

梭型凹凸板式换热器相变换热的优化研究

王定标, 张喜迎, 韩 勇, 邓 静, 董 桢

(郑州大学 化工与能源学院, 河南 郑州 450001)

摘 要: 针对梭型凹坑凸胞板式换热器的凹坑流道, 采用 ANSYS Workbench 进行了相变换热优化研究. 以综合传热性能因子 PEC 、 Nu 、 f 为共同的目标函数, 研究了梭型凹坑半径 R 、梭型凹坑长度 L 、凹坑分布间距 P 等结构参数对梭型凹坑凸胞板式换热器相变换热的性能影响. 研究表明: 梭型凹坑处水蒸气的体积分数明显高于平板处的水蒸气体积分数, 说明梭型凹坑凸胞板对相变换热有着很好的强化作用, 并且梭型凹坑流道的换热性能优于相应参数下圆形凹坑的换热性能. 本研究得到的最优结构 $R = 3\text{ mm}$ 、 $L = 5\text{ mm}$ 、 $P = 24\text{ mm}$, 此时对应的 $PEC = 2.16$ 、 $Nu = 137.15$ 、 $f = 0.1874$.

关键词: 相变换热; 优化设计; 梭型; 板式换热器

中图分类号: TQ051.5; TK172 文献标志码: A doi:10.13705/j.issn.1671-6833.2016.04.022

0 引言

复合相变换热技术^[1-2]是中低温热源利用的一次突破, 广泛适用于各种燃煤、燃油、燃气锅炉以及冶金、石化等行业. 在复合相变换热技术中, 常用板式换热器作为复合相变换热装置. 板式换热器是由一系列具有一定形状的金属片叠装而成的一种新型高效换热器, 其板片表面形状是影响换热过程能量和动量交换的重要因素^[3]. 在这方面, 国内外研究人员已对其进行了大量研究, 出现了各种形式的强化换热表面, 如人字形波纹板^[4-5]、肋片板^[6]、凹坑凸胞板等^[7]. 无论表面形状如何变化, 其机理都在于在流体流动的同时增加其扰动性, 同时诱发垂直于主流方向上的二次流以增加其换热. 其中凹坑凸胞板表面多以圆形为主, 有研究表明, 其前侧的换热能力要强于后侧, 在此基础上, 出现一种梭型凹坑凸胞结构^[8]. 笔者以相变换热应用为背景, 在复合相变换热中, 板式换热器一侧为烟气, 另一侧为水, 通过换热, 将烟气能量有效利用, 以水为介质, 以梭型凹坑流道为对象, 以综合传热性能因子 PEC 、 Nu 和 f 为目标函数对该流道的相变换热过程进行优化

研究.

1 模型建立

1.1 几何模型

在复合相变换热中, 将梭形凹凸板式换热器几何模型进行简化, 以梭型凹坑流道为对象, 其三维计算模型和流体流动方向如图 1 所示. 梭形凹坑流道结构参数如图 2 所示, 其长度 $A = 300\text{ mm}$, 宽度 $B = 120\text{ mm}$, 流道高度 $H = 12\text{ mm}$. 梭形凹坑按照正三角形分布, 间距为 P , $S = \sqrt{3}P$, 笔者研究了梭型凹坑结构参数凹坑半径 R 、梭形长度 L 、分布间距 P 对流道换热性能的影响.

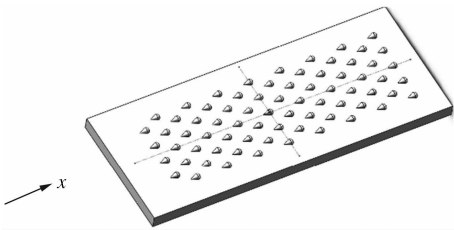


图 1 计算模型

Fig.1 Calculation model

1.2 数学模型

质量、动量及能量守恒定律是一切换热流动必须遵守的三大物理定律, 对于笔者所研究的物

收稿日期:2016-01-26;修订日期:2016-03-19
基金项目:国家自然科学基金资助项目(21576245)
作者简介:王定标(1967—),男,浙江杭州人,郑州大学教授,博士,博士生导师,主要从事工业节能技术与装备方面的研究, E-mail:wangdb@zzu.edu.cn.

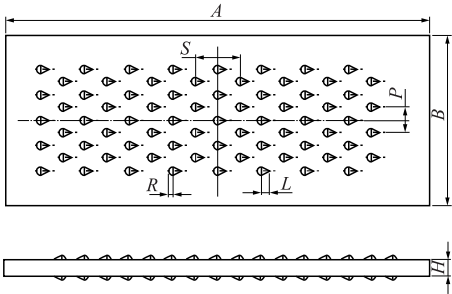


图 2 梭型凹坑流道结构参数

Fig.2 Schematic view of fluid passageway with dimples

理问题,在流动换热的基础上做出合理假设后,方程可描述为连续性方程:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0,$$

(1)

动量守恒方程:

$$\frac{\partial(\rho u_x)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u_x \vec{u}) =$$
$$\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho f_x,$$

(2)

$$\frac{\partial(\rho u_y)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u_y \vec{u}) =$$
$$\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho f_y,$$

(3)

$$\frac{\partial(\rho u_z)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u_z \vec{u}) =$$
$$\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho f_z,$$

(4)

能量守恒方程:

$$\frac{\partial(u U_i)}{\partial x} + \frac{\partial(v U_i)}{\partial y} + \frac{\partial(w U_i)}{\partial z} =$$
$$- \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial i} + v \left(\frac{\partial^2 U_i}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 U_i}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 U_i}{\partial z^2} \right),$$

(5)

式中: i 为 x, y, z 方向.

湍流模型采用 RNG $k-\varepsilon$ 模型,分别求解连续方程、动量方程和能量方程,方程均采用二阶迎风格式,多相流模型采用 Mixture^[9],通过对各物理量的进一步确定,可以使连续方程、动量方程、能量方程更加具体化,将液体水设置为第一相,水蒸气设置为第二相. 沸腾换热过程质量与能量传递源项由 UDF 定义,在软件正确编译后,便可利用 UDF 中定义的函数对 Mixture 模型中各个求解方程所对应的质量和能量源项进行设置,以解决实际工程中多相流的问题.

在通常使用中,凸胞流道多布置为烟气流道,将水布置在凹坑流道侧. 因此,边界条件定义如下:介质为水,入口为速度入口,入口速度为

0.8 m/s,温度为 358 K;出口为压力出口;两侧壁面为绝热壁面,上下壁面为恒温壁面,温度为 393 K.

1.3 优化模型

基于 Design of Explorer 模块的系统响应面方法,以 PEC, Nu, f 为目标函数,以 R, L, P 为设计变量进行参数优化模拟,设计参数范围如表 1 所示.

表 1 设计变量范围

Tab.1 Scope of input parameters

项目	R/mm	L/mm	P/mm
初始值	4	8	24
上限值	6	16	30
下限值	2	4	18

对换热器进行评价时,要考虑诸多因素,在保证换热设备可靠的同时,还应该具备良好的传热和流动阻力性能. 用到的评价参数有表征换热情况的无量纲数 Nu 、表征压力损失的摩擦因子 f 和综合传热性能因子 PEC . 通常情况下, Nu 值越大,其换热性能就越优异; f 值越小,其流动阻力越小,流动性能就越好; PEC 值综合了传热与流阻两方面的影响因素,以此比值是否大于 1 来评价换热器的综合传热性能,若此比值大于 1,说明其综合传热性能优于基准结构,比值越大,其综合传热性能越好^[10]. 有关公式定义为:

$$Nu = \frac{h D_h}{\lambda},$$

(6)

$$f = \frac{2 \Delta p D_h}{L \rho v^2},$$

(7)

$$PEC = (Nu/Nu_0) / (f/f_0)^{1/3},$$

(8)

式中: h 为表面换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; D_h 为流道的当量直径, mm ; λ 为流体导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; Δp 为长为 L 的流道上的压降, Pa ; v 为流道截面的平均速度, m/s ; Nu_0 为基准结构的努赛尔数; f_0 为基准结构的达西阻力系数.

1.4 网格独立性考核与模型准确性验证

为消除网格数量对计算结果的影响,笔者以 $A = 300 \text{ mm}$ 、 $B = 120 \text{ mm}$ 、 $H = 12 \text{ mm}$ 、 $R = 4 \text{ mm}$ 、 $L = 8 \text{ mm}$ 、 $P = 24 \text{ mm}$ 的凹坑流道为模型,进行网格独立性考核. 入口速度值为 0.07 m/s,其计算结果如图 3 所示. 由图 3 可以看出,随着网格加密, Nu 的变化趋于平缓;当网格数增加到 76 万以后, Nu 变化较小,其最大偏差分别为 0.5% 和 1.2%,说明此时网格密度已经能够满足计算精度要求,对应网格步长为 0.5 mm.

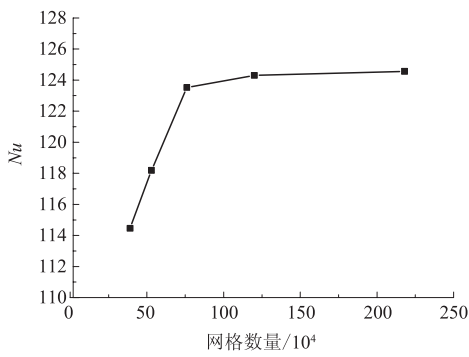


图 3 网格独立性考核
Fig.3 Grid independent analysis

笔者以光滑平板为基准结构,对模型准确性进行验证.对长度 $A = 300\text{ mm}$,宽度 $B = 120\text{ mm}$,流道高度 $H = 12\text{ mm}$ 的光滑平板按前述设置进行模拟计算,并与广泛采用的 Gnielinski 经验公式计算结果进行对照,其结果显示, Nu 的最大偏差为 16.4%,偏差值保持在合理范围内,因此,笔者所用方法具有一定的可靠性.

2 计算结果及讨论

2.1 场态分析

限于篇幅,在此仅列出初始状态(即 $v = 0.09\text{ m/s}$, $R = 4\text{ mm}$, $L = 8\text{ mm}$, $P = 24\text{ mm}$)输入参数下其加热壁面上含气率的分布云图,如图 4 所示.从图 4 可以看出,在入口段,工质沿流动方向不同截面上的平均含气率增加较为平缓,这是因为加热壁面首先要将处于过冷状态的工质加热到饱和状态,同时也是过冷沸腾过程区别于饱和沸腾过程的特点之一.

图 4 中颜色较深的区域表明含气率较低,颜色较浅的区域表明含气率较高,可以看到,凹坑处水蒸气体积分数明显高于附近同一水平位置平板处的水蒸气体积分数,这说明该梭型凹坑凸胞结

构对过冷沸腾换热强化作用较为明显.计算结果表明,平板流道在初始流动状态与相应结构参数下,其出口处平均含气率为 0.113,而梭形凹坑凸胞结构出口处的平均含气率为 0.149,比平板结构高出 31.86%;与对应参数结构下的圆形凹坑流道相比^[10],要高出 9.6%.

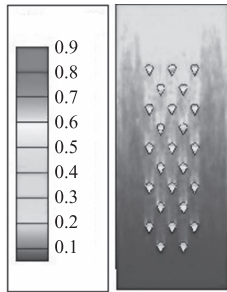


图 4 含气率分布云图
Fig.4 Volume fraction of water vapor

2.2 响应面分析

三维响应面可以全面、直观地反映两个输入参数协同作用时输出参数的变化情况,在本文的优化研究中,根据标准响应面方法生成各输入、输出参数间的响应面情况.由于同一流速下,对应平板的 $Nu_0/f_0^{1/3}$ 为一定值,所以 $Nu_0/f_0^{1/3}$ 和 $(Nu/Nu_0)/(f/f_0)^{1/3}$ 的响应面有相同的变化趋势,因此在响应面中以 $Nu/f^{1/3}$ 的响应面分析替代 PEC 的响应面分析.当 $v = 0.09\text{ m/s}$ 时, $Nu \cdot f$ 和 $Nu/f^{1/3}$ 的响应面情况如图 5~7 所示.

从图 5(a)中可以看出,固定 P 值, Nu 随着 R 的变化较为明显;在图 5(b)中,在 R 值固定的情况下, Nu 随着 L 的变化较为明显;在图 5(c)中,固定 f 值, Nu 随着 R 的变化较为明显.在相同的 R 之下,随着 P 的变化 Nu 几乎不变,说明 P 值对 Nu 的影响相比于其他两个参数 R 和 L 而言要更弱一些.

观察 f 的响应面,与上文规律类似,同样显示

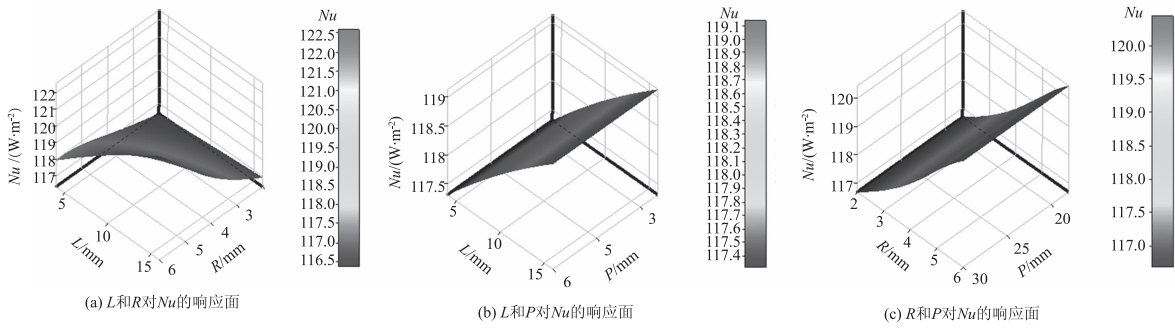


图 5 Nu 的响应面情况
Fig.5 Response surface of Nu

P 值对 f 的影响相比于其他两个参数 R 和 L 而言更弱. 从 $Nu/f^{1/3}$ 的响应面可以看到, 在 $R = 2.8$ mm 处存在明显高于其他位置的 $Nu/f^{1/3}$ 的值, 但 L 和 P 对 $Nu/f^{1/3}$ 的影响并不明显. 将 PEC 、 Nu 、 f 进行综合对比分析, 根据 $Nu/f^{1/3}$ 的响应面分析,

可将 $R = 3$ mm 作为最佳参数, 而 L 和 P 可根据具体的响应面分析情况而定. 通过对 $Nu f$ 和 $Nu/f^{1/3}$ 的响应面情况分析得到的最佳结构参考值是对最佳结构参数的定性分析, 而最终的最优结构参数仍然由系统优化产生.

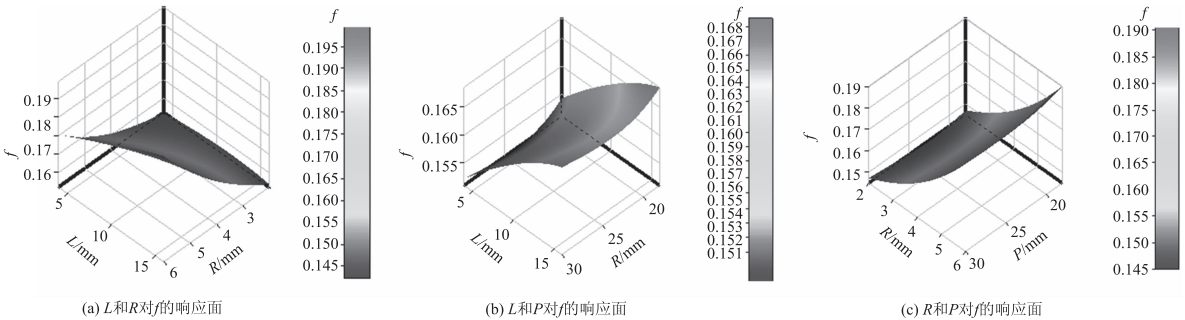


图 6 f 的响应面情况
Fig. 6 Response surface of f

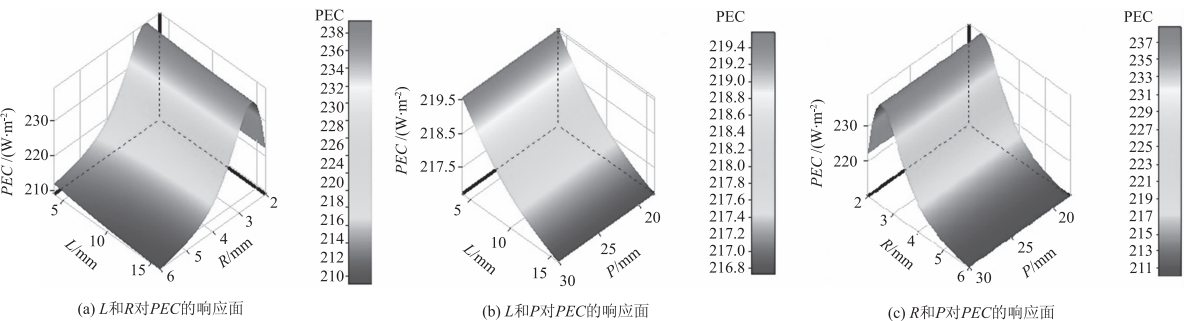


图 7 $Nu/f^{1/3}$ 的响应面情况
Fig. 7 Response surface of $Nu/f^{1/3}$

2.3 最优解分析

在优化系统中, Nu 和 PEC 的 Objective 设为 Higher, f 的重要程度设为 Lower, 系统会根据响应面生成 1 000 个样本点, 最终基于 MOGA 的优化设计方法从 1 000 个样本点中给出最好的 3 个候选结果.

通过对优化结果的分析表明, 以 PEC 、 Nu 和 f 作为多目标函数时, 得到的符合目标函数的参数组合, 其 R 分布在 2.5 mm 附近区域, L 分布在 4.5 mm 附近, P 在 23 ~ 26 mm 内分布较为密集且在 24 mm 处分布最为密集, 因此根据评价方法以及优化结构的特点, 将优化结果进行圆整, 把 $R = 3$ mm、 $L = 5$ mm、 $P = 24$ mm 作为本工况下的最佳结构, 该结构对应的 $PEC = 2.16$, $Nu = 137.15$, $f = 0.1874$.

3 结论

1) 梭型凹坑处水蒸气的体积分数明显高于平板处的水蒸气体积分数, 并且梭型凹坑流道的

含气率要高于圆形凹坑流道, 优于同结构参数下圆形凹坑的换热性能.

2) 在研究范围内, 综合 PEC 、 Nu 和 f 的多目标优化, 其最优结构 $R = 3$ mm、 $L = 5$ mm、 $P = 24$ mm, 该结构对应的 $PEC = 2.16$ 、 $Nu = 137.15$ 、 $f = 0.1874$.

参考文献:

[1] 杨本洛. 复合相变换热器: CN1078033A [P]. 1993 - 11 - 03.

[2] 王焱. 复合相变换热器技术与装置 [J]. 上海节能, 2008(2): 21 - 22.

[3] 赵晓文, 苏俊林. 板式换热器的研究现状及进展 [J]. 冶金能源, 2011(1): 53 - 54.

[4] LEE J, LEE K S. Friction and colburn factor correlations and shape optimization of chevron-type plate heat exchangers [J]. Applied thermal engineering, 2015, 89: 62 - 63.

[5] 蔡毅, 贾志刚, 周文学, 等. 人字形波纹板式换热器性能数值模拟的研究 [J]. 计算机与应用化学,

- 2009, 26(1): 105 – 108.
- [6] PAZ C, SUAREZ E, CONCHEIRO M, et al. Experimental study of soot particle fouling on ribbed plates; applicability of the critical local wall shear stress criterion [J]. Experimental thermal and fluid science, 2013, 44: 366 – 368.
- [7] MAHMOOD G I, LIGRANI P M. Heat transfer in a dimpled channel: Combined influences of aspect ratio, temperature ratio, reynolds number, and flow structure [J]. International journal of heat and mass transfer, 2002, 45: 2011 – 2020.
- [8] 董永申. 凹凸板式换热器过冷沸腾换热性能研究 [D]. 郑州: 郑州大学化工与能源学院, 2015.
- [9] 王定标, 董永申, 向飒, 等. 凹坑凸胞板式换热器相变换热优化研究 [J]. 郑州大学学报(工学版), 2014, 35(3): 10 – 13.
- [10] 姜逢章. 蜂窝板传热元件的性能研究 [D]. 郑州: 郑州大学化工与能源学院, 2010.

Optimization Study on Phase-change Heat Transfer of Plate Heat Exchanger with Fusiform Dimples

WANG Dingbiao, ZHANG Xiyang, HAN Yong, DENG Jing, DONG Zhen

(College of Chemical Engineering and Energy, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China)

Abstract: ANSYS Workbench is widely used for multiobjective optimization, by which we made an optimization study on phase-change heat transfer of the plate heat exchanger with the fusiform dimples. And the influence of R, L, D on the thermal-hydraulic performance was explored with Nu, f and PEC serving as the objective function. The results showed that the volume fraction of water vapor around the fusiform dimples was significantly higher than the smooth plate which was far away from fusiform dimples. It proved that the plate with the fusiform dimples has a very good strengthening effect on phase-change heat transfer. And that with the corresponding parameter setting the thermal-hydraulic performance of the fusiform dimples was higher than the circular dimples. Within the scope of the study, the optimal structure parameters was $R = 3 \text{ mm}, L = 5 \text{ mm}, P = 24 \text{ mm}$, and the objective function was $PEC = 2.16, Nu = 137.15, f = 0.1874$.

Key words: phase-change heat transfer; optimization design; fusiform dimples; plate heat exchanger