

文章编号: 1000-8055(2023)10-2395-12

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20210665

基于热网络的储能翅片管温度响应计算模型

殷健宝, 邢玉明, 王仕淞, 侯 煦, 王子贤, 许 泽

(北京航空航天大学 航空科学与工程学院, 北京 100191)

摘 要: 为了解决空载高能武器储能冷却设备出口温度的快速计算问题, 提出了一种二维热网络模型, 用于翅片管式储能换热器在储能阶段的温度响应预测。建立了等效热阻模型, 并引入了等效导热系数来考虑自然对流对相变材料融化的影响。在不同体积流量、入口温度、翅片结构和相变材料下与焓-多孔介质法模拟结果进行了对比, 验证了热网络模型的准确性, 石蜡类相变材料平均出口温度最大误差为 0.634 K。热网络模型相比焓-多孔介质法节约了 99% 的计算时间, 可以有效地用于复杂翅片管式储能系统的设计和优化。

关 键 词: 空载武器冷却; 潜热储能系统; 热网络; 翅片管; 等效导热系数

中图分类号: V259

文献标志码: A

Temperature response model of finned tube for latent heat storage based on thermal network

YIN Jianbao, XING Yuming, WANG Shisong, HOU Xu, WANG Zixian, XU Ze

(School of Aeronautic Science and Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China)

Abstract: To solve the problem of fast calculation of the outlet temperature response of the latent heat storage cooling equipment for airborne high-energy weapons, a two-dimensional thermal network model was proposed to predict the temperature response of the finned tube heat exchanger during the energy storage stage. An equivalent thermal resistance model was established, and equivalent thermal conductivity was introduced to consider the influence of natural convection on the melting of phase change materials. The results were compared with the enthalpy-porous method simulation results under different flow rates, inlet temperatures, fin structures and phase change materials, which verified the accuracy of the thermal network model. The maximum error of the average outlet temperature of paraffin phase change materials was 0.634 K. Compared with the enthalpy-porous method, the thermal network model saved 99% of the calculation time, and can be effectively used in the design and optimization of complex finned tube latent heat storage systems.

Keywords: cooling of high-energy weapons; latent heat energy storage system; thermal network; finned tube; effective thermal conductivity

空间应用热管理系统技术的进步对于处理高热流系统和降低总体质量至关重要^[1]。相变材料(phase change materials, PCM)是一种理想的热管理材料, 可以利用相变材料的融化和凝固过程吸

收和释放大热量, 有储能密度高和相变过程温度变化小的优点^[2]。将相变材料集成到换热设备中有助于为传热设备提供额外的热管理能力, 在航空热管理^[3-4]和航天器热管理^[1,5]有广泛的应用

收稿日期: 2021-11-23

基金项目: 航空科学基金(20172851018)

作者简介: 殷健宝(1997—), 男, 硕士生, 主要从事储能技术研究。

通信作者: 邢玉明(1966—), 男, 教授、博士生导师, 博士, 主要从事燃烧、多相流动和储能技术研究。E-mail: xym505@126.com

引用格式: 殷健宝, 邢玉明, 王仕淞, 等. 基于热网络的储能翅片管温度响应计算模型[J]. 航空动力学报, 2023, 38(10): 2395-2406. YIN Jianbao, XING Yuming, WANG Shisong, et al. Temperature response model of finned tube for latent heat storage based on thermal network[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(10): 2395-2406.

和前景。特别在空载高能激光武器热管理上,相变材料有助于提高空载冷却设备的功率和降低尺寸^[6]。Shanmugasundaram 等人^[7]在空载激光武器热管理平台引入相变材料部件,最高可以节约 36% 的系统质量。

但是除金属相变材料外,大多数相变材料存在导热系数较低的缺点,对储能系统储热/放热的效率有不利影响,制约了其进一步的发展。目前主要有两种强化相变材料侧换热的方法:添加高导热系数材料和添加翅片。高导热系数材料主要可以分为宏观高导热材料^[8-9]、多孔材料^[10-11]和高导热纳米粒子^[12]。另一种方法是通过在相变材料侧添加翅片来增加换热面积,翅片主要有环肋^[13]、直肋^[14]和针肋^[15]三种类型,除此之外还有分形翅片^[16]和拓扑翅片^[17]等近年来备受关注的翅片类型。与其他方法相比,添加翅片具有施工成本低,制造简便,易于维护^[18]的优点。Mazhar 等人^[19]开发了一种采用 RT-25 翅片的波纹管换热器单元,翅片尺寸为 40 mm×90 mm,间距为 10 mm,在 900 s 的工作时间内,融化和凝固阶段的有效导热系数相比纯相变材料分别提高 1.38 倍和 4.75 倍,热传导效率提高了约 53.1%。Gil 等人^[20]研究了翅片在 1.273 m×0.527 m×0.273 m 的管壳式换热器中的作用,翅片尺寸为 0.25 mm×0.25 mm×0.5 mm,间距为 10 mm,添加翅片使得系统的石蜡总质量降低了 8.8%,但能提高 25.83% 的有效导热系数。

建立一个可靠有效的模型是开发优化相变储能系统的重要基础,而且不必进行大量的实验。有限体积法(finite volume method, FVM)是一种非常有效的近似数值方法,利用该工具进行相变储能换热器的开发优化,能够研究实验中不易测得的数据和现象。例如相变材料的固液界面的变化和自然对流现象等。相变材料模拟常用的模型有焓-多孔介质法^[21]、体积分数法^[22](volume of fluid, VOF)和格子玻尔兹曼方法^[23](lattice Boltzmann method, LBM)。这些数值方法已经被证实具有足够的准确性,被广泛应用到小规模模拟上。由于 FVM 需要在多个计算单元中求解控制方程,大型系统的模拟意味着更多的网格量和计算资源,所以需要一种兼顾准确性和计算效率的模型。

热网络模型是一种简化模型,也称热阻热容法(resistance capacity, RC),通过将热流传播过程等效为电路中的电流流动,忽略结构细节来大大降低计算量。热网络法在相变储能领域的应用越

来越受到重视。Gao 等人^[24]建立了定形复合相变建筑材料的一维热网络模型,对建筑地表温度和热流的计算误差分别为 0.42 K 和 15%,具备较高的计算效率和精度。Ling 等人^[25]利用相变材料对锂电池组进行热管理,建立了简单的热网络模型进行计算,减少了 99% 的计算时间,电池温度的平均预测误差在 1 K 以内。

热网络在相变储能换热器的应用尚不成熟。在矩形相变材料域板式换热器中,Neumann 等人^[26]结合热网络模型和矩形间隙中相变材料融化自然对流强度的关系式^[27],得到了 COMSOL 软件计算板式储能换热器的简化模型,热网络法出口温度和相变材料平均温度与数值模拟相比相差分别为 0.62 K 和 0.85 K,计算时间缩短了 20~30 倍。

在管式储能换热器热网络模型的建立方面,Tay 等人^[28]开发了一种新的柱状相变材料热阻的计算公式,并在管壳式储能换热器中进行了模型验证,证实在相变材料凝固阶段或者较长管程的情况下,模型具有较好的准确性。因为没有考虑自然对流,所以融化阶段的预测误差较大,通过增长管程可以有效降低相变材料热阻在总热阻的占比,进而提高准确度。Tian 等人^[29]在此基础上进一步结合 Amin 等人^[30]提出的球状水/水合盐类相变材料的等效导热系数准则式,实现了流体出口温度的动态预测,将文献^[28]中储能容量的计算误差降低到了 1.86%~8.81%。其验证实验的相变材料局限于水合盐类且换热器管程仍在 5.46 m 以上,流体温度约在 238~293 K 之间,动力黏度在 $2.7 \times 10^{-3} \sim 1.2 \times 10^{-2}$ Pa·s 之间,约为 323 K 常压液态水的 5~22 倍,导致实验均处于层流工况,所以不能排除是由于相变材料侧热阻占总热阻比例降低导致的精度提升。通过引入等效导热系数提高文献^[28]热阻模型精度的方法还需要进一步验证,比如提高相变材料侧热阻占比和采用不同的相变材料。

就实际应用而言,翅片管具备更好的传热效果,但热网络模型更为复杂,相变材料单元受两个方向的热流加热,而这方面的研究比较少。为了拓展热网络模型在翅片管式储能换热器中的应用,Tay 等人^[31]将翅片管热阻按热流方向分为垂直于管壁和平行与管壁两个部分,并引用系数 P 来定义两方向热阻占总热阻的大小,可以准确预测换热器的效率。但 P 由数值模拟结果拟合,而且和多个物理量有关,例如翅片密度、厚度和相

变材料种类等,如果要实际应用,需要进行较大的前置工作。目前需要一种高效准确的方法能直接用于预测翅片管储能换热器的温度输出结果,进而对系统效率和功率输出进行判断。

本文提出了一种简单的翅片管式换热器的二维热网络计算模型,引入等效导热系数的经验公式来考虑自然对流的作用,提高计算精度。此外还建立了焓-多孔介质模型对热网络模型进行了验证,在不同体积流量、入口温度、翅片结构和相变材料下与焓-多孔介质模拟结果进行了对比。石蜡类相变材料的准确性更好,平均出口温度最大误差为 0.634 K,验证了热网络模型的准确性。相比焓-多孔介质法,热网络模型兼顾了计算效率和准确率,可以用于复杂系统的计算。

1 焓-多孔介质模型

1.1 翅片管式储能换热器单元物理模型

图 1(a)和图 1(b)描述了翅片管换热器单元的三维模型和沿传热流体(heat transfer fluid, HTF)方向的截面图,本文主要研究换热器的储能过程,热流体均沿重力方向从图中上方流入,下方流出,将热量储存到相变材料中。图 1(c)是单元的部分参数示意图。 r_i 是热流体流动的几何半径; r_o 是外管壁的半径; r_{fin} 是翅片的几何半径; r_{max} 是理想融化状态下相邻两管固液界面最初的交点离圆管轴线的距离; δ_{fin} 是翅片的厚度; d_{fin} 是相邻两个

翅片之间的距离。其中最基本模型中, $r_i=4\text{ mm}$, $r_o=6\text{ mm}$, $r_{fin}=26.5\text{ mm}$, $r_{max}=27.5\text{ mm}$, $\delta_{fin}=1.5\text{ mm}$, $d_{fin}=20\text{ mm}$,换热单元总长为 280 mm。所用相变材料的热物理参数如表 1 所示,表中 ρ 、 c_p 、 L 、 k 、 T 、 μ 和 β 分别代表密度、比定压热容、潜热、导热系数、温度、动力黏度和体膨胀系数;下标 solidus 和 liquidus 分别代表相变材料刚开始融化的状态和相变材料全部融化时的状态。RT 系列石蜡为德国 RubiTherm 公司生产的标准化石蜡,后面的数字代表大致的熔点。值得注意的是,PCM0(水)不同于其他 4 种石蜡类相变材料,它固(液)两态的比定压热容和导热系数差异较大,分别为 2 095(4 190) J/(kg·K)和 2.2(0.6) W/(K·m)。

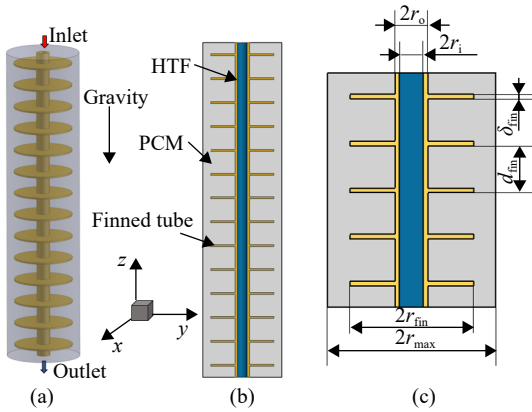


图 1 物理模型示意图和参数示意图
Fig. 1 Physical model schematic diagram and parameter schematic diagram

表 1 相变材料热物性参数
Table 1 PCM thermophysical parameters

参数	数值				
	PCM0 ^[32]	RT27 ^[33-34]	RT35 ^[35-36]	RT42 ^[37-38]	RT58 ^[39-40]
$\rho_{\text{solidus}}/(\text{kg}/\text{m}^3)$	910	880	860	880	900
$\rho_{\text{liquidus}}/(\text{kg}/\text{m}^3)$	1 000	760	770	760	760
$c_p/(\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K}))$	4 190	2 000	2 000	2 000	2 100
$L/(\text{kJ}/\text{kg})$	334	189	170	165	180
$k/(\text{W}/(\text{K}\cdot\text{m}))$	0.6	0.2	0.2	0.2	0.2
$T_{\text{solidus}}/\text{K}$	273	298	302	311	321
$T_{\text{liquidus}}/\text{K}$	273	300	309	315	335
$\mu/(\text{Pa}\cdot\text{s})$	0.001	0.02	0.023	0.023 51	0.269
$\beta/(1/\text{K})$	0.000 2	0.000 5	0.000 6	0.000 5	0.000 11

1.2 控制方程

换热单元的储能过程包括热流体和内管壁的强迫对流、翅片的导热和相变材料的融化,本文

数值模拟均采用焓-多孔介质法,用于计算单元出口温度,与热网络模型结果进行对比。为了简化换热单元的数值模型,本文做了以下简化:

1) 热流体(水)和液态相变材料均视为不可压缩的牛顿流体,相变材料密度采用 Boussinesq 近似,用于在小温度变化下简化由浮力项所引起的自然对流。

2) 热流体的进口流速和温度被视为恒定,流动过程忽略黏性耗散和体积力对流体做的功。

3) 换热单元的初始温度是恒定且均匀的,其中各个材料也是各项同性的,忽略相变过程中相变材料的密度变化,单元外壁与外界绝热。

1.2.1 强制对流的导热模型

连续性方程:

$$\nabla \cdot \mathbf{V} = 0 \quad (1)$$

动量方程:

$$\rho_h \frac{\partial \mathbf{V}}{\partial t} + \rho_h \mathbf{V} (\nabla \cdot \mathbf{V}) = \mu_h \nabla^2 \mathbf{V} + \rho_h \mathbf{g} - \nabla P_h \quad (2)$$

能量方程:

$$\rho_h c_{p,h} \frac{\partial T_h}{\partial t} + \rho_h c_{p,h} \mathbf{V} \cdot \nabla T_h = \nabla^2 (k_h T_h) \quad (3)$$

1.2.2 铜管和翅片的导热模型

能量方程:

$$\rho_{Cu} c_{p,Cu} \frac{\partial T_{Cu}}{\partial t} = \nabla^2 (k_{Cu} T_{Cu}) \quad (4)$$

1.2.3 固液相变模型

连续性方程:

$$\nabla \cdot \mathbf{V} = 0 \quad (5)$$

动量方程:

$$\rho_p \frac{\partial \mathbf{V}}{\partial t} + \rho_p \mathbf{V} (\nabla \cdot \mathbf{V}) = -\nabla P_p + \mu_p \nabla^2 \mathbf{V} + \rho_p \beta g (T_p - T_{ref}) + \mathbf{S} \quad (6)$$

其中

$$\mathbf{S} = -A_m \frac{(1-\xi)^2}{\xi^3 + 0.001} \mathbf{V} \quad (7)$$

$$\xi = \begin{cases} 0 & T \leq T_{solidus} \\ \frac{T - T_{solidus}}{T_{liquidus} - T_{solidus}} & T_{solidus} < T < T_{liquidus} \\ 1 & T \geq T_{liquidus} \end{cases} \quad (8)$$

能量方程:

$$\frac{\partial (\rho_p h_p)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_p \mathbf{V} h_p) = \nabla \cdot (k_p \nabla T_p) - \rho_p L \frac{\partial \rho_p}{\partial t} \quad (9)$$

式中 $\mathbf{V}$ 为速度矢量; P 为静压; g 为重力加速度; $\mathbf{S}$ 为动量源项; h 为总焓; β 为相变材料体膨胀系数;

ξ 为相变材料的液体百分数,即液相比比例系数; T_{ref} 表示相变材料在参考状态下的温度,下标 h 和 p 代表热流体和相变材料。在焓-多孔介质法中,相变材料存在三种阶段:固体阶段、液体阶段和糊状阶段。 A_m 是糊状区常数,受相变材料的热物理性质影响,糊状区常数一般为 $10^5 \sim 10^8$ 之间^[21],本文取 10^5 。无量纲相变材料液体百分数 ξ 对定义糊状区性质有重要作用。

1.3 模型有效性验证

利用 ANSYS Workbench 软件进行了三维网格的绘制,采用六面体结构网格,如图 2 所示,网格的平均偏斜度为 0.06,平均正交质量为 0.98。在 ANSYS Fluent R20 软件中利用 FVM 求解了换热单元。压力-速度耦合采用 SIMPLE 算法,压力的空间离散采用 PRESTO! 算法。模型外壁面绝热,入口温度为 333 K,相变材料和翅片初始温度为 296 K。

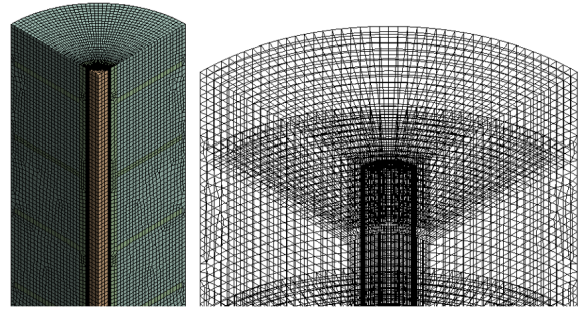
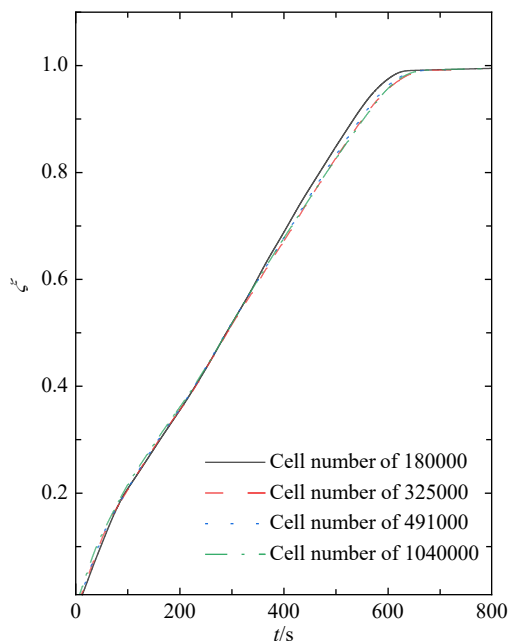
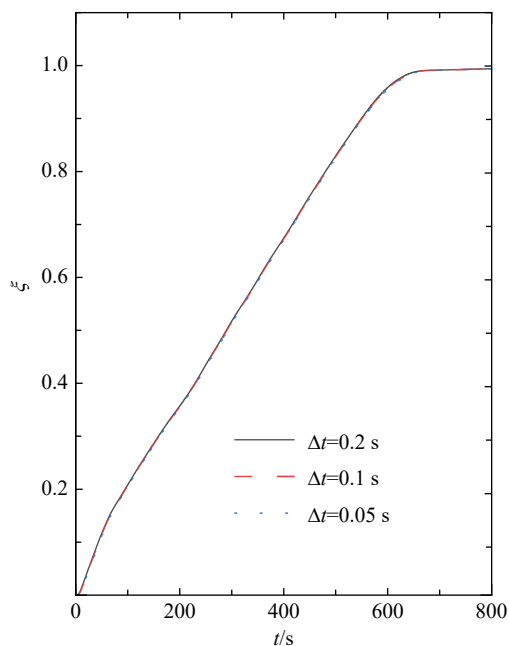


图 2 网格划分

Fig. 2 Mesh generation

为了验证计算结果与网格数量和时间步长无关,计算了不同网格数量(180 000、325 000、491 000 和 1 040 000)和时间步长(0.2、0.1、0.05 s)下换热单元液体百分数的变化情况,如图 3 所示。图中 t 为时间, Δt 为时间步长。可以看出,当网格数量由 325 000 提升到 491 000 和 1 040 000,计算结果基本不变。时间步长对结果的影响也比较小。为了减少计算量和兼顾准确性,选用 325 000 的网格量和 0.1 s 的时间步长。

为了确保计算结果的准确性,对参考文献[30, 40]中的实验进行了建模和数值模拟,并进行了比较。图 4(a)是文献[31]中换热单元的三维模型的示意图,图 4(b)是单元的实验出口温度与数值模拟结果的对比图。其中数值模拟采用 1/4 对称模型,网格数量为 325 000,时间步长为 0.1 s,外壳为自然对流条件,取自然对流传热系数为

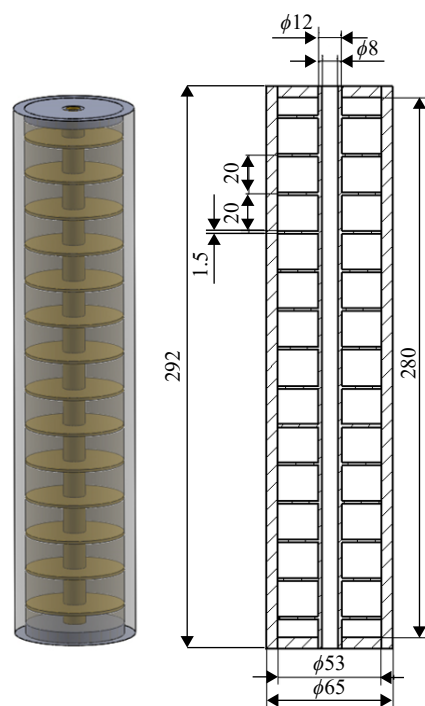
(a) 网格无关性验证 ($\Delta t=0.1$ s)

(b) 时间步长无关性验证 (网格数量为325 000)

图 3 网格无关性验证和时间步长无关性验证
Fig. 3 Grid independent verification and time step independent verification

9.4 W/(m²·K)。热流体采用水, 入口温度为 333 K, 体积流量为 0.5 L/min。相变材料采用 RT35, 物性如表 1 所示。可以看出, 数值模拟结果与文献实验结果符合良好, 实验点温度的最大相对误差最大为 3.1%。

为了进一步验证模型的准确性, 对文献 [41] 中相变材料的温度变化进行了模型验证, 模型如图 5(a) 所示, A_1 、 A_2 、 A_3 、 B_1 、 B_2 和 B_3 为温度监



(a) 换热单元的三维模型 (单位: mm)

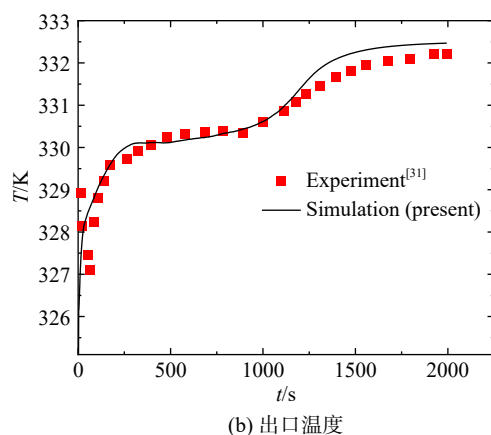


图 4 数值模拟结果与文献 [31] 实验数据对比

Fig. 4 Comparison between numerical simulation results and experimental results from Ref.[31]

测点, 图 5(b) 是对应监测点实验结果与模拟结果的对比图。其中数值模拟采用 1/4 对称模型, 网格数量为 551 360, 时间步长为 0.1 s, 外壳为自然对流条件, 取自然对流传热系数为 5 W/(m²·K)。热流体采用水, 入口温度为 346 K, 体积流量为 5 L/min。相变材料采用工业石蜡, 熔点为 321.4~335.1 K, 潜热为 115 kJ/kg, 液态比定压热容为 2 000 J/(kg·K), 密度为 820 kg/m³, 导热系数为 0.14 W/(m·K), 动力黏度为 0.033 Pa·s, 体膨胀系数为 0.000 6。实验中融化阶段结束前这 6 个监测点的平均计算误差分别为 2.1%、

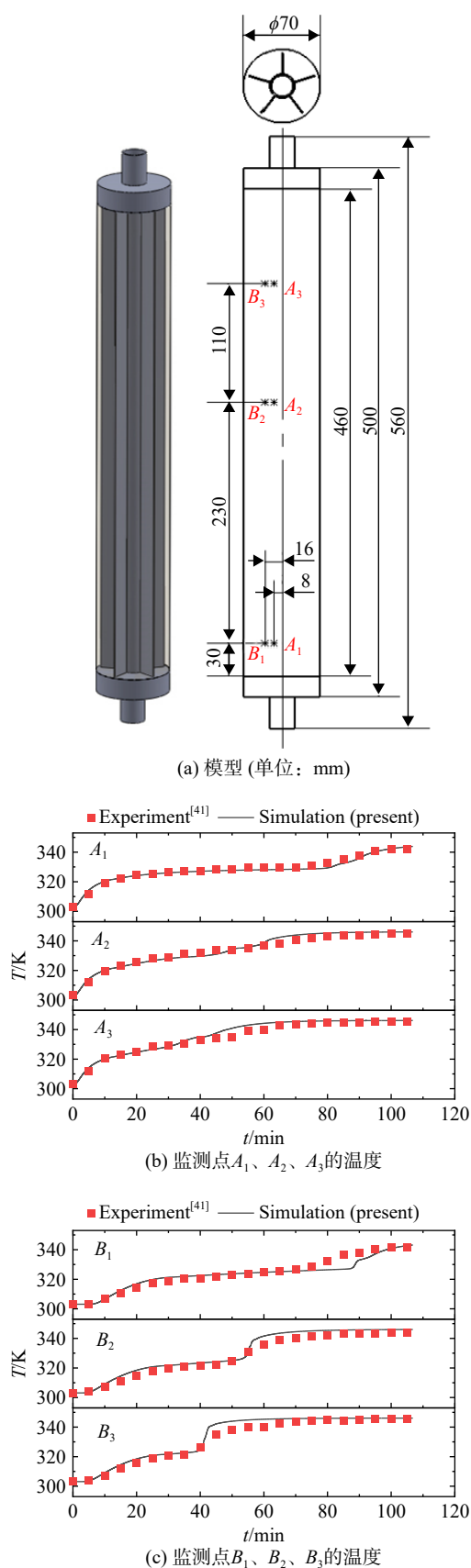


图5 数值模拟结果与文献[41]实验数据对比

Fig. 5 Comparison between numerical simulation results and experimental results from Ref.[41]

2.5%、3.6%、2.9%、5.1% 和 3.9%，最大误差分别为 7.2%、4.7%、3.6%、9.8%、8.5% 和 5.9%。误差大部分来源于数值模拟中融化阶段末期较快的升温速率，这主要是由于实验测量误差和模拟的假设（焓-多孔介质法和 Boussinesq 近似）造成的，在接受范围之内^[41]，可见相变材料融化阶段的数值模拟结果具有一定的可靠性。

2 热网络模型

由于三维数值模拟可能出现的高度复杂性和大量的资源消耗，通过热网络模型来预测热行为，可以同时兼顾准确性和计算效率。可用于电池的温控预测^[25,42]、板式储能换热器^[26]和管式储能换热器^[25]的热响应预测。本文利用 AMESIM 软件建立了一个翅片管储能换热器单元热网络模型，用于预测热流体出口温度，进而反应系统效率和功率输出情况。

下文介绍具体计算方法。为了简化热网络模型的计算，做出以下假设^[28-29,31]：

1) 在翅片管储能换热单元的相变材料侧，可将热流视作二维的，对应两种极限情况，一是热流垂直于管壁，二是热流平行于管壁，如图 6 所示。

2) 两种情况均会引起固液界面的均匀移动，即界面各点与热源的距离相同，且认为在两种热流耦合下，液相比比例系数 ξ 可直接用于界面的估算，如图 6 所示。

3) 由于相变过程中，潜热值远大于显热值，可将固液界面的温度视为相变温度。

基本模型示意图如图 7 所示，其中 R_{htf} 、 R_{wall} 、 R_{fin} 、 R_{wp} 、 R_{fp1} 和 R_{fp2} 分别代表热流体向内管壁、内管壁向外管壁、管壁向翅片、管壁向相变材料、翅面向相变材料和翅片顶端向相变材料传热的热

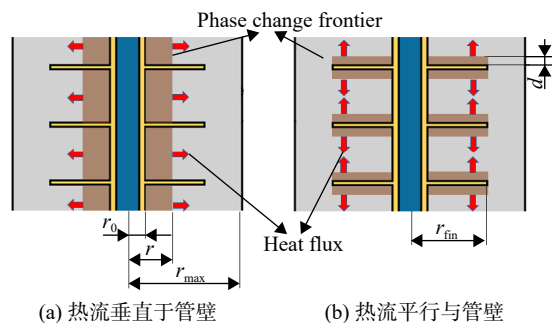


图6 两种热流下的固液界面的移动情况

Fig. 6 Phase change frontier movement under two heat flows

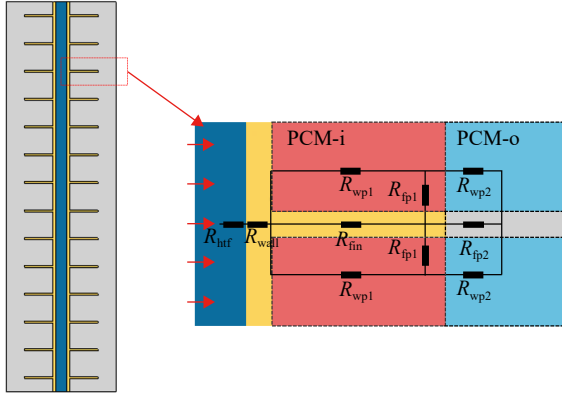


图 7 热网络示意图

Fig. 7 Thermal Network diagram

阻, R_{wp} 分为两部分, R_{wp1} 为管壁到翅片半径内相变材料的热阻, 对应区域为 PCM-i, 在图中为红色, 同时受管壁和翅片的影响, R_{wp2} 为翅片半径内相变材料向外侧相变材料的热阻, 对应区域为 PCM-o, 在图中为蓝色, 主要受内侧相变材料的影响, 热流方向垂直于管壁。

2.1 热流体强迫对流模型

当热流体流动为层流时, 即 $Re < 2300$, Nu 计算式如式(10)^[43]所示:

$$Nu_{lam} = 1.86 \left(\frac{Re \cdot Pr}{L_{tube}/D_h} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right) \quad (10)$$

$$Re = \frac{q_m D_h}{A_c \mu} \quad (11)$$

当热流体流动为湍流时, 即 $Re > 10000$, Nu 计算式如式(12)所示:

$$Nu_{turb} = 0.027 Re^{0.8} \cdot Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (12)$$

式中 Nu 、 Re 和 Pr 分别为努塞尔数、雷诺数和普朗特数; L_{tube} 为圆管的长度; A_c 为圆管的横截面积; D_h 为圆管的水力直径; μ 和 μ_w 分别为热流体在流体温度下对应的动力黏度和在壁温下对应的动力黏度; q_m 为质量流量。层流 Nu 考虑了管道的入口效应, 在 $2300 < Re < 10000$ 时, 利用平滑效用函数进行计算, 将 Re 视为 Nu 的变量, 两个端点值分别取 $Re_1 = 2300$, $Re_2 = 10000$, 计算公式如式(13)所示:

$$Nu = \frac{(1-k) \cdot Nu_{lam} + (1+k) \cdot Nu_{turb}}{2} \quad (13)$$

$$k = \tanh \left(8 \frac{Re - Re_1}{Re_2 - Re_1} - 4 \right) \quad (14)$$

2.2 相变材料热阻热容模型

相变材料在热阻网络中涉及热量的传导和储存, 这两种现象用热阻和热容实现。为了便于计算, 在热阻计算引入液相百分比 ξ , 当热流方向垂直于管壁时, 对应热阻的计算公式如式(15)~式(17)^[31]所示:

$$R_{wp1} = \frac{\ln[r(t)/r_0]}{2\pi k_p (0.5d_{fin})} = \frac{\ln \left\{ \left[\xi_1 (r_{fin}^2 - r_0^2) + r_0^2 \right]^{0.5} / r_0 \right\}}{k_p \pi d_{fin}} \quad (15)$$

$$R_{wp2} = \frac{\ln[r(t)/r_{fin}]}{2\pi k_p (0.5d_{fin})} = \frac{\ln \left\{ \left[\xi_2 (r_{max}^2 - r_{fin}^2) + r_{fin}^2 \right]^{0.5} / r_{fin} \right\}}{k_p \pi d_{fin}} \quad (16)$$

$$R_{fp2} = \frac{\ln[r(t)/r_{fin}]}{2\pi k_p \delta_{fin}} = \frac{\ln \left\{ \left[\xi_3 (r_{max}^2 - r_{fin}^2) + r_{fin}^2 \right]^{0.5} / r_{fin} \right\}}{2\pi k_p \delta_{fin}} \quad (17)$$

式中 ξ_1 和 ξ_2 分别为 PCM-i 和 PCM-o 对应的液相百分比, ξ_3 为剩余相变材料的液相百分比, 具体计算公式如式(8)所示; $r(t)$ 为固液界面的半径, 随时间而变化; k_p 为相变材料的导热系数, 本文主要研究融化阶段, 所以取液态相变材料的导热系数。

当热流方向平行于管壁, 热量由翅面传递到相变材料, 热阻计算公式如式(18)^[25]所示:

$$R_{fp1} = \frac{d(t)}{k_p A_{fin}} = \frac{\xi_1 d_{fin}}{k_p \pi (r_{fin}^2 - r_0^2)} \quad (18)$$

式中 A_{fin} 为翅面面积。在融化阶段, 需要注意自然对流的作用。Baran 等人^[44]发现套管储能换热器融化阶段固液界面的移动受自然对流主导, Jones 等人^[45]也证实柱状单元相变材料融化阶段由自然对流主导。但是添加翅片会减少相变材料内部的温差, 缩小相变材料的浮动空间, 从而阻碍自然对流, Akhilesh 等人^[46]在矩形相变材料单元中添加翅片, 一定密度下, 自然对流的影响可以忽略不计。

有效导热系数 k_{eff} 可以有效描述融化阶段的自然对流强度^[47], 与瑞利数 Ra 密切相关。Amin 等人^[30]以水为相变材料建立了对应的球形封装

融化下的有效导热系数计算公式如下: $k_{\text{eff}}/k_p = (384.75 \times 10^{-10}) Ra + 1.5859$, 其中 $6.8 \times 10^6 < Ra < 4.4 \times 10^7$, 被用于管式水合盐/冰储能换热器的热网络计算^[29], 在层流条件下符合性较好。为了进一步扩展等效导热系数在储能换热器热网络中的应用, 采用 Scanlan 等人^[48]提出的同心球等效导热系数计算公式, 如式(19)所示:

$$k_{\text{eff}}/k_p = 0.228 (Ra^*)^{0.226} \quad (19)$$

$$1.2 \times 10^2 < Ra^* < 1.1 \times 10^9, 0.7 < Pr < 4148$$

式中 Ra^* 为修正的瑞利数, 因为 PCM-i 外区域的 Ra^* 较小, 故热传导按导热处理。PCM-i 区域的 Ra^* 分为两部分, 由管壁主导的 Ra_w^* 和翅面主导的 Ra_f^* 。两者计算公式如式(20)和式(21)所示:

$$Ra_w^* = \frac{g\beta \left\{ \left[\xi_1 (r_{\text{fin}}^2 - r_0^2) + r_0^2 \right]^{0.5} - r_0 \right\}^4 (T_w - T_m)}{\nu \alpha r_0} \quad (20)$$

$$Ra_f^* = \frac{Ra_f}{Ra_w} Ra_w^* = \frac{g\beta \xi_1^3 d_{\text{fin}}^3 \left\{ \left[\xi_1 (r_{\text{fin}}^2 - r_0^2) + r_0^2 \right]^{0.5} - r_0 \right\} (T_{\text{fin}} - T_m)}{8 \nu \alpha r_0} \quad (21)$$

式中 T_{fin} 为翅片温度; ν 为运动黏度; α 为热扩散系数。在考虑自然对流的影响后, 式(15)和式(17)变为式(22)和式(23):

$$R_{\text{wpl}} = \frac{\ln[r(t)/r_0]}{2\pi k_{\text{wp,eff}} (0.5d_{\text{fin}})} = \frac{\ln \left\{ \left[\xi_1 (r_{\text{fin}}^2 - r_0^2) + r_0^2 \right]^{0.5} / r_0 \right\}}{k_{\text{wp,eff}} \pi d_{\text{fin}}} \quad (22)$$

$$R_{\text{fpl}} = \frac{d(t)}{k_{\text{fp,eff}} A_{\text{fin}}} = \frac{\xi_1 d_{\text{fin}}}{k_{\text{fp,eff}} \pi (r_{\text{fin}}^2 - r_0^2)} \quad (23)$$

式中 $k_{\text{wp,eff}}$ 和 $k_{\text{fp,eff}}$ 是 Ra_w^* 和 Ra_f^* 按照式(19)计算得到的对应的等效导热系数。相变材料的储能过程由热容实现, 类比电容^[25], 具体计算公式如式(24)所示:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\sum_{i=1}^n dh_i}{m_{\text{PCM}} c_{p,\text{eff}}(T)} \quad (24)$$

式中 dh_i 为进入相变材料热流, m_{PCM} 为 PCM 的质量, $c_{p,\text{eff}}(T)$ 为等效了潜热值后的相变材料比定压热容, 与温度有关。

以图 4 对应模型为例, 其中各参数的确定流程如图 8 所示。

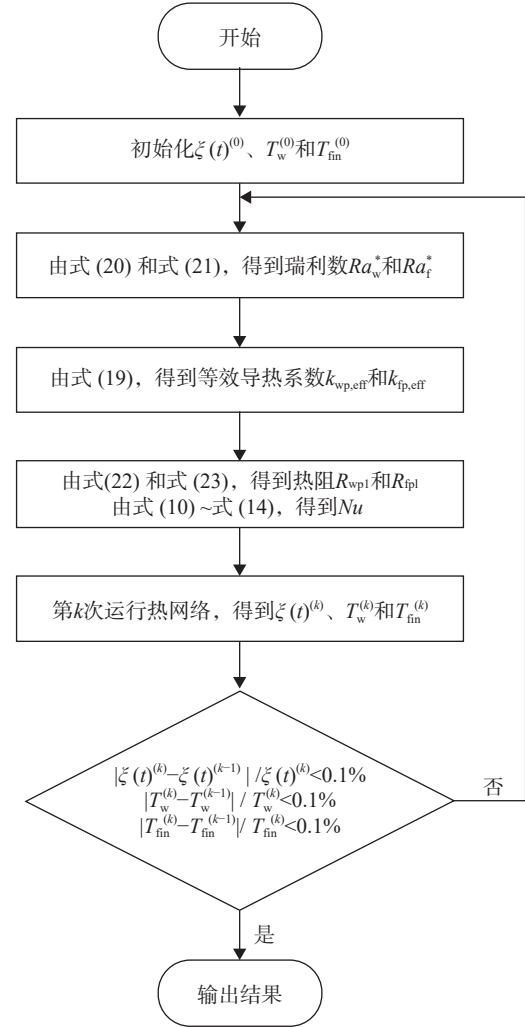


图 8 热阻计算流程图

Fig. 8 Thermal resistance determination flow chart

3 结果与讨论

通过数值模拟对不同工况下热网络模型的有效性进行了验证。若无特殊说明, 图中对应换热单元 $d_{\text{fin}}=20$ mm, $\delta_{\text{fin}}=1.5$ mm, $r_{\text{max}}=55$ mm, $r_{\text{fin}}=53$ mm。图 9 是在 333 K 入口温度时的不同体积流量下, 换热单元有限体积法(FVM)与热阻热容法(RC)计算所得的出口温度对比图。为了便于对比分析, 以出口温度斜率突变作为判断融化完成的判据^[3], 并主要研究融合结束前的温度准确性, 不考虑前 10 s 的初始计算结果。可以看出 4 种工况下最大温度误差为 0.604 K, 平均温度误差为 0.157 K, 最大融化时间误差为 7.26%, 有较好的一致性。可以看到随着体积流量的增加, 准确性也随之提高, 这主要是由于体积流量由 0.5 L/min 依次增加到 3.0 L/min 时, 热流体侧热阻占比依次由 60.6% 降低到 50.1%、23.1% 和 14.3%, 即

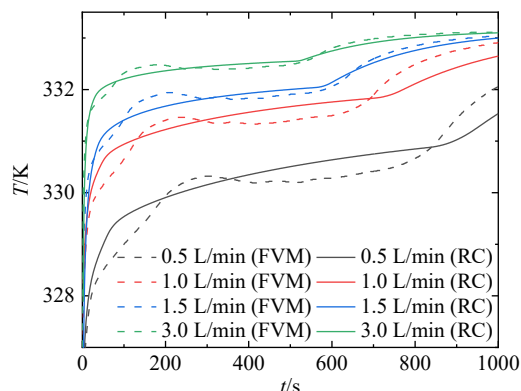


图 9 相变材料为 RT35, 入口温度为 333 K, 不同体积流量下 RC 法出口温度的有效性验证

Fig. 9 Validation of RC outlet temperature at different flow rates with RT35 and inlet temperature of 333 K

0.5 L/min 和 1.0 L/min 工况下, 热流体侧热阻占据重要地位, 构成了大部分的计算误差。体积流量进一步增大时, 影响减弱, 这也侧面说明 RC 计算方法的有效性。此外, 通过计算还得知, 体积流量超过 1.5 L/min ($Re=8469$) 时, 功率随单位体积流量的提升仅为 0.5 L/min 至 1.5 L/min 的 19.3%, 说明流动充分发展为湍流时, 强化热流体换热所得到的收益较小。

相变材料为 RT35, 入口温度为 363 K, 不同体积流量下 RC 法出口温度见图 10。从图 10 中可以看出, 在入口温度提升至 363 K 时, 热网络法仍具备可靠性, 最大温度误差为 1.658 K, 平均温度误差为 0.349 K, 最大融化时间误差为 60 s。其中, 0.5 L/min 的平均温度误差最大, 为 0.634 K。文献 [49] 中定义了 Ste 数 ($Ste=c_p(T_w-T_m)/L$) 用于描述显热与潜热的比值, 对固液界面移动和热阻计算有重要意义。体积流量为 3.0 L/min 时, 入口温度由 333 K 提高至 363 K, 相变材料侧 Ste 数由 0.236 增加至 0.523, 出口平均温度误差增加了 0.04 K, 可以忽略不计。4 个工况下融化时间的平均误差由 4.46% 增加到 10.69%, 计算结果的融化速率偏大, 这可能是由于 Ste 数过大, 忽略相变材料侧显热热阻造成的, 也有部分误差是由于总融化时间过短造成的。当入口温度增加时, 热网络法下融化速率计算结果偏大, 但对出口温度计算结果准确性的影响较小, 均在接受范围之内。

进一步缩小翅片间距, $d_{fin}=10$ mm 时, 对应的计算结果如图 11 所示。体积流量依次增加时, 热流体侧的热阻占比为 80.7%、71.3%、39.6% 和 25.6%。体积流量为 0.5 L/min 和 1.0 L/min 时出口温度的平均误差为 0.543 K, 而体积流量为 1.5 L/min

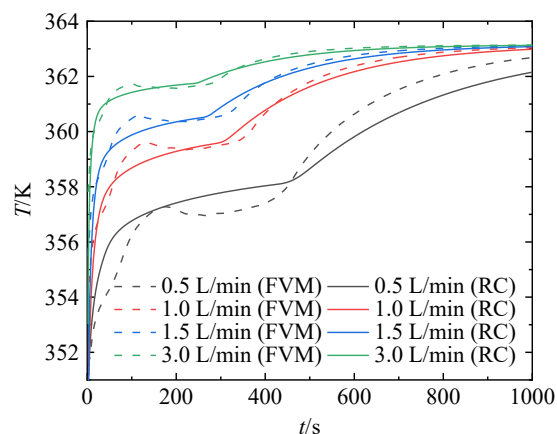


图 10 相变材料为 RT35, 入口温度为 363 K, 不同体积流量下 RC 法出口温度的有效性验证

Fig. 10 Validation of RC outlet temperature at different flow rates with RT35 and inlet temperature of 363 K

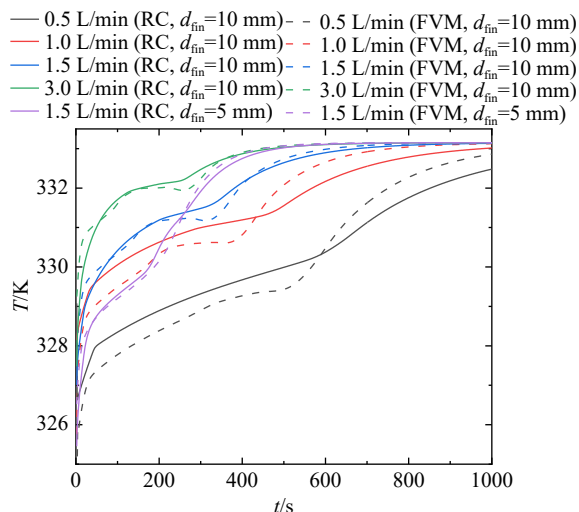


图 11 相变材料为 RT35, 入口温度为 333 K, d_{fin} 为 10 mm 和 5 mm, 不同体积流量下 RC 法出口温度的有效性验证

Fig. 11 Validation of RC outlet temperature at different flow rates with RT35, inlet temperature of 333 K and d_{fin} of 10 mm and 5 mm

和 3.0 L/min 时出口温度的平均误差为 0.025 K, 小雷诺数下的结果预测误差相对较大, 主要误差来自热流体侧。进一步缩小翅片间距, $d_{fin}=5$ mm, 在 1.5 L/min 的工况下的符合性较好, 说明热网络法在增加翅片密度后依然适用。

为了研究不同翅片结构下热网络计算结果的准确性, 改变 r_{max} 和 r_{fin} , 对应计算结果如图 12 所示。保持翅片半径不变, r_{max}/r_{fin} 的值增加时, 升温曲线逐渐分为两部分, 开始时翅片内部相变材料迅速融化, 降温效果显著, 当外侧相变材料开始融化时, 翅片的作用削弱, 降温效果减弱。 r_{max}/r_{fin}

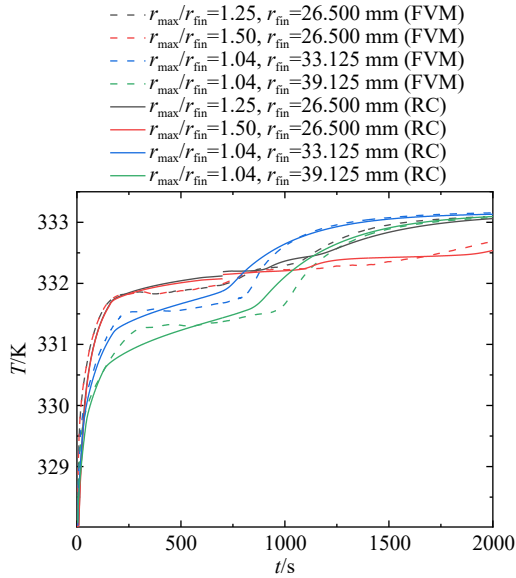


图 12 相变材料为 RT35, 入口温度为 333 K, 体积流量为 1.5 L/min, 不同 $r_{\max}$ 和 r_{fin} 下 RC 法出口温度的有效性验证
Fig. 12 Validation of RC outlet temperature at different $r_{\max}$ and r_{fin} with RT35, inlet temperature of 333 K and flow rate of 1.5 L/min

由 1.04 增加至 1.5 时, 对融化速率的误差逐渐加大, 由 5.58% 增大至 17.03%, 平均出口温度误差由 0.051 K 增大至 0.155 K。证实一定范围 $r_{\max}/r_{\text{fin}}$ 值内, 热网络计算结果是可靠的。保持 $r_{\max}/r_{\text{fin}}=1.04$, 增大 r_{fin} 至 33.125 mm 和 39.125 mm, 对热网络法的准确性进行了验证, 两者融化时间的最大误差 8.47%, 最大平均温度误差为 0.104 K, 计算结果具备可靠性。

进一步改变翅片的厚度, 计算结果如图 13 所示, 可以看到随着翅片厚度的减小, 融化速率下降, 但是下降幅度并不大。结合图 11 可知, 增加翅片密度和厚度均可增强传热, 所以实际设计中, 需要结合需求, 针对两者进行分析, 得到较优的翅片布局 and 结构。3 种工况下的最大平均温度误差为 0.103 K, 最大融化时间误差为 6.51%。

更改所用的相变材料类型, 对应计算结果如图 14 所示, 其中除了 PCM0 的初始温度为 270 K 外, 其余均为 296 K, 入口温度从高到低依次为 353、343、333、323 K。石蜡类相变材料的计算符合较好, 三者平均温度最大误差为 0.255 K, 融化时间最大误差为 6.30%。PCM0 计算结果符合较差, 温度最大误差 1.040 K, 约 2.37%, 融化时间相差 17.31%。这主要是由于 PCM0 的导热系数较大, 为石蜡的三倍, 图中工况热流体侧热阻占比 76.4%, 主要误差源于热流体对流换热系数的估算。

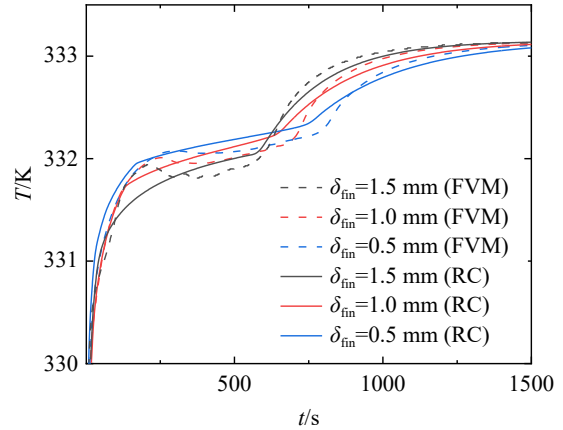


图 13 相变材料为 RT35, 入口温度为 333 K, 体积流量为 1.5 L/min, 不同 δ_{fin} 下 RC 法出口温度的有效性验证
Fig. 13 Validation of RC outlet temperature at different δ_{fin} with RT35, inlet temperature of 333 K and flow rate of 1.5 L/min

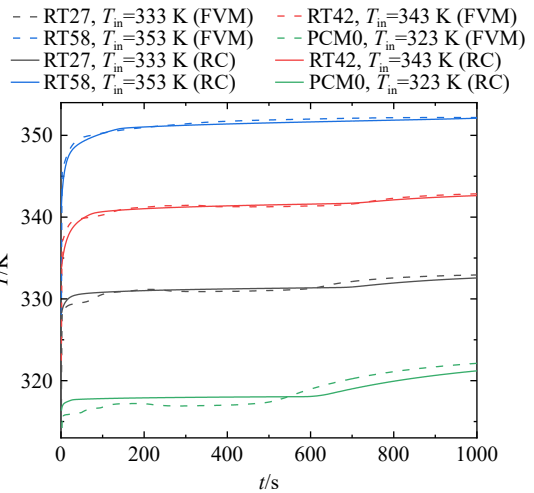


图 14 体积流量为 1.0 L/min, 不同相变材料下 RC 法出口温度的有效性验证
Fig. 14 Validation of RC outlet temperature using different PCM with flow rate of 1.0 L/min

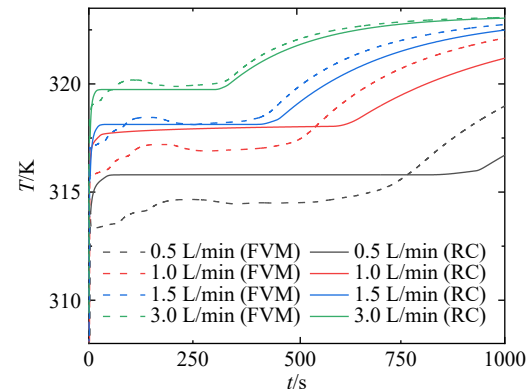


图 15 相变材料为 PCM0, 入口温度为 323 K, 不同体积流量下 RC 法出口温度的有效性验证
Fig. 15 Validation of RC outlet temperature at different flow rates with PCM0 and inlet temperature of 323 K

进一步计算 PCM0 工况, 如图 15 所示, 只改变体积流量, 1.5 L/min 和 3.0 L/min 时, 热流体侧热阻占比分别为 56.8% 和 34.3%, 平均出口温度误差分别为 0.050 K 和 0.175 K, 融化时间误差分别为 4.82% 和 6.29%。相变材料为 PCM0 的换热系统在较大 Re 下有较好的符合性。

4 结 论

本文提出了一个有效的二维热网络模型来计算翅片管式储能单元的出口温度, 该模型计算速率快, 准确性高, 可以用于复杂系统的计算。

1) 模型对于石蜡类相变材料的计算准确性较好, 在不同入口温度, 具体相变材料类型和翅片结构下均具备可靠性, 最大平均出口温度误差为 0.634 K。

2) 模型在大 Re 时的符合性最好, 体积流量为 1.5 L/min 和 3.0 L/min 下的所有工况石蜡类相变材料的最大平均出口温度误差为 0.251 K, 最大融化时间误差为 14.2%。PCM0 在同样体积流量下的两种最大误差分别为 0.175 K 和 6.29%。

参考文献:

- [1] KABIR M, GEMEDA T, PRELLER E, et al. Design and development of a PCM-based two-phase heat exchanger manufactured additively for spacecraft thermal management systems[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2021, 180: 121782.
- [2] TATSIDJODOUNG P, LE PIERRÈS N, LUO Lingai. A review of potential materials for thermal energy storage in building applications[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013, 18: 327-349.
- [3] WANG Shisong, XING Yuming, HAO Zhaolong, et al. Experimental study on the thermal performance of PCMs based heat sink using higher alcohol/graphite foam[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2021, 198: 117452.
- [4] HOU Xu, XING Yuming, HAO Zhaolong. Multi-objective optimization of a composite phase change material-based heat sink under non-uniform discrete heating[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2021, 197: 117435.
- [5] JÄCKEL R, TAPIA F, GUTIÉRREZ-URUETA G, et al. Design of an aeronautic pitot probe with a redundant heating system incorporating phase change materials[J]. *Flow Measurement and Instrumentation*, 2020, 76: 101817.
- [6] SHANMUGASUNDARAM V, RAMALINGAM M, DONOVAN B, et al. Aircraft based pulsed power system thermal management options with energy storage[R]. AIAA 2006-4025, 2006.
- [7] SHANMUGASUNDARAM V, RAMALINGAM M, DONOVAN B. Thermal management system with energy storage for an airborne laser power system application[R]. AIAA 2007-4817, 2007.
- [8] VELRAJ R, SEENIRAJ R, HAFNER B, et al. Heat transfer enhancement in a latent heat storage system[J]. *Solar Energy*, 1999, 65: 171-180.
- [9] BABAPOOR A, AZIZI M, KARIMI G. Thermal management of a Li-ion battery using carbon fiber-PCM composites[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 82: 281-290.
- [10] OPOLOT M, ZHAO Chunrong, LIU Ming, et al. Influence of cascaded graphite foams on thermal performance of high temperature phase change material storage systems[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, 180: 115618.
- [11] ZHANG Hao, LI Xinyi, LIU Liqing, et al. Experimental investigation on paraffin melting in high porosity copper foam under centrifugal accelerations[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, 178: 115504.
- [12] ALGARNI S, MELLOULI S, ALQAHTANI T, et al. Experimental investigation of an evacuated tube solar collector incorporating nano-enhanced PCM as a thermal booster[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, 180: 115831.
- [13] XU Hongtao, WANG Ning, ZHANG Chenyu, et al. Optimization on the melting performance of triplex-layer PCMs in a horizontal finned shell and tube thermal energy storage unit[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, 176: 115409.
- [14] MAHDI J M, LOHRASBI S, GANJI D D, et al. Accelerated melting of PCM in energy storage systems via novel configuration of fins in the triplex-tube heat exchanger[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, 124: 663-676.
- [15] KATESHIA J, LAKHERA V J. Analysis of solar still integrated with phase change material and pin fins as absorbing material[J]. *Journal of Energy Storage*, 2021, 35: 102292.
- [16] SHEIKHOLESLAMI M, LOHRASBI S, GANJI D D. Numerical analysis of discharging process acceleration in LHTESS by immersing innovative fin configuration using finite element method[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 107: 154-166.
- [17] LIU Honglei, LI Baotong, ZHANG Lukuan, et al. Optimizing heat-absorption efficiency of phase change materials by mimicking leaf vein morphology[J]. *Applied Energy*, 2020, 269: 114982.
- [18] AGYENIM F, HEWITT N, EAMES P, et al. A review of materials, heat transfer and phase change problem formulation for latent heat thermal energy storage systems (LHTESS)[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2010, 14(2): 615-628.
- [19] MAZHAR A R, SHUKLA A, LIU Shuli. Numerical analysis of rectangular fins in a PCM for low-grade heat harnessing[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2020, 152: 106306.
- [20] GIL A, PEIRÓ G, ORÓ E, et al. Experimental analysis of the effective thermal conductivity enhancement of PCM using finned tubes in high temperature bulk tanks[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2018, 142: 736-744.
- [21] HUANG Yongping, LIU Xiangdong. Charging and discharging enhancement of a vertical latent heat storage unit by fractal tree-shaped fins[J]. *Renewable Energy*, 2021, 174: 199-217.
- [22] MOZAFARI M, LEE A, MOHAMMADPOUR J. Thermal management of single and multiple PCMs based heat sinks for electronics cooling[J]. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2021, 23: 100919.
- [23] JOURABIAN M, ALI RABIENATAJ DARZI A, ALI AKBARI O, et al. The enthalpy-based lattice Boltzmann method (LBM) for simulation of NePCM melting in inclined elliptical annulus[J]. *Physica A: Statistical Mechanics and Its Applications*, 2020, 548: 123887.
- [24] GAO Jiajia, YAN Tian, XU Tao, et al. Development and experiment validation of variable-resistance-variable-capacitance dynamic simplified thermal models for shape-stabilized phase change material slab[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 146: 364-375.

- [25] LING Ziyi, LIN Wenzhu, ZHANG Zhengguo, et al. Computationally efficient thermal network model and its application in optimization of battery thermal management system with phase change materials and long-term performance assessment[J]. *Applied Energy*, 2020, 259: 114120.
- [26] NEUMANN H, GAMISCH S, GSCHWANDER S. Comparison of RC-model and FEM-model for a PCM-plate storage including free convection[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2021, 196: 117232.
- [27] VOGEL J, FELBINGER J, JOHNSON M. Natural convection in high temperature flat plate latent heat thermal energy storage systems[J]. *Applied Energy*, 2016, 184: 184-196.
- [28] TAY N H S, BELUSKO M, BRUNO F. An effectiveness-NTU technique for characterising tube-in-tank phase change thermal energy storage systems[J]. *Applied Energy*, 2012, 91(1): 309-319.
- [29] TIAN Shen, BAI Haozhi, HUI Na, et al. A dynamic analytical model to predict and parametrically analyze charging and discharging process of tube-in-tank PCM systems[J]. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2021, 22: 100866.
- [30] AMIN N A M, BRUNO F, BELUSKO M. Effective thermal conductivity for melting in PCM encapsulated in a sphere[J]. *Applied Energy*, 2014, 122: 280-287.
- [31] TAY N H S, BELUSKO M, CASTELL A, et al. An effectiveness-NTU technique for characterising a finned tubes PCM system using a CFD model[J]. *Applied Energy*, 2014, 131: 377-385.
- [32] SALIMZADEH S, PALUSZNY A, ZIMMERMAN R. Thermal effects during hydraulic fracturing in low-permeability brittle rocks[R]. Houston, US: 50th U.S. Rock Mechanics Geomechanics Symposium, 2016.
- [33] DURAKOVIC B, TORLAK M. Experimental and numerical study of a PCM window model as a thermal energy storage unit[J]. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 2017, 12(3): 272-280.
- [34] GÜRBÜZ H, ATEŞ D. A numerical study on processes of charge and discharge of latent heat energy storage system using RT27 paraffin wax for exhaust waste heat recovery in a SI engine[J]. *International Journal of Automotive Science and Technology*, 2020, 4(4): 314-327.
- [35] BEJAN A S, LABIHI A, CROITORU C V, et al. Experimental investigation of the charge/discharge process for an organic PCM macroencapsulated in an aluminium rectangular cavity[J]. *E3S Web of Conferences*, 2018, 32: 01004.
- [36] SHAHSAVAR A, ALI H M, MAHANI R B, et al. Numerical study of melting and solidification in a wavy double-pipe latent heat thermal energy storage system[J]. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 2020, 141(5): 1785-1799.
- [37] QIN Zhen, JI Chenzhen, LOW Z, et al. Effect of fin location on the latent heat storage: a numerical study[J]. *Energy Procedia*, 2017, 143: 320-326.
- [38] DUKHAN W A, DHAIDAN N S, AL-HATTAB T A. Experimental investigation of the horizontal double pipe heat exchanger utilized phase change material[J]. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2020, 671(1): 012148.
- [39] BUONOMO B, ERCOLE D, MANCA O, et al. Numerical investigation on thermal behaviors of two-dimensional latent thermal energy storage with PCM and aluminum foam[J]. *Journal of Physics: Conference Series*, 2017, 796: 012031.
- [40] AGYENIM F, HEWITT N. Experimental investigation and improvement in heat transfer of paraffin PCM RT58 storage system to take advantage of low peak tariff rates for heat pump applications[J]. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 2013, 8(4): 260-270.
- [41] MAHDI M S, HASAN A F, MAHOOD H B, et al. Numerical study and experimental validation of the effects of orientation and configuration on melting in a latent heat thermal storage unit[J]. *Journal of Energy Storage*, 2019, 23: 456-468.
- [42] 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.
- [43] BERGMAN T L, INCROPERA F P. Fundamentals of heat and mass transfer[M]. 7th ed. Hoboken, US: John Wiley, 2011.
- [44] BARAN G, SARI A. Phase change and heat transfer characteristics of a eutectic mixture of palmitic and stearic acids as PCM in a latent heat storage system[J]. *Energy Conversion and Management*, 2003, 44(20): 3227-3246.
- [45] JONES B J, SUN Dawei, KRISHNAN S, et al. Experimental and numerical study of melting in a cylinder[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2006, 49(15/16): 2724-2738.
- [46] AKHILESH R, NARASIMHAN A, BALAJI C. Method to improve geometry for heat transfer enhancement in PCM composite heat sinks[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2005, 48(13): 2759-2770.
- [47] HOLMAN J P. Heat transfer[M]. 10th ed. New York, US: McGraw-Hill, 2010.
- [48] SCANLAN J A, BISHOP E H, POWE R E. Natural convection heat transfer between concentric spheres[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1970, 13(12): 1857-1872.
- [49] JIJI L M, GAYE S. Analysis of solidification and melting of PCM with energy generation[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2006, 26(5/6): 568-575.

(编辑: 秦理曼)