平板热管式锂离子电池热管理系统仿真分析研究*

王悦齐1, 钱煜平1, 谢 翌2, 李炜烽1, 张扬军1

(1. 清华大学 车辆与运载学院,北京 100084;2. 重庆大学 机械与运载工程学院,重庆 400044)

摘 要: 锂离子电池是航空混合电推进系统的关键子系统,本文针对基于平板热管的航空锂离子电 池热管理方案进行设计与性能评估。针对一款锂离子电池模组进行建模与验证,初步设计平板热管方案 并进行仿真分析;在原方案基础上,对平板热管散热翅片进行结构优化设计并开展了实验验证,结果表 明:优化后的方案可提高系统对流换热量。以优化后的平板热管为基础,结合航空器高空巡航工况的环 境温度,平板热管换热性能将得到进一步提升:电池平均温度可降低10.6℃,降幅达18.83%。与水冷 方案相比,平板热管优化方案散热能力与之相当,系统减重30%、能耗降低约63%。

关键词:混合电推进;锂离子电池;高放电倍率;热管理;平板热管

中图分类号: V231.1 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2024) 03-2305003-12 **DOI**: 10.13675/j.cnki. tjjs. 2305003

1 引 言

节能减排是交通领域关注的重点问题,在航空 领域也不例外。电动化是当今航空工业的发展趋势,锂离子动力电池是航空涡轮混合电推进系统的 关键子部件,其性能对整个电动化推进系统的安全 性与经济性具有重要影响^[1]。温度是影响动力电池 性能及寿命的关键因素之一^[2],温度过高或过低均会 影响电池内部电化学反应,造成充放电效率下降和 寿命衰减。因此,有必要设计合理的电池热管理系 统(BTMS)以保证电池温度及温度一致性,一般认为 电池组最佳工作温度为25~50℃,电池模组间最佳温 差控制目标小于5℃^[3-4]。

目前车用锂离子电池热管理技术较为成熟,常 见冷却方式包括风冷、液冷等,但它们较难满足航空 器用锂离子电池高放电倍率的散热需求。航空器用 锂离子电池需满足瞬时超3C的高放电倍率(电池放 电速率的量度,即电池在规定时间内放出其额定容 量所需的电流值,数值等于电池额定容量的倍数)^[5], 远高于电动汽车对电池放电倍率的要求^[6]。高放电 倍率导致电池产热率增大。常规风冷换热系数低, 散热效果不佳。液冷散热效率相对较高,但系统结构复杂,有漏液风险,难以满足电推进系统轻量化需求。

热管是一种依靠气液相变原理的高效传热元件,具有较高的导热系数,近年来在电池热管理领域 受到广泛关注^[7]。研究者针对不同类型的热管及热 管数量、布置形式、冷端强化传热方式等,对锂离子 电池热管理性能的影响展开相关研究。Rao等^[8]将烧 结热管用于电池热管理系统中,在50 W 发热率下,热 管可将电池温度限制在 50 ℃以内; Wang等^[9]采用L 形烧结热管,研究产热功率对系统散热效率的影响; 姚程宁等^[10]、Ye等^[11]、Mo等^[12]通过实验、仿真等手段 探究微通道热管阵列应用于电池热管理系统的散热 效果,并进行了优化设计。

相比于传统一维热管,平板热管(FHP)是一种基 于二维工质流动传热的高效导热元件,工作示意图 如图1所示。工作过程中,平板热管局部壁面被热源 加热,靠近热源位置的吸液芯内部液态工质受热而 发生相变蒸发等现象。由于在蒸汽区中靠近热源处 的工质蒸发质量流量和温度较高,导致压强较高,推 动蒸汽流向压强较低的其他区域,并在低温区域凝

- * 收稿日期: 2023-05-05; 修订日期: 2023-06-30。
 - 基金项目:国家自然科学基金(U1864212)。
 - 作者简介:王悦齐,博士生,研究领域为电动航空系统动力电池热管理。
 - 通讯作者:张扬军,博士,教授,研究领域为发动机气动热力学。E-mail: yjzhang@tsinghua.edu.cn

引用格式: 王悦齐, 钱煜平, 谢 翌, 等. 平板热管式锂离子电池热管理系统仿真分析研究[J]. 推进技术, 2024, 45(3):
 2305003. (WANG Y Q, QIAN Y P, XIE Y, et al. Simulation analysis of lithium-ion battery thermal management system based on flat heat pipe[J]. Journal of Propulsion Technology, 2024, 45(3): 2305003.)

结放热。凝结为液态的工质在毛细力作用下沿毛细 芯回流至热源附近区域并重新蒸发,从而周而复始 形成循环。平板热管与电池接触面积更大,提升了 电池的均温效果,并有效优化系统布局[13]。丹聃 等[14]采用实验测试的手段验证了平板热管应用于电 池热管理的可行性。Tran等^[15]、Zhang等^[16]、李仁政 等^[17]、Chen等^[18]分别将平板热管与风冷、湿冷、液冷、 相变材料等不同散热方案相结合,仿真分析验证平 板热管的散热效果。然而,现阶段针对电动航空的 模组级别锂离子电池系统在高放电倍率下的散热效 果尚未进一步探明。由于液冷系统结构的复杂性, 平板热管结合液冷的方式难以应用于航空涡轮混合 电推进系统热管理中,风冷是上述散热手段中最易 实现平板热管式热管理系统结构轻量化的方案。因 此,如何量化平板热管结合风冷的散热能力,探究并 优化热管理系统设计方案以改善散热性能,是本文 探讨的重点问题。



本文针对高能量密度高放电倍率的锂离子电池 热问题,首次开展基于平板热管的航空锂离子电池 热管理系统方案设计与性能评估,量化平板热管式 电池热管理方案散热能力。针对某款锂离子电池模 组进行产热建模与验证,通过仿真分析,比较平板热 管散热方案与传统水冷的优劣,评估散热性能,并对 平板热管冷端散热条件进行优化,设计相应的平板 热管式锂离子电池热管理系统结构,进行实验测试 与验证,将优化后的热管理方案与液冷散热进行 对比。

2 研究对象及建模

2.1 系统模型介绍

以一款L148N50型三元锂离子电池为研究对象,电池参数如表1所示。对电池进行建模仿真,考虑到计算资源有限,对电池单体模型进行适当的简化与假设。具体如下:

(1)将电池单体结构简化为由发热体、空气域、 外壳、正负极耳组成的方形电芯。

(2)电池比热容、密度、导热系数不随自身工作

状态而变化,电池的导热系数各向异性。

(3)电池产热被视作在发热体区域内进行,且产 热率均匀。

(4)由于电池的工作温度不高,忽略电池的外部 热辐射。

(5)忽略电池单体内部的接触热阻。

基于能量平衡,直角坐标系下电池三维热传导 微分方程可表示为

$$\rho c_{p} \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_{x} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_{y} \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_{z} \frac{\partial T}{\partial z} \right) + q$$
(1)

式中 ρ 为电池密度; c_p 为电池比热容,T为电池温度; $\lambda_x, \lambda_y, \lambda_z$ 为电池沿x轴,y轴和z轴的导热系数且为各 向异性,q为电池单位体积产热率。

锂离子电池上述热物性参数如表2所示。q可通 过简化Bernardi产热模型^[19],对电池单体在不同充放 电倍率工况的产热率进行计算

$$q = \frac{1}{V} \left[I^2 \left(R_{\circ} + R_{\rm p} \right) + IT \frac{\mathrm{d}U_{\rm oev}}{\mathrm{d}T} \right]$$
(2)

式中V为电池体积, R_{o} 和 R_{p} 分别为电池的欧姆内阻和极化内阻,为电池内阻R的主要组成部分,其数值与电池温度、 α_{soc} (电池荷电状态)及电流均相关,且具有较强的非线性关系。

基于过往的研究,建立反映电池内阻 $R 和 \alpha_{soc}$, T,I之间关联关系的多项式模型^[20-21],以便准确计算瞬态充放电工况下每个电池单体的产热率<math>q。以充 电为例,电池总内阻与 α_{soc} ,I和T的关系式为

$$R(\alpha_{\text{soc}}, T, I) = \sum_{i=1}^{3} A_i T^i + \sum_{i=1}^{4} B_i \alpha_{\text{soc}}^i + \sum_{i=1}^{4} C_i I^i + D_1 T \cdot I + D_2 T \cdot \alpha_{\text{soc}} + D_3 \alpha_{\text{soc}} \cdot I + E$$
(3)

其中

	$\begin{bmatrix} A_1 & A_2 \\ B_1 & B_2 \\ C_1 & C_2 \\ D_1 & D_2 \end{bmatrix}$	$ \begin{bmatrix} A_{3} & A_{4} \\ B_{3} & B_{4} \\ C_{3} & C_{4} \\ D_{3} & E \end{bmatrix} = $	
-0.0836	2.07×10^{-4}	1.45×10^{-5}	0
-4.153	4.842	-0.0909	-1.95
-1.95	-1.63×10^{-4}	-8.12×10^{-7}	1.68×10^{-8}
-7.5×10^{-5}	0.0219	0.013	3.566
			(4)

2.2 锂离子电池模型验证

对电池单体进行不同工况的充放电倍率仿真分 析,并与实验数据进行对比。实验测试过程中,将热 电偶布置于电池表面,接好导线并置于恒温恒湿箱

Parameter	Value (property)
Shape	Prismatic
Anode material	NCM (nickel cobalt manganese)
Dimensions/mm	$148.3 \times 26.7 \times 98.0$
Nominal capacity/(A•h)	50
Nominal power/(W · h)	182.5
Nominal voltage/V	3.65
Mass/g	895
Operating voltage/V	2.75~4.25

Table 1 Parameters of lithium-ion battery cells

Table 2	Properties of the lithium-ion battery		
Material	$ ho/$ (kg/m^3)	$\frac{c_p}{(\mathbf{J}/(\mathbf{kg}\cdot\mathbf{K}))}$	$\lambda/$ (W/(m·K))
Battery	2 519	1 022.8	1.096 2 (<i>z</i> axis) 22.445 9 (<i>x</i> / <i>y</i> axis)
Aluminum	2 719	871	202.4
Nickel	8 900	460.6	91.74
Air	1.225	1 006.43	0.024 2

中,调节箱内温度湿度满足测试要求。将编写好的 实验工步导入至充放电测试仪,即可对充放电通道 发出电流、电压或功率的有关指令,并同步保存至控 制电脑中。同时,热电偶实时采集的电池表面温度 可传至数据采集仪,测温结果也将进一步导出并保 存至电脑中。具体实验过程可参考先前的工作^[20], 在单体模型实验验证中,分别在0.5C,1C,2C恒流放 电倍率和10℃,20℃,30℃下测量了电池单体的表 面温升。这里展示电池单体在初始环境温度20℃下 的仿真与实验结果对比情况如图2所示。实验与仿 真结果的相对误差不超过1℃,平均误差低于5%。 通过所建立的内阻模型计算得到的温度曲线与实验 结果符合良好。

基于建立的电池产热模型,针对由12节该款电芯组成的"3并4串"电池模组,采用平板热管结合冷端风冷的散热形式,对该系统进行仿真分析,仿真软





件为 ANSYS/FLUENT 17.1。平板热管尺寸参照电池 模组进行设计,系统模型如图3所示,电池模组置于 平板热管上方,平板热管与电池接触的部分即为蒸 发端,平板热管暴露在空气中的部分可以用于散热, 即为冷凝端。初步设计平板热管长度为440 mm,宽 度为148.3 mm(与电池等宽),厚度为5 mm。平板热 管外壳材料为铝,毛细芯材料为烧结铝粉(密度约 1760 kg/m³),填充工质为丙酮。经计算,平板热管密 度约为1655 kg/m³, 热容约为910 J/(kg·K)。同时, 将 平板热管等效为高导热系数传热部件,根据文献 [22-23]的相关参数并结合过往的相关研究^[24],将平 板热管等效导热系数设置为2000 W/(m·K)。同时, 为对比平板热管结合风冷的散热效果,针对该电池 模组设计蛇形流道水冷板的液冷方案,如图4所示。 将两种冷却方式进行对比,为后续平板热管冷却方 案的优化提供指导。对相关仿真算例进行网格独立 性验证,这里以平板热管式动力电池热管理系统为 例,在验证算例中,电池模组以2C倍率放电,并选择 电池模组最高温度作为独立性验证的评估标准,验 证结果如表3所示。当区域网格数在2.4×10°~6.0× 10°时,电池最高温度数值变化小于0.1℃。为达到较 高模型计算精度同时节省计算时间,在后文中采取 网格划分数目为2.4×10°的模型算例,并将该算例网 格划分方式应用于其余算例的网格生成中。

Grid number	Battery maximum temperature/°C
0.6×10^{6}	40.38
1.2×10^{6}	40.97
2.4×10^{6}	41.15
3.6×10^{6}	41.19
4.8×10^{6}	41.18
6.0×10^{6}	41.17

这里需说明的是,本节仅实验验证了电池产热 模型的准确性,并以此为基础,采用仿真分析的手段 探究平板热管散热能力,并结合相关结论逐步对平 板热管散热方案进行优化设计,以改善电池热特性。 因此,基于平板热管的电池热管理系统模型的实验 测试与验证将在下文进行分析。

3 结果与讨论

3.1 平板热管式热管理方案性能分析

针对基于平板热管的动力电池热管理方案,初步探究该系统在不同放电倍率、冷端换热系数、冷端



(a) System schematic diagram









散热面积、冷端温度等参数下锂离子电池的热特性 变化规律。仿真过程中平板热管与电池的环境温度设 为室温(20°C),系统处于自然对流换热(10 W/(m²·K)) 条件。强制风冷的对流换热系数一般不超过100 W/(m²·K),因此在本算例中冷端换热系数取70 W/(m²·K), 以实现强化传热需求。电池放电倍率分别设置为 1C, 2C, 3C,并从90%α_{soc}恒流放电至10%α_{soc},比较 不同参数对电池热特性的影响。

不同放电倍率下锂离子电池温度特性是热管理 系统的研究重点。图5(a)和图5(b)分别展示了1C, 2C,3C放电倍率下,基于平板热管散热方案的锂离子 电池最高温度,以及模组单体间最大温差的特性曲 线。可以看到,在电池1C,2C放电工况下,电池最高 温度小于45℃,温差也控制在3℃内,这显示了平板 热管较好的均温性能。这里定义动力电池组最大温 差为各电芯单体平均温度最大值与最小值之差。当 电池在小于的3C倍率下放电时,电池组最大温差始 终维持在5℃内,但在3C放电倍率下电池的最高温 度已超过50℃的适宜工作温度上限,需采取进一步 措施,以改善此时电池热特性。因此后文的仿真分 析将集中在电池3C倍率放电工况,分析冷凝端关键 参数对电池热性能的影响。



Fig. 5 Battery thermal performance at different discharge rates

决定整个热管理系统散热效果的关键是散热端 参数,换热系数是其中较为重要的影响因素。图 6 为 3C 放电倍率下不同换热系数(20,70,100,500, 1 000 W/(m²·K))的锂离子电池最高/最低温度的变 化趋势,以直观反映换热系数改变对电池组温度的 影响程度。增大冷端换热系数,可有效提高热管理 系统散热能力。但由于风冷换热系数有限,一般不 超过 100 W/(m²·K),通过提高风冷换热系数的方式 增大换热能力效果不理想。进一步增大对流换热系 数虽可显著增强散热效果,但已达到水冷的范畴,影 响系统轻量化。同时可以看到,进一步增大冷端换 热系数,电池最高温度与最低温度间差值变大,此时 模组温度一致性将变差,这是因为增大换热系数导致 系统散热效果变好,电池最低温度降幅较大,而电池 最高温度处由于距平板热管冷端较远处,故降幅 较小。



heat transfer coefficients

提高对流换热系数的方式对基于平板热管的风 冷热管理方案效果有限,因此可考虑通过增大冷端 散热面积的方式来提高散热能力。图7为3C放电倍 率下不同换热面积(减小30%,增大30%)时锂离子电 池最高/最低温度的变化趋势。从图中可知,改变冷 端换热面积可以稳定地改善电池模组的最高/最低温 度,且与换热面积之间近似呈线性关系。其中,当换 热面积由原方案的70%增大至130%时,电池模组最 高温度由58.97 ℃降低至58.62 ℃,降幅约0.35 ℃;电 池模组最低温度由51.51 ℃降低至50.63 ℃,降幅约 0.88 ℃,可见换热面积改变对电池最低温度有相对显 著的影响。

另一方面,由于飞行器运行在高海拔低温环境 下,若实际应用中能结合航空器高空巡航工况的环



境温度,将会有效改善冷端散热问题。图8为3C放 电倍率下不同冷端温度(-20℃,0℃,20℃)时锂离子 电池最高/最低温度的特变化趋势。可以看到,冷端 温度降低会对电池最高温度、最低温度带来近似线 性的降低,可较大幅度影响整体散热效果。



进一步,将基于平板热管的风冷热管理方案与 水冷散热进行对比,对比这两种方案散热效果的优 劣,为后续优化平板热管的设计和布置方案提供指 标和基准。

水冷板采用图4所示的蛇形流道布置,置于相同 的电池模组底部。根据实际水冷情况,改变不同的 入口流量,在3C放电倍率,20℃环境温度条件下分析 水冷方案的散热效果,图9(a)和图9(b)分别展示了 锂离子电池平均温升,以及最高/最低温度的变化 趋势。

可看到,随着冷却液入口流量的增大,电池模组 温度同步降低。同时,该水冷方案也可将电池模组 最大温差维持在5℃以内。在达到一定数值(超过 200 L/h)的情况下,水冷整体散热能力将趋于稳定, 电池模组温度变化不再显著。

这里采用入口流量为200 L/h 的水冷方案,对比 其与平板热管方案的散热性能优劣,该情况下水冷 方案可使电池模组在3C放电下平均温度维持在 37.7℃;而平板热管方案的平均温度56.4℃,二者差 距较为明显。可以看到,水冷方案凭借更高的对流 换热系数,保证了锂离子电池在3C放电工况下最高 温度低于50℃,而此时平板热管结合风冷的方案散 热能力有限,电池组最高温度已接近60℃。因此,结 合图6与图10的相关结论,对于平板热管的散热方 式而言,优先需要解决的是其散热能力不足的问题, 即针对平板热管式热管理方案结构参数进行优化,

2305003-5



Fig. 9 Battery thermal performance at different flow rates

以降低电池模组平均温度。

本小节探讨了不同参数对锂离子电池热特性的 影响规律,并进行了一定的参数化分析,同时将平板 热管散热系统与水冷方案进行对比,平板热管的散 热方案在不经优化的条件下能力有限,因此后续优 化系统性能的关键要素是解决散热能力差的问题。

3.2 平板热管冷凝段结构优化设计与试验

由上文仿真分析结果可知,平板热管结合风冷的散热方式,由于风冷自身散热能力的不足,因此需要通过优化其它结构参数以进一步提高热管理系统的散热性能。根据 3.1节的相关结论,增大散热面积、降低冷端温度均可不同程度改善系统的散热效果。可以通过采用冷凝段安装散热翅片的方式,增大换热面积,提高平板热管冷端换热量。本节首先对翅片结构进行初步设计。公式(5)展示了冷端换热系数,与翅片结构参数之间的关系^[22]。

$$h_{\rm f} = 0.134 \frac{\lambda_{\rm f}}{l_{\rm c}} Re_{\rm f}^{0.681} Pr_{\rm f}^{-\frac{1}{3}} \left(\frac{s_{\rm fin}}{H_{\rm fin}}\right)^{0.2} \left(\frac{s_{\rm fin}}{t_{\rm fin}}\right)^{0.1134}$$
(5)

式中 λ_{f} 与为翅片导热系数, l_{e} 为平板热管冷凝段长度, Re_{f} 和 Pr_{f} 为流体的雷诺数和普朗特数,散热翅片厚度 t_{fin} 、间距 s_{fin} 、高度 H_{fin} 决定了冷端换热系数的大小,同时翅片的几何参数和数目又决定了其换热面

积。因此,在冷凝段翅片与流体温差不变的前提下, 通过对散热翅片几何参数进行设计,优化平板热管 冷凝段换热系数与换热面积,以提高热管理系统换 热量,改善电池性能。

这里以10 m/s的入口速度、20 ℃的空气温度为 例,分析翅片高度、翅片间距、翅片厚度、翅片长度对 平板热管冷端对流换热量的影响规律。其中翅片高 度变化为 1~140 mm, 翅片间距变化为 1~100 mm。 图 10(a)展示了翅片高度与对流换热量之间的关系。 对流换热量随翅片高度增加而逐渐增大,此时会同 步提升换热面积,增大换热量。当翅片高度增加至 80 mm时,继续增大会导致翅片效率降低,此时翅片 效率下降速率大于换热面积增加速率,导致对流换 热量缓慢减小。此外,翅片高度的持续增加会增大 设计难度,提升成本,且易造成积尘现象,影响翅片 使用寿命。因此,在实际设计时存在最优的翅片高 度,使得系统对流换热量最大。图10(b)展示了翅片 间距与对流换热量的关系,换热量随翅片间距减小 而逐渐增大,且变化速率逐渐加快,在翅片间距小于 10 mm 时换热量的变化更为明显。当翅片间距为从 10 mm减小至2 mm时,冷端换热量可由9.5 W/℃显著 提升至37.9 W/℃。当翅片间距过小时,会增大换热



Fig. 10 Influence of height and space of cooling fins on heat transfer capacity

阻力,并易造成翅片堵塞。综上,初步确定翅片间距为3mm,翅片高度为80mm。

进一步探究翅片厚度、翅片长度对换热量的影响规律,结果分别如图11(a)和11(b)所示。系统对流换热量随翅片厚度减小而先增大后减小,存在一个最优的翅片厚度取值。当翅片厚度减小时,翅片数目增多,使得系统换热面积增大。但翅片厚度过小时会降低翅片效率,从而减小换热量。同时也降低了系统结构强度。系统对流换热量随翅片长度的增加而线性增大,但过长的翅片长度会增大系统质量,降低结构强度,同时也受到系统空间几何尺寸的制约。这里为保证结构紧凑,翅片长度与平板热管宽度相同,均为148.3 mm。翅片厚度设置为1 mm。因此,经过初步设计后的散热翅片结构参数如表4 所示。



Fig. 11 Influence of thickness and length of cooling fins on heat transfer capacity

基于优化后的散热翅片参数,加工设计出如图12 所示的平板热管结构。将加工的平板热管与3并4 串的L148N50锂离子电池模组结合,构成热管理系 统,通过图13所示的方案进行实验测试。该测试系 统由平板热管(带散热翅片)、电池模组、充放电仪、 温度测量与数据采集系统、风速仪等组成。将由12

 Table 4
 Structural parameters of FHP cooling fins

Parameter	Value
Number of fins	25
Height of fins/mm	80
Space between fins/mm	3
Length of fins/mm	148.3
Thickness of fins/mm	1

个电池单体构成的电池模组置于平板热管毛细芯侧 外壳表面,充放电仪(Digatron EVT300-0600)对电池 进行充放电并提供负载,收集各电芯充放电状态时 的电流、电压、容量等参数。将24支热电偶布置于每 个电池单体的两侧表面。通过数据采集仪(Agilent 34972A)收集测点温度数据,并以1s的间隔同步至 计算机。为了降低平板热管与电池表面的接触热 阻,在平板热管蒸发段表面上涂布导热硅脂(导热系 数约为2W/(m·K)),同时可保证电池模组与平板热 管接触牢靠。此外,在平板热管底部用隔热垫包覆, 避免热量传递到地面。平板热管冷端采用空气冷 却,并结合系统实际尺寸,设计冷凝段风道构型。风 道由亚克力板经裁剪、粘接后制成,可实现与散热翅 片、平板热管、风速仪、空气制冷片、风扇等结构的紧 密贴合,并配套选择相应的风扇规格(12 V,尺寸 120 mm×120 mm×38 mm)。通过风速仪测量冷端入 口风速,实验测试过程中维持风速5 m/s。



Fig. 12 Structure of the flat heat pipe



Temperature data collector K-type thermocouples

Fig. 13 Schematic diagram of the FHP-based BTMS experimental system devices

由于系统尺寸较大,超过了恒温恒湿箱的空间 范围,因此在保证实验安全的情况下,将热管理系统 置于室温环境下进行测量,即平板热管除底面外的 其余各面与电池表面均处于自然对流条件。环境温 度维持在 20℃,且与热管理系统的初始温度相同。 具体实验步骤如下:

(1)将电池模组置于实验室内,搁置1h。采用恒 压-恒流充电方式将电池充满电,搁置1h。以0.5C 倍率放电至90%α_{soc},搁置10h以上,直至电池表面 温度与环境温度均处于20℃附近,方可进行下一组 放电测试。

(2)将平板热管底部用隔热垫包裹,以1C倍率恒 流放电至10%α_{soc},记录整个过程中电池端电压和表 面温度的数据。

(3)将步骤(2)中放电倍率分别设置为0.5C、1.5C 恒流放电,重复步骤(1)~(2)。

选取1.5C放电倍率的实验测试结果进行分析, 同时与仿真结果进行对比,以验证第2节建立的系统 模型准确性。计算实验相对不确定度,其最大值小 于1.35%^[25]。图14(a)显示了放电过程结束时电池单 体01~12的表面温度分布情况,仿真与实验结果的最 大误差小于2.7℃,且实验测试的电池温度整体偏 高。分析实验与仿真的结果差异来源,一方面,由于 系统整体尺寸较大,超过了恒温恒湿箱的空间范围, 因此在保证实验安全的情况下,将热管理系统置于 实验室内的室温环境下进行测量,环境温度出现波 动,同时随着电池温度的升高,模组附近环境温度升 高,这会恶化模组的散热效果;此外,实验过程中在 电池模组周围加装一层亚克力板,以便将电池模组 与冷却翅片分隔开,这将影响电池模组与环境的对 流换热,导致电池模组左侧电芯(电芯01~03)温度的 进一步升高:同时,在实际的测试过程中,冷端风速 与风温也会出现波动,而在仿真过程中它们的数值 被设置为常数。上述因素均会导致实验与仿真结果 存在差异。图 14(b)显示了靠近冷凝段的 12 号电芯 的表面温度变化,实验与仿真的最大绝对误差小于 2.4℃。二者在电池放电的前半段较为接近,但在实 验快结束时,由于电池模组周围散热效果较差,导致 升温速度高于模拟结果。总体而言,实验测试和仿 真分析得到的电池热特性结果吻合较为良好。

由于充放电仪量程有限,实验测试中电池模组 无法进行更高倍率的充放电测试。为同步模拟高放 电倍率下平板热管的散热与均温特性,加工设计了 12个铝制加热块(尺寸与电池相同)来模拟动力电池 高倍率产热。对采用加热块代替电池产热造成的误 差进行评估,图15展示了9号加热块/9号电池在整个 加热/放电过程中温度测点随时间的变化趋势。首先



对比采用加热块加热的仿真与实验结果间的差异, 实验与仿真的最大绝对误差小于1.7℃,造成该误差 的原因与图14基本相同。同时对比采用加热块的仿 真结果和在同环境温度下动力电池3C放电的仿真结 果,在整个加热/放电过程中,加热块与电池相同位置 处的测点温升绝对误差始终在1.8℃以下,相对误差 小于6%,仿真结果体现了采用加热块近似代替电池 产热进行实验测试的合理性。图16展示了加热块发 热功率为45W(折合电池放电倍率约3C)结束时刻 的各测温点温度分布情况(6号加热块温度测点误差 较大,这里舍去),各测点温度控制在50℃附近,同时



Fig. 15 Comparison of heat block and battery cell



测点温差约为2.3℃。这表明优化后的方案可在保 证均温性的同时,进一步强化了热管理系统的散热 性能。

3.3 平板热管式热管理方案性能综合评估

在 3.2 节优化设计的平板热管冷端散热翅片结构基础上,进一步采用常温(20℃)或低温(-20℃)风冷的形式,探究优化后的热管理方案在电池 3C 放电倍率,20℃环境温度下的散热性能,并分别与无热管理的空白对照方案、平板热管冷端自然对流的空白对照方案进行对比,如图 17 所示。

从对比图中分析可知,采用冷端加装翅片的平

板热管,冷端风温为室温时,电池模组平均温度由 59.8℃降低至51.9℃,散热效果良好。相比于初始方 案的56.3℃,温度降幅提高7.8%。进一步,通过降低 冷端风温,可以使散热效果得到明显改善。由于电 动航空器的飞行海拔较高,可以通过引入环境低温 风进行散热,采用-20℃的冷凝端风温可将系统的散 热性能进行进一步优化,电池平均温度降低至 45.7℃。相比于初始方案改善了18.83%,且此时电 池模组最高温度可被控制在50℃以内。此条件下的 电池热特性更加接近3.1节中水冷布置方案,散热能 力得到了明显的提高。

虽然此优化方案的散热能力与水冷方案相当, 但其最大特点就是系统的轻量化程度明显好于水 冷。如表5所示,实际中若要实现3.1节所述水冷方 案,需采用水泵、水槽、散热器等复杂的布置结构。 以参考文献[26]中的水冷系统方案为评估对象,图 18(a)和图18(b)呈现了实现200 L/h流量的水泵与此 时对应的风冷散热器散热功率情况,二者功率分别 约为11 W和35 W。而采用基于平板热管的风冷热 管理方案的方式,冷端采用风扇鼓风,根据风扇工作 参数,此时风扇功率约为17 W,如图19(a)所示。因 此对比平板热管与液冷两种散热方案的总能耗,采 用平板热管总能耗可降低63%以上,如图19(b)所





示。且平板热管式热管理系统轻量化程度更好,不 算冷却附件,估算平板热管质量约为0.525 kg,水冷 板质量约为0.795 kg,平板热管质量比水冷板轻30% 以上。在包含冷却附件的前提下,平板热管冷凝段 散热翅片仅重0.8 kg,而考虑到水冷散热端的水泵、 水槽、散热器等附件的额外质量,水冷方案的局限性 将更为明显。因此综合比较分析,优化后的基于平 板热管的风冷热管理方案散热系统,在散热能力尽 可能接近水冷的情况下,有着更低的功耗和更轻的 系统质量,是电动航空飞行器动力电池热管理的更 优方案。

Table 5 Comparison of optimized FHP scheme with liquid cooling methods

Optimized FHP	Liquid cooling
Battery module	Battery module
FHP	Liquid cooling plate
Cooling fins	Water pump
Cooling electric fan	Water tank
Air duct	Radiator (fan)
-	Pressure/flow gauge
-	Flow valve and connecting pipe





本小节针对平板热管热管理系统进行优化,通 过增大冷端散热面积、降低冷端风温的方式大幅提 高系统散热能力,散热效果趋近水冷方案的同时在 系统质量、耗功等方面较水冷方案优势明显,初步验 证了平板热管应用于航空用锂离子电池高倍率放电 下热管理的可行性。

4 结 论

本文通过仿真计算的方式分析了基于平板热管 的锂离子电池热管理方案应用于航空涡轮混合电推 进系统的可行性,得出主要结论如下:

(1)当放电倍率超过3C时,初步设计的平板热管 方案锂离子电池热特性无法满足要求,其最高温度 超过50℃。与水冷方案进行初步比较,平板热管方 案的锂离子电池平均温度要高出19℃。因此针对基 于平板热管的热管理系统,优先需要解决其在电池 高放电倍率下散热能力不足的问题。在冷凝段采用 风冷冷却的前提下,提升平板热管冷凝段对流换热 系数对电池模组热特性影响较小。可通过增大冷凝 段换热面积、降低冷凝段温度等方式改善电池模组 热特性。

(2)通过优化设计平板热管冷凝段散热翅片结构参数,改善原方案的系统散热性能。通过适当增大翅片高度、减小翅片间距、减小翅片厚度、增大翅片长度等方式可增大翅片换热量,提高热管理系统散热能力。其中翅片高度与翅片厚度均存在使系统换热量达到最优的极值点。对优化后的平板热管式键离子电池热管理系统进行实验测试,可实现较好的温控和均温性能,在模拟3C放电倍率的试验测试中系统温度保持在50℃附近,表面测点的最大温差在2.3℃以内。同时将实验与仿真结果对比,温度误差小于2.7℃。

(3)综合评估优化后的平板热管式锂离子电池 热管理系统热特性,在优化方案基础上,结合航空器 高空巡航工况的环境温度,平板热管换热性能将得 到进一步提升,在3C放电倍率下电池最高温度低于 50℃,与原方案相比电池平均温度可降低10.6℃,降 幅达18.83%。与水冷方案进行散热性能对比,平板 热管优化方案的散热能力与水冷相当,但系统减重 30%,能耗降低约63%。

致 谢:感谢国家自然科学基金的资助。

参考文献

[1] 吴 雄,沈 勋,宋汉强.无人机用混合动力系统综

合分析[J]. 推进技术, 2022, 43(11): 210719. (WU X, SHEN X, SONG H Q. Comprehensive analysis of hybrid system for unmanned aerial vehicle[J]. Journal of Propulsion Technology, 2022, 43(11): 210719.)

推 进

技 术

- [2] CEN J W, JIANG F M. Li-ion power battery temperature control by a battery thermal management and vehicle cabin air conditioning integrated system [J]. Energy for Sustainable Development, 2020, 57: 141-148.
- [3] LIN J Y, LIU X H, LI S, et al. A review on recent progress, challenges and perspective of battery thermal management system [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2021, 167: 120834.
- [4] 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[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2016, 64: 106-128.
- [5] LUO Y W, QIAN Y P, ZENG Z Z, et al. Simulation and analysis of operating characteristics of power battery for flying car utilization [J]. eTransportation, 2021, 8: 100111.
- [6] 张扬军,钱煜平,诸葛伟林,等.飞行汽车的研究发展与关键技术[J].汽车安全与节能学报,2020,11 (1):1-16.
- [7]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,
 2019,64:682-693.
- [8] RAO Z H, WANG S, WU M, et al. Experimental investigation on thermal management of electric vehicle battery with heat pipe[J]. Energy Conversion and Management, 2013, 65: 92-97.
- [9] WANG Q, JIANG B, XUE Q F, et al. Experimental investigation on EV battery cooling and heating by heat pipes [J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 88: 54-60.
- [10] 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): 3485-3496.
- [11] YE X, ZHAO Y H, QUAN Z H. Thermal management system of lithium-ion battery module based on micro heat pipe array[J]. International Journal of Energy Research, 2018, 42(2): 648-655.
- [12] MO X B, HU X G, TANG J C, et al. A comprehensive investigation on thermal management of large-capacity pouch cell using micro heat pipe array [J]. International Journal of Energy Research, 2019, 43 (13) : 7444-7458.
- [13] WANG Y Q, DAN D, XIE Y, et al. Study on the influ-

ence of flat heat pipe structural parameters in battery thermal management system [J]. Frontiers in Energy Re-

[14] 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(9):1023-1030.

search, 2022, 9:996.

- [15] TRAN T H, HARMAND S, DESMET B, et al. Experimental investigation on the feasibility of heat pipe cooling for HEV/EV lithium-ion battery [J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 63(2): 551-558.
- [16] ZHANG Q, CAO G L, ZHANG X W. Study of wet cooling flat heat pipe for battery thermal management application
 [J]. Applied Thermal Engineering, 2023, 219: 119407.
- [17] 李仁政.基于平板热管的电动汽车动力电池水冷式 热管理系统散热性能研究[D].镇江:江苏大学, 2019.
- [18] CHEN K, HOU J S, SONG M X, et al. Design of battery thermal management system based on phase change material and heat pipe [J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 188: 116665.
- [19] BERNARDI D, PAWLIKOWSKI E, NEWMAN J. A general energy balance for battery systems[J]. Journal of the Electrochemical Society, 1985, 132(1).
- [20] XIE Y, ZHENG J T, HU X S, et al. An improved resistance-based thermal model for prismatic lithium-ion battery charging [J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 180: 115794.
- [21] LI W, XIE Y, ZHANG Y J, et al. A dynamic electrothermal coupled model for temperature prediction of a prismatic battery considering multiple variables [J]. International Journal of Energy Research, 2021, 45(3): 4239-4264.
- [22] 刘霏霏. 微热管在电动汽车电池热管理系统中应用关 键技术研究[D]. 广州: 华南理工大学, 2016.
- [23] ZHANG Z Q, WEI K. Experimental and numerical study of a passive thermal management system using flat heat pipes for lithium-ion batteries[J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 166: 114660.
- [24] WANG Y Q, DAN D, ZHANG Y J, et al. A novel heat dissipation structure based on flat heat pipe for battery thermal management system [J]. International Journal of Energy Research, 2022, 46(11): 15961-15980.
- [25] SHEIKHOLESLAMI M, GANJI D D. Heat transfer improvement in a double pipe heat exchanger by means of perforated turbulators [J]. Energy Conversion and management, 2016, 127: 112-123.
- [26] 徐晓明.电动汽车冷却系统热流场的协同分析与水冷 关键问题研究[D].南京:南京航空航天大学,2012.

(编辑:朱立影)

Simulation analysis of lithium-ion battery thermal management system based on flat heat pipe

WANG Yueqi¹, QIAN Yuping¹, XIE Yi², LI Weifeng¹, ZHANG Yangjun¹

(1. School of Vehicle and Mobility, Tsinghua University, Beijing 100084, China;2. College of Mechanical and Vehicle Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, China)

Abstract: Lithium-ion battery is the key subsystem of aviation hybrid electric propulsion systems. This paper designs and evaluates the thermal management scheme of aviation lithium-ion batteries based on flat heat pipe (FHP). Firstly, the model of a lithium-ion battery module was established and verified. Besides, the FHP scheme was preliminarily designed and simulated. On the basis of original scheme, the structural optimization design of FHP cooling fins was carried out and the heat dissipation effect was validated by experiment. The results show that the optimized scheme can improve the heat transfer capacity of the system. Based on the optimized FHP and combined with the ambient temperature of aircrafts high-altitude cruising condition, the FHP heat transfer performance will be further improved. The battery average temperature can be reduced by 10.6 $^{\circ}$ C with a decrease of 18.83%. The heat dissipation capacity of FHP is equivalent to that of liquid cooling, but the system weight can be reduced by 30%, while the system energy consumption can be reduced by about 63%.

Key words: Hybrid electric propulsion; Lithium-ion battery; High discharge rate; Thermal management; Flat heat pipe

Received : 2023–05–05 ; Revised : 2023–06–30. DOI : 10.13675/j.cnki. tjjs. 2305003 Foundation item : National Natural Science Foundation of China(U1864212). Corresponding author : ZHANG Yangjun , E-mail : yjzhang@tsinghua.edu.cn