相变储热单元内肋片结构的拓扑优化

游吟¹, 赵耀², 赵长颖^{2*}, 刘红兵²

1. 上海交通大学巴黎高科卓越工程师学院, 上海 200240;

2. 上海交通大学工程热物理研究所, 上海 200240

* 联系人, E-mail: changying.zhao@sjtu.edu.cn

2018-11-16 收稿, 2018-12-03 修回, 2018-12-05 接受, 2019-03-29 网络版发表

国家重点基础研究发展计划(2013CB228303)资助

摘要 以管壳式相变储热系统为研究对象, 以强化储热系统的换热能力为目的, 基于拓扑优化原理, 建立了二维相变储热系统模型, 对储热系统模型的传热能力进行了研究, 讨论了不同的肋片设计对于传热能力的影响. 研究结果表明: 通过与传统肋片模型传热能力对比, 验证了拓扑优化的优越性和可靠性; 揭示了自然对流对于肋片优化和系统换热能力的影响规律; 通过对肋片进行了几何重构并对重构模型进行数值模拟验证, 证明了重构模型的准确性和可靠性, 为实验验证打下基础.

关键词 相变储热, 拓扑优化, 强化传热, 自然对流, 数值模拟

高效储能技术被认为是解决可再生能源和余热资源波动性和间歇性问题的核心. 其中, 相变储热技术(如无特殊说明, 文中相变特指固-液相变)凭借材料储热密度大, 工作温度波动幅度小且材料和容器热稳定性强等特点^[1], 在科学研究和工程应用中前景广阔. 常见的固-液相变材料分为无机物(水合盐、无机盐、金属等)和有机物(石蜡、脂肪酸等)两大类, 其中, 除金属外, 相变材料的导热系数普遍较低(0.2~0.8 W/(m K)), 制约相变储能过程的储、放热功率^[2].

为了提高储热系统的传热能力, 目前的研究主要集中在复合材料制备和装置结构优化两个层面. 从材料角度出发, 研究主要集中在相变材料与传热强化材料(如金属泡沫、膨胀石墨等)的复合材料制备上, 大量相关的理论和实验研究证明了复合材料对于传热能力的提升^[3-5], 但优化效果仍然有限. 从结构优化角度出发, 研究主要集中在使用肋片和宏观封装, 其中, 肋片结构凭借其简易、高效、易加工等特点, 可以高效提升相变储热系统的储、放热功率^[6]. 为了提升肋片的

换热能力, 学者们针对肋片结构的优化进行了大量研究^[7-9]. 目前结构优化的方法主要分为三类: 尺寸优化^[10]、形状优化^[11]和拓扑优化^[12]. 其中, 尺寸优化和形状优化都是将材料的某一特性(如厚度、长度、位置坐标)作为设计变量, 优化的方向单一, 自由度受限^[13]; 而拓扑优化则拥有极高的自由度, 可通过在设计域内任意的改变拓扑结构和拓扑联结来实现结构优化^[14,15].

连续体结构拓扑优化的概念最初应用于解决结构力学问题^[16,17], 但在近十几年得到了快速发展, 逐渐在传热学领域应用, 拓扑优化对比尺寸和结构优化不论在优化效果还是节省材料方面都有着显著优势. Sigmund和Petersson^[18]从20世纪80年代开始对拓扑优化算法进行研究, 加快了拓扑优化在实际工业应用的步伐. 从简化计算复杂度和优化实用性的角度出发, Andreasen等人^[19]对拓扑优化的编程代码进行了进一步的优化和简化. 近年来, 随着拓扑优化在多领域的发展, 拓扑优化研究在传热领域逐渐成为了热点, Jang等人^[20]

引用格式: 游吟, 赵耀, 赵长颖, 等. 相变储热单元内肋片结构的拓扑优化. 科学通报, 2019, 64: 1191-1199

You Y, Zhao Y, Zhao C Y, et al. The topology optimization of the fin structure in latent heat storage (in Chinese). Chin Sci Bull, 2019, 64: 1191-1199, doi: [10.1360/N972018-01134](https://doi.org/10.1360/N972018-01134)

针对LED散热问题对肋片结构进行了拓扑优化. Alex- andersen等人^[21]对三维空间大尺度自然对流传热模型 进行了研究, 验证了PETSc框架在处理大尺度计算时的 优势. 为了将拓扑优化与传热强化相结合, 国内外学者 们开展了大量研究^[22~24]. 虽然拓扑优化在传热研究中 已开始大量应用, 但目前关于相变储热系统的拓扑优 化的研究并不多见.

1 拓扑优化模型

1.1 物理模型

如图1(a)所示的管壳式相变储热单元模型中, 相变 材料通过吸收管道内传热流体的热能达到储能目的. 为达到强化传热效果, 需要在管道周围添加高导热材 料制成的肋片. 本文将相变储热单元简化为二维模型, 并在此基础上对肋片结构进行拓扑优化.

图1(b)是储热单元二维优化问题的设计域, 由于问 题具有对称性, 考虑到计算时间成本, 只保留储热单元 的一半建模, 其中, 设计域内径为 r_1 , 外径为 r_2 , 该设计 域由两部分组成, 分别为相变储热材料(PCM)和高导热 材料(HCM). 换热管的管壁 θ_1 作为冷源/热源被认为保 持恒温, 储热罐外壳 θ_2 被认为是绝热边界, 优化目标为 在固定时间 t 内, 使罐内平均温度最低/最高. 表1给出了 计算过程中参数的具体取值.

1.2 数学模型

(i) 控制方程. 连续性方程表述为

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0. \quad (1)$$

动量方程表述为 x 方向:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial u}{\partial t} + \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) \\ &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) - \alpha(x)u, \end{aligned} \quad (2)$$

y 方向:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial v}{\partial t} + \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) \\ &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) - ga(T - T_0) - \alpha(x)v, \end{aligned} \quad (3)$$

式中 α 代表热膨胀系数, 与材料种类有关. 该方程采用了布西内斯克近似, 将自然对流以源项形式在方程中

图1 相变储热单元示意图(a)和拓扑优化问题设计域(b)
Figure 1 Latent heat storage unit (a) and design field of the topology optimization (b)

表1 计算参数数值表

Table 1 Parameter value used in the topology optimization

参数	变量名称	数值
ρ_{PCM}	相变材料密度	780 kg/m ³
ρ_{HCM}	传热材料密度	2700 kg/m ³
k_{PCM}	相变材料热导率	0.15 W/(m K)
k_{HCM}	传热材料热导率	214 W/(m K)
L	相变焓	200 kJ/(kg K)
r_f	过滤半径	0.0005 m
r_1	罐体内圆半径	0.02 m
r_2	罐体外圆半径	0.05 m
p	惩罚因子	3~5
Φ	体积比	15%

进行了表征. $a(x)$ 为brinkman项, 用于区分传热材料与 储热材料、储热材料的固相与液相.

添加潜热项后的能量方程表述为

$$\begin{aligned} & \left(\rho c_p + \rho \frac{\partial L(T)}{\partial T} \right) \frac{\partial T}{\partial t} + \left(\rho c_p + \rho \frac{\partial L(T)}{\partial T} \right) \left(\frac{\partial (uT)}{\partial x} + \frac{\partial (vT)}{\partial y} \right) \\ &= \frac{\partial}{\partial x} \left(k(x) \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k(x) \frac{\partial T}{\partial y} \right). \end{aligned} \quad (4)$$

定义潜热函数 $L(T)$:

$$L(T) = \begin{cases} 0, & T \in (0, T_1] \cup [T_2, +\infty); \\ A_1(T - T_1), & T \in (T_1, T_m); \\ A_2(T - T_2), & T \in (T_m, T_2), \end{cases} \quad (5)$$

其中 T_m 为材料的相变温度, 本文取材料相变温度为 333 K, A_1 , A_2 为控制潜热曲线的陡峭程度的参数, T_1 , T_2 控制相变温度的区间. 该处理将相变过程中能量变 化描述为一个在一定温度区间内的连续性变化, 既保 证了材料单位质量的相变潜能与实际值相符, 又简化 了计算复杂度, 降低计算时间成本.

(ii) 边界条件与初始条件. 储热单元内边界 θ_1 假定为恒温热源, 温度等于传热流体的温度, 表述为

$$T|_{\theta_1} = T_{\text{HTF}} = 373 \text{ K}. \quad (6)$$

储热单元外边界 θ_2 假定为绝热边界:

$$k \nabla T \cdot \vec{n}|_{\theta_2} = 0. \quad (7)$$

1.3 拓扑优化模型

(i) 目标函数. 本文中, 优化目标为最大化肋片的传热能力, 在优化模型中, 我们定义充/放热的时间 t , 在规定时间内, 在热/冷源条件相同的前提下, 通过优化使得设计域内平均温度最高/最低, 优化问题表达式如下:

$$\text{Minimize } z(T(x), x) = \int_{\Omega} T(x) dx / V, \quad (8)$$

其中, x 代表设计变量的位置, V 是设计域体积, z 表示设计域内材料的平均温度.

$$\text{s. t. } \begin{cases} F(T(x), x) = 0, \\ \int_{\Omega} \rho_s dV \leq \Phi \int_{\Omega} dV, \\ x \in X = \{x_1, x_2, x_3, x_4, \dots, x_N\}, \end{cases} \quad (9)$$

其中, 第一个约束条件表示设计变量所需要符合的物理模型, 即设计变量温度的变化必须遵循上文中的物理模型, 第二个约束条件中, ρ_s 表示设计变量的密度, 其大小反映了每个设计变量中不同材料的比例, Φ 是预先确定的系统中材料总体积比例. 该约束条件通过限制传热材料的使用量, 从而确定了系统的总储热量.

(ii) 材料变密度插值法(SIMP). 在优化问题中, 控制变量称为设计变量, 用 x 表示其位置, 为区分设计域内的相变储热材料与传热材料, 本文使用变密度插值法(SIMP)^[25]. 定义设计变量的密度为一个值域0~1的连续变量, 其中, 0表示相变储热材料, 1表示传热材料, 在设计域内, 为实现对两种材料在有限元节点上的插值, 引入变密度插值法对各个物理量进行重新定义, 其定义如下:

$$\begin{aligned} k(x) &= k_{\text{PCM}} + \rho_s^p (k_{\text{HCM}} - k_{\text{PCM}}); \\ \rho(x) &= \rho_{\text{PCM}} + \rho_s (\rho_{\text{HCM}} - \rho_{\text{PCM}}); \\ c_p(x) &= c_{p, \text{PCM}} + \rho_s (c_{p, \text{HCM}} - c_{p, \text{PCM}}); \\ L(x) &= (1 - \rho_s) L; \\ \alpha(x) &= \alpha_{\text{PCM}}(T) + \rho_s (\alpha_{\text{HCM}} - \alpha_{\text{PCM}}(T)). \end{aligned} \quad (10)$$

实际工业应用中, 所使用的材料只有储热材料与传热材料, 即非0即1的分布. 但由于在数值模拟中设计变量必须为连续变量, 为尽可能实现0~1分布, 需要对中间值进行惩罚. 本文中使用的在拓扑优化领域最常用的中间值惩罚策略^[26]. 通过定义惩罚指数 p (一般在3~5之间), 在导热系数前的设计变量添加惩罚指数, 以减小中间值的传热贡献值, 使其在优化过程中被自然淘汰. 其次, 通过定义渗透率 $\alpha(x)$ 区分固液相, 如肋片始终是固体, 其流动速度应为零. 因此, 通过定义 $\alpha(x) \gg 1$ 来定义固体(此时流动方程求解出的速度非常小)其定义如下:

$$\begin{aligned} \alpha(x) &= \begin{cases} \alpha_{\text{HCM}} \gg 1, & \rho_s(x) = 1; \\ \alpha_{\text{PCM}}(T), & \rho_s(x) = 0; \end{cases} \\ \alpha_{\text{PCM}}(T) &= \begin{cases} \alpha_{\text{PCM, liquid}}, & T > T_m; \\ \alpha_{\text{PCM, solid}} \gg 1, & T \leq T_m. \end{cases} \end{aligned} \quad (11)$$

(iii) 优化方法. 本文采用的优化方法为MMA移动渐近线法^[27], 在每次优化迭代过程中, 对需要求解的方程组进行逼近, 以使其更接近真实解^[28]. 本文中定义最大迭代次数是500次, 当残差小于 10^{-6} 时, 完成优化收敛.

(iv) 过滤. 由于优化问题的对象是设计变量, 每个设计变量都有各自的目标函数和控制方程, 因此在迭代计算过程中, 每个设计变量的密度值都各不相同, 且有临近的两点之间的设计变量密度值有较大差异的可能性^[18]. 而设计变量的密度又直接决定了物理模型中的各个参数的大小, 这就导致在传热问题数值求解过程中, 密度值的变化会引起结果震荡导致无法收敛的情况, 因此在求解拓扑优化问题时, 常使用过滤法对结果进行“过滤”^[29]. 其原理是定义一个过滤区域半径, 使以该节点为圆心, 过滤半径范围内的所有节点的设计变量的平均值作为该节点的变量值. 这样的处理可以有效避免临近节点间“断崖式”的密度差值, 有效保证了传热问题求解的稳定性, 避免出现无法收敛的情况.

该过滤过程在优化问题中通过求解一个亥姆霍兹(Helmholtz-type differential equation)偏微分方程实现^[29]. 该方程以设计变量为输入参数, 得到过滤后的设计变量:

$$\nabla \cdot (-r_f \nabla \rho_f) + \nabla \rho_f = \rho_s, \quad (12)$$

其中, r_f 是过滤半径大小, ρ_f 是过滤后的设计变量. 通过该方程可以实现上述的过滤操作, 方程的解为过滤后

的设计变量,也是在求解传热问题时真正使用的设计变量.在优化过程中,优化的对象依然是没有过滤的设计变量,因此在每次迭代中,都需要对方程进行求解,对 ρ_f 进行更新.

(v) 后处理. 使用SIMP方法可以有效减少中间值,但由于设计变量本身是连续变量,中间值依旧会在肋片与PCM材料的边界大量存在,且过滤过程额外的增加了模糊的边界.为了使边界更加锋利,常常需要使用映射方法对结果中的中间值进行后处理,其处理方法为引入一个投影函数^[21].对不同中间值的结果进行分类处理,在保证最终的材料总体积利用率保持不变的前提下,得到更符合0~1分布的后处理图像.这同样也是之后进行几何重构,并验证重构模型准确性的必要步骤.

$$\rho_p = \frac{\tanh(\beta\eta) + \tanh(\beta(\rho_f - \eta))}{\tanh(\beta\eta) + \tanh(\beta(1 - \eta))}, \quad (13)$$

其中, η 表示映射的门槛,此处取 $\eta=0.5$, β 控制映射的陡峭程度, ρ_f 是过滤后的设计变量, ρ_p 是映射后边界更加锋利的设计变量.这样既保证了宏观上材料的体积比不发生改变,又可以得到更加锋利的边界.

2 数值模拟结果与分析

2.1 拓扑优化肋片传热能力验证

图2从左至右依次为传热领域常用的锥形肋片、立方肋片以及本文所得到的拓扑优化肋片的结构图,每种肋片体积占设计域总体积的比均为15%,为便于进行对比分析,在计算过程中均不考虑流动影响,计算和优化均在相同边界条件和参数设置下进行.

图3展示了拓扑优化肋片与立方、锥形两种肋片吸热过程平均温度随时间的变化情况.从图中可以看出,相同时间内,优化肋片最终时刻平均温度要远高于两种规则肋片,证明了优化肋片的传热能力远强于其他肋片结构.

对比其传热过程可以发现,在传热起始阶段,锥形肋片与立方肋片的传热速度要略高于优化肋片,其原因是在初始阶段,由于立方、锥形两种肋片的材料主要堆积在靠近传热流体管道的区域,因此在初始阶段可以更快将热量传递给传热流体管道附近的储热材料,从而在起始阶段保持较高的传热效率.而拓扑优化的传热结构由于不受固定形状的限制,其在空间的分布更加均匀,不存在局部的集中,因此在初始阶段的传热

图2 不同肋片结构对比. (a) 锥形肋片结构; (b) 立方肋片结构; (c) 优化肋片结构

Figure 2 Comparison between different types of fin structures. (a) Conical fin structure; (b) square fin structure; (c) optimized fin structure

图3 拓扑优化模型与普通肋片模型平均温度变化对比

Figure 3 Average temperature evolution with different types of fin structure

能力没有一个集中的增强.但在初始阶段后,拓扑优化传热结构展现了明显的传热能力优越性,且相较于前两种肋片“断崖式”的传热效率降低,拓扑优化结构的整个传热过程更加平顺.这也是由于在优化过程中,极少的约束条件提供给了优化算法更大设计自由度,对整个传热过程进行整体优化,这是尺寸优化、结构优化所不能完成的工作,充分体现了拓扑优化在传热优化上的贡献.

为进一步解释和分析优化肋片的传热强化机理,我们结合图4所示的相同时刻温度云图(右半圆)和液相率(左半圆,黑色部分为液相,白色为固相)和图5所示的液相率随时间变化情况曲线进行分析.从图2所示的肋片结构上来看,拓扑优化的肋片在结构上呈现出以径向延伸为主,以增大传热接触面积为目标向各个方向延伸的特点.由于优化过程不受到形状的限制,为使传热面积尽可能增大,翅片结构出现多处树杈型结构,结

图4 (网络版彩色)不同肋片温度云图和液相率对比。(a) 锥形肋片结构; (b) 立方肋片结构; (c) 优化肋片结构

Figure 4 (Color online) Temperature contour and liquid phase ratio of different fin structure. (a) Conical fin structure; (b) square fin structure; (c) optimized fin structure

合图4的温度云图和液相分布变化以及图5的液相率变化曲线可以看出, 这样的树杈型结构对传热优化贡献十分明显; 其次, 由于优化过程不受长度的限制, 拓扑优化的肋片在径向延伸更长, 目的在于能够让热量更加迅速的传递到距离传热通道较远的储热材料中。由于相变储热材料自身的低导热能力, 当失去与传热材料的接触后, 其传热变得非常缓慢, 从图4可以看出立方、锥形肋片在径向上失去了较大的传热效率。但如果只考虑径向增长, 那么肋片根部相邻肋片之间的传热接触面积就会减少, 因此在设计过程中形成了“博弈”, 既要顾及增长径向, 又要顾及宏观上的接触面积增大。由于尺寸、形状优化缺乏相关的理论指导, 只能通过多次重复模拟找到最优结构, 因此拓扑优化就体现了其设计自由性、理论性更强的特点。

2.2 自然对流对肋片优化结果的影响

为比较加入自然对流与不考虑自然对流的拓扑优

图5 不同肋片模型液相率随时间变化图

Figure 5 Evolution of liquid ratio during melting with different types of fin structure

化结果, 本文在相同参数设置下分别对两种情况进行模拟, 分别得到了如图6所示的两种结果。值得一提的是, 图6右侧不考虑流动的拓扑优化结果与上一小节有所不同, 其原因是在这部分模拟中, 使用了更大的惩罚因子 $p=5$ 。该选择是为了兼顾拓扑优化计算的稳定性, 由于加入自然对流后计算变得相对不易收敛, 本文通过试验总结, 更大的惩罚系数有助于计算结果的稳定与收敛。

图6分别为考虑了自然对流影响和未考虑自然对流影响的吸热过程拓扑优化结果。观察可知, 加入自然对流与否对于最终的优化结构有着显著影响。不考虑自然对流的情况下, 优化结果在竖直方向是大致对称的, 其部分不对称是由于受到了网格不完全对称以及过滤操作中和了网格的原始值, 这也符合模型的表述,

图6 自然对流模型(a)和导热模型(b)在吸热过程中的肋片拓扑优化设计

Figure 6 Topology optimization structure of natural convection model (a) and diffusion model (b)

即在竖直方向没有其他的影响因素。因此不考虑自然对流的肋片没有呈现出在除径向以外的肋片设计方向性, 其在整个设计域内的分布也比较平均。而考虑自然对流后, 由于在Y向加入了重力变化, 肋片设计呈现出了不对称性, 可以发现上部和下部的肋片在径向上有更长的延伸, 而处于中部位置的肋片则明显在径向上相比上下部的肋片以及不考虑流动的拓扑优化肋片要更短。

图7虚线部分给出了纯导热模型融化过程的温度变化。首先相较于上一节的纯导热优化结果, 此处平均温度有所降低, 一方面是因为惩罚因子变大后, 对中间值的传热贡献量减小更多, 导致了模型最终的传热能力降低; 另一方面, 较大的惩罚因子会一定程度上阻碍肋片的生长, 可以发现同样的模拟条件下, 惩罚因子更大的肋片并没有在径向上更多的延伸, 从而丧失了一定传热能力。另外, 对比图7中自然对流模型与纯导热模型的温度变化, 可以发现自然对流模型的整体传热能力要优于导热模型, 验证了自然对流对于传热的促进作用。

为了理解优化结果中肋片结构的布局, 观察图8所示的相同时刻自然对流和导热模型的流动速度云图, 由于肋片周围的储热材料最先被加热, 因此罐内液体出现上下的温度差, 下方肋片部分液体温度升高后密度减小, 拥有了向上的流动的速度, 上方的液体温度较低, 密度较大, 拥有了向下的流动速度, 从而构成了一个稳定的流动循环, 从云图中可以看到大致的流动趋势。从流动速度的大小分析, 之所以只有上下部分的肋片径向延伸较长, 腾空了中部区域, 也是考虑到了固体对于流体运动的阻碍作用, 这样的设计能够使流体运动受到更小的阻碍, 充分发挥自然对流对于传热的促

图7 自然对流模型和导热模型吸热过程平均温度对比
Figure 7 Average temperature evolution of natural convection model and diffusion model

进作用。

图9展示了几何重构后的导热优化模型和自然对流拓扑优化模型的液体流动速度变化情况, 由于导热模型拓扑优化过程中没有加入流动方程, 因此自然对流的加入需要通过对几何重构的模型再进行CFD计算, 具体的几何重构内容将在下一节中做详细说明。从图中观察可知, 自然对流模型的流动速度远大于导热模型的流动速度, 这也证明了自然对流模型设计过程中确实考虑了对于液体流动时储热单元内流道的优化, 而导热模型中均布型的肋片分布对于流动的阻碍作用非常明显, 因此在考虑自然对流的情况下, 直接使用导热模型优化结果是不严谨、不准确的。

2.3 几何重构与对比验证

为对拓扑优化设计结果进行加工和实验对比验证, 需要对其进行几何重构。通过载入节点的设计变量结

图8 (网络版彩色)自然对流模型(a)与导热模型(b)平均流速对比
Figure 8 (Color online) Average flow velocity comparison between natural convection model (a) and diffusion model (b)

图9 自然对流模型与导热重构模型平均流动速度对比
Figure 9 Average flow velocity evolution of natural convection model and diffusion model

果与网格信息,可以得到肋片的几何形状,为方便进行加工,需要将其转化为CAD文件,因此需要对肋片进行几何重构.通过载入肋片模型图形文件,根据图形文件进行几何重构,其结果如图10所示,左侧为几何重构模型,右侧为拓扑优化的导热肋片模型.

为验证几何重构的可靠性和准确性,我们对重构结果在相同条件下进行瞬态数值模拟,并与原始拓扑优化模拟结果进行对比.如图11所示,以吸热过程为例,从终止时刻温度来看,重构模型相较于原始拓扑优化模型传热能力有略微的减弱,由于结果在边界上不可避免的存在中间值,导致重构过程中存在误差,但最终传热效果差别不大(误差值: ± 5 K),处于可以接受的范围.其次,重构的模型依旧保持了原结果传热速率变化率稳定逐渐变小的趋势,且相较于之前对比的立方、锥形肋片传热能力依旧有着显著的提升,因此认为重构模型和原拓扑优化的结果具有一致性,其传热能力和科学性得到验证.

3 结论

本文以相变储热单元为研究对象,以强化传热为目标对相变储热单元中的肋片结构进行了拓扑优化,验证了拓扑优化在相变储热领域应用的可行性和优势,并得到了以下几点结论:

(1) 对比常见的肋片模型,拓扑优化模型在传热能力上的增强效果显著,且优化结果符合传热机理,且相较于尺寸、形状优化更多依靠经验和尝试进行优化,拓扑优化将传热问题和优化模型相结合,优化过程有

图10 几何重构CAD模型(左半圆)和拓扑优化结果(右半圆)
Figure 10 Reconstructed CAD model (left) and the topology optimization model (right)

图11 几何重构模型与拓扑优化计算结果平均温度变化对比
Figure 11 Average temperature evolution of reconstructed model and topology optimization model

理可循,更加科学,理论性更强.

(2) 通过在传热模型中引入自然对流,验证了自然对流对于结构优化有显著影响,对比没有加入自然对流的优化结果,肋片的生长显示出明显的不对称性.通过与未考虑自然对流的拓扑优化结果对比,证明了该优化设计结果促进了液体的流动换热.

(3) 通过CAD软件对肋片进行了几何重构,并对比拓扑优化结果吸热过程,验证了重构结果的可靠性和准确性,为工业加工和实验验证打下基础.

参考文献

- 1 Zalba B, Marin J M, Cabeza L F, et al. Review on thermal energy storage with phase change: Materials, heat transfer analysis and applications. *Appl Thermal Eng*, 2003, 23: 251–283
- 2 Zhang H, Baeyens J, Cáceres G, et al. Thermal energy storage: Recent developments and practical aspects. *Prog Energy Combust Sci*, 2016, 53: 1–40
- 3 Py X, Olives R, Mauran S. Paraffin/porous-graphite-matrix composite as a high and constant power thermal storage material. *Int J Heat Mass Transfer*, 2001, 44: 2727–2737
- 4 Zhao C Y, Wu Z G. Heat transfer enhancement of high temperature thermal energy storage using metal foams and expanded graphite. *Sol Energy Mater Sol Cells*, 2011, 95: 636–643
- 5 Sari A, Karaipekli A. Thermal conductivity and latent heat thermal energy storage characteristics of paraffin/expanded graphite composite as phase change material. *Appl Thermal Eng*, 2007, 27: 1271–1277
- 6 Agyenim F, Eames P, Smyth M. A comparison of heat transfer enhancement in a medium temperature thermal energy storage heat exchanger using fins. *Sol Energy*, 2009, 83: 1509–1520
- 7 Zhu L, Yu J. Optimization of heat sink of thermoelectric cooler using entropy generation analysis. *Int J Thermal Sci*, 2017, 118: 168–175
- 8 Kim D K. Thermal optimization of plate-fin heat sinks with fins of variable thickness under natural convection. *Int J Heat Mass Transfer*, 2012, 55: 752–761
- 9 Huang S, Zhao J, Gong L, et al. Thermal performance and structure optimization for slotted microchannel heat sink. *Appl Thermal Eng*, 2017, 115: 1266–1276
- 10 José S M, Aurélio L A, Victor F C, et al. Material distribution and sizing optimization of functionally graded plate-shell structures. *Compos Pt B-Eng*, 2018, 142: 263–272
- 11 Gkaragkounis K T, Papoutsis-Kiachagias E M, Giannakoglou K C. The continuous adjoint method for shape optimization in conjugate heat transfer problems with turbulent incompressible flows. *Appl Thermal Eng*, 2018, 140: 351–362
- 12 Zeng S, Kanargi B, Lee P S. Experimental and numerical investigation of a mini channel forced air heat sink designed by topology optimization. *Int J Heat Mass Transfer*, 2018, 121: 663–679
- 13 Allaire G E, Bonnetier E, Francfort G, et al. Shape optimization by the homogenization method. *Numer Mathem*, 1997, 76: 27–68
- 14 Bendsoe M P, Kikuchi N. Generating optimal topologies in structural design using a homogenization method. *Comput Methods Appl Mech Eng*, 1988, 71: 197–224
- 15 Kunakote T, Bureerat S. Multi-objective topology optimization using evolutionary algorithms. *Eng Optimization*, 2011, 43: 541–557
- 16 Asadpoure A, Tootkaboni M, Guest J K. Robust topology optimization of structures with uncertainties in stiffness—Application to truss structures. *Comput Struct*, 2011, 89: 1131–1141
- 17 Eschenauer H A, Olhoff N. Topology optimization of continuum structures: A review. *Appl Mech Rev*, 2001, 54: 1453–1457
- 18 Sigmund O, Petersson J. Numerical instabilities in topology optimization: A survey on procedures dealing with checkerboards, mesh-dependencies and local minima. *Struct Optimization*, 1998, 16: 68–75
- 19 Andreassen E, Clausen A, Schevenels M, et al. Efficient topology optimization in MATLAB using 88 lines of code. *Struct Multidisc Optim*, 2011, 43: 1–16
- 20 Jang D, Yu S H, Lee K S. Multidisciplinary optimization of a pin-fin radial heat sink for LED lighting applications. *Int J Heat Mass Transfer*, 2012, 55: 515–521
- 21 Alexandersen J, Sigmund O, Aage N. Large scale three-dimensional topology optimisation of heat sinks cooled by natural convection. *Int J Heat Mass Transfer*, 2016, 100: 876–891
- 22 Haslinger J, Hillebrand A, Kärkkäinen T, et al. Optimization of conducting structures by using the homogenization method. *Struct Multidisc Optim*, 2002, 24: 125–140
- 23 Boichot R, Fan Y. A genetic algorithm for topology optimization of area-to-point heat conduction problem. *Int J Thermal Sci*, 2016, 108: 209–217
- 24 Cui T F, Ding X H, Hou L Y. Topology optimization design on heat transfer structure based on density method (in Chinese). *J Univ Shanghai Sci Technol*, 2014, (6): 548–555 [崔天福, 丁晓红, 侯丽园. 基于密度法的传热结构拓扑优化设计. 上海理工大学学报, 2014, (6): 548–555]
- 25 Zhou M, Rozvany G I N. The COC algorithm, Part II: Topological, geometrical and generalized shape optimization. *Comput Methods Appl Mech Eng*, 1991, 89: 309–336
- 26 Bendsoe M P. Optimal shape design as a material distribution problem. *Struct Optim*, 1989, 1: 193–202
- 27 Zhang Y Q, Luo Z, Chen L P, et al. Multi-stiffness topology optimization design based on MMA (in Chinese). *Acta Astronaut Sin*, 2006, 27: 1209–1216 [张云清, 罗震, 陈立平, 等. 基于移动渐近线方法的结构多刚度拓扑优化设计. 航空学报, 2006, 27: 1209–1216]
- 28 Svanberg K. A class of globally convergent optimization methods based on conservative convex separable approximations. *SIAM J Optim*, 2002, 12: 555–573
- 29 Lazarov B S, Sigmund O. Filters in topology optimization based on Helmholtz-type differential equations. *Int J Numer Meth Engng*, 2011, 86: 765–781

Summary for “相变储热单元内肋片结构的拓扑优化”

The topology optimization of the fin structure in latent heat storage

Yin You¹, Yao Zhao², Changying Zhao^{2*} & Hongbing Liu²

¹ SJTU-Paris Tech Elite Institute of Technology, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China;

² Institute of Engineering Thermophysics, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China

*Corresponding author, E-mail: changying.zhao@sjtu.edu.cn

Latent heat storage is widely investigated by the researchers due to its high volumetric energy density which makes it possible to largely reduce the energy storage cost. However, the phase change materials are known to suffer from poor thermal conductivity which greatly limits its use in the industry. A large amount of work has been carried out to enhance the heat transfer capability of the latent heat storage system. From a structural perspective, embedding of fin structure into the heat storage tank is considered as an effective way to lead to the overall heat transfer enhancement. For the moment, shape optimization and sizing optimization are the two most common optimization methods that are used to find the efficient finned structure in a heat storage tank. However, by predefining the shape of the geometry, the shape optimization and sizing optimization have more constraints when performing the optimization which limits the possibilities of a design change. Different from these two optimization approaches mentioned above, the topology optimization requires only few constraints when performing the optimization which enables dramatic design change without predefining the shape of the geometry. The core problem solved by the topology optimization is about the distribution of the materials and their topological connection within the design field. By topology optimization, high thermal conductive materials can be distributed in the heat storage tank in a way which maximizes the overall heat transfer capability of the heat storage system.

The topology optimization of a classic tube-and-shell latent heat storage tank is studied in this paper to enhance the overall heat transfer capability. By combining the topology optimization theory and the classic finite element method, a 2-D heat storage tank model has been built for the optimization of the fin structure. Besides, a comparison between the topology optimized fin structure and other typical types of fin structures is carried out. The numerical simulation is also performed considering the effect of natural convection to see its impact on the design change of final result. Furthermore, the current research on topology optimization focuses mainly on the design phase. Few studies have been done to validate numerically the reliability of the reconstructed topology optimized design which is necessary before an experimental validation. Hence, in this paper, a numerical reconstruction of the fin structures is carried out and the validation of the result is performed. Several results could be drawn from the current research: The topology optimization shows its advantage over common fin structure design; The influence of natural convection on optimization has been investigated and analyzed; The result has been reconstructed in common CAD form and corresponding validation has been performed which serves for the preparation of the upcoming experimental investigation.

latent heat storage, topology optimization, heat transfer enhancement, natural convection, numerical simulation

doi: [10.1360/N972018-01134](https://doi.org/10.1360/N972018-01134)