

# 基于Kriging模型的螺旋波纹管流动换热特性及结构优化

郑智群, 黄贤振, 姜智元, 苗兴琳

(东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819)

**摘要:** 在螺旋管式换热器的基础上结合波纹结构, 设计出一种新型的螺旋波纹管换热器. 通过数值计算研究了不同波纹深度和波纹节距对其流动换热的影响. 以数值计算结果训练Kriging模型, 训练后的Kriging模型可预测大量不同螺旋波纹结构特征样本的流动换热特性. 通过筛选摩擦系数较低且换热效率较高的结构参数以实现螺旋波纹管换热特性优化. 结果表明, 波纹结构产生的流速突变和螺旋结构产生的二次流提高了换热效率和流动阻力. 通过与数值计算结果的对比, Kriging模型预测换热特性具有较高的效率和精度. 在所选定的参数范围内, 当波纹深度、波纹节距、螺旋中径、螺旋节距分别为1.32, 27.99, 86.49, 57.85 mm时, 螺旋波纹管具有较低的摩擦系数和较高的换热效率.

**关键词:** 螺旋波纹管; 数值模拟; 换热; Kriging模型; 优化设计

中图分类号: TK 172 文献标志码: A 文章编号: 1005-3026(2024)07-0992-10

## Flow and Heat Transfer Characteristics and Structure Optimization of Helically Corrugated Tubes Based on Kriging Model

ZHENG Zhi-qun, HUANG Xian-zhen, JIANG Zhi-yuan, MIAO Xing-lin

(School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China. Corresponding author: HUANG Xian-zhen, professor, E-mail: xzhhuang@mail.neu.edu.cn)

**Abstract:** Building on the helical tube heat exchanger integrated with a corrugated structure, a novel type of helically corrugated tube heat exchanger is designed. Numerical simulations are conducted to investigate the effects of varying corrugation depths and pitches on flow and heat transfer performance. After the Kriging model is trained with numerical computation results, it can then predict the flow and heat transfer characteristics of a larger number of helically corrugated tube samples with different structure features. The structural parameter with a lower friction coefficient and a higher heat transfer efficiency are screened to optimize the heat transfer characteristics. The results indicate that the sudden change in the flow velocity generated by the corrugated structure and the secondary flow generated by the helical structure improve both heat transfer efficiency and flow resistance. The Kriging model has higher accuracy and efficiency in predicting the heat transfer characteristics. In the selected range of structural parameters, the helically corrugated tubes have a lower friction coefficient and a higher heat transfer efficiency when the corrugation depth, corrugation pitch, helical diameter, and helical pitch are 1.32, 27.99, 86.49, 57.85 mm, respectively.

**Key words:** helically corrugated tube; numerical simulation; heat transfer; Kriging model; optimal design

管式换热器被广泛用于化工、制冷、汽车等众多领域<sup>[1]</sup>, 强化换热管的换热效率成为重要的

研究课题.一般来说,强化换热的方法分为主动强化换热及被动强化换热<sup>[2]</sup>.其中,被动强化换热技术不使用外部动力<sup>[3]</sup>,通过换热器结构及布置等方式提升换热器内的紊流程度以实现强化换热的目的.被动换热的方法有多种类型<sup>[4]</sup>,同时使用两种或两种以上被动强化换热技术的方式称为复合增强<sup>[5]</sup>.

螺旋波纹管结合了螺旋结构及粗糙表面两种被动强化换热技术,通过在螺旋管管壁施加波纹结构从而有效提升了换热效率<sup>[6]</sup>.对于螺旋结构而言,管内流体产生反向旋转的涡流使热边界层变薄<sup>[7]</sup>.流体出现紊流的过程相较于直管而言更加平滑,且随着螺旋管线圈曲率的增大,湍流转化的平滑程度提高<sup>[8]</sup>.现有的研究中,一般以Dean数<sup>[9]</sup>作为衡量螺旋管曲率的无量纲参数. Dean数由螺旋管的入口直径与螺旋中径确定,由于螺旋管曲率的存在,流体在螺旋管中的流动被延迟<sup>[10]</sup>.对于换热效率,层流流动状态的螺旋管的换热系数取决于入口直径的大小<sup>[11]</sup>.湍流流动的换热系数则受到雷诺数及入口直径与螺旋中径之比的影响.对于牛顿流体,其整体换热系数随着雷诺数的增加而增大,但随着盘管螺旋直径的增大而减小,换热系数与盘管的长度成反比<sup>[12]</sup>.

对于波纹结构,其主要结构参数为波纹的深度及波纹的节距,波纹结构通过改变管路形状周期性破坏换热边界层<sup>[13-14]</sup>.同时,波纹管相对于光滑管拥有更大的管壁换热面积,热交换更加充分<sup>[15]</sup>.通过现有研究可知,波纹管的努塞尔数随着波纹深度与入口直径之比的增加而增加<sup>[16-17]</sup>,波纹管的摩擦因数比光滑管的摩擦因数有更平滑的转变<sup>[18]</sup>.对于高黏度工质,其物理性质随温度的变化是促进流体不稳定的关键<sup>[19-20]</sup>.波纹结构的螺旋管在换热过程中,存在一个临界Dean数<sup>[21]</sup>,在该临界值之上,波纹壁与壁曲率叠加,带来额外的换热增强.

上述研究仅单独对螺旋结构或波纹结构进行了研究.本文将螺旋结构与波纹结构结合,通过数值计算研究了质量流量为0.4~0.6 kg/s的条件下波纹结构对螺旋波纹管流动换热的影响.为了得到具有较好流动换热特性的螺旋波纹管,本文基于数值计算结果,首次提出一种新的基于Kriging模型的换热性能结构优化方法.所提出的方法有助于高效预测螺旋波纹管的换热性能,从而实现螺旋波纹管结构优化.

## 1 数值计算模型

### 1.1 几何模型

螺旋波纹管(helicly corrugated tube, HCT)的结构形式如图1所示,其结构的主要参数包括:螺旋节距 $L$ ,螺旋中径 $D$ ,入口直径 $d$ ,波纹深度 $e$ 以及波纹节距 $P$ .波纹结构以半圆形槽在管部盘旋构成,波纹结构在直管上的盘旋形式如图2所示.为了研究波纹结构的变化对流动换热的影响,在保证螺旋结构不变的情况下( $L=50$  mm,  $D=100$  mm),设计了具有不同波纹结构的螺旋波纹管,其中,螺旋波纹管的圈数为3圈.

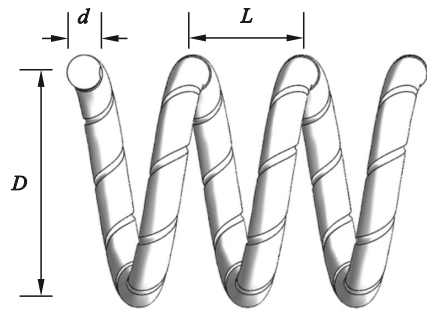


图1 螺旋波纹管结构

Fig. 1 The helically corrugated tube structure

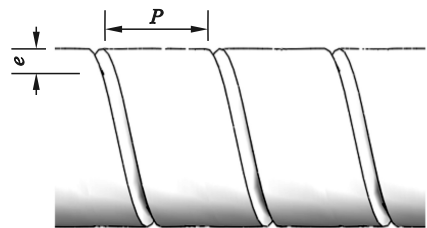


图2 波纹结构

Fig. 2 Corrugated structure

### 1.2 控制方程及边界条件

数值计算过程采用水作为流动工质.水在所计算温度范围内的物性参数变化不大,因此假设水在管内流动过程中的物性参数为常数.同时,能量方程中忽略黏性加热和压缩功,换热过程忽略与外界的辐射换热. ANSYS-FLUENT用于计算螺旋波纹管的换热流动特性.螺旋波纹管中湍流流动和换热的三维控制方程可以写成笛卡尔坐标系 $(x, y, z)$ 中的简化张量形式,其中连续、动量和能量方程表示如下.

连续方程:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0. \quad (1)$$

动量方程:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i}[(\mu + \mu_t)\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right)]. \quad (2)$$

能量方程:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho c_p u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( (\lambda + \frac{\mu_t}{Pr_t}) \left( \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \right) \right]. \quad (3)$$

式(1)~(3)为湍流的时间平均方程,式中: $u$ 与 $T$ 分别为时间平均速度与时间平均温度; $\rho$ 为密度; $\mu$ 为运动黏度; $c_p$ 为比定压热容; $x$ 表示坐标位置( $i, j=1, 2, 3$ 分别代表 $x, y, z$ 三个方向); $\mu_t$ 为湍流运动黏度; $Pr_t$ 为湍流普朗特数.在数值计算中, $Pr_t$ 的值为0.85, $\mu_t$ 通过 $k-\varepsilon$ 模型中的湍动能 $k$ 及湍流耗散率 $\varepsilon$ 计算:

$$\mu_t = C_\mu \frac{\rho k^2}{\varepsilon}. \quad (4)$$

其中,对于不同的 $k-\varepsilon$ 模型,系数 $C_\mu$ 值不同.螺旋波纹管中的流动多以旋流及二次流动为主,Realizable  $k-\varepsilon$ 方程提供旋流修正,对旋转流动、流动分离有很好的表现<sup>[22-24]</sup>,因此,湍流动能 $k$ 和湍流动能耗散率 $\varepsilon$ 的求解以Realizable  $k-\varepsilon$ 模型作为计算模型.

湍动能 $k$ 的等式为

$$\frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k - \rho \varepsilon. \quad (5)$$

湍流耗散率 $\varepsilon$ 的等式为

$$\frac{\partial(\varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_1 G_k \varepsilon - C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}}. \quad (6)$$

其中, $C_1, C_2$ 与 $\sigma_k, \sigma_\varepsilon$ 为常量,得出 $G_k$ :

$$G_k = -\rho \overline{u_i u_j} \frac{\partial u_i}{\partial u_j} = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial u_j}. \quad (7)$$

努塞尔数 $Nu$ 是跨越边界的对流热量与传导热量的比率,是反映对流换热能力的一个重要无量纲数.螺旋波纹管的换热效率通过努塞尔数 $Nu$ 评价,其计算方法为

$$Nu = \frac{h d_h}{\lambda}. \quad (8)$$

其中: $\lambda$ 为工质的导热系数; $h$ 为对流换热系数; $d_h$ 为水力直径.螺旋波纹管内的流动特性通过摩擦系数 $f$ 评价,摩擦系数越大,表明流体在流动过程中所受到的阻力越大.

$$f = \frac{2 \Delta p d_h}{\rho u^2 S}. \quad (9)$$

其中: $S$ 为螺旋波纹管的长度; $\Delta p$ 为进口压力与出口压力之差.

为保证换热过程中工质的物性变化不会过于剧烈,工质进口温度及管壁温度分别为293.15 K和343.15 K.在数值计算中,入口流量类型设置为质

量流量入口,出口流量类型设置为流量加权为1,壁面边界设置为无滑移.湍动能方程以及湍流耗散率方程的对流项选用二阶迎风格式离散,动量方程与能量方程的对流项采用QUICK格式进行离散.采用SIMPLE算法耦合速度场和压力场.

### 1.3 网格划分

采用非结构化网格对螺旋波纹管进行网格划分,螺旋波纹管的网格划分如图3所示.垂直于管壁的温度场梯度较大,因此管壁处的网格被细化.在数值计算中,Realizable  $k-\varepsilon$ 模型中的标准壁面函数由于其良好的鲁棒性和广泛的适用性而被用于模拟近壁面湍流. $y^+$ 为用于模拟近壁面流动无量纲壁距.所选网格的 $y^+$ 的平均值为48.488,可以满足壁面函数的计算要求<sup>[23]</sup>.

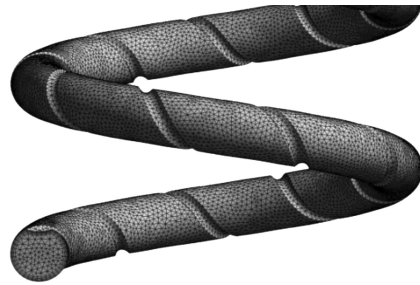


图3 螺旋波纹管网格划分

Fig. 3 Grids of the helically corrugated tube

### 1.4 计算模型验证

为了验证计算模型的准确性,将数值计算结果与通过实验数据所得的经验公式计算结果进行了比较.Pethkool等<sup>[25]</sup>以水为流体,通过实验拟合出了直波纹管的努塞尔数及摩擦系数计算公式:

$$Nu = 0.403 \left( \frac{e}{d} \right)^{0.53} \left( \frac{P}{d} \right)^{-0.29} (Re - 1500)^{0.74} Pr^{0.44}, \quad (10)$$

$$f = 1.47 \left( \frac{e}{d} \right)^{0.93} \left( \frac{P}{d} \right)^{-0.54} Re^{-0.16}. \quad (11)$$

选择 $e=1$  mm, $P=15$  mm, $d=18$  mm( $P/d=0.833$ , $e/d=0.055$ )作为结构参数,采用现有的计算模型,数值计算直波纹管内不同雷诺数 $Re$ 对应的努塞尔数及摩擦系数.数值计算结果与公式计算结果的对比如图4所示,可见,数值计算结果与公式计算结果的吻合较好.努塞尔数与摩擦系数的最大偏差分别为8.02%及4.84%,这说明数值计算的结果是可靠的.

## 2 计算结果及分析

当质量流量为0.4~0.6 kg/s时,螺旋管内的湍流流动已经发展充分,此时流体流动及换热特征的变化将较为明显.通过数值计算方法研究了螺

旋波纹管波纹结构尺寸变化对流动及换热特性的影响. 讨论了在不同质量流量的条件下, 波纹深度及波纹节距的变化对努塞尔数及摩擦系数的影响. 计算结果为螺旋波纹管优化提供依据.

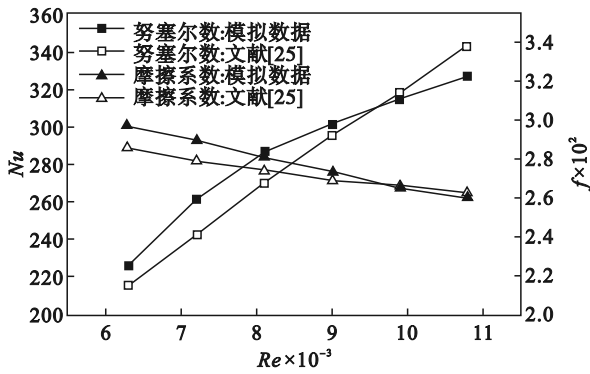


图 4 数值计算与公式计算结果对比

Fig. 4 Comparison of numerical calculation results and empirical formula results

### 2.1 螺旋波纹管流动特性

图 5a 显示了螺旋波纹管内的整体流动状态, 图 5b 显示了波纹结构位于不同位置时流动速度的分布状态. 由图 5a 可知, 流体刚刚流入螺旋波纹管时流动速度较低, 而上部流体受上升螺旋结构影响产生涡流. 由图 5b 可知, 受螺旋结构所产生离心力的影响, 螺旋管外侧壁面的速度明显大于内部壁面. 流体在流经波纹处时, 流动速度受到波纹管槽形状突变的影响急剧增加. 受波纹管槽的阻碍作用, 流体沿螺旋结构向管壁上部流动的速度明显减小.

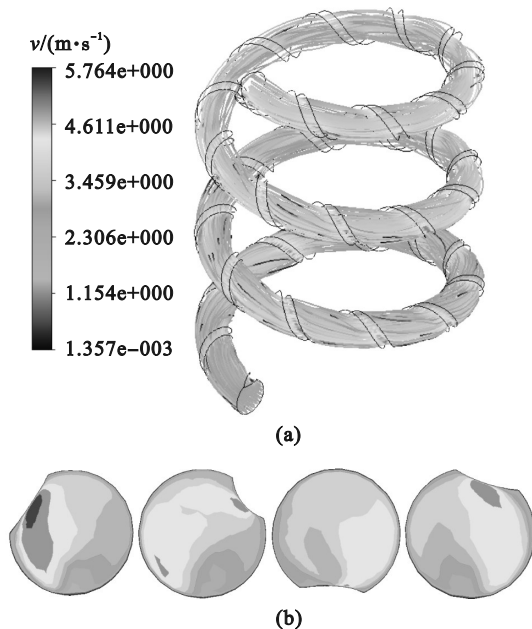


图 5 流动速度分布

Fig. 5 Flow velocity distribution

(a) 整体流动分布; (b) 一局部流动分布.

### 2.2 波纹结构对摩擦系数的影响

图 6 显示了流动工质的质量流量为 0.4~0.6 kg/s 时, 不同的波纹深度  $e$  以及波纹节距  $P$  对流动过程中摩擦系数的影响. 由图 6 可以看出, 无论结构参数如何变化, 摩擦系数均随质量流量的增加而减小. 对于波纹结构而言, 在质量流量相同的条件下, 摩擦系数随着波纹深度的增加以及波纹节距的减少而增大. 这是由于增加波纹深度以及减小波纹节距都会使波纹结构更为复杂, 复杂的波纹结构对流体流动产生了阻碍作用, 从而强化对于流体的扰动.

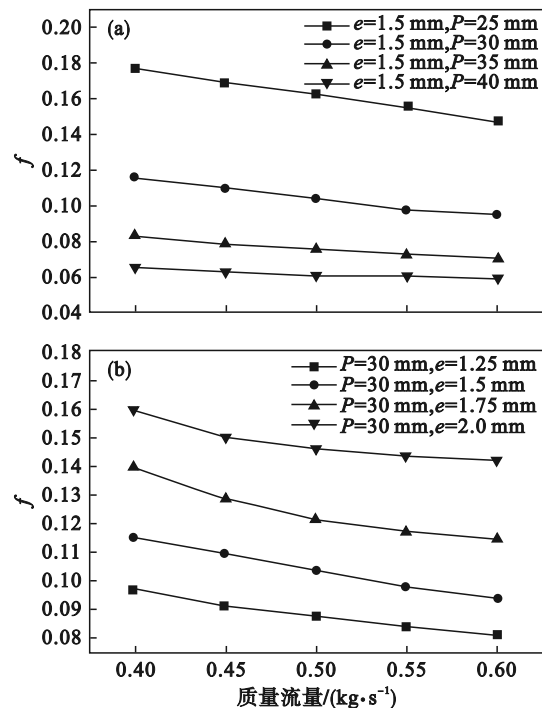


图 6 不同结构下摩擦系数的变化

Fig. 6 Variation of friction coefficient under different structures

(a) 一波纹节距; (b) 一波纹深度.

图 6a 显示了在波纹深度为 1.5 mm 的条件下, 波纹节距由 25 mm 变化至 40 mm 所对应的摩擦系数. 由图 6a 可知, 波纹节距以 5 mm 减小, 而摩擦系数增大的程度逐渐加大, 这意味着, 随着波纹节距的不断减小, 摩擦系数的增大逐渐显著. 图 6b 显示了在波纹节距为 30 mm 的条件下, 波纹深度由 1.25 mm 变化至 2.0 mm 所对应的摩擦系数. 由图 6b 可知, 波纹深度以相同的程度增长, 摩擦系数也近似以相同的程度增大. 值得注意的是, 当波纹深度由 1.25 mm 增加至 2.0 mm (增加 60%) 时, 摩擦系数平均增大 29.94%. 当波纹节距由 25 mm 增加至 40 mm (增加 60%) 时, 摩擦系数平均降低 61.8%. 因此, 在结构参数变化程

度一致的情况下,摩擦系数对于波纹节距的变化更为敏感.

### 2.3 螺旋波纹管换热特性

图 7 显示了螺旋波纹管壁面的换热量以及螺旋波纹管内外侧的换热情况. 如图所示,随着流动的发展,接近出口的壁面平均换热量小于接近入口位置的. 螺旋结构产生的离心力作用使流体对于外壁的冲刷更为强烈,因此螺旋波纹管外壁的换热量明显大于内壁. 结合图 5,在波纹槽处,突变的形状导致流动的紊流程度大幅增加,波纹槽附近热边界层被有效破坏,这使得波纹槽附近的换热量大幅提升.

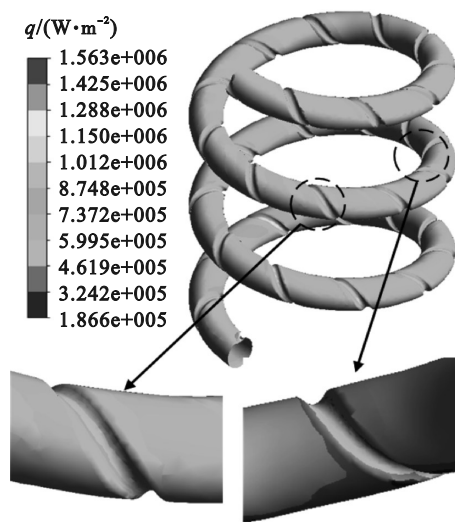


图 7 整体壁面热通量分布  
Fig. 7 Overall wall heat flux distribution

### 2.4 波纹结构对努塞尔数的影响

图 8 显示了流动工质的质量流量为 0.4~0.6 kg/s 时,不同的波纹深度  $e$  以及波纹节距  $P$  对流动过程中努塞尔数的影响. 由图 8 可知,努塞尔数随质量流量的增大而增大. 波纹深度的增加以及波纹节距的减小有效地促进了湍流的产生,因此努塞尔数随波纹深度的增加及波纹节距的减小而增加. 与摩擦系数类似,随着波纹节距的不断减小,努塞尔数的增大逐渐显著. 波纹深度以相同的程度增长,努塞尔数也近似以相同的程度增大. 当波纹深度由 1.25 mm 增加至 2.0 mm (增加 60%) 时,努塞尔数平均增加 14.46%. 当波纹节距由 25 mm 增加至 40 mm (增加 60%) 时,努塞尔数平均降低 18.05%. 结合 2.2 节,在波纹节距变化一致的情况下,努塞尔数仅变化 18.05%,而摩擦系数显著变化 61.8%,波纹节距对努塞尔数的影响程度远低于摩擦系数. 因此,从结构优化的角度考虑,相对于调整波纹节距,在所选定的质量流

量范围内增加波纹深度可以在摩擦系数增幅不大的基础上提高换热效率.

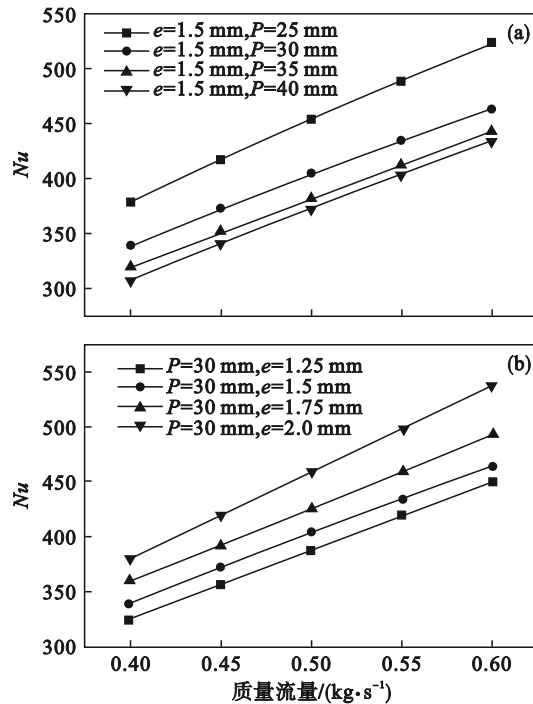


图 8 不同结构下努塞尔数的变化  
Fig. 8 Variation of Nusselt number under different structures  
(a)—波纹节距; (b)—波纹深度.

## 3 基于 Kriging 模型的优化方法

### 3.1 Kriging 模型

Kriging 模型<sup>[26]</sup>是一种通过已知数据点信息来预测未知数据点信息的无偏估计,其基本原理为通过已有的输入变量-响应值关系来近似求解未知的输入变量所对应的响应值. Kriging 对具有高度非线性和局部响应突变的大型复杂隐函数具有良好的拟合效果. 数值计算过程是相当耗时的,计算大量样本的输入变量所对应的响应值难以通过数值计算方式实现. 以少量数值计算样本训练 Kriging 后,则可以通过 Kriging 模型实现大量未知样本响应值的快速计算. 因此,本文采用 Kriging 模型构建螺旋波纹管结构特征参数  $X = [e, P, D, L]^T$ , 即波纹深度  $e$ , 波纹节距  $P$ , 螺旋中径  $D$ , 螺旋节距  $L$  与努塞尔数  $Nu$ , 摩擦系数  $f$  的函数关系. Kriging 模型可以近似表示为

$$g_k(X) = \sum_{i=1}^p f_i(X) \beta_i + z(X). \quad (12)$$

其中:  $g_k(X)$  为未知的 Kriging 模型;  $p$  为基函数的个数;  $f(X) = \{f_1(X), f_2(X), \dots, f_p(X)\}$  为随机变量  $X$  所对应的函数关系; 回归函数待定系数  $\beta =$

$\{\beta_1, \beta_2, \dots, \beta_p\}$ 通过已知的相应估计值得到; $z(\mathbf{X})$ 是在全局模拟的基础上创建的期望为0,方差为 $\sigma^2$ 的局部偏差,其协方差为

$$\text{Cov}[z(\mathbf{x}^{(i)}), z(\mathbf{x}^{(j)})] = \sigma^2 [R(\mathbf{x}^{(i)}, \mathbf{x}^{(j)})]. \quad (13)$$

式中, $R(\mathbf{x}^{(i)}, \mathbf{x}^{(j)})$ 表示任意两个样本点的相关函数,其为相关矩阵 $\mathbf{R}$ 的分量, $i, j=1, 2, \dots, m, m$ 为训练样本集中的数据个数.当 $R(\mathbf{x}^{(i)}, \mathbf{x}^{(j)})$ 为高斯型相关函数时,其表达式为

$$R(\mathbf{x}^{(i)}, \mathbf{x}^{(j)}) = \exp\left(-\sum_{k=1}^m \theta_k |x_k^{(i)} - x_k^{(j)}|^2\right). \quad (14)$$

其中, $\theta_k (k=1, 2, \dots, m)$ 为未知的相关参数.根据Kriging理论,未知点 $\mathbf{x}$ 处的响应估计值为

$$g_k(\mathbf{x}) = \mathbf{f}^T(\mathbf{x})\hat{\boldsymbol{\beta}} + \mathbf{r}^T(\mathbf{x})\mathbf{R}^{-1}(\mathbf{g} - \mathbf{F}\hat{\boldsymbol{\beta}}). \quad (15)$$

其中: $\hat{\boldsymbol{\beta}}$ 为 $\boldsymbol{\beta}$ 的估计值; $\mathbf{g}$ 为训练样本数据的响应值构成的列向量; $\mathbf{F}$ 为由 $m$ 个样本点处的回归模型组成的 $m \times p$ 阶矩阵; $\mathbf{r}(\mathbf{x})$ 为训练样本点和预测点之间的相关函数向量:

$$\mathbf{r}^T(\mathbf{x}) = \{R(\mathbf{x}, \mathbf{x}^{(1)}), R(\mathbf{x}, \mathbf{x}^{(2)}), \dots, R(\mathbf{x}, \mathbf{x}^{(m)})\}. \quad (16)$$

$\hat{\boldsymbol{\beta}}$ 及方差估计值 $\hat{\sigma}^2$ 分别为

$$\hat{\boldsymbol{\beta}} = (\mathbf{F}^T \mathbf{R}^{-1} \mathbf{F})^{-1} \mathbf{F}^T \mathbf{R}^{-1} \mathbf{g}, \quad (17)$$

$$\hat{\sigma}^2 = (\mathbf{g} - \mathbf{F}\hat{\boldsymbol{\beta}})^T \mathbf{R}^{-1} (\mathbf{g} - \mathbf{F}\hat{\boldsymbol{\beta}}) / m. \quad (18)$$

相关参数 $\boldsymbol{\theta} = \{\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_m\}$ 构成的Kriging模型为拟合精度最优的代理模型,该模型由求解极大似然估计的最大值得到:

$$\max_{\boldsymbol{\theta}} \mathbf{F}(\boldsymbol{\theta}) = -\frac{m \ln(\hat{\sigma}^2 + \ln|\mathbf{R}|)}{2}, \theta_k \geq 0, \quad (19)$$

$$k = 1, 2, \dots, m.$$

Kriging模型对大型隐式函数具有良好的拟合效果,因此可代替数值计算过程用以预测不同特征参数条件下的努塞尔数及摩擦系数.

### 3.2 基于Kriging模型的优化方法

基于Kriging模型的优化方法是一种全局的优化方法,其优化思路:快速代理计算出参数范围内的大量样本所对应的响应值,随后选取性能最优结构作为优化结果.通过拉丁超立方抽样<sup>[27]</sup>将样本区间按抽样个数进行等分,在每个区间内产生一个随机数,随后将随机数的顺序打乱从而得到所需的随机样本.因此,拉丁超立方抽样既能保证样本的随机性,又能保证样本的相对均匀性.在分析中,具有不同波纹结构和螺旋结构的特征参数向量 $\mathbf{X} = [e, P, D, L]^T$ 的 $N_{\text{ms}}$ 个样本以平均随机分布的方式选取,所有样本均通过数值方法计算其对应的响应函数,即努塞尔数及摩擦系数.

$N_{\text{ms}}$ 个样本被划分为用于训练Kriging模型的训练样本 $N_k$ 以及用于验证Kriging拟合计算准确性的对照样本 $N_c$ . $N_k$ 和 $N_c$ 均通过数值计算方式获得其对应的响应值.通过训练样本 $N_k$ 及其所对应的响应函数训练后的Kriging模型用于拟合计算对照样本 $N_c$ 的结构参数所对应的响应函数.Kriging模型的拟合计算响应值与对照样本 $N_c$ 的数值计算响应值通过相对误差 $E_r$ 与绝对误差 $E_a$ 进行对照,若满足精度要求,则通过训练后的Kriging模型代替数值计算方法.

训练后的Kriging模型对 $10^5$ 个随机参数样本所对应的努塞尔数及摩擦系数进行代理计算,通过筛选具有较低摩擦系数和较高换热效率的参数样本所对应的波纹深度 $e$ ,波纹节距 $P$ ,螺旋直径 $D$ ,螺旋节距 $L$ ,从而实现螺旋波纹管换热性能的优化.最后,Kriging模型筛选出的参数样本及其对应的摩擦系数与努塞尔数将通过数值计算进行验证.

## 4 螺旋波纹管换热特性优化

在螺旋波纹管结构参数优化中,通过计算大量不同结构样本所对应的努塞尔数及摩擦系数,随后筛选具有较低摩擦系数和较高换热效率的波纹结构及螺旋结构参数以实现优化.以数值计算的方式计算大量参数样本消耗大量时间,因此为了提高效率,通过训练Kriging代理模型代替数值计算过程.

### 4.1 Kriging模型训练及验证

通过拉丁超立方抽样抽取用于训练Kriging模型螺旋波纹管波纹结构特征参数 $\mathbf{X} = [e, P, D, L]^T$ .参数的变化范围如表1所示.通过拉丁超立方抽取了50个特征参数样本,在工质的质量流量为0.5 kg/s的条件下,所有参数样本均通过数值计算方式计算出对应的摩擦系数及努塞尔数.样本中40个计算结果用于训练Kriging模型,10个计算结果用于对比验证Kriging代理计算的准确性.

以训练后的Kriging模型对10个对照参数样本的努塞尔数及摩擦系数进行代理计算.代理计算结果与数值计算结果对比如表2所示. $E_a$ 与 $E_r$ 分别为Kriging代理计算结果与数值计算结果的绝对误差及相对误差.Kriging代理计算结果与数值计算结果的努塞尔数的相对误差 $E_r(Nu)$ 范围为-3.25%~+5.55%,摩擦系数的相对误差 $E_r(f)$ 范围为-8.37%~+1.26%,代理计算结果与数值计算

结果的努塞尔数与摩擦系数的最大误差均小于 10%,说明训练后的 Kriging 模型可以准确预测螺旋波纹管流动换热过程的努塞尔数及摩擦系数.

### 4.2 基于 Kriging 模型的结构优化

训练后的 Kriging 模型在满足计算精度要求的条件下,可以代替数值计算从而快速地得到结构特征参数所对应的摩擦系数及努塞尔数.通过简单随机抽样的方式选取  $10^5$  个螺旋波纹管结构参数样本,以 Kriging 模型对  $10^5$  个样本进行拟合计算.根据 Kriging 模型计算结果拟合的努塞尔数

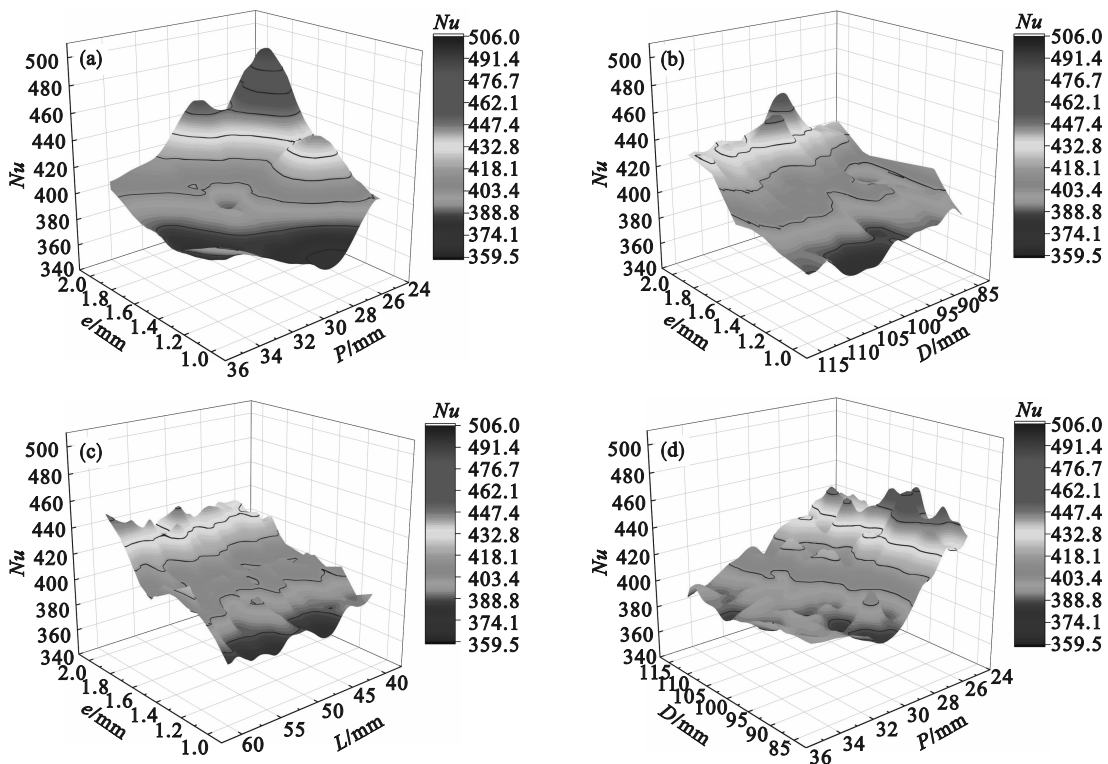
及摩擦系数响应面分别如图 9 和图 10 所示.

表 1 特征参数分布及变化范围  
Table 1 Characteristic parameter distribution and variation range

变量	分布	分布下限/mm	分布上限/mm
$e$	均匀	1	2
$P$	均匀	25	35
$D$	均匀	85	115
$L$	均匀	40	60

表 2 Kriging 模型验证  
Table 2 Kriging model validation

序号	$e/mm$	$P/mm$	$D/mm$	$L/mm$	$Nu$		$f$		$E_e(Nu)$	$E_r(Nu)/\%$	$E_e(f)/\%$	$E_r(f)/\%$
					Kriging	数值计算	Kriging	数值计算				
1	1.43	28.66	97.4	45.45	411.65	419.51	0.10749	0.11731	-7.857	-1.87	-0.98	-8.37
2	1.27	32.38	113.98	40.82	393.93	373.21	0.07822	0.07896	20.727	5.55	-0.07	-0.93
3	1.07	26.35	100.96	55.07	400.47	397.77	0.09926	0.09953	2.700	0.67	-0.02	-0.26
4	1.08	25.14	101.89	41.79	404.30	403.07	0.10444	0.10485	1.232	0.30	-0.04	-0.38
5	1.88	31.37	105.06	55.32	421.45	425.98	0.12037	0.12421	-4.525	-1.06	-0.38	-3.09
6	1.56	31.94	88.01	43.01	386.63	398.46	0.08402	0.08298	-11.82	-2.96	0.10	1.26
7	1.95	31.04	97.74	42.68	422.68	436.92	0.12048	0.12295	-14.23	-3.25	-0.24	-2.01
8	1.99	34.14	88.76	50.33	409.28	416.70	0.09299	0.09598	-7.410	-1.77	-0.29	-3.11
9	1.35	31.64	90.11	51.33	389.07	390.08	0.07767	0.07751	-1.002	-0.25	0.01	0.21
10	1.3	29.49	105.53	41.32	404.18	390.20	0.10045	0.09975	13.982	3.58	0.07	0.70



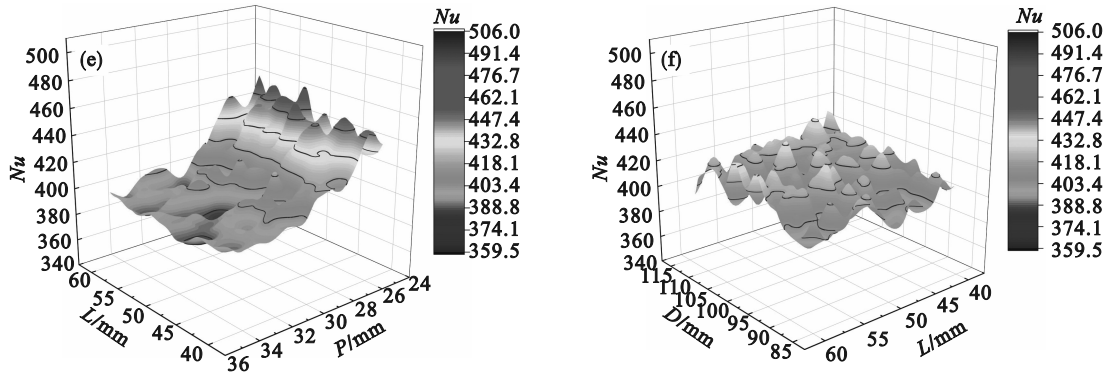


图9 Kriging 模型拟合计算响应面(努塞尔数)

Fig. 9 Response surface fitted by Kriging model (Nussel number)

(a)— $e-P$ ; (b)— $e-D$ ; (c)— $e-L$ ; (d)— $D-P$ ; (e)— $L-P$ ; (f)— $D-L$ .

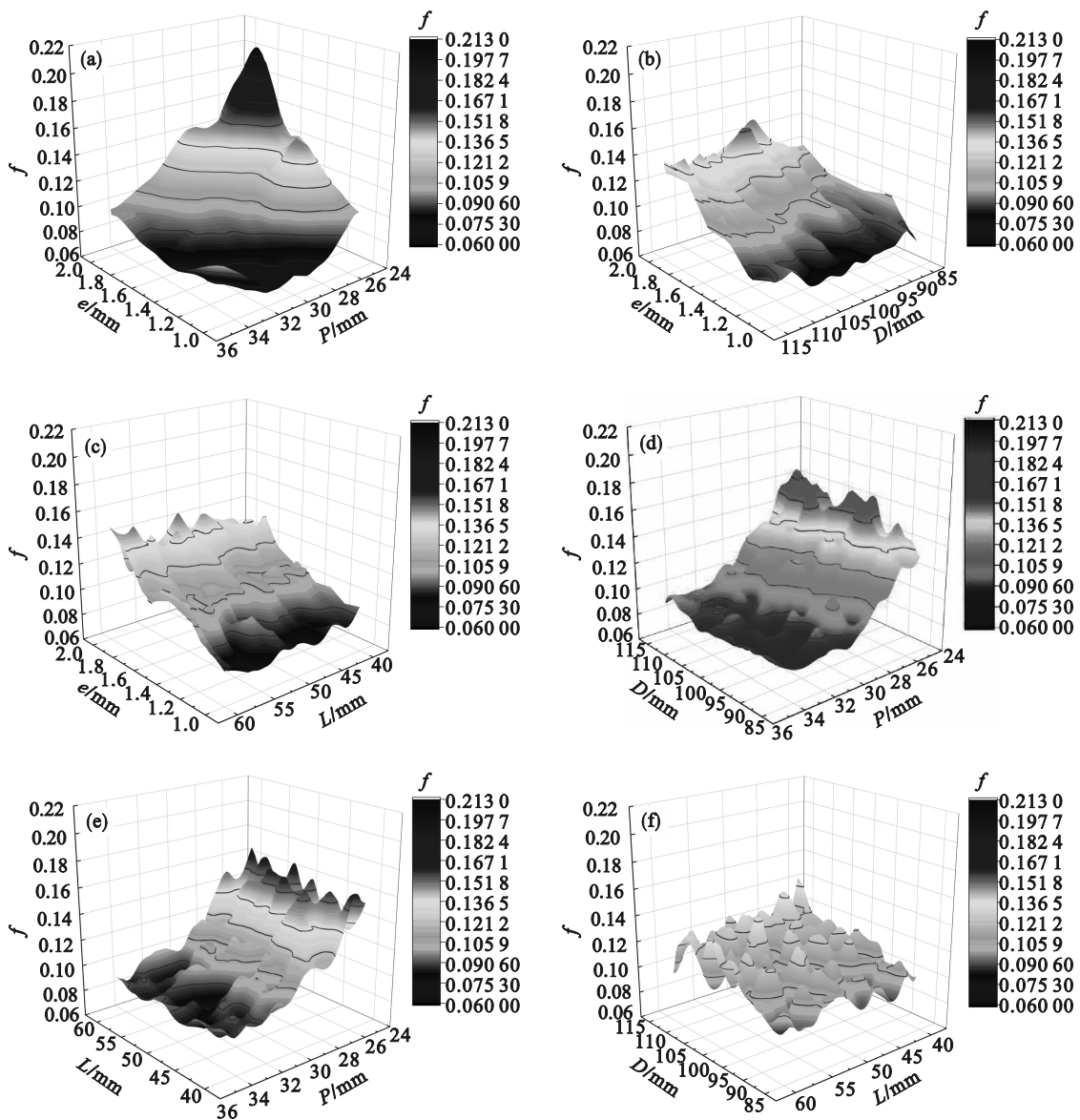


图 10 Kriging 模型拟合计算响应面(摩擦系数)

Fig. 10 Response surface fitted by Kriging model (friction coefficient)

(a)— $e-P$ ; (b)— $e-D$ ; (c)— $e-L$ ; (d)— $D-P$ ; (e)— $L-P$ ; (f)— $D-L$ .

结合图9与图10的整体分布情况可知,相同螺旋结构及波纹结构所对应的努塞尔数与摩擦

系数的整体分布趋势相似,对于任意不同结构的螺旋波纹管而言,努塞尔数的增长总是伴随着摩

擦系数的提升.值得注意的是,由图 9a 及图 10a 可以看出,摩擦系数与努塞尔数在波纹深度的最大值处与波纹节距的最小值处出现了顶峰,这说明在所设定的参数值范围内,摩擦系数与努塞尔数均随波纹深度的增加及波纹节距的减少而增大.由图 9f 及图 10f 可以看出,螺旋结构的两个参数(螺旋中径、螺旋节距)所对应的努塞尔数及摩擦系数的变化相对平缓.在此基础上,结合图 9 和图 10 中的其他图也可以看出,努塞尔数及摩擦系数的响应面受波纹结构(波纹深度、波纹节距)影响而产生倾斜,这说明,相对于螺旋结构,波纹结构对螺旋波纹管努塞尔数及摩擦系数的影响更为显著.

在所有样本的计算结果中选择摩擦系数低

于总体样本平均值且努塞尔数最大的结构参数作为优化结果.首先计算出  $10^5$  个样本对应的摩擦系数均值,随后筛选所有样本中小于摩擦系数均值且具有最大努塞尔数的结构参数作为优化结果.由代理计算结果可知,当结构特征参数  $[e, P, D, L] = [1.32 \text{ mm}, 27.99 \text{ mm}, 86.49 \text{ mm}, 57.85 \text{ mm}]$  时,螺旋波纹管流动换热过程在较低的摩擦系数的基础上拥有最大的努塞尔数.数值计算了优化结果对应的摩擦系数及努塞尔数以验证基于 Kriging 模型优化的准确性.如表 3 所示,数值计算的努塞尔数与摩擦系数分别为 421.45 与 0.106 6,与 Kriging 模型代理计算结果的相对误差分别为 1.45% 与 2.21%.因此 Kriging 模型的优化结果是准确的.

表 3 优化结果对比  
Table 3 Optimization results comparison

名称	$e/\text{mm}$	$P/\text{mm}$	$D/\text{mm}$	$L/\text{mm}$	$Nu$	$f$
Kriging 模型优化结果	1.32	27.99	86.49	57.85	427.66	0.109 1
优化结果的数值计算值	1.32	27.99	86.49	57.85	421.45	0.106 6

## 5 结 论

1) 波纹结构产生的流动速度突变和螺旋结构产生的二次流有效地破坏了流动边界层.螺旋波纹管的换热效率显著提高.同时,波纹结构对流动的阻碍也增大了摩擦系数.波纹管节距对努塞尔数的影响程度远低于摩擦系数.

2) 训练后的 Kriging 模型计算结果与数值计算结果进行对比,其努塞尔数及摩擦系数的相对误差范围分别为  $-3.58\% \sim +3.25\%$  和  $-3.09\% \sim +1.26\%$ ,说明 Kriging 模型具有较好的准确性.

3) 相同螺旋结构及波纹结构所对应的努塞尔数与摩擦系数的整体分布趋势相似.相对于螺旋结构,波纹结构对螺旋波纹管努塞尔数及摩擦系数的影响更为显著.

4) 当波纹深度  $e$ ,波纹节距  $P$ ,螺旋中径  $D$ ,螺旋节距  $L$  分别为 1.32, 27.99, 86.49, 57.85 mm 时,螺旋波纹管流动换热过程在较低的摩擦系数的基础上拥有最大的努塞尔数.优化结果与数值计算结果对比,努塞尔数及摩擦系数的相对误差分别为 1.45% 与 2.21%.

### 参考文献:

[1] 于庆波,彭家燕,任慧来,等.颗粒绕流圆管传热的数值模拟研究[J].东北大学学报(自然科学版),2016,37(5):663-667.  
(Yu Qing-bo, Peng Jia-yan, Ren Hui-lai, et al. Numerical

simulation research on heat transfer in particle flow round tubes [J]. *Journal of Northeastern University (Natural Science)*, 2016, 37(5): 663-667.)

[2] Liu S L, Sakr M. A comprehensive review on passive heat transfer enhancements in pipe exchangers [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013, 19: 64-81.

[3] 马鹏程,唐志国,刘轻轻,等.新型单圆锥体热沉单孔射流散热数值模拟[J].机械工程学报,2016,52(24):136-141.  
(Ma Peng-cheng, Tang Zhi-guo, Liu Qing-qing, et al. Numerical simulation of characteristic of heat transfer for jet impingement with new single cone heat sink through single spray nozzle [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2016, 52(24): 136-141.)

[4] Zheng Z Q, Yan F Y, Shi L. Numerical study on heat transfer and flow resistance characteristics of multi-head twisted spiral tube [J]. *Thermal Science (Part C)*, 2022, 26: 1880-1895.

[5] Gokulnathan E, Pradeep S, Jayan N, et al. Review of heat transfer enhancement on helical coil heat exchanger by additive passive method [J]. *Materials Today: Proceedings*, 2021, 37: 3024-3027.

[6] Wang M L, Zheng M G, Chao M K, et al. Experimental and CFD estimation of single-phase heat transfer in helically coiled tubes [J]. *Progress in Nuclear Energy*, 2019, 112: 185-190.

[7] 陈迁乔,钟秦.螺旋管内对流质场协同强化模拟[J].化工学报,2012,63(12):3764-3770.  
(Chen Qian-qiao, Zhong Qin. Simulation on field synergy enhancement for convective mass transfer in helical tube [J]. *CIESC Journal*, 2012, 63(12): 3764-3770.)

[8] Cioncolini A, Santini L. On the laminar to turbulent flow transition in diabatic helically coiled pipe flow [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2006, 30(7): 653-661.

[9] Moulin P, Rouch J C, Serra C, et al. Mass transfer improvement by secondary flows: Dean vortices in coiled

- tubular membranes[J].*Journal of Membrane Science*, 1996, 114(2): 235-244.
- [10] Moulin P, Veyret D, Charbit F. Dean vortices: comparison of numerical simulation of shear stress and improvement of mass transfer in membrane processes at low permeation fluxes [J]. *Journal of Membrane Science*, 2001, 183 (2) : 149-162.
- [11] Seban R A, McLaughlin E F. Heat transfer in tube coils with laminar and turbulent flow [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1963, 6(5): 387-395.
- [12] Pawar S S, Sunnapwar V K. Experimental studies on heat transfer to Newtonian and non-Newtonian fluids in helical coils with laminar and turbulent flow [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2013, 44: 792-804.
- [13] Gee D L, Webb R L. Forced convection heat transfer in helically rib-roughened tubes [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1980, 23(8): 1127-1136.
- [14] Mimura K, Isozaki A. Heat transfer and pressure drop of corrugated tubes [J]. *Desalination*, 1977, 22(1): 131-139.
- [15] Kareem Z S, Mohd Jaafar M N, Lazim T M, et al. Passive heat transfer enhancement review in corrugation [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2015, 68: 22-38.
- [16] Córcoles-Tendero J I, Belmonte J F, Molina A E, et al. Numerical simulation of the heat transfer process in a corrugated tube [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2018, 126: 125-136.
- [17] Zachár A. Analysis of coiled-tube heat exchangers to improve heat transfer rate with spirally corrugated wall [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2010, 53: 3928-3939.
- [18] Andrade F, Moita A S, Nikulin A, et al. Experimental investigation on heat transfer and pressure drop of internal flow in corrugated tubes [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, 140: 940-955.
- [19] Rainieri S, Bozzoli F, Cattani L, et al. Compound convective heat transfer enhancement in helically coiled wall corrugated tubes [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2013, 59: 353-362.
- [20] Rainieri S, Bozzoli F, Pagliarini G. Experimental investigation on the convective heat transfer in straight and coiled corrugated tubes for highly viscous fluids: preliminary results [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2012, 55: 498-504.
- [21] Bozzoli F, Cattani L, Rainieri S. Effect of wall corrugation on local convective heat transfer in coiled tubes [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016, 101: 76-90.
- [22] Zaboli M, Nourbakhsh M, Ajarostaghi S S M. Numerical evaluation of the heat transfer and fluid flow in a corrugated coil tube with lobe-shaped cross-section and two types of spiral twisted tape as swirl generator [J]. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 2020, 147: 999-1015.
- [23] Fouda A, Nada S A, Elattar H F, et al. Thermal performance modeling of turbulent flow in multi tube in tube helically coiled heat exchangers [J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2018, 135: 621-638.
- [24] Zhang C C, Wang D B, Xiang S, et al. Numerical investigation of heat transfer and pressure drop in helically coiled tube with spherical corrugation [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017, 113: 332-341.
- [25] Vicente P G, Garcia A, Viedma A. Experimental investigation on heat transfer and frictional characteristics of spirally corrugated tubes in turbulent flow at different Prandtl numbers [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2004, 47(4): 671-681.
- [26] Echard B, Gayton N, Lemaire M, et al. A combined importance sampling and Kriging reliability method for small failure probabilities with time-demanding numerical models [J]. *Reliability Engineering & System Safety*, 2013, 111: 232-240.
- [27] Helton J C, Davis F J. Latin hypercube sampling and the propagation of uncertainty in analyses of complex systems [J]. *Reliability Engineering & System Safety*, 2003, 81: 23-69.