基于电池热管理系统的微通道热管阵列的传热性能

姚程宁, 丹聃, 张扬军*, 王悦齐, 钱煜平, 诸葛伟林

清华大学车辆与运载学院, 汽车安全与节能国家重点实验室, 北京 100084

* 联系人, E-mail: yjzhang@tsinghua.edu.cn

2020-01-17 收稿, 2020-04-25 修回, 2020-04-26 接受, 2020-04-27 网络版发表

国家自然科学基金(U1864212)和汽车安全与节能国家重点实验室自主课题(ZZ2019-051)资助

摘要 温度是影响动力电池性能的关键因素. 高效热管理技术可有效控制动力电池温度和温差. 本研究采用微通道热管阵列作为电池热管理系统的传热元件, 分析了其在大功率密度下的传热性能, 理论计算了其等效导热系数, 优化分析了其槽道尺寸对流动传热的影响, 对比了其与传统散热技术的性能差异. 研究发现, 热功率密度为 0.3658 W cm^{-2} 时, 强制风冷散热条件下, 采用微通道热管阵列技术可维持热源处表面温度 45°C 以下, 温差 1.3°C 以下, 低于无微通道热管阵列导热情况下的温升 15°C , 温差 3.8°C . 随着热功率密度增大至 0.9176 W cm^{-2} , 微通道热管阵列的等效导热系数增大为 $6027 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$, 其热源处表面最大瞬态温差约 2.75°C . 增大槽道尺寸参数可进一步改善微通道热管阵列的导热系数, 改善其传热性能, 但对液体回流驱动力有一定影响. 该阵列具有较好的动态工况热稳定性和低温快速加热能力. 与烧结热管组的温度性能相比, 微通道热管阵列组最大温度可降低 15.1°C , 表面温差降低 14°C , 具有显著降温和均温优势, 表明微通道热管阵列在动力电池热管理系统中具有广泛应用前景.

关键词 微通道热管阵列, 传热性能, 电池热管理, 均温性, 导热系数

电动汽车在近些年发展迅速. 2030年, 电动汽车在欧洲国家的市场份额预计将占私人乘用车总量的53%^[1]. 作为电动汽车的重要组成部分, 动力电池的性能优劣直接影响整车综合性能, 而温度是影响电池性能的关键因素之一^[2]. 过高的电池工作温度和电池间温差可加速其老化速率^[3]; 过低的启动温度使电池内阻增大, 电化学反应受阻, 进一步导致电池充放电效率下降, 寿命衰减. 因此, 有必要设计热管理系统对动力电池温度和温差进行控制, 提高其工作效率, 延长续航里程. 锂离子电池是目前应用最为广泛的动力电池之一. 研究表明^[4], 锂离子电池组的最佳工作温度范围为 $25\sim 40^\circ\text{C}$, 最佳温差应控制在 5°C 以下.

常见的车用动力电池热管理措施包括风冷、液冷和相变冷却. 风冷常采用空气作为冷却媒介, 系统简单,

但是换热系数低, 均温性能不佳; 液冷常采用水或者制冷剂作为工作介质, 换热系数高, 但是系统构型复杂, 存在漏液等安全风险.

热管是一种基于气液相变原理的高效传热元件, 其导热系数高、重量轻、体积小, 结合风冷、液冷技术可实现集中高效散热, 近年来受到动力电池热管理领域的广泛关注^[5], 在能源、航天、电子产品和其他领域也得到广泛应用^[6]. 目前, 电池热管理结构形式多样, 采用的热管种类也不尽相同. Rao等人^[7]和Zhao等人^[8]分别将以水为工质的铜制烧结热管和脉动热管应用于磷酸铁锂电池的热管理系统, 实验结果表明, 在产热率小于 0.67 W cm^{-2} 时, 最高温度能够保持在 50°C 以下. Wang等人^[9]研究了基于L形扁平烧结热管散热的电池热管理系统在不同工况下的温控与均温效果. Putra

引用格式: 姚程宁, 丹聃, 张扬军, 等. 基于电池热管理系统的微通道热管阵列的传热性能. 科学通报, 2020, 65: 3485–3496

Yao C N, Dan D, Zhang Y J, et al. Heat transfer performance of a micro heat pipe array for battery thermal management systems (in Chinese). Chin Sci Bull, 2020, 65: 3485–3496, doi: 10.1360/TB-2020-0051

等人^[10]研究了回路热管在不同管内工质和不同产热率下的传热性能和温度变化规律. 丹聘等人^[11]提出将二维导热的平板热管元件应用于动力电池热管理系统, 并通过实验分析了多热源情况下的热管理效果. Wu等人^[12]和Smith等人^[13]提出将热管技术应用到现有电池组风冷模块中. 实验证明, 该方案能够有效控制电池温度在50℃以下, 显著降低电池组工作温度并实现更好的均温效果.

微通道热管阵列(micro heat pipe array, MHPA)由于具有结构简单、无毛细芯结构等优势逐渐受到研究者的重视^[14]. 马奕新等人^[15]对微通道热管阵列进行了热流密度小于0.50 W cm⁻²的瞬态传热研究, 结果表明, 相较于铝板, 该种热管具有极高导热系数, 且增加翅片能够进一步提高其均温性能. Deng等人^[16]、Diao等人^[17]和Li等人^[18]就不同工质、微肋结构和热源分布等对微通道热管阵列的结构设计和运行工况进行了研究. Ye等人^[19]将MHPA应用到电池热管理系统并进行结构设计, 研究了不同工作角度和不同放电倍率下的热管导热性能. Mo等人^[20]对具有不同工作介质的MHPA在软包动力电池组中的温度控制能力和均温效果进行了敏感性分析.

然而, MHPA等热管在动力电池热管理领域中的应用研究仍然有限. 近些年, 动力电池应用场景逐渐拓展到飞行汽车^[21]、电动航空等领域, 电池快充技术迅速发展^[22,23], 电池充放电倍率显著提高, 电池产热量明显增加; 同时, 动力电池容量和能量密度^[24]的需求提高, 大型电池^[25]发展成为新研究方向, 动力电池的体积产热密度进一步增大^[26], 使得更高热流密度下的热管理研究引起更多关注^[27,28]. 但是, 当前动力电池热管理研究场景以电动汽车为主, 普遍基于低充放电倍率条件(1C~2C)^[29~31], 电池产热量小, 热流密度低(如0.15 W cm⁻²)^[32,33], 在大倍率(>5C~8C)和高热流密度(>0.50 W cm⁻²)条件^[34]下的动力电池热管理性能研究较少, 难以满足未来动力电池应用场景的散热需求. 因此, 研究并发展动力电池-热管的散热结构在更高热流密度下的性能显得日趋重要, 热管的选型与设计也应当满足更高的传热能力和更好的均温性. 本研究采用的MHPA作为一种新型二维导热平板热管, 导热能力强、均温性能好, 其传热性能研究较少, 与主流散热方式和其他热管的性能差异也鲜见分析.

为解决动力电池组大倍率、大功率放电情况下的温升和温差问题, 进一步提升系统能量密度, 简化系统

复杂性, 本研究提出将新型铝制MHPA作为动力电池热管理解决方案, 将MHPA布置于电池模组底部, 通过传统强制风冷技术中增加二维导热平板, 实现热量集中传导与散出, 实现对温升和温差的控制. 本研究采用电加热片模拟动力电池产热, 研究了该种热管在高热功率密度下的传热性能, 理论计算了其等效导热系数, 优化分析了其槽道尺寸对流动传热的影响, 对比了其主流散热技术的性能差异, 为进一步研究微通道热管阵列在动力电池热管理系统中的应用提供参考. 本研究符号说明如表1.

1 实验方法与条件

本研究基于文献^[14], 采用如图1所示的铝制微通道热管阵列进行传热性能测试. 其沿轴向一般分为蒸发端和冷凝端, 外形尺寸为400.0 mm×60.0 mm×3.1 mm, 外壳厚度 $L_B=0.4$ mm, 内侧阵列分布22个相互独立的微通道. 每个微通道真空腔的上下表面各有若干微槽道(槽壁厚 $L_E=0.3$ mm, 槽高 $L_A=0.3$ mm, 槽宽 $L_W=0.3$ mm)以增强传热, 且真空腔内充有丙酮-水混合工质, 充液率为50%. 其工作原理为: 当微通道热管蒸发端的外壁面受热时, 热量通过固体壁面和充有液态工质的微型槽道传递至气-液界面上, 工质受热后温度升高, 蒸发的同时带走热量, 增大了局部气体分子密度, 使热管两端产生压力差, 在轴向压差作用下, 蒸汽工质沿轴向从蒸发端向冷凝端流动, 在冷凝端的气-液界面上凝结为液体, 冷凝释放的汽化潜热以导热的形式从冷凝液膜经过固体壁面传递给终端热沉. 凝结液在轴向毛细力和重力的共同作用下回流至蒸发端的液体工质池, 不断相变循环进行热量传输. 工作原理图见图S1.

实验测试系统如图2, 主要由MHPA、加热片、直流稳压电源、可调风扇、温度测量和采集系统构成. 将聚酰亚胺加热膜布置于MHPA蒸发端的中心位置, 加热片尺寸为55.0 mm×100.0 mm, 阻值19.0 Ω, 通过直流稳压电源((50±0.005) V, (30±0.003) A, 杭州中山电子有限公司, 中国)改变加载电压对其进行加热调节. 采用铜康铜T型裸线热电偶((100±0.05)℃)测试MHPA表面温度, 测点位置如图3(a)所示. 采用Agilent_34972A型数据采集器(安捷伦科技有限公司, 加利福尼亚州, 美国)采集温度, 并实时传输到计算中心进行数据处理. 为保证加热片产生的热量全部传递给MHPA, 本测试采用气凝胶复合材料(有效导热系数低于0.03 W m⁻¹ K⁻¹)对蒸发端外表面进行保温处理. 为模拟电池组散热效果, 进一

表 1 本研究符号命名^{a)}

Table 1 Nomenclature for symbols in the paper

符号	含义	单位	符号	含义	单位
C	基于电池名义容量计算的充放电倍率	/	T_i	微通道热管阵列某测点的温度	K
MHPA	微通道热管阵列	/	$T_{\max}$	在某时刻, 微通道热管阵列表面的最高温度	K
PCM	相变材料	/	T_{diff}	在某时刻, 微通道热管阵列热源处表面的温差	K
A	微通道热管阵列的传热截面	m^2	ΔT	在某时刻, 微通道热管阵列的冷凝端温差	K
d	热阻计算式中的厚度因素	m	S	加热片表面积	m^2
g	重力加速度	N/kg	U	加载电压	V
h	微通道热管阵列工作时液体回流相对高度	m	α	微通道热管阵列工作时与水平面所成的角度	°
I	输出电流	A	δ	测量结果不确定度	%
L	微通道热管阵列的冷凝端长度	m	θ_c	微通道热管阵列蒸发端液体工质的接触角	°
L_A	微通道热管内槽高	m	θ_e	微通道热管阵列冷凝端液体工质的接触角	°
L_B	微通道热管外壳厚度	m	λ	导热系数	$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
L_E	微通道热管内槽壁厚	m	λ_{eff}	微通道热管阵列的等效导热系数	$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
L_W	微通道热管内槽宽	m	λ_g	微通道热管阵列内槽道的等效导热系数	$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
ΔP_C	热管内驱动液体介质回流的毛细压强	Pa	λ_l	微通道热管阵列内相变介质的导热系数	$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
ΔP_G	热管内驱动液体介质回流的重力压强	Pa	λ_s	微通道热管阵列壳体壁面材料的导热系数	$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
ΔP	热管内驱动液体介质回流的压强因素	Pa	ρ	微通道热管阵列内液体工质的密度	kg m^{-3}
Q	热功率	W	σ	微通道热管阵列内液体工质的表面张力	N m^{-1}
q	热功率密度	W cm^{-2}	n	微通道热管阵列热源处的测点	/
r_c	槽道热管的有效毛细半径	m	m1, m2, m3, m4	微通道热管阵列组温度测点编号	/
R	传热热阻	K W^{-1}	c1, c2, c3, c4	烧结热管组温度测点编号	/
R_s	微通道热管阵列壳体壁面的传热热阻	K W^{-1}	N	某因变量	/
R_g	微通道热管阵列内部槽道的传热热阻	K W^{-1}	X, Y, Z	某自变量	/
T_{ave}	微通道热管阵列热源处的平均温度	K			

a) “/”表示相应符号为英文缩略词或者无量纲符号, 因此无单位

图 1 (网络版彩色)MHPA内外部结构示意图^[14]

Figure 1 (Color online) Schematic diagram of the internal and external structure of MHPA^[14]

步测试了微通道热管阵列组的传热性能, 采用以蒸馏水为工作介质的铜制烧结热管组为对照. 本研究采用的烧结热管是基于动力电池的散热需求^[13], 参考其他研究^[7]进行选取的, 并将400.0 mm长圆柱状热管(7.0 mm外径, 6.0 mm内径, 0.9 mm厚芯结构)压至扁平,

使其表面与加热膜紧密接触. 其具体参数详见表2, 本测试的温度区间和功率范围均处于烧结热管的最佳工作区间, 保证内部工质不会烧干, 其传热性能有效发挥. 将聚酰亚胺加热膜布置于热管组蒸发端的中心位置, 其尺寸为180.0 mm×100.0 mm, 测点分布如图3(b), (c).

图 2 (网络版彩色)实验系统示意图

Figure 2 (Color online) Schematic diagram of the experimental system

所有测试维持在 24.8°C 环境温度, 3.3 m/s 风速(风道直径 250.0 mm)的强制对流条件下.

本研究测试了微通道热管阵列MHPA在不同热功率下的传热特性以及对热源的散热效果, 测试条件见表3和4.

2 研究方法分析

2.1 实验不确定性分析

本研究测试物理量为微通道热管阵列的表面温

度、几何尺寸、热功率大小和等效导热系数. 其中, 根据数据采集器标定, 温度采集误差小于 0.05°C ; 实验件几何尺寸测量误差小于 0.1 mm ; 加载电压读数误差小于 0.005 V ; 输出电流读数误差小于 0.005 A . 热功率密度大小和等效导热系数的计算公式为

$$q = \frac{IU}{S}, \quad (1)$$

$$\lambda_{\text{eff}} = -\frac{QL}{A\Delta T}. \quad (2)$$

根据测量结果的不确定度 δ 计算方法:

$$N = f(X, Y, Z, \dots), \quad (3)$$

$$\delta_N = \left[\left(\frac{\partial N}{\partial X} \right)^2 \delta_X^2 + \left(\frac{\partial N}{\partial Y} \right)^2 \delta_Y^2 + \left(\frac{\partial N}{\partial Z} \right)^2 \delta_Z^2 + \dots \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (4)$$

可得热功率密度和等效导热系数的相对不确定度为

$$\frac{\delta_q}{q} = \left[\left(\frac{\delta_I}{I} \right)^2 + \left(\frac{\delta_U}{U} \right)^2 + \left(\frac{\delta_S}{S} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (5)$$

$$\frac{\delta_{\lambda}}{\lambda} = \left[\left(\frac{\delta_Q}{Q} \right)^2 + \left(\frac{\delta_L}{L} \right)^2 + \left(\frac{\delta_A}{A} \right)^2 + \left(\frac{\delta_{\Delta T}}{\Delta T} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (6)$$

图 3 (网络版彩色)热管测点位置示意图. (a) 单个MHPA; (b) MHPA组; (c) 烧结热管组

Figure 3 (Color online) Schematic diagram of the measurement points of studied heat pipes. (a) A single MHPA; (b) a MHPA group; (c) a group of sintered heat pipes

表 2 烧结热管的参数

Table 2 The parameters of a sintered heat pipe

材料类型	材料	参数	值	参数	值
壳体	纯铜	充液率	50%	启动温度	15°C
毛细芯	铜粉烧结芯	厚度	3.0 mm	最佳工作温度区间	$30\sim 200^{\circ}\text{C}$
相变介质	蒸馏水	宽度	10.0 mm	最大功率	60 W

表 3 单个MHPA测试条件

Table 3 The test conditions of a single MHPA

加载电压 $U(V)$	输出电流 $I(A)$	热功率 $Q(W)$	热功率密度 q ($W\ cm^{-2}$)
13.856	0.725	10.0456	0.1826
19.570	1.028	20.1180	0.3658
23.971	1.260	30.2022	0.5491
27.682	1.455	40.2744	0.7323
30.979	1.629	50.4664	0.9176

表 4 MHPA组与烧结热管组测试条件

Table 4 The test conditions of MHPA group and sintered heat pipe group

加载电压 $U(V)$	输出电流 $I(A)$	热功率 $Q(W)$	热功率密度 q ($W\ cm^{-2}$)
13.856	2.373	32.8803	0.1827
19.570	3.364	65.8335	0.3657
23.971	4.124	98.8523	0.5492
27.682	4.762	131.8122	0.7323

具体计算, 可得热功率密度和微通道热管阵列的等效导热系数的相对不确定度分别小于0.72%和4.97%。等效导热系数相对不确定度较大是由于微通道热管阵列的冷凝端温差小, 均温性好, 计算结果仍可以满足工程需求。

2.2 流动与传热性能分析

微通道热管是一种利用内部工质相变和循环流动来进行换热的高效导热元件, 通常由密封的固体管壳、微槽和液体工质构成, 其中微槽结构是液体工质循环的动力来源和流动通道。结合图1, 对微通道热管进行流动与传热性能分析, 分析液体回流驱动力和热量传递能力与微通道结构的关系。

本研究采用压差分析方法, 考虑驱动冷凝液回流的压强由重力压强和毛细压强组成, 计算公式^[35]为

$$\Delta P = \Delta P_C + \Delta P_G, \quad (7)$$

$$\Delta P_C = \frac{2\sigma}{r_c}(\cos\theta_c - \cos\theta_e), \quad (8)$$

$$\Delta P_G = \rho g h \sin\alpha. \quad (9)$$

为验证上述压强计算方法的准确性, 与文献^[35]测试的矩形槽(0.5 mm×1.5 mm, 液体介质为蒸馏水)的压强结果比较, 利用上式计算槽的毛细压强为77.5 Pa, 与

其实验结果的相对偏差为0.6%, 可满足工程分析需求。

考虑壁面传热和槽道传热, 计算热量在液体工质与热管外壁面之间的分段导热系数, 获得相应传热热阻。热量在液体工质与热管外壁面之间的传递热阻包括壁面热阻和槽道热阻, 计算表达式为

$$R = R_s + R_g. \quad (10)$$

根据传热学热阻计算方法^[36], 可得热管导热热阻的计算方法为

$$R = \frac{d}{\lambda A}, \quad (11)$$

式中, 壁面导热系数为铝的导热系数, 而矩形槽道导热系数可采用Chi模型^[37]分析, 计算表达式为

$$\lambda_g = \frac{L_A L_E \lambda_1 \lambda_s + L_W \lambda_1 (0.185 L_E \lambda_s + L_A \lambda_1)}{(L_W + L_E)(0.185 L_E \lambda_s + L_A \lambda_1)}. \quad (12)$$

之前的研究^[14]已将计算模拟结果与实验测试结果比较, 验证了上述槽道热管导热系数计算方法的合理性, 与实验测试的热特性曲线相吻合。同时, 计算得到, 在单位传热截面面积上, 微通道热管阵列的壁面热阻 R_s 为 $2.47 \times 10^{-6} K\ W^{-1}$, 槽道热阻 R_g 为 $5.28 \times 10^{-4} K\ W^{-1}$ 。在热量从外壁面到液体工质的传递过程中, 槽道热阻较大且起主导作用, 因此如何改善槽道传热性能十分关键。

3 结果与分析

3.1 MHPA的传热性能分析

3.1.1 传热性能测试

在MHPA表面一端施加恒定产热功率, 测试其热源处表面的温度变化过程及稳定后的温度分布。初始状态为MHPA在 $0.1826\ W\ cm^{-2}$ 下达到传热稳定, 在热源功率变化为 0.3658 、 0.5491 、 0.7323 、 $0.9176\ W\ cm^{-2}$ 时, MHPA热源处表面的平均温度变化如图4(a)所示。微通道热管阵列MHPA热源处表面的平均温度由下式计算:

$$T_{ave} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n T_i. \quad (13)$$

在MHPA传热状态发生动态变化的过程中, 热源处表面平均温度逐渐升高, 一段时间后达到稳定。热源功率密度越高, 达到稳定后的温度越高。在本测试条件下, 热功率密度小于 $0.5491\ W\ cm^{-2}$ 时, MHPA热源处表面温度可维持在 $55^\circ C$ 以下。图4(b)给出了MHPA热源处表

图4 (网络版彩色)MHPA热源处表面温度性能。(a) 平均温度随时间的变化; (b) 温差随时间的变化

Figure 4 (Color online) The surface temperature performance of heating section of MHPA. (a) The change of average temperatures over time; (b) the change of temperature differences over time

面的温差随时间的变化规律, 热源处表面温差可始终维持低于 2.75°C 的水平。热功率密度较低时, 表面温差随着时间增大逐渐达到稳定, 而热功率密度较高时, 表面温差在动态变化过程中快速达到峰值, 随后降低并达到稳定, 且该峰值持续时间短。表面温差大小及演化规律是MHPA壁面和工质材料的热物理特性(热容等)所导致的。结合图4(a), 热功率密度小于 0.3658 W cm^{-2} 时, 表面温度升高速率缓慢, 热管内工质与管壁换热充分, 热源加热速率与MHPA热传导速率接近, 因此MHPA热源处表面温差逐渐增大; 当热功率密度大于 0.3658 W cm^{-2} 时, 温差存在明显峰值点, 这是由于铝壁面和液体工质热容的滞后影响, 使得热源加热速率明显高于MHPA热传导速率, 靠近热源的壁面温度在短时间内高于内部液体工质的温度, 随着加热的进行, 两种速率逐渐接近, 内外换热程度和内外温度趋于一致且逐渐稳定, 且加热功率越大, 稳定后的最大温差越大。在微通道热管阵列传热性能的动态变化过程中, 热源处表面最大温差和稳定温差存在差异, 对比如图S2。当热功率密度小于 0.3658 W cm^{-2} 时, 两者较为接近, 当热功率密度大于 0.3658 W cm^{-2} 时, 最大温差高于稳定温差, 且两者差值随着热功率密度的增大而有所增大。当热功率密度为 0.9176 W cm^{-2} 时, 动态传热过程中的MHPA热源处表面最大温差约 2.75°C , 稳定后降低至 2.5°C 。

在MHPA达到传热稳定时, 探究其对热源的集中散热效果。本测试将加热片暴露在对流空气中, 在热功率为 0.3658 W cm^{-2} 情况下, 热源处表面平均温升约 60.0°C , 稳定温差为 5.1°C 。结合图4可知, 在相同热功率下采用微通道热管阵列技术可降低温升约 15°C , 温差控制至 1.3°C , 散热强度显著优于无MHPA集中导热

下的风冷。这是因为MHPA具有较高导热系数, 能够将热源处产生的热量快速传递到冷凝端, 实现与空气的集中换热, 增大了换热效率。

进一步地, 根据式(2)计算微通道热管阵列的等效导热系数, 结果如图5所示。热功率密度越大, 微通道热管阵列的等效导热系数越高。这是由于随着热源加热功率密度的增大, 热管蒸发端液体工质过热度增大, 工质汽化速度越大, 传热速度加快, 因此等效导热系数越大。当热功率密度为 0.9176 W cm^{-2} 时, 微通道热管阵列的等效导热系数约 $6027\text{ W m}^{-1}\text{ K}^{-1}$ 。

微通道热管阵列MHPA的传热优势与温度特性是其自身物理结构和蒸发冷凝特性决定的。一方面, 其能够有效控制热源温升, 这是由于在微通道热管蒸发端, 微槽道结构使得热管内壁面的表面积增大, 液体介质的蒸发在整个槽道周面都有发生, 因此单位蒸汽量的比表面积提高, 蒸发液膜厚度薄, 液膜区域热阻小, 蒸

图5 MHPA等效导热系数随功率的变化

Figure 5 The change of effective thermal conductivity of MHPA with heat power

发传热能力增大;在冷凝端,冷凝液的液膜被槽峰的凸起拉薄,使得凝结液膜能够扩展到更大的换热表面上,液膜厚度减小,液膜传热热阻减小,通过液膜的传热得到强化^[35]。另一方面,MHPA具有良好均温性,这是由于其壳体壁面温度与管内工质蒸汽(为饱和蒸汽)的温度相当,轴向压降小,轴向温差小;微通道热管的横向阵列提高了总体热运输能力,铝制壁面使得热流在各个微热管之间快速传递,因此横向热均衡性较好,传热能力高。

3.1.2 实际工况分析

在较高热功率密度下,本测试采用的MHPA保持着较高的热稳定性和较高的等效导热系数,对热源具有较好的均温能力。为进一步体现MHPA在动力电池热管理领域中的应用潜力,本研究测试了动态热功率条件下和低温环境下的微通道热管阵列温度性能。在动态变化的热功率($0.18\sim 0.36\sim 0.0\sim 0.18\sim 0.92\sim 0.18\sim 0.55\sim 0.18\sim 0.73\text{ W cm}^{-2}$)条件下,如图6(a)所示,MHPA能够对变化的热输入快速响应并达到热稳定状态,这种热稳定性不随测试功率的增大幅度而改变,且MHPA蒸发端温差始终保持在 2.5°C 以下。在环境温度为 -4°C 情况下,测试了热功率密度分别为 0.09 、 0.18 、 0.36 W cm^{-2} 情况下的MHPA低温加热性能,如图6(b)所示。微通道热管阵列在低温环境中具有热稳定性,温差始终维持在 1°C 以下。在 0.36 W cm^{-2} 下,MHPA表面温度能够在 2 min 以内达到 20°C ,可实现对低温动力电池快速加热至工作温度的目标,减小低温对动力电池电化学动力活性的影响,保证功率输出和续航寿命。这表明,在不改变热管理系统结构与方式情况下,采用MHPA技术可以有效保证动力电池正常工作在低寒地区和冬季情况下。

因此,微通道热管阵列在动力电池常温散热与低温加热领域中均具有较大的实际应用前景,能够保证动态散热与稳定传热,减小动力电池自身与电池之间的温差,延长其循环寿命^[38]。

3.1.3 性能改善分析

微通道热管阵列的传热能力优势与其内部结构紧密相关。其蒸发端和冷凝端的换热面积大,能够加快液体汽化和气体冷凝,减薄液膜,减小传热热阻,传热性能和均温性能好。换热面积与MHPA内的矩形槽道结构相关,通过槽道尺寸设计可以进一步对其强化传热。同时,冷凝液回流受到毛细力与重力的驱动,因此槽道结构优化应当同时兼顾流动与传热性能。

结合式(10)的计算分析,槽道尺寸对槽道导热系数的影响如图7所示。在不改变单个微通道内槽道数(L_w 与 L_e 之和不变)的前提下,增大槽宽 L_w ,即 L_w 和 L_e 之比增大,槽道的导热系数稍有增大,由槽宽为 0.10 mm 时的 $0.52\text{ W m}^{-1}\text{ K}^{-1}$ 增大到槽宽为 0.47 mm 时的 $0.62\text{ W m}^{-1}\text{ K}^{-1}$,增大幅度为 19.2% 。当仅改变槽高 L_h 时,增大槽高,槽道的导热系数显著增大,由槽高为 0.10 mm 时的 $0.31\text{ W m}^{-1}\text{ K}^{-1}$ 增大到槽高为 0.50 mm 时的 $0.71\text{ W m}^{-1}\text{ K}^{-1}$,增大幅度为 129.0% 。这是因为槽宽、槽高增大时,槽道壁面与液体工质接触面积增大,有效换热面积增大,传热性能提升。因此,槽宽、槽高与导热系数呈正相关关系,且槽高对导热系数影响程度更大,更深的槽有助于微槽道的传热改善。

进一步分析微槽内的液体回流性能,结合式(8)计算分析,竖直放置下微通道热管的重力驱动压强约为 1935 Pa ,微槽道产生的毛细压强约为 164 Pa 。重力压强主要受微通道热管工作角度的影响,热管垂直放置时重力压强起主导作用,水平放置时毛细压强起主导作

图6 (网络版彩色)在不同工况下,MHPA热源处表面平均温度变化。(a)在动态热功率条件下;(b)在 -4°C 低温环境中
Figure 6 (Color online) The average temperature change at the surface of heating section of MHPA under different operating conditions. (a) Under dynamic heat power conditions; (b) at low temperature environments of -4°C

图7 (网络版彩色)MHPA槽道尺寸对槽道导热系数的影响
Figure 7 (Color online) The influences of groove's geometry on effective thermal conductivity of groove of MHPA

用。其中,毛细压强主要受微通道热管内部槽宽的影响。经计算发现,增大槽宽 L_W ,槽道毛细压强显著减小,由0.10 mm时的382.5 Pa减小到0.47 mm时的124.4 Pa,减小幅度为67.5%,且减小幅度随槽宽增加而减小。这是由于槽宽增大时,微槽道的有效毛细半径增大,液体的毛细弯月面半径增大,毛细效应减弱,毛细压强降低。因此,为改善微槽道的流动传热性能,可合理增大槽高而减小槽宽,强化传热的同时增大液体回流驱动力。

3.2 MHPA组的传热性能分析

为进一步研究微通道热管阵列组应用于电池组的散热效果,探究微通道热管阵列之间的横向温度性能差异,将尺寸为180.0 mm×100.0 mm的加热片布置于MHPA组一端表面和烧结热管组一端表面,依次施加0.1827、0.3658、0.5491、0.7323 W cm⁻²热功率密度,测试热功率密度梯度变化情况下的MHPA热源处表面均温性,测试结果如图8所示。两种热管组热源处表面的最高温度和温差均随热功率密度的增大而增大,与3.1节测试结果相同。

结合图8中给出的最大温度 T_{m1} 和 T_{c1} 数值可得,当热功率密度为0.1827 W cm⁻²时,MHPA组具有更好的热管理效果,其热源处表面最大温度约为36.2°C,比烧结热管组(41.3°C)低约5.1°C。随着热功率密度的增大,两种热管组的散热能力差异逐渐增大,MHPA组传热和热管理效果优势逐渐明显。当热源处的热功率密度为0.7323 W cm⁻²时,MHPA组热源处表面最大温度约为70.5°C,比烧结热管组(82.8°C)低约12.3°C。两种热管组在均温性方面的差异更加显著,如图S3。当热功率密度为0.1827 W cm⁻²时,烧结热管组热源处的表面温差

图8 (网络版彩色)MHPA组与烧结热管组的热源处表面温度的变化
Figure 8 (Color online) The surface temperature change of heating section of MHPA group and sintered heat pipe group

约为9.0°C,接近于MHPA组(2.09°C)的4.5倍,且这种差异随着热功率密度的增大而显著增大,当热功率密度为0.7323 W cm⁻²时,MHPA可维持热源表面温差约7°C,低于烧结热管组14°C,具有更好的均温能力。这是由于微通道热管导热基于内部工质相变换热,具有较高的导热系数,蒸发液体与受热壁面直接接触,换热面积大而接触热阻小,同时相互阵列的微通道之间管壁薄,导热速率快,易实现通道间的良好均温。在本测试中的烧结热管内,烧结芯材料增大了内部不同结构之间的接触热阻,且各热管间缺乏物理接触,相互均温能力低。

将上述MHPA组测试结果与最新动力电池组温差控制结果^[7,39-51]相比较,如图S4,发现本研究测试的微通道热管阵列应用于动力电池热管理领域具有显著的散热优势。风冷冷却方式在低于0.2 W cm⁻²热功率条件下控制的动力电池组温差普遍超过4°C,均温性不佳;在高于0.2 W cm⁻²下,采用液冷或者热管-风冷冷却方式能够有效控制温差,其中采用微通道热管阵列的均温性能较优,其均温性能在高热功率密度下更为突出,具有热管理优势。

4 结论

高效热管理技术是控制动力电池温度,保证温差的关键。微通道热管阵列是一种二维热传导元件,有助于改善电池组温差,降低电池组温升,简化系统构型。本研究对一种铝制微通道热管阵列进行测试,探究其散热优势,并理论计算了其等效导热系数,对其进行结

构优化分析. 主要结论如下:

(1) 热功率密度越大, MHPA热源处表面温度越高, 温差越大. 热功率密度较小时, 温差随时间逐渐增大至稳定; 热功率密度较大时, 温差首先快速达到峰值, 然后下降并逐渐趋于稳定. 在热功率密度为 0.3658 W cm^{-2} 时, 温度可维持在 45°C 以下, 温差为 1.3°C , 低于无MHPA导热时的温升约 15°C , 温差约 3.8°C .

(2) 微通道热管阵列等效导热系数随着热功率密度的增大而增大, 这是由于热功率密度的增大增加了管内液体工质过热度, 加快了液体工质蒸发.

(3) 微通道热管阵列具有较好的工况适应性. 在动态热功率条件下, 其能保持较好的热稳定性和均温性; 在低温 -4°C 环境中, 给予 0.36 W cm^{-2} 热流密度, 其表面温度可以在2 min内快速上升至 20°C , 具有低温快速

加热的能力.

(4) 微通道热管内的槽道尺寸影响其液体回流驱动性能和槽道的传热性能. 其中, 槽宽、槽高与导热系数呈正相关关系且槽高的影响程度更大. 增大槽宽则会减小驱动液体回流的毛细力.

(5) 与烧结热管组相比, MHPA组具有显著降温和均温优势. 在 0.9176 W cm^{-2} 条件下, MHPA组热源处表面最大温度低于烧结热管组约 12.3°C , 表面温差低于烧结热管组约 14°C .

本研究通过实验和理论计算验证了微通道热管阵列用于动力电池热管理系统中的可行性. 为了达到更好的热管理控制效果, 实现系统冷却、加热和温度实时控制, 还需对其内部结构、系统构型和控制策略等进行更深入的研究.

参考文献

- Hedegaard K, Ravn H, Juul N, et al. Effects of electric vehicles on power systems in Northern Europe. *Energy*, 2012, 48: 356–368
- Wang Q, Jiang B, Li B, et al. A critical review of thermal management models and solutions of lithium-ion batteries for the development of pure electric vehicles. *Renew Sustain Energy Rev*, 2016, 64: 106–128
- Troxler Y, Wu B, Marinescu M, et al. The effect of thermal gradients on the performance of lithium-ion batteries. *J Power Sources*, 2014, 247: 1018–1025
- Börner M, Friesen A, Grütze M, et al. Correlation of aging and thermal stability of commercial 18650-type lithium ion batteries. *J Power Sources*, 2017, 342: 382–392
- Dan D, Yao C N, Zhang Y J, et al. Research progress and future prospects of battery thermal management system based on heat pipe technology (in Chinese). *Chin Sci Bull*, 2019, 64: 682–693 [丹聃, 姚程宁, 张扬军, 等. 基于热管技术的动力电池热管理系统研究现状及展望. 科学通报, 2019, 64: 682–693]
- Chaudhry H N, Hughes B R, Ghani S A. A review of heat pipe systems for heat recovery and renewable energy applications. *Renew Sustain Energy Rev*, 2012, 16: 2249–2259
- Rao Z, Wang S, Wu M, et al. Experimental investigation on thermal management of electric vehicle battery with heat pipe. *Energy Conv Manag*, 2013, 65: 92–97
- Zhao J, Rao Z, Liu C, et al. Experiment study of oscillating heat pipe and phase change materials coupled for thermal energy storage and thermal management. *Int J Heat Mass Transf*, 2016, 99: 252–260
- Wang Q, Jiang B, Xue Q F, et al. Experimental investigation on EV battery cooling and heating by heat pipes. *Appl Therm Eng*, 2015, 88: 54–60
- Putra N, Ariantara B, Pamungkas R A. Experimental investigation on performance of lithium-ion battery thermal management system using flat plate loop heat pipe for electric vehicle application. *Appl Therm Eng*, 2016, 99: 784–789
- Dan D, Lian H K, Zhang Y J, et al. Experimental research on battery thermal management system based on vapor chamber technology (in Chinese). *Sci Sin Tech*, 2019, 49: 1023–1030 [丹聃, 连红奎, 张扬军, 等. 基于平板热管技术的电池热管理系统实验研究. 中国科学: 技术科学, 2019, 49: 1023–1030]
- Wu W, Yang X, Zhang G, et al. Experimental investigation on the thermal performance of heat pipe-assisted phase change material based battery thermal management system. *Energy Conv Manag*, 2017, 138: 486–492
- Smith J, Singh R, Hinterberger M, et al. Battery thermal management system for electric vehicle using heat pipes. *Int J Therm Sci*, 2018, 134: 517–529
- Dan D, Yao C, Zhang Y, et al. Dynamic thermal behavior of micro heat pipe array-air cooling battery thermal management system based on thermal network model. *Appl Therm Eng*, 2019, 162: 114–183
- Ma Y X, Jin Y, Zhang H, et al. Experimental study on heat transfer performance of finned gravity heat pipe (in Chinese). *CIESC J*, 2020, 71: 594–601 [马奕新, 金宇, 张虎, 等. 翅片重力热管传热性能实验研究. 化工学报, 2020, 71: 594–601]
- Deng Y C, Quan Z H, Zhao Y H, et al. Experimental investigations on the heat transfer characteristics of micro heat pipe array applied to flat plate

- solar collector. *Sci China Technol Sci*, 2013, 56: 1177–1185
- 17 Diao Y H, Liang L, Zhao Y H, et al. Numerical investigation of the thermal performance enhancement of latent heat thermal energy storage using longitudinal rectangular fins and flat micro-heat pipe arrays. *Appl Energy*, 2019, 233: 894–905
 - 18 Li G, Diallo T M O, Akhlaghi Y G, et al. Simulation and experiment on thermal performance of a micro-channel heat pipe under different evaporator temperatures and tilt angles. *Energy*, 2019, 179: 549–557
 - 19 Ye X, Zhao Y, Quan Z. Experimental study on heat dissipation for lithium-ion battery based on micro heat pipe array (MHPA). *Appl Therm Eng*, 2018, 130: 74–82
 - 20 Mo X, Hu X, Tang J, et al. A comprehensive investigation on thermal management of large-capacity pouch cell using micro heat pipe array. *Int J Energ Res*, 2019, 43: 7444–7458
 - 21 Kong X H, Zhang Z R, Lu J W, et al. Review of electric power system of distributed electric propulsion aircraft (in Chinese). *Acta Aeronaut Astronaut Sin*, 2018, 39: 021651 [孔祥浩, 张卓然, 陆嘉伟, 等. 分布式电推进飞机电力系统研究综述. *航空学报*, 2018, 39: 021651]
 - 22 Cheng G Y, Gao L, Gu H H, et al. Developing and fast charge performance of high power Li-ion battery (in Chinese). *Battery Bimon*, 2019, 49: 94–97 [程广玉, 高蕾, 顾洪汇, 等. 高功率锂离子电池的研制及快充性能. *电池*, 2019, 49: 94–97]
 - 23 Liu X H. The manufacture of high power Li-ion battery with fast charge (in Chinese). *Battery Bimon*, 2011, 41: 199–201 [刘小虹. 快速充电高功率型锂离子电池的研制. *电池*, 2011, 41: 199–201]
 - 24 Li H, Zheng J Y. Development of next generation of high energy density lithium batteries for electric vehicle (in Chinese). *Bull Chin Acad Sci*, 2016, 31: 1120–1127 [李泓, 郑杰允. 发展下一代高能量密度动力锂电池. *中国科学院院刊*, 2016, 31: 1120–1127]
 - 25 Cai X, Li R. Present status and development of large battery energy storage power conversion system (in Chinese). *Electr Energy Manag Technol*, 2016, (14): 1–8 [蔡旭, 李睿. 大型电池储能PCS的现状与发展. *电器与能效管理技术*, 2016, (14): 1–8]
 - 26 Zhang J B. Thermal characteristics, issues and design of large-format lithium-ion batteries (in Chinese). In: *The 1st China Conference on Energy Storage Science and Technology*. Shanghai: Chemical Industry Press, 2014, 10: 150–151 [张剑波. 大型动力锂离子电池的热特性、热问题、热设计. 见: 第一届全国储能科学与技术大会摘要集. 上海: 化学工业出版社, 2014, 10: 150–151]
 - 27 Ye Y, Saw L H, Shi Y, et al. Numerical analyses on optimizing a heat pipe thermal management system for lithium-ion batteries during fast charging. *Appl Therm Eng*, 2015, 86: 281–291
 - 28 Ye Y, Shi Y, Saw L H, et al. Performance assessment and optimization of a heat pipe thermal management system for fast charging lithium ion battery packs. *Int J Heat Mass Transf*, 2016, 92: 893–903
 - 29 Khateeb S A, Amiruddin S, Farid M, et al. Thermal management of Li-ion battery with phase change material for electric scooters: Experimental validation. *J Power Sources*, 2005, 142: 345–353
 - 30 Wu M S, Liu K H, Wang Y Y, et al. Heat dissipation design for lithium-ion batteries. *J Power Sources*, 2002, 109: 160–166
 - 31 Liu R, Chen J, Xun J, et al. Numerical investigation of thermal behaviors in lithium-ion battery stack discharge. *Appl Energy*, 2014, 132: 288–297
 - 32 Tran T H, Harmand S, Desmet B, et al. Experimental investigation on the feasibility of heat pipe cooling for HEV/EV lithium-ion battery. *Appl Therm Eng*, 2014, 63: 551–558
 - 33 Fan L, Khodadadi J M, Pesaran A A. A parametric study on thermal management of an air-cooled lithium-ion battery module for plug-in hybrid electric vehicles. *J Power Sources*, 2013, 238: 301–312
 - 34 Zheng Y, Shi Y, Huang Y. Optimisation with adiabatic interlayers for liquid-dominated cooling system on fast charging battery packs. *Appl Therm Eng*, 2019, 147: 636–646
 - 35 Liu Y Q. Capillary pressure characterization and heat transfer performance analysis of axial micro-grooved heat pipe (in Chinese). Master Dissertation. Lanzhou: Lanzhou Jiaotong University, 2017 [刘延琪. 轴向微槽热管毛细力表征及传热性能分析. 硕士学位论文. 兰州: 兰州交通大学, 2017]
 - 36 Yang S M, Tao W Q. Heat Transfer (in Chinese). 5rd ed. Beijing: Higher Education Press, 2006 [杨世铭, 陶文铨. 传热学. 第五版. 北京: 高等教育出版社, 2006]
 - 37 Greco A, Cao D, Jiang X, et al. A theoretical and computational study of lithium-ion battery thermal management for electric vehicles using heat pipes. *J Power Sources*, 2014, 257: 344–355
 - 38 Zheng Y J. Study on cell variations of lithium-ion power battery packs in electric vehicles (in Chinese). Doctor Dissertation. Beijing: Tsinghua University, 2014 [郑岳久. 车用锂离子动力电池组的一致性研究. 博士学位论文. 北京: 清华大学, 2014]
 - 39 Wang Q, Rao Z, Huo Y, et al. Thermal performance of phase change material/oscillating heat pipe-based battery thermal management system. *Int J Therm Sci*, 2016, 102: 9–16
 - 40 Liang J, Gan Y, Li Y. Investigation on the thermal performance of a battery thermal management system using heat pipe under different ambient temperatures. *Energy Conv Manag*, 2018, 155: 1–9
 - 41 Zhang W, Qiu J, Yin X, et al. A novel heat pipe assisted separation type battery thermal management system based on phase change material. *Appl Therm Eng*, 2020, 165: 114571

- 42 Fan Y, Bao Y, Ling C, et al. Experimental study on the thermal management performance of air cooling for high energy density cylindrical lithium-ion batteries. *Appl Therm Eng*, 2019, 55: 96–109
- 43 Liang J, Gan Y, Li Y, et al. Thermal and electrochemical performance of a serially connected battery module using a heat pipe-based thermal management system under different coolant temperatures. *Energy*, 2019, 189: 116233
- 44 Gou J, Liu W. Feasibility study on a novel 3D vapor chamber used for Li-ion battery thermal management system of electric vehicle. *Appl Therm Eng*, 2019, 152: 362–369
- 45 Li K J. A research on the air cooling thermal management system of lithium-ion traction battery pack in electric vehicles (in Chinese). *Chin J Power Sources*, 2019, 43: 1975–1978 [李康靖. 风冷式车用锂离子电池包热管理研究. *电源技术*, 2019, 43: 1975–1978]
- 46 Li M L, Zang M Y, Xie J H, et al. Simulation and optimization of air cooling heat dissipation of lithium-ion battery pack (in Chinese). *Chin J Power Sources*, 2019, 43: 1805–1809 [李森林, 臧孟炎, 谢金红, 等. 锂离子电池组风冷散热仿真与优化. *电源技术*, 2019, 43: 1805–1809]
- 47 An Z G, Zhao L, Chen X, et al. Influence of flow channel arrangement on temperature field of square lithium battery pack (in Chinese). *J Power Supply*, 2019, <http://kns.cnki.net/kcms/detail/12.1420.TM.20191008.1111.006.html> [安治国, 赵琳, 陈星, 等. 流道布置对方形锂电池组温度场的影响. *电源学报*, 2019, <http://kns.cnki.net/kcms/detail/12.1420.TM.20191008.1111.006.html>]
- 48 Chen K, Wu W, Yuan F, et al. Cooling efficiency improvement of air-cooled battery thermal management system through designing the flow pattern. *Energy*, 2019, 167: 781–790
- 49 Zhou H, Zhou F, Xu L, et al. Thermal performance of cylindrical lithium-ion battery thermal management system based on air distribution pipe. *Int J Heat Mass Transf*, 2019, 131: 984–998
- 50 Li X, Zhou D, Zhang G, et al. Experimental investigation of the thermal performance of silicon cold plate for battery thermal management system. *Appl Therm Eng*, 2019, 155: 331–340
- 51 Bai F, Chen M, Song W, et al. Investigation of thermal management for lithium-ion pouch battery module based on phase change slurry and mini channel cooling plate. *Energy*, 2019, 167: 561–574

补充材料

图S1 MHPA传热原理示意图

图S2 MHPA热源处表面最大温差与稳定温差

图S3 MHPA组与烧结热管组的热源处表面温差比较

图S4 与文献[7,39–51]中的其他冷却方式对比, 在不同功率下MHPA的均温优势

本文以上补充材料见网络版csb.scichina.com. 补充材料为作者提供的原始数据, 作者对其学术质量和内容负责.

Summary for “基于电池热管理系统的微通道热管阵列的传热性能”

Heat transfer performance of a micro heat pipe array for battery thermal management systems

Chengning Yao, Dan Dan, Yangjun Zhang^{*}, Yueqi Wang, Yuping Qian & Weilin Zhuge

State Key Laboratory of Automotive Safety and Energy, School of Vehicle and Mobility, Tsinghua University, Beijing 100084, China

^{*} Corresponding author, E-mail: yjzhang@tsinghua.edu.cn

Temperature is a key factor that affects the performance of power batteries, because excessive operating temperatures and uneven temperature distribution may accelerate the degradation rate of batteries and shorten their lifespans. Therefore, an efficient battery thermal management system is required to keep the battery temperature within the desirable operating range. Traditional cooling methods, including air cooling and liquid cooling, are limited in efficient heat extraction for a large amount of heat generation from fast charging batteries. Heat pipe technologies, especially micro heat pipe arrays, have attracted lots of attention due to the superior thermal conductivity. However, micro heat pipe arrays in battery thermal management need to be further studied under high heat power density conditions and need to be further developed in the structural optimization design.

In this paper, a micro heat pipe array is adopted as a heat conduction element for a battery thermal management system. Then, the temperature performance of the micro heat pipe array is analyzed and the equivalent thermal conductivity is calculated theoretically. To further enhance the heat transfer capability of the micro heat pipe array, the internal fluid flow and heat transfer characteristics are investigated by adjusting groove parameters. In addition, the thermal performance of micro heat pipe array is compared with that of a traditional sintered heat pipe group and latest published results.

The experimental and theoretical studies show that when the heat power density is below 0.3658 W cm^{-2} , the surface temperature at the evaporator section of micro heat pipe array can be maintained at below 45°C and the temperature difference can be controlled at below 1.3°C . As the heat power density increases to 0.9176 W cm^{-2} , the equivalent thermal conductivity of the micro heat pipe array increases to $6027 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$, and the maximum temperature difference of the evaporator section is well controlled at 2.75°C . Furthermore, increasing the height and width of the grooves in the micro channel has a positive effect on the equivalent thermal conductivity. The results show that the figure will increase by 129% when the height of the groove increases from 0.01 to 0.47 mm. However, changing the width of the groove can weaken the capillary force which drives liquid return inside the channel. In order to prove the potential capability in broad electric vehicles application, related experiments have been carried out under dynamic power conditions and at low temperature environments. The results revealed that the micro heat pipe array has a fast thermal response and stable performance to dynamic heat powers. At -4°C environments, the temperature of the micro heat pipe array could reach 20°C in 2 min if given a heat power of 0.36 W cm^{-2} . Compared with the thermal performance of a traditional sintered heat pipe group, the micro heat pipe array can reduce the maximum temperature by 15.1°C and the temperature difference by 14°C .

Overall, the micro heat pipe array shows excellent capability in controlling the temperature rise and minimizing the temperature difference, and the advantages become more obvious at high heat power densities. This shows that micro heat pipe arrays have broad application prospects in the future. All the results from the study could further support the development of battery thermal management systems and the heat transfer enhancement of micro heat pipe arrays.

micro heat pipe array, heat transfer performance, battery thermal management, temperature uniformity, thermal conductivity

doi: [10.1360/TB-2020-0051](https://doi.org/10.1360/TB-2020-0051)