DOI:10.11918/202109049

液冷系统中均热板气液相变的热质传输模拟

李维平^{1,2}.李隆键^{1,2}. 崔文智^{1,2}. 郭梦婷^{1,2}

(1.重庆大学) 能源与动力工程学院,重庆400030;2.低品位能源利用技术与系统教育部重点实验室(重庆大学),重庆400030)

摘 要:为提高电池热管理液冷系统的均温性,研究一种铝槽式均热板和直流式液冷板相结合的复合液冷系统,并建立相应 的三维传热模型。采用 Volume-of-fluid (VOF)多相流模型,模拟均热板槽道内丙酮工质的气液相变过程,以及与液冷流道的耦 合传热过程,并将模拟结果与实验结果进行了对比,验证了模型的正确性。研究结果显示,均热板可以提高液冷系统散热过 程中的均温性,加热表面的温差可以控制在2.72 K以内。通过机理分析发现,其原因与均热板内部气液工质的热质传输过程 有关。在液冷系统冷却液沿程温升的影响下,均热板腔室中的丙酮气相工质在长度方向上存在定向输运现象,相变产生的蒸 汽会携带热量从高温区往低温区流动,从而抑制液冷板低温冷却水对加热表面温度分布的影响,提高了均温性能。 关键词:均热板:液冷系统:蒸发冷凝:热质传输:均温性

中图分类号・TK172.4 文献标志码:A 文章编号: 0367-6234(2022)07-0096-08

Numerical simulation of the heat and mass transfer inside a vapor chamber in a liquid cooling system

LI Weiping^{1,2}, LI Longjian^{1,2}, CUI Wenzhi^{1,2}, GUO Mengting^{1,2}

(1. School of Energy and Power Engineering, Chongqing University, Chongqing 400030, China; 2. Key Laboratory of Low-grade Energy Utilization Technology and Systems (Chongqing University), Ministry of Education of PRC, Chongqing 400030, China)

Abstract: To improve the thermal uniformity of liquid cooling system for the battery thermal management, a threedimensional CFD model for the coupled heat and mass transfer in the liquid cooling system was established, which was consisted of a grooved aluminum vapor chamber and a one-through flow liquid cooling plate. The numerical model was solved by VOF method and verified by experimental data. The results show that the thermal uniformity can be improved by the vapor chamber. The temperature difference of the heating surface can be kept within 2.72 K, which is related to the heat and mass transfer process of working medium in the vapor chamber. With the impact of the temperature rise of the coolant, there is a directional flow of vapor phase in the longitudinal direction inside the vapor chamber. The heat energy of the vapor phase can be transported from the high-temperature region to the low-temperature region. Therefore, the influence of cooling water with large temperature rise on the temperature distribution of surface can be suppressed, and the thermal uniformity can be improved.

Keywords: vapor chamber; liquid cooling system; evaporation and condensation; heat and mass transport; thermal uniformity

液体冷却方式是电池热管理的主要散热方式, 具有换热能力高等优点[1],可以有效降低电池表面 的最高温度,使之工作在合适的温度范围内,并同时 保持较好的温度均匀性,提高电池在使用过程中的 安全性,延长使用寿命^[2]。然而,冷却液在液冷换 热系统中会产生较大的温差,需要提高其换热表面 的均温性。常见的液冷流道结构采用蛇形或盘管形 结构[3-5],该设计较为复杂,会导致流阻较高、冷却 液循环泵功率较大等。为了改善液冷系统换热表面

均温性的要求,可以将液冷系统和高效换热器进行 结合。

Jul. 2022

均热板是一种利用相变工质在封闭腔室中相变 传热的高效换热元件,具有较高导热能力和装配紧 凑的特点^[6],常应用于电子电力设备的散热系统 中,如芯片、LED 生热元件^[7],可以在较小热源面积 下改善生热表面的换热性能^[8],强化竖直方向上相 变工质的传热与传质能力[9-11]。在实际电池热管理 系统应用中,电池表面的换热面积较大[12],常利用 平板热管、热管等高导热换热元件[13-16],将产生的 热量及时地导入散热系统中,但未着重研究均热板 内部的气液传热传质过程与其表面均温性之间的联 系。对于液冷散热系统而言,冷却剂温度会在沿程 换热过程中不断提高,这会对换热表面的均温性造

收稿日期: 2021-09-10

基金项目:国家重点研发计划项目(2018YFB0104502)

作者简介:李维平(1993—),男,博士研究生; 李隆键(1966--),男,教授,博士生导师;

崔文智(1973-),男,教授,博士生导师

通信作者: 李隆键, longjian@ cqu.edu.cn

• 97 •

成影响,影响元器件的寿命和工作效率。因此,需要 研究一种均热板与液冷板的复合冷却方式,来改善 换热表面的均温性能,探究均热板内部相变工质在 水平方向上传热传质对于其换热表面均温性的影响 关系。

本文研究了一种铝槽式均热板和直流式液冷板 组合而成的复合液冷系统,建立了耦合有直流式液 冷板对流换热与均热板相变传热的三维数值模型, 采用 Volume-of-fluid(VOF)多相流模型和蒸发冷凝 模型,模拟了相变工质在均热板蒸汽腔中输运与传 热的过程,并和实验结果进行了对比和验证,揭示了 均热板内部相变工质在水平方向上的传热传质过程 可以使加热表面获得较好的温度均匀性,为均热板 在电池热管理液冷系统中的应用提供了支撑和建 议。

1 实验对象及方法

本文研究了一种用于电子电力设备热管理的复

合液冷系统,由铝槽式均热板(170 mm×75 mm× 10 mm)和直流式液冷板组合而成。图1为均热板 的俯视结构示意图, 腔室内部尺寸为(140 mm× 45 mm×4 mm), 由矩形支撑翅柱(30 mm×1 mm× 4 mm)将腔室均匀分隔成横向和纵向通道,其中,纵 向通道(140 mm×4 mm×4 mm)的方向与直流式液 冷流道平行,用于引导相变工质在相变过程中沿长 度方向流动,并起支撑作用。均热板底面布置有加 热表面(150 mm×50 mm),施加有恒定的热流。均 热板顶部布置有直流式液冷板,如图2所示,液冷板 内部由 12 个 180 mm×2 mm×2 mm 的直流式单流道 组成,并通过肋片均匀分隔,冷却水沿 X 方向流动, 在对流换热的影响下冷却水温度沿程增加。均热板 的加热表面与冷却表面面积之比近似为1。另外, 在均热板的上下表面,分别开有测温沟槽,沿冷却 水流动方向依次布置有 5 个 T 型热电偶(T_{el}/T_{b5} ~ T_{cs}/T_{bs}),用以研究均热板在长度方向上的温度分 布与温差。









图 2 液冷板内部结构的俯视示意图(mm)

Fig.2 Schematic diagram of interior structure of liquid cooling plate (mm)

图 3 为复合液冷系统的实验装置与系统示意 图,主要分为热源加热系统、冷却散热系统和测试传 感系统。均热板布置在陶瓷加热片和液冷板之间, 为了减小接触热阻,其接触表面铺有一层厚度为 0.3 mm的导热垫片。直流电源为陶瓷加热片提供 恒定40 W(±6.04 %)的输入功率。恒温水箱提供进 口温度为 25 ℃的冷却水,并在浮子流量计(±2.5%) 和阀门的控制下,将冷却水进口流量控制在 0.05 L/min。另外,在冷却水的进出口处分别布置有 标定后的 T型热电偶(±0.2℃),通过数据采集仪监 测冷却水的进出口温度,以及均热板表面的温度 分布。



图 3 实验装置及系统示意图



实验前,先对均热板内部进行真空排气,然后注 人体积分数为 50 %的丙酮进行测试。实验采用丙 酮作为均热板内部的相变工质,其相变温度在动力 电池的工作温度范围内,与铝金属不发生化学反应, 是一种合适的相变工质。实验时设定好直流电源的 电流和电压,以及冷却水从恒温水箱输入液冷板的 进口水温,并调节阀门将冷却水进口流量设定到实 验工况,在该实验工况稳定后,测试均热板表面的温 度分布和冷却水的进出口温度。冷却水温度沿流动 方向依次增高,根据加热表面沿流道方向上布置测 温点,定义加热表面的最大温差为

$$\Delta T_{\rm h} = {\rm Max}(T_{\rm h1-5}) - {\rm Min}(T_{\rm h1-5})$$
(1)

2 物理模型及数值模拟方法

2.1 几何模型

根据实验系统中槽式均热板和直流式液冷板布

置结构的周期性和对称性特点,如图4所示,选取均 热板内部腔室的纵向通道(140 mm×4 mm×4 mm) 和4个矩形支撑翅柱(30 mm×1 mm×4 mm)在宽度 上的一半,以及所对应的均热板盖板和基底,作为均 热板的模拟对象(170 mm×2.5 mm×10 mm),对应投 影面积相同的液冷板区域(180 mm×2.5 mm×6 mm) 作为散热单元,宽度方向上的横切面均处理为对称 面。热量从均热板底部的加热表面传递给腔室内的 相变工质,相变工质受热蒸发,在温度较低的冷却侧 冷凝,再通过导热的形式将热量传递给上方的液冷 板,与直流式流道中的冷却水换热,最后热量随冷却 水沿X方向流动带走。该简化的三维计算物理模 型,综合考虑了矩形支撑翅柱对于腔室内气液输运 和传热的影响,以及实际冷却流道肋片的导热影响, 研究了均热板加热表面沿长度方向(X方向)上的 温度分布和均温性。



Fig.4 Schematic diagram of geometry model

2.2 多相流动与相变传热模型

气液两相流动过程的模拟,常采用3种多相流 模型:VOF模型、混合模型(Mixture model)、欧拉模 型(Eulerian model)。其中 VOF 模型可利用界面重 构方式(Re-construction)观察腔室内部的气液两相 流动,即气泡的生成与脱离,实时追踪相变过程,但 其求解速度较慢,计算时间长: Mixture 模型将气液 多相流动过程简化为一种混合相流动形式,考虑了 气液两相流动间的相互渗透和扩散,在处理可压缩 气液多相流动的复杂问题上具有一定的优势: Eulerian 模型则计算精度更高,但需要求解多个耦 合方程式,这也使得该方法具有计算成本较高、计算 稳定较差的不足。本文为了分析均热板内部气液工 质在相变过程中清晰的流动过程,以及获得均热板 加热表面的温度分布,因而选用 VOF 模型对均热板 内部的气液流动过程进行数值模拟,并与实验结果 进行了对比和验证,讨论了气液相变的传热与传质 对于均热板加热表面均温性的影响。

在 VOF 模型中,均热板内部气液工质的流动过程,可以通过控制单元内各自 *i* 相的体积分数来表示,如气相体积分数 α_{vap}、液相体积分数 α_{liq},其取值范围为 0~1,在同一单元内气液相体积分数之和为1,并满足连续性方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_i \rho_i) + \nabla \cdot (\alpha_i \rho_i \overrightarrow{u_i}) = S_m \qquad (2)$$

式中: ρ_i 和 u_i 为*i*相的密度和速度, S_m 代表相变过

气液工质流动过程的速度场分布,可以通过动 量方程求得:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\vec{\rho u}) + \nabla \cdot (\vec{\rho u u}) = -\nabla P + \nabla \cdot \left[\mu(\nabla \vec{u} + \nabla \vec{u}^{\mathrm{T}})\right] +$$

$$\rho g + F_{\rm CSF} \tag{3}$$

式中:动量方程中的 \vec{F}_{CSF} 代表表面张力,密度 ρ 、黏度 μ 与控制单元内气液相的物性参数和体积分数有关,满足方程:

$$\rho = \alpha_{\rm vap} \rho_{\rm vap} + \alpha_{\rm liq} \rho_{\rm liq} \tag{4}$$

$$\mu = \alpha_{\rm vap} \mu_{\rm vap} + \alpha_{\rm liq} \mu_{\rm liq} \tag{5}$$

能量方程可以表示为

 $\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{u}(\rho E + p)) = \nabla \cdot (k \nabla T) + S_E$ (6) 式中: $k \, \pi E \, \beta$ 别为气液工质的平均导热系数和能量, $p \, \pi T \, \beta$ 别为控制单元内气液相的平均压力和 温度,能量源项 S_E 为气液工质在流动与相变过程中的能量传递。

基于 Lee^[17]和 Schepper 等^[18]的研究,均热板内 部工质相变过程的模型采用了蒸发 – 冷凝模型 (Evaporation-condensation model),在能量方程和质 量方程中分别引入质量源项和能量源项,可以实现 蒸发冷凝过程中的质量传递和能量传递^[19]。具体 的质量源项 S_m 和能量源项 S_E 如表 1 所示:

12 1	黨及	何风快主个贝里帕比里际贝	

女华 公奴捞到古氏星和化星海市

Tał	o.1	Mass	and	energy	source	terms	of	evaporation-cond	lensatio	n mod	lel
-----	-----	------	-----	--------	--------	-------	----	------------------	----------	-------	-----

质量及能量源项	蒸发 $(T > T_{sat})$	冷凝 ($T < T_{sat}$)		
质量源项	液相: $S_m = -\beta_e \alpha_{liq} \rho_{liq} \left \frac{T_{sat} - T}{T_{sat}} \right $	液相: $S_m = \beta_c \alpha_{vap} \rho_{vap} \left \frac{T_{sat} - T}{T_{sat}} \right $		
	气相: $S_m = \beta_e \alpha_{liq} \rho_{liq} \left \frac{T_{sat} - T}{T_{sat}} \right $	气相: $S_m = -\beta_c \alpha_{vap} \rho_{vap} \left \frac{T_{sat} - T}{T_{sat}} \right $		
能量源项	$S_E = -\beta_{ m e} lpha_{ m liq} ho_{ m liq} \left rac{T_{ m sat} - T}{T_{ m sat}} ight h_{ m fg}$	$S_E = oldsymbol{eta}_{ m c} oldsymbol{lpha}_{ m vap} oldsymbol{ ho}_{ m vap} \left \left. rac{T_{ m sat}}{T_{ m sat}} - T ight h_{ m fg} ight.$		

表1中, T 为气液相平均温度; T_{sat} 为丙酮的饱和 温度,当平均温度高于饱和温度,丙酮液体开始蒸发, 当平均温度小于饱和温度,丙酮蒸汽开始冷凝; β_e , β_e 分别为蒸发松弛时间因子和冷凝松弛时间因子,单位 为 s⁻¹。有研究表明:蒸发/冷凝松弛时间因子之比设 定为相变工质气/液相密度之比^[20],对于计算的收敛 和稳定性有利,根据丙酮的物性参数,本文的蒸发和 冷凝松弛时间因子分别设定为 0.1 和 105。

封闭空间内的丙酮蒸汽可视为可压缩的理想气体。为了更好地模拟相变工质在水平方向上、受温

差影响下的传热传质过程,本文根据 REFPROP 软 件中丙酮的物性参数,将丙酮的饱和温度设定成与 压力 *p* 有关的多项式:

$$T_{\text{sat}} = 276.656\ 7 + 8.048\ 5 \times 10^{-4} \times p - 2.869\ 1 \times 10^{-9} \times p^2 \tag{7}$$

2.3 边界条件及求解方法

模型的边界条件是根据实验工况而设定的,热量以定热流密度5333 W/m²的形式施加于均热板底部的加热表面;液冷板进口设定为速度进口边界,冷却液入口流速设定为0.0175 m/s,出口设置为压

力出口边界,内部的流固耦合面为无滑移边界。模 拟考虑了表面张力和重力对相变工质的影响,动量 方程和能量方程均采用二阶迎风离散格式。VOF 模型采用瞬态显式方案,并用 PISO 算法进行计算, 根据界面重构(Re-construction)方式求解气液组分。 计算初始,在蒸汽腔中 Patch 体积分数为 50 %的丙 酮液体,赋予均热板腔室内部温度为 307.32 K,对应 饱和压力为45 000 Pa。计算步长采用变时间步长方 式,初始时间步长设定为0.000 1 s,当计算物理时间 达到 60 s,质量、动量残差<10⁻⁴,能量残差<10⁻⁶时, 认为计算结果收敛,达到稳定状态。

2.4 网格无关性验证

为避免网格密度对计算结果的影响,需对物理 模型的网格划分进行无关性验证,以此保证数值模 拟结果的准确性。然而,三维模型的网格数过多则 会大大增加 VOF 瞬态计算时长,本文综合考虑了以 上因素,在计算成本允许的情况下,划分了3种不同 网格尺寸的网格,如表2所示,采用网格收敛指数 (Grid convergence index)的方式对网格的收敛和可 靠性进行验证^[21]。

表 2 网格无关性验证

	Tab.2 Mesh i	ndependent test	
网格样本量	1	2	3
网格数	114 285	238 624	486 578
T_4 / K	312.103 3	312.193 3	312.198 6

网格收敛指数 GCI 是一种对于网格质量标准 化的分析方式,可以用来找到模拟结果对网格分辨 率不敏感时最佳的网格数,其公式定义为

$$GCI_{\text{fine}} = F_s \left| \varepsilon \right| / (r^z - 1) \tag{8}$$

式中: F_s 为安全系数,对于3个样本量,其值取1.25; r为网格细化比,本文取值为2; ε 为模拟结果 $f_1 f_2$ 和 f_3 之间的相对误差,本文选用 T_4 点的温度作为对 比参数,其中 $f_1 f_2$ 的相对误差可以表示为

$$\varepsilon = (f_2 - f_1) / f_1$$
(9)
z 为收敛阶数,可以定义为

$$z = \ln((f_3 - f_2) / (f_2 - f_1)) / \ln(r)$$
(10)

计算得到每两种网格数之间的网格收敛系数,即 GCI₁₂ and GCI₂₃,理想的网格数应当满足以下关系式:

$$GCI_{23} = r^z GCI_{12} \tag{11}$$

计算发现,当模型的网格数为 238 624 时,满足以上条件,且 T_4 点的温度的温度波动范围 < 1%,可以认为,该模型尺寸满足网格无关性要求。

3 计算结果与分析

本文研究均热板腔室内部的传热传质过程及其

与液冷板的耦合传热过程,使用 VOF 模型对相变工 质的多相流动进行瞬态模拟,并与实验结果进行对 比,获得均热板对加热表面的温度分布,分析了相变 工质在均热板内部的水平流动对加热表面均温性的 影响机理。

3.1 实验验证与传热结果

图 5 为均热板加热表面的温度分布,从图 5 中 可以发现,模拟结果和实验结果趋势一致,高温区域 集中在均热板右端。实验的最高温度为 312.57 K, 对应的 VOF 模型下模拟值的最高温度为 311.58 K, 这是由于模型与实际过程存在一定差异,实验中也 存在一定的接触热阻,导致计算得到的加热表面温 度较实际温度偏低,但该误差均<1%,可认为计算结 果可靠。



图 5 加热表面温度分布与实验结果对比

Fig.5 Comparison of temperature distribution of heating surface and experimental results

表 3 为模拟得到的加热表面温差与实验结果的 对比,可以发现,VOF 模型计算得到的加热表面温 差与实验结果相近,表明了模拟结果可以较好地反 映出实验过程中均热板内部相变过程的传热情况。 另外,该工况下直流式液冷板冷却液的进出口温差 可以达到 11.45 K,实验和模拟结果中加热表面较小 的温差也可体现出均热板可以使得加热表面保持较 好的均温性。

表 3 加热表面温差与实验结果对比

Tab.3 Comparison of temperature difference of heating surface and experimental results

模拟方法	加热表面温差/K
VOF 模型	2.72
实验	2.13

图 6 为不同加热功率下均热板加热表面温度分 布的实验结果,可以发现,随着加热功率的增加,均 热板加热表面的温度也在相应提高,但仍能保持较 好的均温性。当加热功率为 20 W 时,加热表面温 度分布均匀,最低与最高温度分别为304.5、 305.4 K;而当加热功率增加到60 W时,加热表面的 最低与最高温度分别增加到315.8、319.7 K。与此同 时,冷却水进出口的最大温差也会随着加热功率的提 高快速增加。从表4中加热表面的温差结果可以发 现,当加热功率增加到60 W时,冷却水进出口温差已 经达到了17.2 K,此时加热表面温差增加幅度较小, 仍能很好地控制在3.9 K 以内,说明采用均热板的复 合液冷系统可以保证加热表面具有较好的均温性。



图 6 不同加热功率下加热表面的温度分布

Fig.6 Temperature distribution of heating surface under different heating power

表 4 不同加热功率下加热表面与冷却水温差

Tab.4 Temperature difference of heating surface and cooling water under different heating power

加热功率/W	冷却水进出口温差/K	加热表面温差/K
20	5.7	0.95
30	8.6	1.43
40	11.5	2.13
50	14.4	3.09
60	17.2	3.90

3.2 相变过程与流动特性分析

图 7 为均热板槽道中气液两相体积分数随时间

变化的瞬态计算结果,其中蓝色(深)表示液相,红 色(浅)表示气相。随着计算开始,热量通过加热表 面传入腔室,底面液体受热升温,当蒸发面的温度高 于液体的饱和温度,腔室底部有小气泡生成,并逐渐 变大、合并、脱离,最终在气液界面处破裂,进入蒸汽 区。与此同时,产生的蒸汽上升至腔室上部,由于上 侧的冷凝表面温度低于饱和温度,蒸汽不断冷凝成 液体.并形成液滴,最终受重力的作用滴落返回液 池。可以发现,随着换热过程的继续(10~60 s),均 热板的沸腾核心区域在不断缩小,最后集中在均热 板的右端,如区域3。这表明在实际液冷系统中,均 热板冷却表面散热温度不均会对内部的相变过程造 成影响。由于液冷板冷却水沿程温升的影响,均热 板右端靠近液冷板出口处区域温度较高,因此,该区 域相变工质具有较大的过热度,沸腾强度明显强于 前端。均热板左端的液体工质受入口处低温冷却 水的影响,导致其工作温度未达到相变温度,热量 主要以导热形式传递,从而造成该区域沸腾强度 较弱。

均热板内部的相变过程在长度方向上的差异 性,会影响气液相的传热与传质过程。图 8 为 XY 平面上气液两相的速度矢量图,表示了气液两相在 长度方向上的流动轨迹,其中红色(上)代表气相, 蓝色(下)代表液相,箭头的方向代表流动的方向, 箭头的长度代表了速度的大小。由图 8 可知,均热 板腔室上部的丙酮蒸汽沿着均热板长度方向从 *x* = 119 mm 附近的沸腾核心区向两侧流动,其中区域 1、2 和 3 中的丙酮蒸汽主要从右向左流动,区域 4 中的丙酮蒸汽主要从左往右流动,蒸汽的流速随着 流动而逐渐减小。均热板内部蒸汽定向的输运过 程,会使得工质吸收的热量可以通过蒸汽的输运从 热管右端传递到左端,并在腔室左端的低温区域进 行冷凝,冷凝释放的热量可以抑制液冷板进口处的 低温冷却水对加热表面均温性的影响。



Fig.7 Volume fraction of working medium inside vapor chamber (VOF model)



图 8 XY 平面上气液两相速度矢量图(VOF 模型) Fig.8 Velocity vector contour of working medium in XY plane (VOF model)

蒸汽在流动过程中的压强变化与温度变化息息 相关。均热板在与直流式液冷板的换热过程中,由 于冷却侧的换热温度不均,会导致均热板内部的蒸 汽沿 *X* 方向存在一定的温差,根据 Clausius-Clapeyron 方程可知:

$$\Delta T_{\rm vap} = \frac{R_{\rm g} T_{\rm vap}^2}{p_{\rm vap} h_{\rm fg}} \Delta p_{\rm vap} \tag{12}$$

式中 Δp_{vap} 和 ΔT_{vap} 表示蒸汽流动中的压强变化和温 差变化, R_g 为单位质量的气体常数, T_{vap} 和 p_{vap} 为气 体的温度和压力, h_{fg} 为相变潜热。因而,蒸汽在长 度方向存在的温差, 会促使蒸汽产生相应的压差, 驱动相变产生的蒸汽从高温区域流向低温区域, 及时地将热量从右端输运到左端, 从而抑制了长度 方向上较大的温差, 改善了均热板加热表面的均 温性。

图 9 为 YZ 平面上气液两相的速度矢量图,可 以发现均热板内部的气液工质在不同宽度截面上的 流动也存在一定差异性。由于液冷板进口处低温冷 却水的影响,气液工质在均热板左端区域相变过程 较弱,如截面 x = 35 mm 处,气液工质在宽度方向上 的流动较为平缓且界面清晰,呈自然对流流动方式。 在均热板右端的沸腾核心区,如截面 x = 102 mm和 x = 135 mm 处,工质的沸腾现象较为明显,槽道中心 位置产生的蒸汽冲破气液交界面,往腔室顶部流动 且流速较大。由此可见,气液工质在宽度方向上的 流动和相变过程,也与均热板在长度方向上的均温性,可 利用矩形支撑柱对气液工质在宽度方向上的流动进 行限制,引导气液工质在长度方向上做定向流动,改 善均热板在长度方向上的均温性能。



图 9 YZ 平面上气液两相速度矢量图



4 结 论

本文研究了一种铝槽式均热板和直流式液冷板 相结合的复合液冷模型,用以改善液冷板换热表面 的均温性能,通过模拟均热板内部相变工质的相变 传热和两相流动过程,研究了均热板内部相变工质 的传热传质过程与换热表面均温性之间的关系,经 过分析,可以得到以下结论:

1)实验和模拟结果表明,加热表面受液冷板冷却水沿程温升的影响,其表面温度沿冷却水流动方向不断增加,均热板能有效减小加热表面温差,温差可以控制在2.72 K 以内,说明采用均热板的复合液 冷系统具有较好的均温性。

2)均热板相变过程受液冷板换热影响,沸腾核 心区主要集中在靠近液冷板出口处附近的高温区 域,相比于靠近液冷板进口处附近的低温区域,该区 域的相变工质具有较高的过热度,沸腾换热能力 较强。

3) 均热板内部相变产生的蒸汽,在长度方向上

存在定向运动现象,会在压差的作用下从高温区域 往低温区域流动。这一方面有利于将热量及时地从 均热板右端传输至左端,另一方面可抑制液冷系统 中进口处的低温冷却水对换热表面均温性的影响, 从而减小均热板加热面在长度方向上的温差。

参考文献

- [1] SHANG Zhuangzhuang, QI Hongzhong, LIU Xintian, et al. Structural optimization of lithium-ion battery for improving thermal performance based on a liquid cooling system [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 130: 33. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.10.074
- [2] E Jiaqiang, XU Shijie, DENG Yuanwang, et al. Investigation on thermal performance and pressure loss of the fluid cold-plate used in thermal management system of the battery pack [J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 145: 552. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2018.09.048
- [3] SHENG Lei, SU Lin, ZHANG Hua, et al. Numerical investigation on a lithium ion battery thermal management utilizing a serpentinechannel liquid cooling plate exchanger [J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2019, 141: 658. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.07.033
- [4] 李潇,陈江英,李翔晟. 基于新型流道液冷板的动力电池热管理性能[J]. 电源技术, 2020, 44(10): 1438
 LI Xiao, CHEN Jiangying, LI Xiangsheng. Study on thermal management performance of power batteries based on new flow passage liquid cooling plate[J]. Chinese Journal of Power Sources, 2020, 44(10): 1438. DOI: 10.3969/J.ISSN.1002-087X.2020.10.010
- [5] 胡兴军,惠政,郭鹏,等. 锂离子电池组间接接触液冷散热结构 研究[J]. 湖南大学学报(自然科学版), 2019, 46(2): 44 HU Xingjun, HUI Zheng, GUO Peng, et al. Research on the indirect contact liquid cooling heat dissipation structure of lithium-ion battery pack[J]. Journal of Hunan University (Natural Sciences), 2019, 46(2): 44. DOI:10.16339/j.cnki.hdxbzkb.2019.02.006
- [6] CHEN Yiyi, LI Bo, WANG Xuehui, et al. Direct phase-change cooling of vapor chamber integrated with IGBT power electronic module for automotive application [J]. IEEE Transactions on Power Electronics, 2021, 36 (5): 5736. DOI: 10.1109/TPEL.2020. 3031372
- [7] XU Zhi. Heat transfer performance of the rectangular heat sinks with non-uniform height thermosyphons for high power LED lamps cooling
 [J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2021, 25: 101013.
 DOI: 10.1016/j.csite.2021.101013
- [8] WANG Mengyan, CUI Wenzhi, HOU Yuepan. Thermal spreading resistance of grooved vapor chamber heat spreader [J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 153: 361. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2019.03.025
- [9] SHAERI M R, ATTINGER D, BONNER R W. Vapor chambers with hydrophobic and biphilic evaporators in moderate to high heat flux applications [J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 130: 83. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.11.051
- [10] LIU Wangyu, GOU Jingren, LUO Yuanqiang, et al. The experimental investigation of a vapor chamber with compound columns un-

der the influence of gravity [J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 140: 131. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2018.05.010

- [11] DAN Dan, YAO Chengning, ZHANG Yangjun, et al. Dynamic thermal behavior of micro heat pipe array-air cooling battery thermal management system based on thermal network model [J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 162: 114183. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114183
- [12] LIU Wangyu, JIA Zhikang, LUO Yuanqiang, et al. Experimental investigation on thermal management of cylindrical Li-ion battery pack based on vapor chamber combined with fin structure [J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 162: 114272. DOI: 10.1016/ j.applthermaleng.2019.114272
- [13] 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[J].科学通报,2020,65(31):3485
 YAO Chengning, DAN Dan, ZHANG Yangjun, et al. Heat transfer performance of a micro heat pipe array for battery thermal management systems[J]. Chinese Science Bulletin, 2020, 65(31):3485.
 DOI: 10.1360/TB-2020-0051
- [14]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[J]. 科学通报, 2019, 64(7): 682
 DAN Dan, YAO Chengning, ZHANG Yangjun, et al. Research progress and future prospects of battery thermal management system based on heat pipe technology[J]. Chinese Science Bulletin, 2019, 64(7): 682. DOI: 10.1360/N972018-0094
- [15]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[J]. 中国科学:技术科学, 2019, 49(9): 1023
 DAN Dan, LIAN Hongkui, ZHANG Yangjun, et al. Experimental research on battery thermal management system based on vapor chamber technology [J]. Scientia Sinica: Technologica, 2019, 49 (9): 1023. DOI: 10.1360/SST-2019-0081
- [16]洪思慧,张新强,汪双凤,等. 基于热管技术的锂离子动力电池 热管理系统研究进展[J]. 化工进展, 2014, 33(11): 2923
 HONG Sihui, ZHANG Xinqiang, WANG Shuangfeng, et al. Review on application of heat pipe technology in lithium-ion power battery thermal management system[J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2014, 33(11): 2923. DOI: 10.3969/j.issn.1000-6613. 2014.11.017
- [17] LEE W H. A pressure iteration scheme for two-phase flow modeling [R]. Los Alamos: Los Alamos Scientific Laboratory, 1979
- [18] DE SCHEPPER S C K, HEYNDERICKX G J, MARIN G B. Modeling the evaporation of a hydrocarbon feedstock in the convection section of a steam cracker[J]. Computers & Chemical Engineering, 2009, 33(1): 122. DOI: 10.1016/j.compchemeng.2008.07.013
- [19] LENHARD R, MALCHO M, JANDACKA J. Modelling of heat transfer in the evaporator and condenser of the working fluid in the heat pipe[J]. Heat Transfer Engineering, 2018, 40(3/4): 215. DOI: 10.1080/01457632.2018.1426225
- [20] KIM Y, CHOI J, KIM S, et al. Effects of mass transfer time relaxation parameters on condensation in a thermosyphon [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2015, 29(12): 5497. DOI: 10.1007/s12206-015-1151-5
- [21] ROACHE P J. Perspective: a method for uniform reporting of grid refinement studies [J]. Journal of Fluids Engineering, 1994, 116 (3): 405. DOI: 10.1115/1.2910291

(编辑 杨 波)