eff} 衡量热管在工作时的导热能力强弱, 其计算公式如下:

$$\lambda_{\text{eff}} = \frac{QL_{\text{eff}}}{A(T_e - T_c)} = \frac{L_{\text{eff}}}{AR_t}, \quad (7)$$

式中, A 为热管横截面积, 单位为 m^2 ; L_{eff} 为热管等效长度, 单位为 m.

L_{eff} 的计算公式如下:

$$L_{\text{eff}} = \frac{(L_e + L_c)}{2} + L_a, \quad (8)$$

式中, L_e 为蒸发段长度, 单位为 m; L_c 为冷凝段长度, 单位为 m; L_a 为绝热段长度, 单位为 m.

4.3 不确定性分析

实验中的不确定性主要是来自以下几个方面: 实验所用 K 型热电偶测温标准不确定度为 ± 0.2 °C; 数字功率计的电压、电流的相对标准不确定度均为 0.1%, 根据误差传播定律, 输入功率测量的合成标准不确定度为 0.14%; 热阻的合成标准不确定度为 2.40%; 用 0.02 mm 分度的游标卡尺测量热管

长度, 其相对标准不确定度为 0.025%, 则等效导热系数的合成标准不确定度为 2.96%.

5 结果与讨论

5.1 热管内液体动力学分析

超薄热管内液体动力学分析需综合应用毛细流动方程、质量守恒定律、动量守恒定律及能量守恒方程, 并考虑工质相变效应. 分析需重点关注工质在毛细结构内的流动阻力特性, 评估蒸发段与冷凝段相变速率的匹配性, 以及如何维持足够的毛细压力以平衡流动阻力. 此外, 微尺度流动引发的界面张力变化也应纳入分析.

热管为超薄厚度, 工质流动为微流道, 故而考虑微尺度效应带来的影响, 给出微尺度流动的特征方程:

$$\Delta p_{\text{cap,max}} = \frac{2\sigma \cos \varphi}{r_{\text{eff}}} - \Delta p_{\text{vapor}} - \Delta p_{\text{gravity}}, \quad (9)$$

式中, $\Delta p_{\text{cap,max}}$ 为最大毛细压差, 单位为 Pa; σ 为表面张力, 单位为 N/m; φ 为接触角, 单位为 (°); r_{eff} 为有效毛细半径, 单位为 m, $r_{\text{eff}} = (K/\varepsilon)^{0.5}$, 其中, ε 为孔隙率, 单位为 %, K 为渗透率, 单位为 m^2 ; Δp_{vapor} 为蒸汽流动压降, 单位为 Pa; $\Delta p_{\text{gravity}}$ 为重力压降, 单位为 Pa, $\Delta p_{\text{gravity}} = \rho g L \sin \theta$, 其中 L 为热管长度, 单位为 m, θ 为热管倾角, 单位为 (°). 热管正常工作需满足 $\Delta p_{\text{cap,max}} > \Delta p_{\text{total}}$, Δp_{total} 为热管总压降, 单位为 Pa.

在热管工作时, 液态工质和气态工质发生质量交换, 满足质量守恒方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) = m_e - m_c, \quad (10)$$

式中, ρ 为工质密度, 单位为 kg/m^3 , 随时间 t 和空间变化; $\mathbf{v}$ 为流速矢量, 单位为 m/s; m_e 为单位体积蒸发质量速率, 单位为 $\text{kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{s})$, 由蒸发段热流密度 q_e 和汽化潜热 h_{fg} 计算; m_c 为单位体积冷凝质量速率, 单位为 $\text{kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{s})$, 由冷凝段热流密度 q_c 和汽化潜热 h_{fg} 计算. m_e 和 m_c 均满足 $m = q/h_{\text{fg}}$.

热管稳定运行阶段, 热管内工质的流动遵循动量守恒方程:

$$\rho \left(\frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + \mathbf{v} \cdot \nabla \mathbf{v} \right) = -\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{v} + F_{\text{cap}} + F_{\text{porous}}, \quad (11)$$

式中, p 为压力, 单位为 Pa; μ 为动力黏度, 单位为

Pa·s; F_{cap} 为毛细力项, 单位为 N/m^3 , $F_{\text{cap}} = \kappa\sigma\nabla\phi$, 其中, κ 为汽液界面曲率, 单位为 m^{-1} , ϕ 为相场函数, 无量纲, 描述两相界面分布; F_{porous} 为多孔介质阻力, 单位为 N/m^3 , $F_{\text{porous}} = -\mu\mathbf{v}/K$.

热管内工质发生相变, 并与外界进行热交换, 满足能量守恒方程:

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \mathbf{v} \cdot \nabla T \right) = \nabla \cdot (k \nabla T) + q_{\text{phase}}, \quad (12)$$

式中, T 为热力学温度, 单位为 K; c_p 为工质比热容, 单位为 $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; k 为热导率, 单位为 $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; q_{phase} 为相变潜热项, 单位为 W/m^3 , $q_{\text{phase}} = h_{\text{fg}}(m_c - m_e)$.

热管内液膜厚度远小于其横向扩展尺度, 因此给出薄液膜蒸发模型:

$$\delta(x) = \left(\frac{3\mu_l q_e x}{\rho_l h_{\text{fg}} \sigma} \right)^{1/3}, \quad (13)$$

式中, $\delta(x)$ 为液膜厚度, 单位为 m, 随轴向位置 x 变化; μ_l 为液体动力黏度, 单位为 $\text{Pa} \cdot \text{s}$; ρ_l 为液体密度, 单位为 kg/m^3 , q_e 为蒸发段热流密度, 单位为 W/m^2 ; h_{fg} 为汽化潜热, 单位为 J/kg .

工质在微通道内的流动压降大小是热管能否正常工作的关键因素, 给出微通道流动压降公式:

$$\Delta p = \frac{12\mu_l L' m}{\rho_l w h^3} \left(1 + \frac{3}{2} \frac{h}{w} \right), \quad (14)$$

式中, Δp 为工质流动压降, 单位为 Pa; L' 为微通道长度, 单位为 m; m 为质量流量, 单位为 kg/s ; w 和 h 为通道宽度和高度, 单位均为 m, 典型值 $h \leq 0.3 \text{ mm}$.

5.2 温度与时间对铜箔刻蚀效果的影响

图 4 揭示了刻蚀温度 (T) 与刻蚀时间 (τ) 对铜箔槽道最大刻蚀深度 (D_m) 及表观接触角 (CA) 的影响. 如图 4(a) 所示, 在恒温条件下, D_m 随 τ 增大近似呈线性增长, 这源于单一温度下, 刻蚀液的反应活性相对稳定, 使刻蚀速率基本保持恒定; 而在固定时间条件下, D_m 随 T 升高呈现开口向上的抛物线式非线性增长, 这是因为温度升高使反应体系内活化分子数增多, 反应速率明显加快. 由此可见, 刻蚀时间可对 D_m 进行线性调控, 而温度则以非线性方式更适合快速提升刻蚀效率. 图 4(b) 直观呈现了 T 和 τ 对 CA 的协同影响, 当 $T = 60^\circ\text{C}$ 时, CA 随 τ 延长的变化呈现阶段性差异: τ 从 8 min 增至 9 min 时, CA 值骤升 13° ; 而当 τ 继续增至 10 min 时, CA 仅增加 2.6° , 两者增幅差异达 10.4° . 当 $\tau = 8 \text{ min}$ 时, CA 随 T 升高单调递减, 70°C 时 CA 降至 19.4° , 推测高温环境可能通过促进氧化反应或细化表面纳米结构, 显著增强了铜箔槽道的亲水性.

图 5 通过 SEM 图像揭示了不同刻蚀参数下槽道微观结构的演变规律. 图 5(a)—(c) 显示, 当刻蚀时间 $\tau = 8 \text{ min}$ 时, 随着温度 T 升高, 槽道表面微观凸起的密度显著增大, 且单个凸起体积与表面积同时增大, 使表面的粗糙程度明显提升. 这归因于高温环境加速了局部氧化与溶解反应, 为微米级凸起结构的形成提供了有利条件, 进而加强了表面粗糙化的效果. 对比图 5(b), (d), (e) 可发现, 当刻蚀温度 $T = 60^\circ\text{C}$ 时, 随 τ 延长, 微观凸起的数量呈指

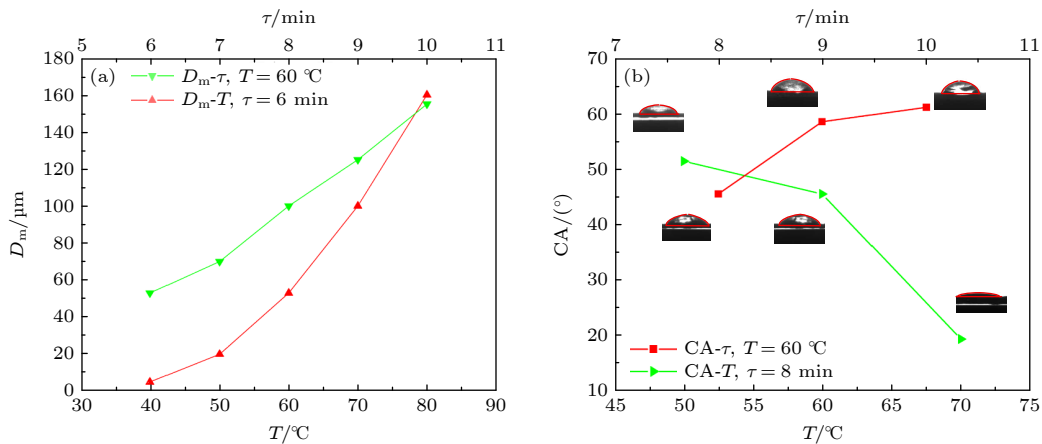


图 4 溶液温度、刻蚀时间对铜箔槽道深度和接触角的影响 (a) 最大刻蚀深度变化; (b) 槽道接触角变化

Fig. 4. Effects of solution temperature and etching time on groove depth and contact angle of copper foil: (a) Variation of maximum etching depth; (b) variation of groove contact angle.

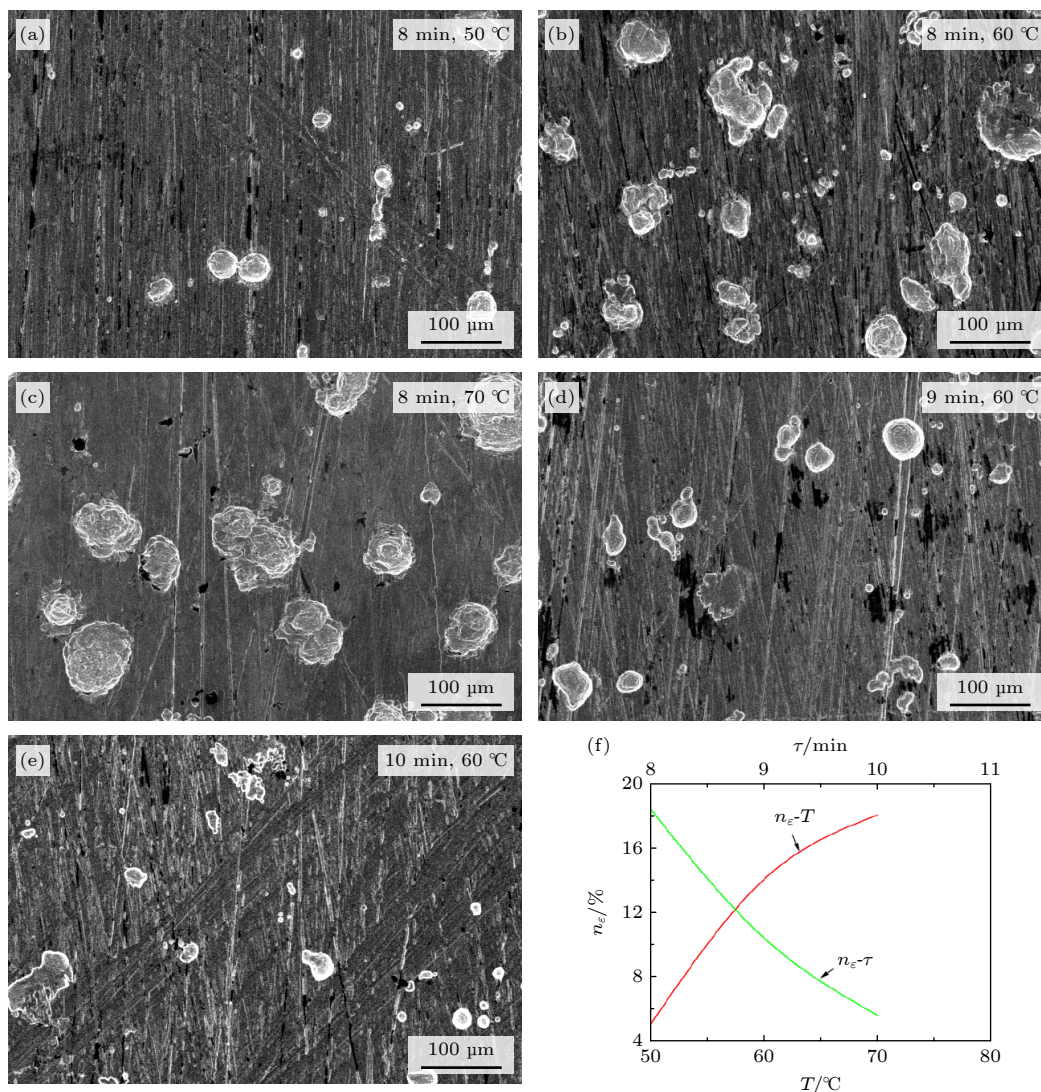
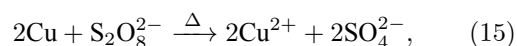


图5 刻蚀样品 SEM 图 (a)–(c) 表面结构随温度的变化; (d), (e) 表面结构随时间的变化; (f) 单位微观凸起面积占比变化示意
Fig. 5. SEM images of etched samples: (a)–(c) Surface structure variation with temperature; (d), (e) surface structure variation with time; (f) schematic of the variation in area fraction of micro-protrusions per unit area.

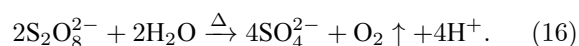
数级减少, 残留凸起的表面趋于平滑. 这一现象源于长时间刻蚀引发的凸起结构坍塌过程: 初始形成的凸起结构在持续溶解作用下逐渐崩解, 最终形成低粗糙度的槽道表面. 综上可知, 适当提高刻蚀温度并缩短刻蚀时间, 可有效增大槽道表面粗糙度. 图 5(f) 以单位微观凸起面积占比 (n_e) 为量化指标, 建立了刻蚀参数与表面粗糙程度的关联模型. 当 $\tau = 8$ min 时, n_e 随 T 升高呈现两阶段特征: 在 $50\text{ }^{\circ}\text{C} \leq T \leq 60\text{ }^{\circ}\text{C}$ 范围内, 温度升高显著促进凸起成核与生长, n_e 与 T 呈线性关系, 而当 $60\text{ }^{\circ}\text{C} \leq T \leq 70\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, 受刻蚀产物扩散速率或表面氧化层稳定性的限制, n_e 增速趋缓. 在 $T = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$ 条件下, n_e 随 τ 延长呈近似线性衰减, 其机理可归结为时间进程中的主导机制转变: 刻蚀初

期 ($\tau \leq 8$ min) 以凸起生成为主导, 而中后期 ($\tau > 8$ min) 则转为凸起溶解过程主导.

图 6 描绘了刻蚀反应过程中气泡演化行为及铜箔表面凹坑的形成过程. 如图 6(a) 所示, 该过程可分为 4 个连续阶段: 气泡成核与附着阶段 (①), 高浓度过硫酸钠 (0.25 g/mL) 在高温环境中快速释放强氧化性的 $\text{S}_2\text{O}_8^{2-}$ 离子, 与铜发生氧化反应生成 Cu^{2+} 和 SO_4^{2-} :



同时热分解产生 O_2 气泡:



这些气泡在铜箔表面成核并附着. 微凹坑形成阶

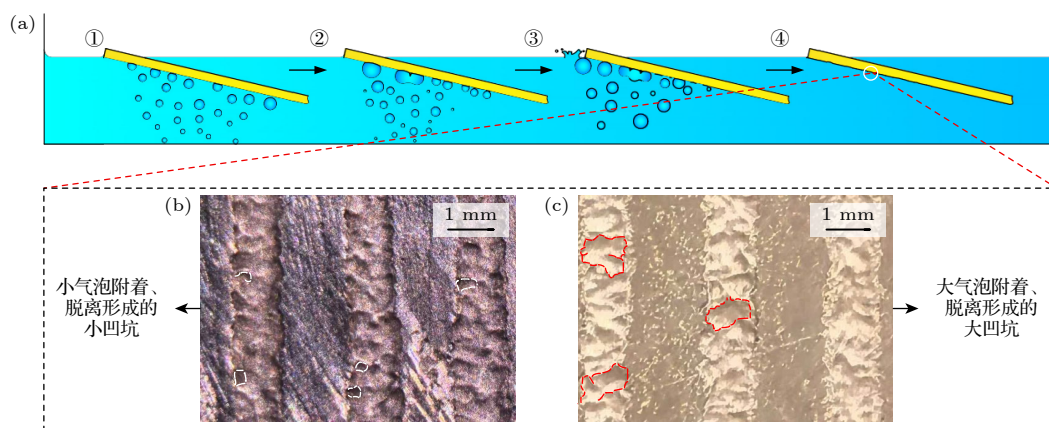


图 6 铜箔槽道蚀刻机理分析示意图 (a) 气泡演变及铜箔表面凹坑形成过程; (b) 小凹坑槽道示意; (c) 大凹坑槽道示意

Fig. 6. Schematic diagram of etching mechanism analysis for copper foil channels: (a) Bubble evolution and pit formation process on copper foil surface; (b) schematic of channel with small pits; (c) schematic of channel with large pits.

段(②), 气泡覆盖区域因阻隔氧化剂扩散, 使刻蚀反应集中于气-液-固三相界面处, 形成与气泡基底尺寸精确匹配的半球形蚀坑. 气泡脱附与破裂阶段(③), 随着气泡持续合并生长, 内部压力增大导致部分气泡沿表面脱离, 其余气泡则因超过临界尺寸而破裂, 此过程产生的局部湍流显著增强了界面传质效率, 加速了氧化剂的补充和刻蚀产物的移除. 宏观槽道形成阶段(④), 上述 3 个阶段的循环进行, 通过气泡破裂瞬间释放的冲击力剥落局部氧化膜, 暴露出新鲜铜表面引发二次氧化反应, 形成“刻蚀-成膜-再刻蚀”的动态循环机制, 最终在铜箔表面构建出具有复杂凸起和凹坑形貌的宏观槽道结构. 在刻蚀溶液浓度稳定的条件下, 槽道内凹坑的尺寸与形貌演变主要受刻蚀温度调控. 低温工况下, 气泡成核速率低, 形成尺寸小、分布稀疏的孤立气泡, 其与铜箔表面以点接触为主. 此时刻蚀反应温和, 溶液传质均匀, 各区域反应速率差异小, 最终槽道内形成尺寸较均一的微小凹坑 (见图 6(b)). 相比之下, 高温工况则显著加速过硫酸钠分解, 使气泡生成速率激增, 同时气泡表面张力降低引发频繁碰撞合并, 形成覆盖面积更大的气泡. 此类气泡破裂后, 在该区域引发集中腐蚀, 导致凹坑深度差异显著, 最终槽道内形成非均匀的大凹坑 (见图 6(c)).

上述过程的刻蚀强化机制主要体现在 3 个方面: 半球形气泡形成的半封闭反应腔通过空间约束精确调控刻蚀反应的空间分布; 气泡在生长、脱附和破裂过程中产生的局部湍流, 持续强化界面传质过程; 气泡破裂引发的氧化膜剥离与再刻蚀循环有效推动了槽道结构纵深发展, 提升了形貌复杂度.

5.3 充液率对热管热阻的影响

图 7 展示了不同充液率 ($\varphi = 20.3\%$, 30.6% , 40.8%) 下, UTHP 的蒸发热阻 (R_e)、冷凝热阻 (R_c)、总热阻 (R_t) 随加热功率 (Q) 的变化规律, 并与同尺寸铜基板的总热阻变化进行对比. 由图 7(a) 可见, 不同 φ 的 UTHP, 其 R_e 随 Q 增大均呈现减小后增大的趋势. 不同的是, 当 $\varphi = 20.3\%$ 时, R_e 曲线的转折点出现在 $Q = 5$ W, 而 $\varphi = 30.6\%$ 和 $\varphi = 40.8\%$ 的转折点分别出现在 $Q = 7$ W 和 $Q = 6$ W. 在转折点之后, 随着 Q 增大, $\varphi = 20.3\%$ 对应的 R_e 增幅最大, $\varphi = 40.8\%$ 次之, $\varphi = 30.6\%$ 的增幅最小. 如图 7(b) 所示, 各充液率下, UTHP 的 R_c 随 Q 增大呈现先降后增的规律. 在较低功率阶段, 冷凝段表面蒸汽过饱和度较高, 冷凝速率快, R_c 迅速下降; 随着 Q 继续增大, 冷凝段液膜厚度逐渐增大, 蒸汽扩散路径变长, 传热阻力开始累积, R_c 随之上升. R_c 与 R_e 的差异主要体现在转折点之后, 此时 R_c 增幅均显著小于 R_e . 值得注意的是, 对于 $\varphi = 30.6\%$ 工况, 其 R_c 曲线的转折点比 R_e 曲线的转折点延后了 1 W (出现在 $Q = 8$ W), 且在转折点附近其 R_c 值最小. 从图 7(c) 可看出, R_t 的变化趋势与 R_e , R_c 相同, 这是因为 $R_t = R_e + R_c$, 且 R_c 与 R_e 变化是同步的. 需要指出的是, $\varphi = 30.6\%$ 的 UTHP 的 R_t 曲线转折点出现在 $Q = 7$ W 而不是 $Q = 8$ W, 原因在于处于转折点附近 R_e 对 R_t 的贡献大于 R_c , 因此 R_t 曲线与 R_e 曲线的转折点同步. 此外, 当 $Q \geq 7$ W 时, $\varphi = 30.6\%$ 工况的 R_t 最小, 表明该充液率下的 UTHP 在达到

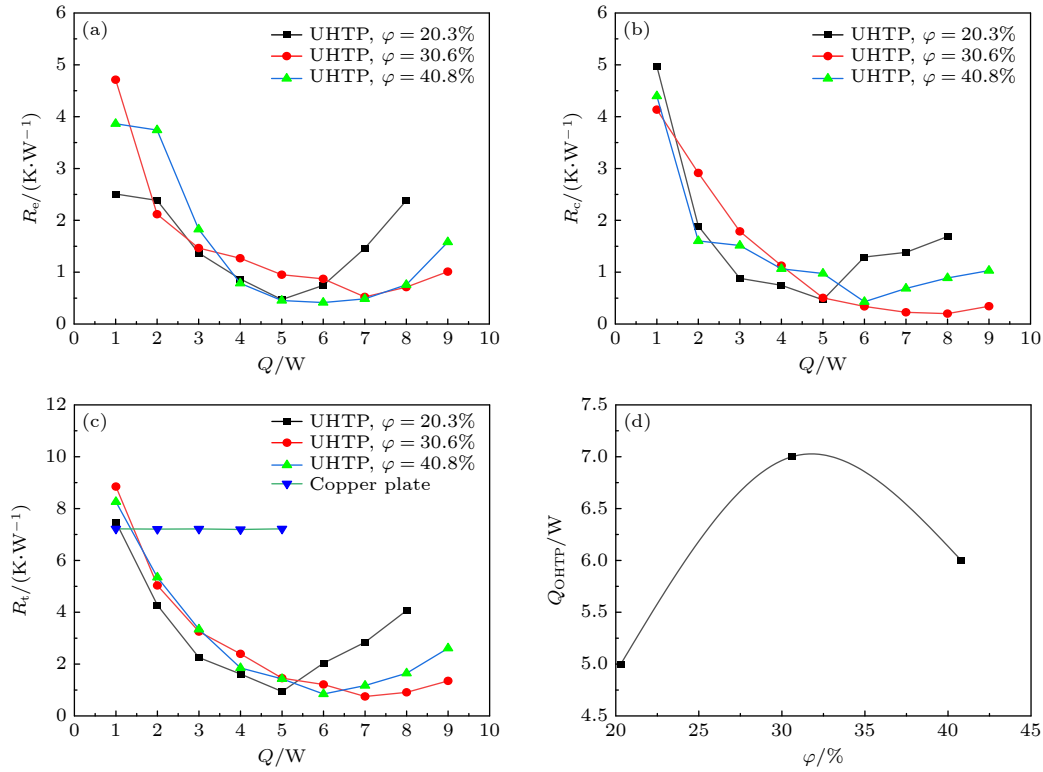


图 7 充液率对热管热阻的影响 (a) 蒸发热阻; (b) 冷凝热阻; (c) 总热阻; (d) 最佳传热功率与充液率的关系

Fig. 7. Effect of filling ratio on thermal resistance of heat pipe: (a) Evaporative thermal resistance; (b) condensation thermal resistance; (c) total thermal resistance; (d) the relationship between optimal heat transfer power and filling ratio.

最小热阻后, 其总热阻仍能维持在最低水平. 从这一点来看, $\varphi = 30.6\%$ 优于 20.3% 和 40.8% . 铜基板的 R_t 随 Q 增大基本保持在 7.2 K/W 左右. 对比可见, 当 $Q \geq 2 \text{ W}$ 时, 3 种充液率 UHTP 的 R_t 均小于铜基板的 R_t , 原因是此时热管已启动, 其相变传热性能显著优于铜基板的纯导热模式. 图 7(d) 描述了最佳传热功率 Q_{OHTP} (定义为 R_t 为最小值时的 Q) 与 φ 的关系, 呈现单峰分布: 当 $20.3\% \leq \varphi \leq 30.6\%$ 时, Q_{OHTP} 逐渐增大; 当 $30.6\% < \varphi \leq 40.8\%$ 时, Q_{OHTP} 下降. 故当 $\varphi = 30.6\%$ 时, 对应的 Q_{OHTP} 最大. 综上, 相较于 20.3% 和 40.8% 充液率, 30.6% 充液率的热管展现出较优的综合热性能.

图 8 示意性地描述了充液率差异对热管槽道内工质分布及循环特性的影响. 如图 8(a) 所示, 在 $\varphi = 20.3\%$ (工质较少) 时, 蒸发段槽道内壁的液膜厚度较薄, 可能无法完全覆盖所有槽道表面, 导致初始传热面积显著小于液膜完全覆盖的情况. 当热管承受较高热负荷时, 液膜中的工质快速蒸发, 蒸发段局部区域 (尤其是槽道顶部或拐角处) 容易出现干涸, 使传热恶化. 同时, 液膜蒸发产生的大量蒸汽因液态工质不足而无法及时被带走, 逐渐在槽

道内积聚形成汽塞. 汽塞会阻碍冷凝段液态工质通过槽道或吸液芯的回流通路, 进一步加剧蒸发段的液膜短缺, 形成难以自行缓解的恶性循环. 这一机制直接导致热管在较低功率下 (如 5 W , 见图 7(c)) 就出现热阻骤增, 与图 7 中 $\varphi = 20.3\%$ UHTP 传热极限提前特征完全吻合. 如图 8(b) 所示, 当 $\varphi = 30.6\%$ (工质量合适) 时, 蒸发段槽道内壁覆盖着厚度均匀的液膜, 既无液膜过薄导致的干涸风险, 也无液膜过厚引发的传热热阻增加; 冷凝段则能通过槽道结构实现冷凝液的高效回流, 及时补充蒸发段消耗的工质. 最终, 槽道内的工质分布与循环达到动态平衡. 如图 8(c) 所示, 当 $\varphi = 40.8\%$ (工质较多) 时, 蒸发段槽道内液膜厚度过大. 一方面, 这会增大气泡从液膜中脱离的阻力, 导致相变效率下降、蒸发热阻升高; 另一方面, 过厚的液膜会延长热量从壁面到液膜表面的传递路径, 降低导热效率. 此外, 过厚的液膜意味着蒸发段需要吸收更多热量才能达到蒸发温度, 导致热管在低功率段表现出较高的初始热阻 (与图 7(a) 中 40.8% 充液率在低功率时热阻未达最低的特征一致).

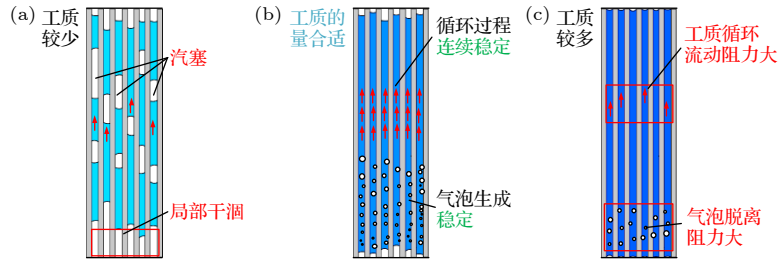


图 8 较高热负荷下不同充液率热管槽道状况示意 (a) $\varphi = 20.3\%$; (b) $\varphi = 30.6\%$; (c) $\varphi = 40.8\%$

Fig. 8. Schematic illustration of groove conditions in heat pipes with different filling ratios under higher thermal load: (a) $\varphi = 20.3\%$; (b) $\varphi = 30.6\%$; (c) $\varphi = 40.8\%$.

5.4 充液率对热管启动性能的影响

图 9 展示了在 0—7 W 阶跃功率加热条件下, 不同充液率 ($\varphi = 20.3\%$, 30.6% , 40.8%) 下热管的启动性能曲线. 其启动时间由如下定义 (蒸发段平均温度与冷凝段平均温度之差在 20 s 内恒 $\leq 0.5^\circ\text{C}$ 的起始时刻) 计算:

$$\Delta T_t = T_e - T_c, \quad (17)$$

$$|\Delta T_{t+\Delta t} - \Delta T_t| \leq 0.5^\circ\text{C} \quad (18)$$

依次得 131 s, 95 s 和 103 s, 式中, ΔT_t 为 t 时刻的蒸发段平均温度与冷凝段平均温度之差, $\Delta T_{t+\Delta t}$ 同理, $\Delta t = 20$ s. 当充液率为 20.3% 时 (如图 9(a) 所示), 热管启动时间最长 (131 s). 此时, 蒸发段测点 T_5 , T_6 虽在加热初期迅速升温, 但冷凝段 T_1 , T_2 温度上升较缓慢, 长时间维持在 50°C 左右, 且绝热段 T_3 , T_4 与两端存在明显温差, 稳态时蒸发段与冷凝段温差约 18°C . 这反映了该充液率下吸液芯未能充分润湿, 导致液体回流能力弱, 冷凝段缺乏有效冷却介质, 热量难以从蒸发段高效传递至冷凝段, 从而延长了整体启动过程. 相比之下, 当充液率提升至 30.6% 时 (如图 9(b) 所示), 热管表现出最优的启动性能, 启动时间最短 (95 s). 所有测点温度同步上升, 轴向温差显著减小, 稳态时蒸发段与冷凝端温差仅约 6°C . 此充液率下, 毛细结构处于较佳工作状态, 能实现快速、稳定的汽液循环与热量传输. 当充液率进一步增至 40.8% 时 (如图 9(c) 所示), 启动时间略有延长 (103 s), 虽仍优于 20.3% 充液率工况, 但传热性能并未持续改善. 此时, 蒸发段 T_5 , T_6 初始升温速率居中, 但冷凝段响应相对滞后, 热管两端稳态温差扩大至约 10°C . 这说明尽管工质充足, 但过量液体反而削弱了吸液芯的抽吸效率, 限制了冷凝液的有效回流, 从而在一定程度上抵消了工质充足带来的优势.

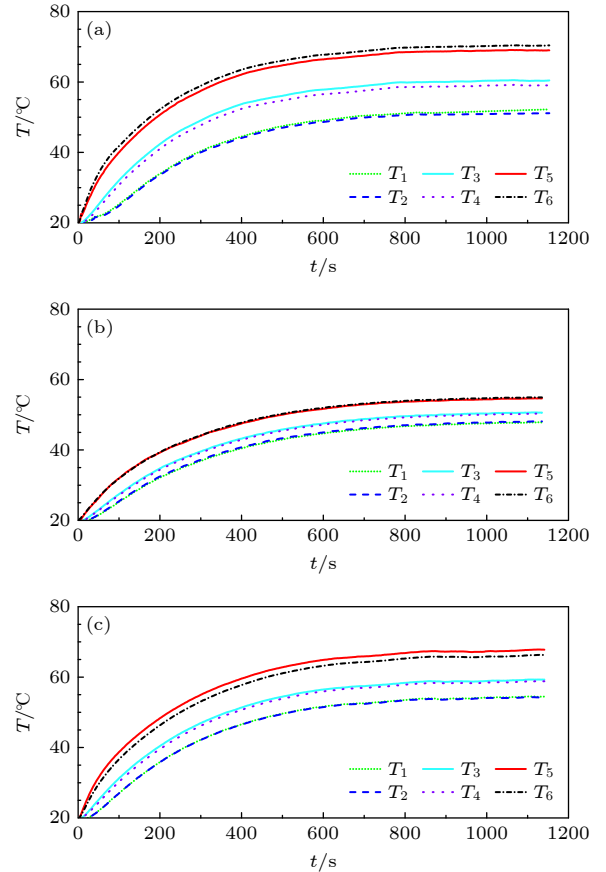


图 9 功率阶跃 (0—7 W) 时不同充液率热管启动性能曲线 (a) $\varphi = 20.3\%$; (b) $\varphi = 30.6\%$; (c) $\varphi = 40.8\%$

Fig. 9. Startup performance curves of heat pipes with different filling ratios under a power step input (0—7 W): (a) $\varphi = 20.3\%$; (b) $\varphi = 30.6\%$; (c) $\varphi = 40.8\%$.

5.5 倾角对热管热阻的影响

图 10 系统分析了 $\varphi = 30.6\%$ 时, 4 种倾角 (-90° , 0° , 90° , 180°) 对热管总热阻、蒸发热阻、冷凝热阻及最小总热阻时分热阻占比的影响. 如图 10(a) 所示, 在所有加热功率下, $\theta = -90^\circ$ (逆重力布置, 蒸发段在上、冷凝段在下) 时 R_t 最大, $\theta = 90^\circ$ (顺重力布置, 冷凝段在上、蒸发段在下) 时 R_t 最小. 这种差异源于重力对工质循环的直接影响:

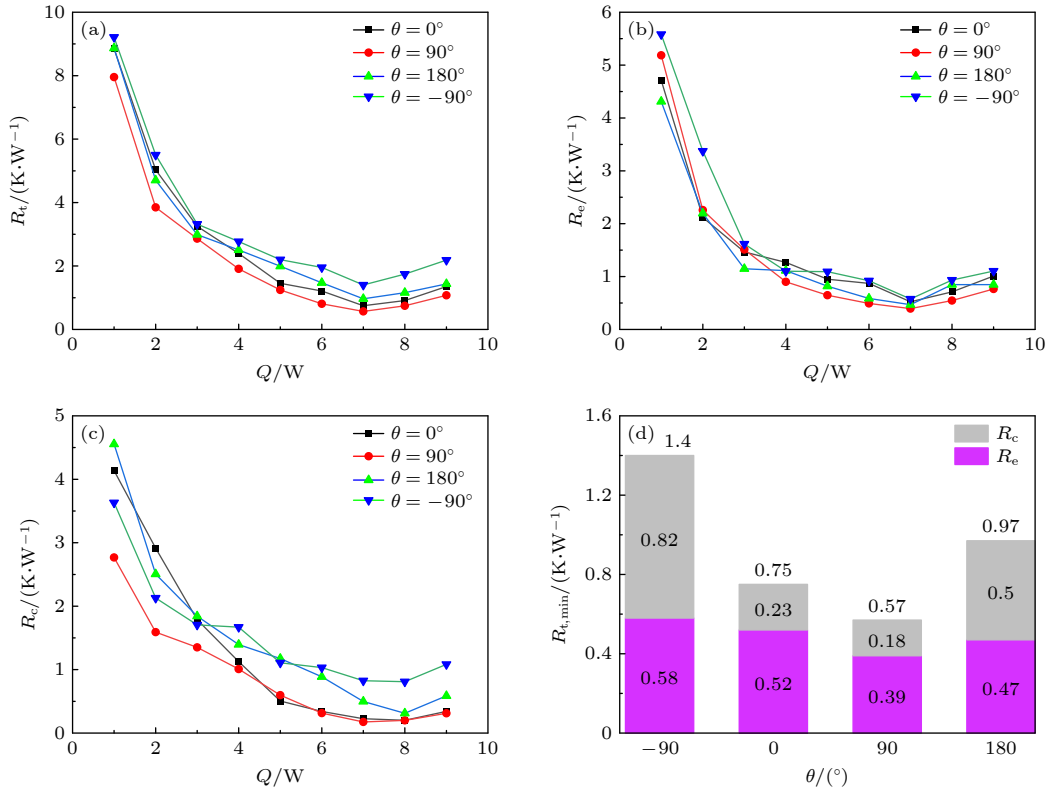


图 10 30.6% 充液率下倾角对热管热阻的影响 (a) 总热阻; (b) 蒸发热阻; (c) 冷凝热阻; (d) 最小总热阻时蒸发和冷凝热阻分布
Fig. 10. Effect of tilt angle on thermal resistance of heat pipes under 30.6 filling ratio: (a) Total thermal resistance; (b) evaporative thermal resistance; (c) condensation thermal resistance; (d) distribution of evaporative and condensation thermal resistances at minimum total thermal resistance.

顺重力布置可加速冷凝液向蒸发段回流, 减少流动阻力; 逆重力布置则会阻碍回流, 导致循环效率下降. $\theta = 0^\circ$ (水平布置) 与 $\theta = 180^\circ$ (水平倒置) 的 R_t 介于两者之间, 且当 $Q < 4$ W 时, 两者热阻曲线交叉; $Q \geq 4$ W 后, $\theta = 0^\circ$ 的 R_t 始终小于 $\theta = 180^\circ$ 时的值, 推测原因是功率增加时工质循环强度加大, 热管倒置 ($\theta = 180^\circ$) 可能引发液膜分布不均, 导致流动阻力略高. 通过不同倾角的 R_t 差异 (尤其是 $\theta = -90^\circ$ 与 $\theta = 90^\circ$ 的对比), 可验证重力场是调控热管总传热性能的关键外部因素. 如图 10(b), 在多数加热功率下, 4 种倾角的 R_e 曲线交叉重叠, 差异不显著. 这是因为蒸发段传热工质相变为主, 其阻力主要取决于液膜厚度与气泡脱离效率, 而液膜受毛细力约束较强, 故重力对蒸发的直接影响较小. 当 $Q > 5$ W 时, R_e 出现轻微分化: $\theta = -90^\circ$ 时 R_e 略大, $\theta = 90^\circ$ 时 R_e 略小, 两者差值在 0.5 K/W 左右. 推测逆重力下高功率蒸发导致液膜补充不及时, 局部液膜变薄; 而顺重力下因液膜补充充足, 蒸发更稳定. 如图 10(c) 所示, 4 种倾角的 R_c 曲线分化较 R_e 曲线更明显, 但变化趋势与 R_t 高度一致. $\theta =$

90° 时 R_c 最小 (除 5 W 外), $\theta = -90^\circ$ 与 $\theta = 180^\circ$ 时 R_c 较大. 当 $Q > 6$ W 时, $\theta = 90^\circ$ 时与 $\theta = 0^\circ$ 时的 R_c 接近, 且较 $\theta = -90^\circ$ 低约 1 K/W, 差值随功率增大而扩展. 图 10(d) 展示了不同倾角下最小 R_t 的 R_c 和 R_e 的占比情况. 可以看出, 不同倾角下最小 R_t 的主导阻力项存在显著差异: $\theta = -90^\circ$ 时, R_c 占比约 58%; $\theta = 180^\circ$ 时, R_c 占比约 51%; $\theta = 0^\circ$ 和 $\theta = 90^\circ$ 时, R_e 占比约 69%. 同时可以看出不同倾角下 R_c 的变化较 R_e 更大, 因此 R_c 对倾角更敏感.

图 11 通过截面示意图推测了 4 种倾角 (0° , 180° , 90° , -90°) 下热管内气液两相工质的流动特性差异及其对热阻的影响机制. 当 $\theta = 0^\circ$ 时, 热管水平布置, 冷凝液回流主要依赖吸液芯的毛细力, 底部槽道仅起辅助引流作用, 重力未参与驱动, 工质循环处于吸液芯主导、槽道辅助的平衡状态, 对应总热阻居于中间水平. 相比之下, $\theta = 180^\circ$ 水平倒置时, 槽道与吸液芯空间位置反转: 槽道位于热管上部, 吸液芯位于下部. 由于槽道毛细力较弱, 冷凝液积聚于底部吸液芯内, 蒸发段热负荷需通过更长的传热路径传导, 蒸汽与回流液在吸液芯内混

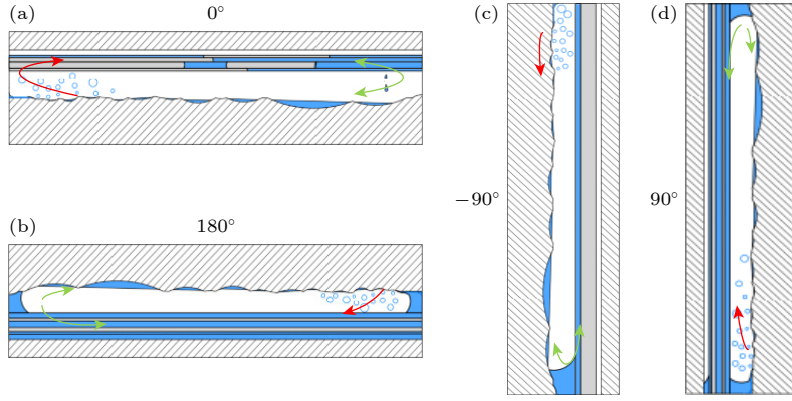


图 11 不同倾角热管运行截面示意 (a) $\theta = 0^\circ$; (b) $\theta = 180^\circ$; (c) $\theta = -90^\circ$; (d) $\theta = 90^\circ$

Fig. 11. Schematic illustration of heat pipe operation with different tilt angles: (a) $\theta = 0^\circ$; (b) $\theta = 180^\circ$; (c) $\theta = -90^\circ$; (d) $\theta = 90^\circ$.

杂导致回流阻力增大,尤其在 $Q \geq 4$ W 时,工质循环需求加剧使得路径长、回流难的问题凸显, R_t 显著高于 $\theta = 0^\circ$ 的. 当 $\theta = -90^\circ$ 逆重力布置时,冷凝液需逆重力向上回流至蒸发段,毛细力需克服液体自重,导致回流速度缓慢、阻力剧增,蒸发段液膜因补充不足而变薄甚至局部干涸,蒸汽积聚形成汽塞进一步阻碍传热,这使得 R_t 达到四种倾角中的最大值,且 R_e 占比显著偏高,在高功率下与其他倾角下热阻差异更为显著. 而在 $\theta = 90^\circ$ 顺重力布置时,冷凝液在重力作用下可沿吸液芯与槽道快速回流至蒸发段,无需额外克服重力,工质循环阻力最小,液膜补充充足,相变传热效率最高,对应 R_t , R_e 与 R_c 均为最低值. 上述流动特性差异表明,重力通过调控冷凝液回流效率和液膜稳定性,直接影响蒸发段与冷凝段的热阻占比,最终决定了不同倾角下总热阻的分布规律.

图 12 通过对比了不同文献中相近厚度下热管水平布置且达最大传热能力时的等效导热系数. 具体来看, Ahamed 等^[22]研发的 0.40 mm 厚中心纤维芯超薄热管,在传热极限 5 W 时等效导热系数为 2431 W/(m·K). Wang^[23]制造了一种基于丝网和 3D 螺旋编织丝网复合吸液芯结构的 0.35 mm 超薄热管,在极限传热功率 3.5 W 时等效热导率为 10602 W/(m·K). Chen 等^[24]开发了一种 0.43 mm 厚的点柱支撑气液分离式超薄热管,在水平测试时其极限传热功率为 4.75 W,等效热导率为 12000 W/(m·K). Yan 等^[25]制备了一种基于方向螺旋编织芯的超薄热管,厚度为 0.45 mm,且等效导热系数为 13553.3 W/(m·K). Luo 等^[26]研制的 0.6 mm 仿森林铜吸液芯超薄热管,在 6 W 加热功率下冷凝端与蒸发端温差仅为 1.2 °C,有效导热系

数达 12600 W/(m·K). 本文设计的植物纤维复合吸液芯超薄热管,在水平放置、充液率为 30.6%、加热功率为 7 W 的工况下,其热阻为 0.75 K/W,对应等效导热系数达 11500 W/(m·K),其厚度仅为 0.40 mm,在结构紧凑度上具备一定优势,同时热性能保持优异水平.

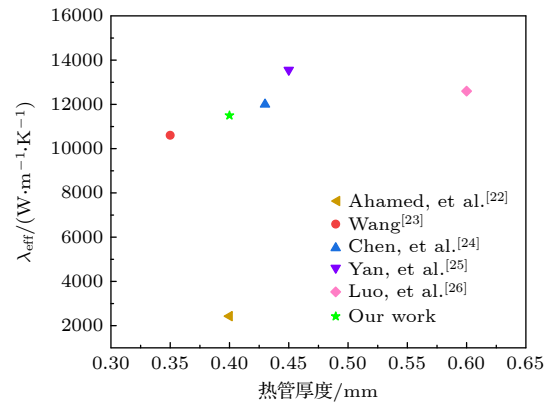


图 12 不同文献中水平布置热管达传热极限时等效导热系数对比

Fig. 12. Comparison of equivalent thermal conductivity of horizontal heat pipes at heat transfer limit across different literature.

6 总 结

本文采用低成本化学刻蚀工艺在铜箔表面制备了超薄热管的微槽道结构,并创新性地利用槽道凸起的几何限位作用复合植物纤维(脱脂棉)吸液芯,成功研制出厚度仅 0.40 mm 的超薄热管. 通过实验研究揭示了刻蚀参数、充液率及工作倾角对热管传热性能的协同影响机制,主要结论如下:

1) 在本研究的刻蚀温度范围内 (40—80 °C),

槽道深度与刻蚀时间近似线性正相关,与刻蚀温度呈二次多项式关系;适当提高刻蚀温度并控制时间,可在获得目标深度的同时,形成具有微米级凸起的粗糙表面,显著提升亲水性,为高效毛细输运奠定结构基础.

2) 充液率通过调控蒸发端供液充足性与冷凝端回流通畅性,使热管的总体热性能随充液率的增大先变优后变劣.在 20.3%, 30.6% 和 40.8% 充液率中,30.6% 充液率的热管在 $Q \geq 7$ W 表现出最优的综合热性能,传热恶化起始点明显延后.该充液率的热管在水平布置、7 W 加热功率工况下实现最低热阻 (0.75 K/W), 对应等效导热系数达 11500 W/(m·K).

3) 热管的总体热性能随工作倾角由逆重力向顺重力方向变化而持续改善:在 $\theta = -90^\circ$ (竖直逆重力) 至 $\theta = 90^\circ$ (竖直顺重力) 范围内,总热阻单调递减;其中 $\theta = 90^\circ$ 时性能最优, $\theta = -90^\circ$ 时最差.该趋势源于重力对冷凝液回流的调控作用:顺重力辅助工质毛细回流,逆重力阻碍工质毛细回流.

4) “铜槽道-植物纤维”复合吸液芯通过几何限位实现纤维的稳定嵌入,无需高温烧结或黏结剂,有效规避了传统金属复合结构中的工艺复杂性问题;其中,铜槽道构成宏观低阻回流通道的,植物纤维提供微观高毛细压区域,二者协同形成梯度孔隙输运机制,在热管整体厚度仅为 0.40 mm 的超薄紧凑结构下,仍保持优异的热性能,同时兼具低成本、可再生与环境友好特性.

需要指出的是,本研究仍存在若干局限性.

1) 实验仅在特定功率范围 (加热功率 1—9 W) 下开展,尚未验证该超薄热管结构在高功率或高温工况下的传热极限与长期稳定性;

2) 工质仅选用去离子水,未考察乙醇、丙酮等有机工质或混合工质在不同温区下的适配性;

3) 未系统研究植物纤维预处理工艺、充液率与刻蚀参数的耦合调控效应,热管结构与性能仍有进一步优化空间.

针对上述不足,后续工作将重点开展以下研究.

1) 拓展功率与温度测试范围,评估热管在高功率下的干涸机制、失效临界值与长期可靠性;

2) 探索水-乙醇等混合工质体系,以兼顾低温启动性能与宽温域传热适应性;

3) 增加植物纤维表面改性等预处理工艺,进一步提升吸液芯毛细输运效率、结构耐热性与长期稳定性.

参考文献

- [1] Tang H, Tang Y, Wan Z, Li J, Yuan W, Lu L, Li Y, Tang K R 2018 *Appl. Energy* **223** 383
- [2] Hu H, Xu X M, Li R Z, Yuan Q Q, Fu J Q 2022 *Fire Mater.* **46** 168
- [3] Chang C, Han Z Y, He X Y, Wang Z Y, Ji Y L 2021 *Sci. Rep.* **11** 8255
- [4] Zhou G H, Li J, Jia Z Z 2019 *Appl. Energy* **239** 859
- [5] Tao H Z, Zhang H, Zhuang J 2010 *Chem. Industry Eng. Progress* **29** 403 (in Chinese) [陶汉中, 张红, 庄骏 2010 化工进展 **29** 403]
- [6] Kuang X, Wei X, Xie X Z, Wang Y C 2021 *Mach. Design Manuf.* **361** 145 (in Chinese) [况旭, 魏昕, 谢小柱, 汪永超 2021 机械设计与制造 **361** 145]
- [7] Fan C L, Sun F R, Yang L, Chen L G, Qu W, Ma T Z 2004 *J. Enhanced Heat Transfer* **11** 467
- [8] Wang H J, Tsai H C, Chen H K, Shing T K 2005 *Tamkang J. Sci. Eng.* **8** 249
- [9] Lefèvre F, Rullière R, Pandraud G, Lallemand M 2008 *Int. J. Heat Mass Transfer* **51** 4083
- [10] Wang X W, Tang Y, Chen P 2009 *Energy Convers. Manage.* **50** 1384
- [11] Lips S, Lefèvre F, Bonjour J 2009 *Int. J. Therm. Sci.* **48** 1273
- [12] Yang Y, Wei X, Xie X Z, Hu W 2018 *Mach. Design Manuf.* **333** 257 (in Chinese) [杨咏, 魏昕, 谢小柱, 胡伟 2018 机械设计与制造 **333** 257]
- [13] Zhang Y P, Liu B, Jia X, Zhou J Z, Huai X L, Li S K 2022 *J. Eng. Thermophys.* **43** 1572 (in Chinese) [张云鹏, 刘斌, 贾潇, 周敬之, 淮秀兰, 李石琨 2022 工程热物理学报 **43** 1572]
- [14] Wong S C, Liao W S 2018 *Int. J. Heat Mass Transfer* **123** 839
- [15] Yang K S, Tu C, Zhang W, Yeh C, Wang C 2017 *Int. Commun. Heat Mass Transfer* **88** 84
- [16] Wang M H, Yang Y C, Sun Y W, Li J, Hao M L 2023 *Heliyon* **9** e20840
- [17] Yi F, Gan Y H, Xin Z F, Li Y, Chen H Y 2023 *Int. J. Therm. Sci.* **191** 108341
- [18] Zhang L Y, Xu J L, Lei J P 2018 *Acta Phys. Sin.* **67** 234702 (in Chinese) [张龙艳, 徐进良, 雷俊鹏 2018 物理学报 **67** 234702]
- [19] Yu M, Li B H, Meng X W, Wu L F, Ma L X, Tang Y Z 2025 *Acta Phys. Sin.* **74** 204701 (in Chinese) [余棉, 李丙衡, 孟祥文, 吴连锋, 马连湘, 唐元政 2025 物理学报 **74** 204701]
- [20] Wu C X, Tang H, Zhang S W, Sun Y L, Wu X Y, Tang Y 2023 *J. Mech. Eng.* **59** 140 (in Chinese) [伍春霞, 唐恒, 张仕伟, 孙亚隆, 伍晓宇, 汤勇 2023 机械工程学报 **59** 140]
- [21] Zhang Y M, Yang P, Ji X B, Ren J X, Zhang L, Miao Z 2025 *CIESC J.* **76** 1018 (in Chinese) [张亦鸣, 杨鹏, 纪献兵, 任纪星, 张磊, 苗政 2025 化工学报 **76** 1018]
- [22] Ahamed M S, Saito Y, Mashiko K, Mochizuki M 2017 *Heat Mass Transfer* **53** 3241
- [23] Wang Z W 2022 *M. S. Thesis* (Guangzhou: South China University of Technology) (in Chinese) [王志威 2022 硕士学位论文 (广州: 华南理工大学)]
- [24] Chen Z S, Li Y, Zhou W J, Deng L Q, Yan Y Y 2019 *Energy Convers. Manage.* **187** 221
- [25] Yan C M, Huang H Y, Liu H, Leng H J, Yuan X P, Tang Y, Liang Y F 2023 *24th International Conference on Electronic Packaging Technology* Shihzei City, China, August 8–11, 2023 p1
- [26] Luo J L, Mo D C, Wang Y Q, Lyu S S 2021 *ACS Nano* **15** 6614

Heat transfer performance of ultrathin heat pipe with composite structure wick*

HUANG Zhanlin¹⁾ JI Xianbing^{1)†} YAO Bocheng¹⁾ LIU Jiaxuan¹⁾

JIANG Jingcheng¹⁾ XU Jinliang¹⁾²⁾

1) (*Beijing Key Laboratory of Multiphase Flow and Heat Transfer for Low Grade Energy, North China Electric Power University, Beijing 102206, China*)

2) (*Key Laboratory of Power Station Energy Transfer Conversion and System, Ministry of Education, North China Electric Power University, Beijing 102206, China*)

(Received 3 December 2025; revised manuscript received 7 February 2026)

Abstract

This study presents the development of a high-performance ultrathin heat pipe (UTHP) with a thickness of only 0.40 mm, featuring an innovative “copper groove-plant fiber” hierarchical composite wick. This structure utilizes chemically etched copper micro-grooves (depth: 0.16 mm) as a structural backbone, with degreased cotton fibers embedded via geometric confinement by the groove ridges. This approach eliminates the need for high-temperature sintering or adhesives, thereby avoiding the interfacial thermal resistance associated with conventional composite wicks. Using deionized water as the working fluid, systematic experiments are conducted to investigate the synergistic effects of etching parameters, filling ratio (20.3%, 30.6%, and 40.8%), and orientation angle (-90° , 0° , 90° , and 180°) on thermal performance under heating powers ranging from 1 W to 10 W. The results show that groove depth is approximately linearly proportional to etching time and can be described by a quadratic polynomial function of etching temperature; increasing etching temperature while shortening duration effectively enhances surface roughness and wettability, providing a favorable foundation for capillary transport. Among the tested conditions, the UTHP with a 30.6% filling ratio exhibits the best overall thermal performance: it achieves the lowest total thermal resistance of 0.75 K/W at 7 W in horizontal orientation, corresponding to an equivalent thermal conductivity of 11500 W/(m·K). Transient response tests under 0–7 W step heating further confirm that this filling ratio yields the most balanced temperature rise across symmetric evaporation-zone sensors, indicating uniform liquid distribution and stable phase-change behavior. Orientation tests reveal that thermal resistance is highly sensitive to gravity direction: total resistance is minimized at 90° (favorable gravity) and maximized at -90° (adverse gravity). Detailed resistance decomposition shows that condensation resistance dominates under adverse or inverted orientations (contributing over 50% of the total resistance), whereas evaporative resistance becomes the primary limitation ($\sim 69\%$) in horizontal or favorable-gravity configurations. These findings demonstrate that the proposed UTHP successfully integrates structural compactness, simplified fabrication, and excellent thermal performance, offering a promising, low-cost, and eco-friendly solution for thermal management in ultra-thin electronic devices.

Keywords: ultrathin heat pipe, wick, composite structure, thermal performance

DOI: [10.7498/aps.75.20251660](https://doi.org/10.7498/aps.75.20251660)

CSTR: [32037.14.aps.75.20251660](https://cstr.cn/32037.14.aps.75.20251660)

* Project supported by the National Natural Science Foundation of China (Grant Nos. 52176154, 52130608).

† Corresponding author. E-mail: jxb@ncepu.edu.cn

复合结构吸液芯超薄热管传热性能

黄占林 纪献兵 姚泊丞 刘家璇 江京骋 徐进良

Heat transfer performance of ultrathin heat pipe with composite structure wick

HUANG Zhanlin JI Xianbing YAO Bochong LIU Jiaxuan JIANG Jingcheng XU Jinliang

引用信息 Citation: *Acta Physica Sinica*, 75, 120803 (2026) DOI: 10.7498/aps.75.20251660

CSTR: 32037.14.aps.75.20251660

在线阅读 View online: <https://doi.org/10.7498/aps.75.20251660>

当期内容 View table of contents: <http://wulixb.iphy.ac.cn>

您可能感兴趣的其他文章

Articles you may be interested in

一维异质结构的瞬态热整流效应

Transient thermal rectification effect of one-dimensional heterostructure

物理学报. 2023, 72(4): 044401 <https://doi.org/10.7498/aps.72.20222085>

基于负载 Fe_3O_4 纳米微球的大尺寸单层二维 $\text{Ti}_3\text{C}_2\text{T}_x$ 微波吸收性能

Enhanced microwave absorption performance of large-sized monolayer two-dimensional $\text{Ti}_3\text{C}_2\text{T}_x$ based on loaded Fe_3O_4 nanoparticles

物理学报. 2023, 72(21): 217501 <https://doi.org/10.7498/aps.72.20231200>

木基生物质碳化骨架负载聚乙二醇相变材料及表面修饰对蓄传热性能的强化

Enhanced heat storage and heat transfer performance of wood-based biomass carbonized skeleton loaded with polyethylene glycol phase change material by surface modification

物理学报. 2023, 72(8): 088801 <https://doi.org/10.7498/aps.72.20222466>

水平管内超临界R1234ze(E)冷却传热性能的神经网络预测

Neural network prediction of cooling heat transfer characteristics of supercritical R1234ze(E) in horizontal tube

物理学报. 2024, 73(12): 120702 <https://doi.org/10.7498/aps.73.20240283>

多维碳基导热增强微胶囊相变复合材料制备及热性能调控

Preparation and thermal performance tuning of multidimensional carbon-based microcapsule phase change composites

物理学报. 2025, 74(7): 074401 <https://doi.org/10.7498/aps.74.20241731>

透明导电ZnO:Al/Cu网格复合膜及其电加热性能

Transparent conductive ZnO:Al/Cu mesh composite film and its electric heating performance

物理学报. 2022, 71(18): 187304 <https://doi.org/10.7498/aps.71.20220529>