



螺旋弓形夹套中对翼涡发生器的换热性能 分析及结构参数优化

王 铝,李红军

(浙江理工大学机械与自动控制学院,杭州 310018)

摘 要:为进行对翼涡发生器性能及结构参数优化研究,建立横截面圆心角度数为 120° 的螺旋弓形管夹套模型,通过数值模拟方法对分别安装有三角型对翼涡发生器(Delta contra wing vortex generator, DWP)、矩形对翼涡发生器(Rectangular contra wing vortex generator, RWP)和流线型对翼涡发生器(Streamlined contra wing vortex generator, SWP)的3种螺旋弓形夹套和未安装涡发生器的螺旋弓形夹套进行了对比研究。首先对安装有对翼涡发生器的夹套的强化换热机理进行分析,通过强化换热和阻力特性对比,利用综合评价因子评估了3种涡发生器的综合性能;其次对综合性能最好的三角型涡发生器的结构参数进行优化。结果表明:在圆心角度数为 120° 的螺旋弓形管夹套中,三角型涡发生器提高的换热效果最好,安装三角型和流线型涡发生器的螺旋弓形夹套具有更好的应用性;通过正交试验优化后的三角型对翼涡发生器最佳长度为32 mm、高度为8 mm、间距为40 mm,来流端展开角度为 120° 。研究结果可为实际工程中涡发生器的设计与选用提供一定的依据。

关键词:弓形管夹套;涡发生器;强化换热;综合评价;正交优化

中图分类号:TK172.4

文献标志码:A

文章编号:1673-3851(2023)01-0104-11

引文格式:王铝,李红军.螺旋弓形夹套中对翼涡发生器的换热性能分析及结构参数优化[J].浙江理工大学学报(自然科学),2023,49(1):104-114.

Reference Format: WANG Lü, LI Hongjun. Performance analysis and structural parameter optimization of contra wing vortex generator in spiral bow-shaped jacket[J]. Journal of Zhejiang Sci-Tech University, 2023, 49(1): 104-114.

Performance analysis and structural parameter optimization of contra wing vortex generator in spiral bow-shaped jacket

WANG Lü, LI Hongjun

(School of Mechanical Engineering and Automation, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China)

Abstract: In order to optimize the performance and structural parameters of the contra wing vortex generator, the spiral bow-shaped jacket model with a cross-section center angle of 120° was established, and three kinds of spiral bow-shaped jackets respectively installed with delta contra wing vortex generator (DWP), rectangular contra wing vortex generator (RWP) and streamlined contra wing vortex generator (SWP) were compared with those without vortex generator by numerical simulation. Firstly, the heat transfer enhancement mechanism of the jacket with a contra wing vortex generator was analyzed. By comparing the heat transfer enhancement and resistance characteristics, the comprehensive performance of the three vortex generators was evaluated by using comprehensive evaluation factors. Then, the structural parameters of the triangular vortex generator with the best comprehensive performance were optimized. The results show that among the spiral bow-shaped jackets with a center angle of 120° , the triangular vortex generator has the best heat transfer effect, and the spiral bow-shaped jacket with a triangular or a streamlined vortex generator has better industrial application; the optimum length, height and spacing of the triangular contra wing vortex generator optimized by orthogonal test are 32 mm, 8 mm and 40 mm,

respectively, and the expansion angle of the inlet end is 120° . The results provide a certain basis for selection and design of vortex generators in the actual engineering.

Key words: bow-shaped pipe jacket; vortex generator; heat transfer enhancement; comprehensive evaluation; orthogonal optimization

0 引言

螺旋夹套是焊接在反应釜外的一种管道换热装置,其中焊接在管道中的涡发生器在工程应用中通常是强化换热的第一选择。涡发生器强化传热,一般通过涡发生器产生的涡流来增强二次流实现^[1]。流体流经涡发生器产生压差,形成涡流,持续冲击边界层,改善温度场,同时形成的二次流,使中间主流与靠近壁面的流体混合,从而提高换热效率^[2]。若能够评估涡发生器的应用性能,进而改善其结构参数以提高管道换热,就能为工业生产带来效益。

已有很多学者针对涡发生器的摆放位置对管道强化换热影响进行了研究。张丽等^[3]提出了一种新型流线型涡发生器,研究了开角为顺流方向和逆流方向两种安装方式下换热器壳侧的强化传热效果,结果表明开角为顺流方向的安装方式优于逆流方向;李亚雄等^[4]研究了装有翼型涡发生器椭圆管束内流动与传热过程,与未安装涡发生器时进行对比分析,发现带涡发生器管束的传热效果有明显提高,将翼型涡发生器后置有着更好的换热效果;Li 等^[5]通过数值模拟和试验,将螺旋半圆管夹套内若干三角型涡发生器设置了 4 种不同的布置方式,并对夹套内换热性能进行了对比分析,发现迎流端开角对着来流方向时传热性能更优。Zhang 等^[6]研究了平行和 V 型两种布置方式的矩形小翼涡发生器对圆管内的换热影响,结果表明 V 型能够在圆管内产生更多的纵向涡结构;李凡等^[7]在圆管内布置了矩形和三角型小翼纵向涡发生器,研究了不同形状和每一列对数下的传热特性,并根据综合性能指标对涡发生器的排列位置进行了优化;Carpio 等^[8]通过在扁管换热器中安装纵向三角小翼涡发生器,研究了 5 种不同阵列形式下平板换热器的热性能,给出了热性能最好的阵列形式。管道中涡发生器的摆放位置对强化换热影响固然不可忽视,但涡发生器自身结构参数也是管道强化换热的影响因素,因此进一步研究管道中涡发生器的几何尺寸也能为管道换热提供一定理论依据。

在涡发生器几何尺寸对换热影响的研究方面,李雅侠等^[9]采用数值模拟方法研究了半圆管内安装

矩形翼对流动传热特性的影响,结果表明随着翼的长高比以及厚度的增大,流动阻力也会随着一起增大;Tepe^[10]通过将 H 型通道中三角型涡发生器的高度和坡度角作为基本研究对象,利用综合评价因子,对安装有不同高度和坡度角涡发生器的通道进行换热性能评价,结果表明涡发生器坡道高度与管道当量直径比值为 0.196、坡度角为 35° 时为该研究模型下最佳几何设计;Rambhad 等^[11]研究了内嵌涡发生器在圆形管道内的强化传热性能,发现改善管道传热的最佳直径比为 4、攻角度数为 45° ;Min 等^[12]在结合纽带热交换器圆管上安装三角翼,根据扭转比、攻角、螺距和涡发生器布置等因素,讨论了如何优化组合上述参数使管道换热增强。涡发生器几何尺寸优化研究大多是关于管道中的单一涡发生器,然而对翼涡发生器研究涉及较少。

综上所述,关于不同类型涡发生器本身的结构参数对各类螺旋通道换热影响研究较多,但在螺旋弓形管夹套中,通过综合评价结果对翼涡发生器结构参数优化的研究相对较少。本文在建立的螺旋弓形夹套的基础上,通过综合性能评价对安装在其中的 3 种对翼涡发生器的工业应用性能进行分析评估,并对综合性能最好三角型对翼涡发生器进行结构参数优化,为实际工程中涡发生器设计选用提供一定依据。

1 物理模型及数值模拟方法

1.1 弓形螺旋夹套与涡发生器的模型

反应釜筒体外横截面圆心角度数为 120° 的螺旋弓形管的几何模型简图如图 1 所示,定义螺旋角度为 n ($n=0^\circ$ 时为螺旋管进口),在 3 圈 (6π) 弓形管螺旋夹套 $n=540^\circ$ 处安装矩形对翼涡发生器 (Rectangular contra wing vortex generator, RWP) 的位置示意图如图 2 所示。安装有对翼涡发生器的螺旋弓形管夹套在后续主要的研究区域为 $3\pi\sim5\pi$,三角型对翼涡发生器 (Delta contra wing vortex generator, DWP) 和流线型对翼涡发生器 (Streamlined contra wing vortex generator, SWP) 的安装位置均与图 2 所展示的位置相同。

涡发生器的摆放方式及迎流端开角在建模时参

考以下研究发现:关于涡发生器整体摆放方式,文献[3]和文献[5]认为叉排的方式摆置涡发生器比顺排方式好,而顺流排列翅片型涡发生器比逆流排列好,即直角端作为迎流端有着更好的换热;在研究三角翼和矩形翼的强化换热效果差异时,文献[16]将迎流端的展开角度均设置为 60° 。涡发生器结构具体

示意如图 3 所示,建模时将来流方向上 3 种涡发生器张开角度都保持在 60° ,厚度均为 2 mm ,末端间距均为 30 mm ,由于涡发生器安装在螺旋管道中后,其中部分涡发生器会嵌入筒壁,未嵌入筒壁涡发生器面积均为 220 mm^2 。数值模拟计算所需翼型涡发生器和螺旋弓形管的基本结构参数如表 1 所示。

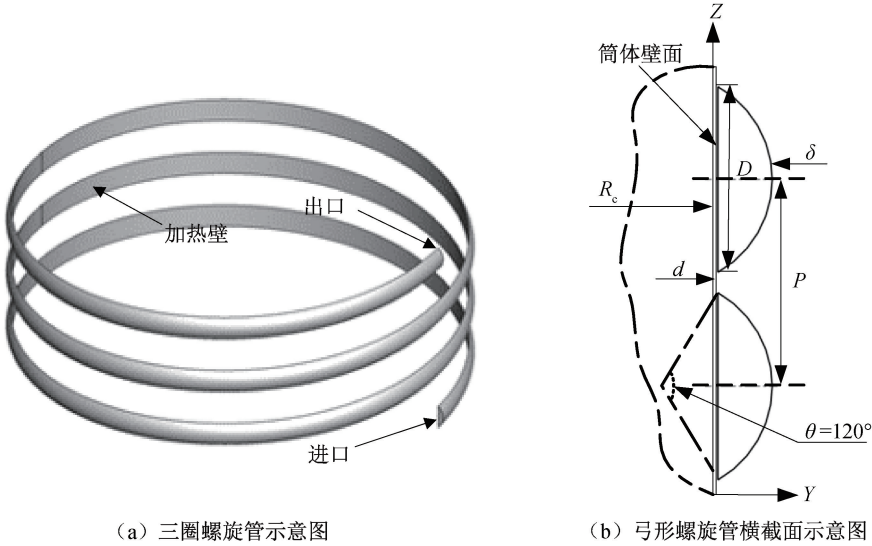


图 1 螺旋弓形管几何模型简图

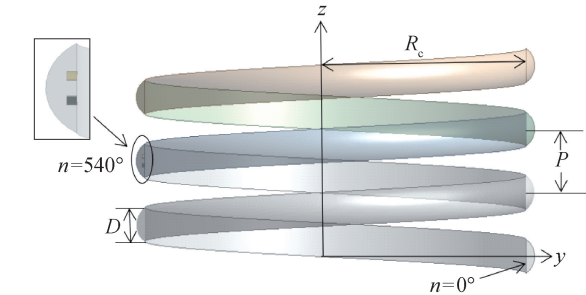


图 2 安装涡发生器的螺旋夹套示意图

表 1 涡发生器与螺旋夹套结构参数表

结构参数	参数值
螺旋夹套曲率半径 R_c/mm	1000
螺旋夹套螺距 P/mm	300
螺旋夹套壁厚 δ/mm	2
反应釜筒体壁厚 d/mm	10
内侧壁面高度 D/mm	160
对翼涡发生器高度 h/mm	15
对翼涡发生器纵向长度 L/mm	30
对翼涡发生器厚度 t/mm	2
对翼涡发生器来流端展开角度 $\beta/(\text{^\circ})$	60
对翼涡发生器间距 S/mm	30

1.2 夹套与涡发生器的模型材料

螺旋管和涡发生器选用工程中常用 304 不锈钢金属材料。反应釜是要求耐腐蚀和成型性的设备,而 304 不锈钢良好的耐蚀耐热、冲压、弯曲等性能能够满足反应釜设备所需要的工况条件。

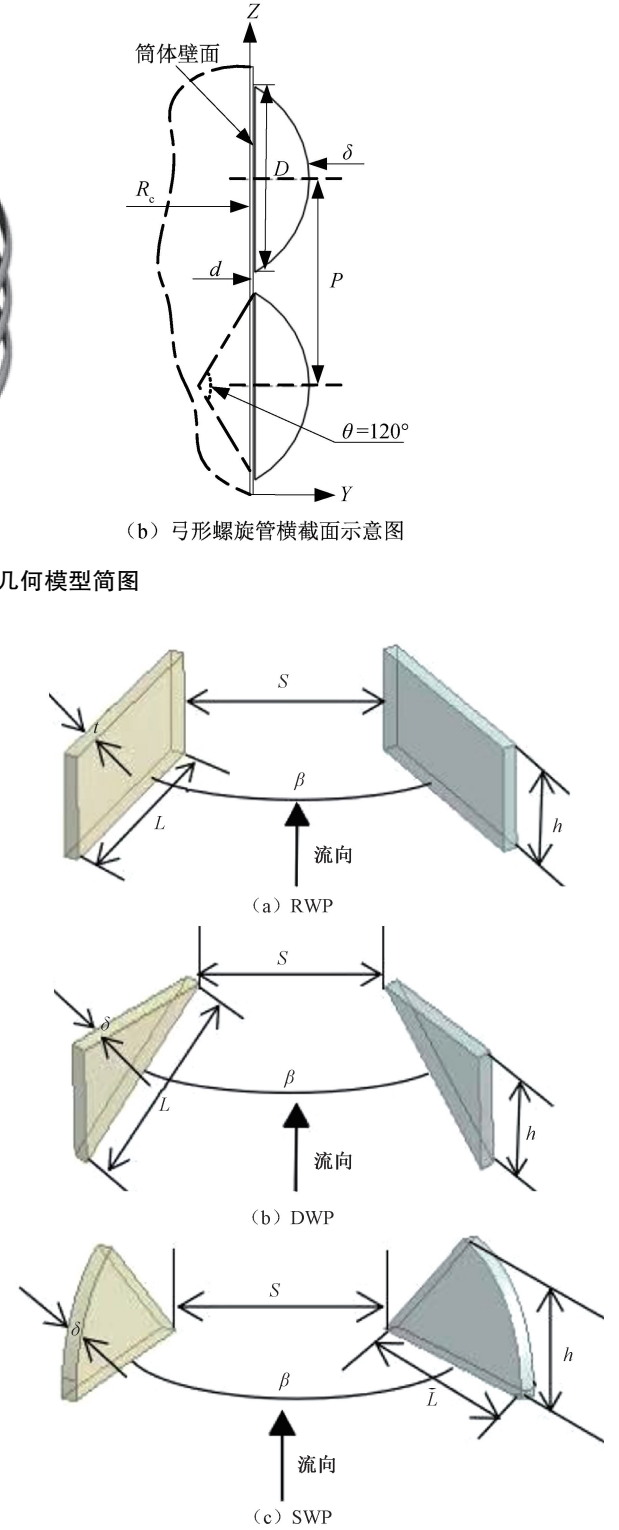


图 3 涡发生器结构示意图

1.3 控制方程及边界条件

采用 Ansys Fluent 进行求解,螺旋弓形管内介质为不可压缩常物性水,速度进口条件和相对压力为出口条件,螺旋管内侧图 1 所示的加热壁为恒温(393 K),其他壁面为无滑移绝热壁面,求解模式采用 SIMPLEC 算法,二阶迎风格式离散动量和能量方程,收敛残差设置为 1×10^{-6} 。

湍流模型选用 Realizable $k-\epsilon$ 模型,控制方程为:

a)质量守恒方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

其中: u 、 v 、 w 分别为 x 、 y 、 z 方向上的速度分量, m/s ; ρ 为流体的密度, kg/m^3 ; t 为时间, s 。

b)动量守恒方程:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \mathbf{U}) = \\ \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + \mathbf{F}_x \end{aligned} \quad (2)$$

$$T = \frac{T_{3\pi} + T_{5\pi}}{2}, \Delta t_m = \frac{T_{5\pi} - T_{3\pi}}{\ln[(T_w - T_{3\pi})/(T_w - T_{5\pi})]}, T_n = \frac{T_w - T}{T_w - T_{\text{avg}}}, Nu = \frac{h d_h}{\lambda},$$

$$Re = \frac{\rho u d_h}{\mu}, d_h = \frac{4A}{P}, f = \frac{2\Delta p d_h}{L \rho u^2}, Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda}, PEC = \frac{Nu}{(f/f_0)^{1/3}}, JF = \frac{j}{f^{1/3}}, j = \left(\frac{h}{\rho u C_p}\right) Pr^{\frac{2}{3}},$$

其中: T 表示水的定性温度, K , $T_{3\pi}$ 、 $T_{5\pi}$ 表示 3π 和 5π 螺旋截面处平均温度, K ; Δt_m 表示壁面与流体的温差, K , T_w 表示壁面温度, K ; T_n 表示无量纲温度, T_w 表示传热壁面的温度, K , T 表示截面各点温度, K , T_{avg} 表示截面平均温度, K ; Nu 表示努塞尔数; h 表示对流换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; λ 表示流体导热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; Re 表示雷诺数, u 表示流体的截面流速, m/s , μ 表示流体的动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$; d_h 表示当量直径, A 表示夹套横截面面积, m^2 ; P 表示通道的湿周长度, m ; f 表示阻力系数, Δp 表示发展段压降, Pa , L 表示发展段沿程管道长度, m ; Pr 表示普朗特数; PEC 、 JF 表示综合评价因子, Nu_0 、 f_0 表示未安装涡发生器夹套的努塞尔数和阻力系数; j 表示传热因子。

1.5 网格无关性检验

DWP 型涡发生器附近网格和螺旋夹套横截面网格示意图如图 4 所示,其中涡发生器附近网格进行加密处理,螺旋夹套横截面网格采用非结构六面体网格划分方式。表 2 为 4 种不同网格数量下误差百分比,其中网格数量最大值为对照数据,在网格数量达到 219 万个时与表中网格数量最高相比误差不

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \mathbf{U}) = \\ \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \mathbf{F}_y \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \mathbf{U}) = \\ \frac{p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \mathbf{F}_z \end{aligned} \quad (4)$$

其中: $\mathbf{U}=(u, v, w)$ 表示为速度矢量, $\nabla \cdot (\)$ 表示对括号内变量进行离散化, p 是微元体上的压强, τ 是黏性应力, \mathbf{F}_x 、 \mathbf{F}_y 、 \mathbf{F}_z 是微元体上的体力。

c)能量守恒方程:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho t)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u T)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v T)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w T)}{\partial z} = \\ \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{k}{C_p} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{k}{C_p} \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{k}{C_p} \frac{\partial T}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (5)$$

其中: C_p 是比热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; k 为传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, T 为温度, K 。

1.4 参数定义

无量纲参数及特征参数定义如下:

到 1%,考虑计算时间与误差,本文取 219 万网格数量进行数值模拟计算能够达到计算精度要求。

表 2 网格数量误差百分比

网格数量/万个	相对误差/%
59	5.14
128	3.07
219	0.81
431	—

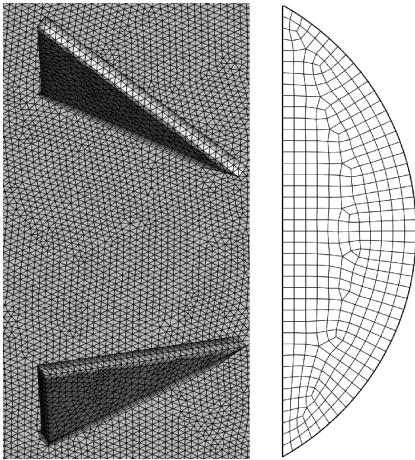


图 4 涡发生器附近与螺旋夹套横截面网格示意图

2 模拟结果有效性验证

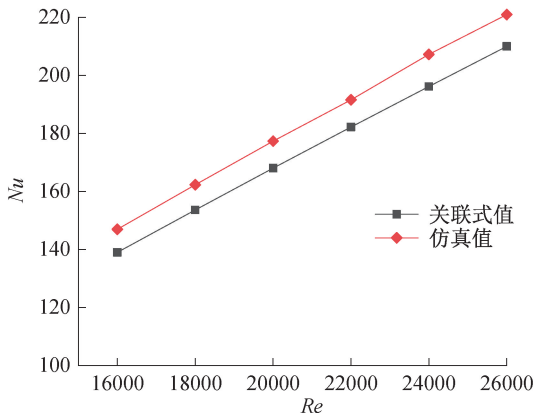
以水为流体介质,根据实验关联式^[17-18],验证该模型数值模拟结果是否具有有效性,关联式如下:

$$Nu = 0.023Re^{0.85}Pr^{0.4}\delta^{0.1} \quad (6)$$

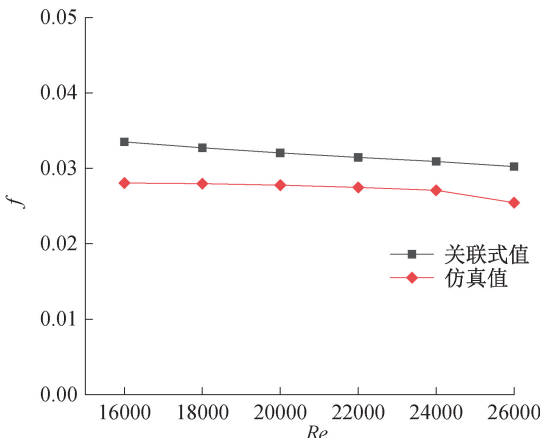
$$f = 0.304Re^{-0.25} + 0.029\sqrt{\delta} \quad (7)$$

其中: δ 为无量纲曲率。

建立与上述关联式相同的计算模型,计算了 3 圈该螺旋管充分发展段中壁面努塞尔数和摩擦阻力系数,与上述关联式进行对比,结果如图 5 所示。由图 5 可知实验值与模拟值吻合较好,数据波动较小,其中努塞尔数最大的误差不到 6%,阻力系数误差不到 11%,考虑实际模拟误差,可认为本文计算方法基本准确合理,能够反映实际传热情况。



(a) 努塞尔数



(b) 阻力系数

图 5 努塞尔数与阻力系数误差曲线

3 结果与讨论

3.1 换热机理分析

图 6 为雷诺数 10000 时,螺旋弓形管夹套中螺旋角度 $n = 550^\circ$ 横截面处涡流位置图。由图 6 可知,在光滑夹套通道中,由于边角处存在二次流^[19],

导致涡流产生,使得横截面上边角处的换热高于中心处,在安装涡发生器后能够增强二次流作用,使涡流产生的位置均靠近中心涡发生器附近处。图 7 为雷诺数 10000 时,螺旋角度 $n = 720^\circ$ 时横截面上无量纲温度云图,无量纲温度云图越均匀说明换热越强。由图 7 可知,在涡发生器后发展段,换热壁面中心点附近的温度梯度远小于换热壁面两侧的温度梯度,这主要是由于中心面受二次流影响较小,换热较弱。安装涡发生器后螺旋夹套横截面无量纲温度梯度更加均匀,说明涡发生器使流体产生强烈扰动,导致二次流加强中心主流与壁面流体的混合来提高换热。

3.2 换热性能及流动阻力对比

图 8 为螺旋弓形管夹套中对翼型涡发生器后螺旋角度 $360^\circ (n = 3\pi \sim 5\pi)$,换热壁面上努塞尔数 Nu 与未安装涡发生器下努塞尔数 Nu_0 的比值与雷诺数的关系图。由于不同雷诺数下的 Nu 增幅倍数不同, Nu/Nu_0 的值呈现波浪形规律,3 种对翼涡发生器下螺旋夹套 Nu/Nu_0 值均大于 1,说明安装 3 种涡发生器使弓形管夹套换热性能均得到了不同程度提高。其中安装 DWP 下的螺旋夹套提高的换热效果最好,SWP 型略低居中,而 RWP 型最差,在低雷诺数下 DWP 与 SWP 型涡发生器的增幅效果比高雷诺数下更为显著。在雷诺数 Re 为 10000 时,安装 DWP 的螺旋夹套壁面 Nu 增幅数值是 RWP 等条件下的 2.12 倍,不同雷诺数下 Nu/Nu_0 平均比值分别为 1.021、1.042 和 1.039。

3 种涡发生器横截面上差异会导致不同的换热效果,不同涡发生器下流动阻力也是流动换热需要考虑的因素之一。图 9 为螺旋弓形管夹套中对翼型涡发生器后螺旋角度 $180^\circ (n = 3\pi \sim 5\pi)$,换热壁面上的阻力系数 f 与未安装涡发生器下阻力系数对应值 f_0 与雷诺数的关系图。由图 9 可知,在安装涡发生器后的螺旋夹套研究段的阻力系数相较于未安装涡发生器的光滑通道均得到了不同程度的提高, f/f_0 的平均值分别为 1.048、1.076 和 1.074,其中安装 DWP 的螺旋夹套阻力系数的增幅值最高,这是由于三角型对翼涡发生器有着更为明显棱角,压差阻力较大导致整体阻力系数较高。结合努塞尔数分析可知,安装涡发生器后夹套的流动阻力增幅值大于换热提高的增幅值,因此在实际工程应用中,选择涡发生器时应将流动阻力与换热性能均作为考虑因素。

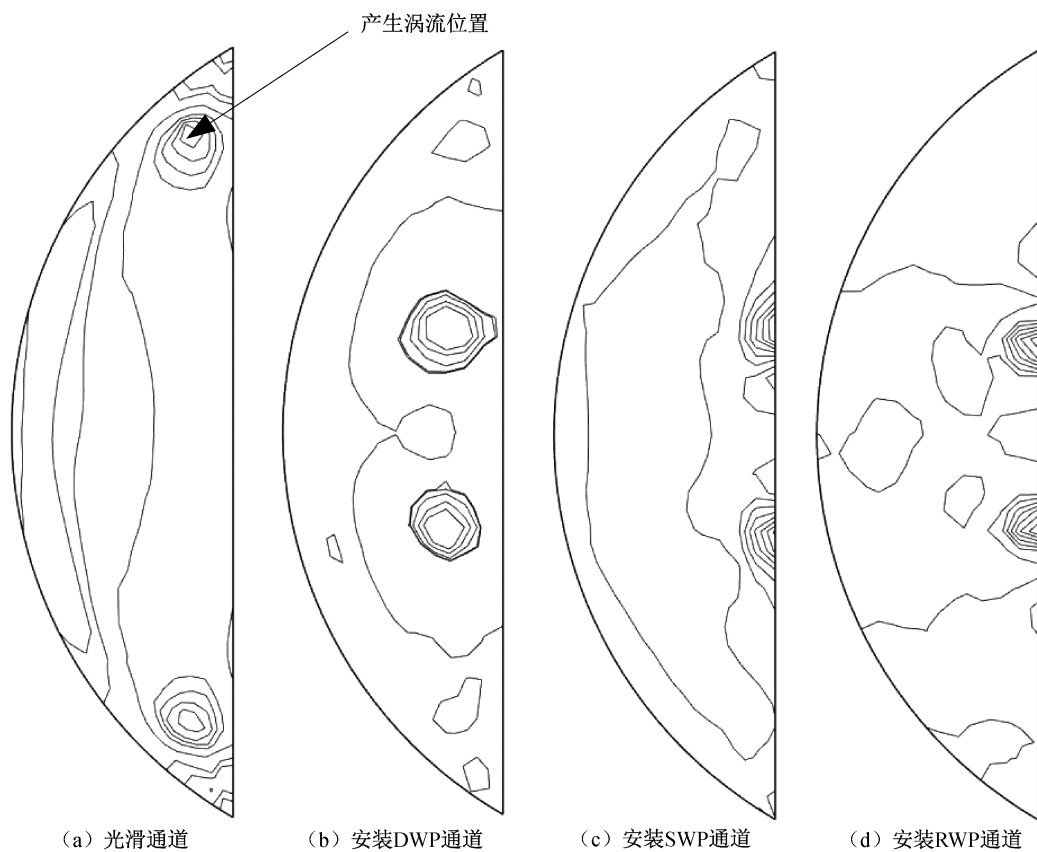


图 6 螺旋角度 $n=550^\circ$ 时横截面涡流位置图

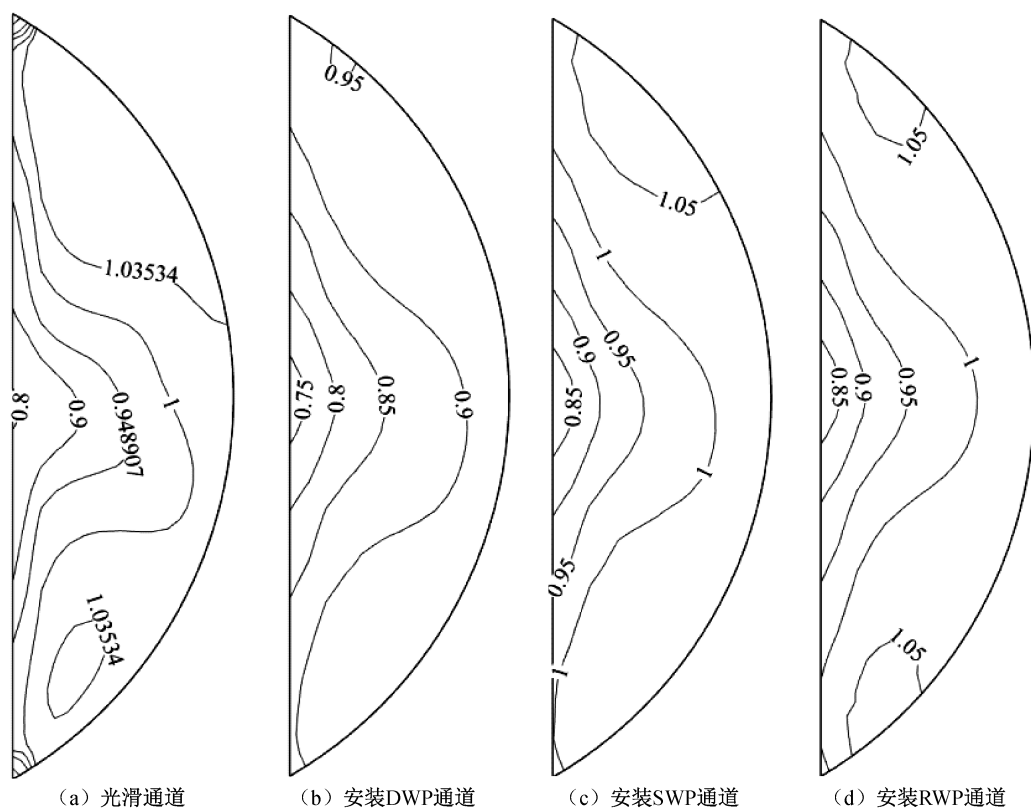


图 7 螺旋角度 $n=720^\circ$ 时横截面无量纲温度云图

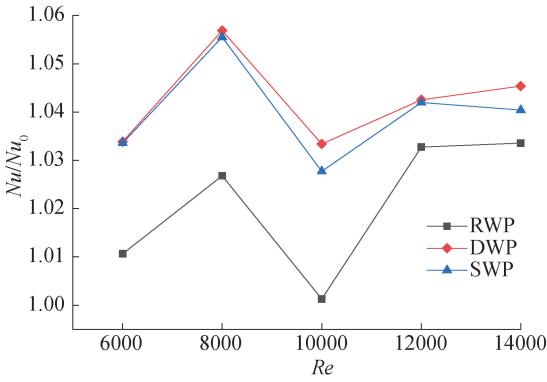


图 8 不同雷诺数下 3 种涡发生器的 Nu/Nu_0

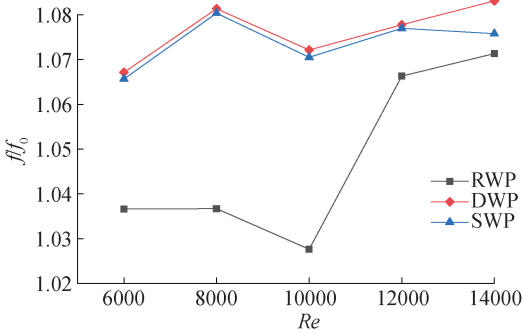


图 9 不同雷诺数下 3 种涡发生器的 f/f_0

3.3 综合评价

PEC 和 JF 评价因子^[19-20] 均能通过换热和流动反映换热元件的综合性能。图 10 为不同雷诺数下,螺旋弓形管夹套研究区域为 $3\pi\sim5\pi$ 中安装 3 种对翼涡发生器与未安装涡发生器的弓形螺旋夹套的 PEC 关系图。由 PEC 因子图可知,安装 SWP 和 DWP 的螺旋夹套 PEC 因子线均高于 EL 评价线,且 DWP 略好于 SWP,其中安装 RWP 的夹套在雷诺数为 6000 和 10000 时的 PEC 因子均小于 EL 评价线,根据 PEC 评定准则,当因子数大于 1 时才具有应用价值,因此安装 SWP 和 DWP 的螺旋夹套具有更好的工业应用性。

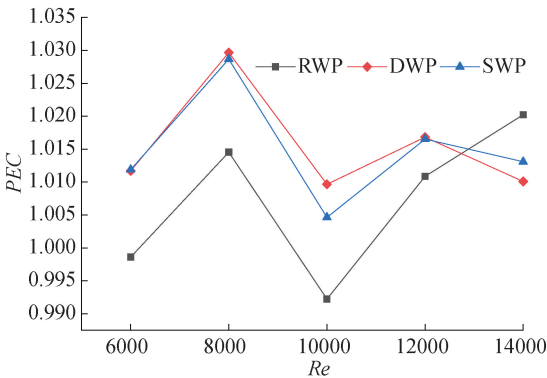


图 10 不同涡发生器下夹套 PEC 因子与雷诺数关系图

图 11 为不同雷诺数下,研究区域为 $3\pi\sim5\pi$ 中安装 3 种对翼涡发生器与未安装涡发生器的弓形螺旋夹套的 JF 关系图。由 JF 因子图可知,安装 SWP、DWP 和 RWP 的螺旋弓形管夹套的 JF 值均随着雷诺数的增大而降低,雷诺数越大下降趋势越平缓,而未安装涡发生器的 SC 光滑螺旋夹套的 JF 值呈现一定的波动。RWP 的螺旋夹套的 JF 值与 SC 光滑夹套在雷诺数为 6000 和 10000 时存在交叉,说明安装 RWP 下的夹套在一定的雷诺数下的综合性能较低,而安装 SWP 和 DWP 螺旋夹套的 JF 值均高于 SC 光滑通道,这与 PEC 评价因子图反映的结果相同。

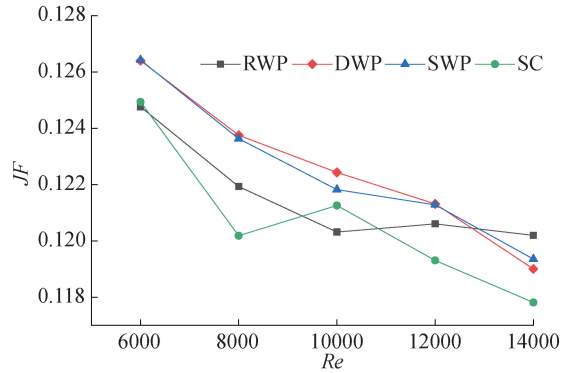


图 11 不同涡发生器下夹套 JF 因子与雷诺数关系图

3.4 三角型对翼涡发生器结构优化设计

对翼型涡发生器的结构参数及排列方式对强化换热有着不可忽视的影响,其中 Yakut 等^[19] 固定了对翼涡发生器的长度、间距以及厚度,通过雷诺数以及涡发生器的排列距离、高度和展开角度设计了 4 水平 3 因素的正交试验表来确认最优参数,其中涡发生器的高度与管道直径的比值分别是 0.26、0.40 和 0.50,展开角度分别为 30° 、 60° 和 90° 。Han 等^[20] 通过固定涡发生器的距离和展开角度,改变涡发生器的高度和底部长度来研究污垢热阻变化,其中涡发生器的长度与管道直径的比值分别是 0.05、0.15、0.25 和 0.35,高度与管道直径的比值分别是 0.04、0.087、0.113、0.170;Ebrahimi 等^[21] 通过改变涡发生器的间距和展开角度对通道换热机理进行了研究,其中涡发生器的长度和高度与管道直径的比值都是 0.2500,间距与管道直径的比值分别为 0.2500、0.1250 和 0.0625,展开角度的取值分别为 60° 、 90° 和 120° 。其他文献^[22-26] 中关于涡发生器高度、长度、展开角度以及间距的取值都不固定,整理发现长度与管径的比值 L/D (D 为加热壁内侧长度)的取值范围在 0.05~0.71;高度与管径的比值 h/D 的取值范围在 0.045~0.500;间距与管径的比

值 S/D 取值范围在 $0.0066\sim0.8000$;展开角度取值范围在 $20^{\circ}\sim130^{\circ}$ 。关于涡发生器的厚度,有些文献中并未提及或者直接近似于零,但是提到的涡发生器的厚度值范围在 $0\sim3\text{ mm}$ 。通过上述参数范围作为参考依据,将涡发生器厚度固定为 1 mm ,长度和间距范围在 $0.1D\sim0.25D$,高度范围在 $0.0500D\sim0.1625D$,角度范围在 30° 与 120° ,而具体摆列方式参考图 3。设计的 4 因素 4 水平参数如

表 3 所示,正交试验设计及结果如表 4 所示。

表 3 4 因素 4 水平参数表

因素	水平			
	1	2	3	4
L/mm	16	24	32	40
S/mm	16	24	32	40
h/mm	8	14	20	26
$B/^{\circ}$	30	60	90	120

表 4 正交试验结果表

试验次数/次	因素及水平				优化目标		
	L/mm	S/mm	h/mm	$\beta/^{\circ}$	Nu	f	PEC
1	16	16	8	30	61.4108	0.033957	1.02942
2	16	24	14	60	60.2644	0.033315	1.01665
3	16	32	20	90	61.5335	0.033705	1.03404
4	16	40	26	120	60.9044	0.032932	1.03142
5	24	16	14	90	59.8489	0.032930	1.01356
6	24	24	8	120	61.1685	0.033727	1.02768
7	24	32	26	30	58.5313	0.032849	0.99206
8	24	40	20	60	61.1171	0.033632	1.02778
9	32	16	20	120	60.8941	0.032983	1.03071
10	32	24	26	90	61.0939	0.033434	1.02942
11	32	32	8	60	61.8488	0.034087	1.03544
12	32	40	14	30	60.9758	0.033870	1.02300
13	40	16	26	60	61.5750	0.033988	1.03186
14	40	24	20	30	60.7746	0.033809	1.02024
15	40	32	14	120	60.7367	0.033267	1.02511
16	40	40	8	90	61.7976	0.034121	1.03424

采用 Minitab 对正交试验进行结果分析,将螺旋管研究段中努塞尔数、阻力系数和 PEC 综合评价因子的计算结果作为输出分析项。上述输出分析项的均值响应结果如表 5—表 7 所示,从表中可以看出,涡发生器的 4 种试验参数(L 、 S 、 h 、 β)对发展段努塞尔数、阻力系数和 PEC 因子影响的主次顺序不一样。 S 参数对努塞尔数、阻力系数和 PEC 因子的影响顺序是一样的,排秩排在第 4 位,但是展开角 β 对阻力系数的影响高于对努塞数的影响顺序,这可能是由于展开角度在横截面上的大小的变化对流体流动阻碍有着明显的影响。其中 PEC 因子是由努塞尔数和阻力系数共同决定的,涡发生器的 4 种结构参数对 PEC 因子大小的影响顺序为 $L>\beta>h>S$ 。

极差分析是正交试验常用的一种分析方法,它反映了每一种水平变动下实验结果的波动情况,通过极差分析不仅能得到因素影响的主次顺序,还能得到最优方案。其中优方案指的是在试验范围内,各因素水平下的最优组合。3 种结果输

出项的均值响应图如图 12—图 14 所示,由图可知,横坐标每个不同水平对应的都有一个最大响应均值,其中最高点表示该结构参数对应的最优参数。

表 5 努塞尔数均值响应表

水平	L	S	h	β
1	61.03	60.93	61.56	60.42
2	60.17	60.83	60.46	61.20
3	61.20	60.66	61.08	61.07
4	61.22	61.20	60.53	60.93
极差	1.05	0.54	1.10	0.78
排秩	2	4	1	3

表 6 阻力系数均值响应表

水平	L	S	h	β
1	0.0334	0.0334	0.0339	0.0336
2	0.0332	0.0335	0.0333	0.0337
3	0.0335	0.0334	0.0335	0.0335
4	0.0338	0.0336	0.0333	0.0332
极差	0.0005	0.0001	0.0006	0.0005
排秩	3	4	1	2

表 7 PEC 均值响应表

水平	L	S	h	β
1	1.028	1.026	1.032	1.016
2	1.015	1.023	1.020	1.028
3	1.030	1.022	1.028	1.028
4	1.028	1.029	1.021	1.029
极差	0.014	0.007	0.012	0.013
排序	1	4	3	2

首先根据综合平衡法对各个指标进行分析,其次根据因素影响的主次顺序进行综合平衡分析,从而确定最优方案。表 8 为努塞尔数、PEC 因子和阻力系数的极差分析汇总结果,根据表中数据分析,努塞尔数是传热指标的重要因素,因素 L 应该按 4 水

平作为最优水平,因素 h 在阻力系数中为最主要因素应该按照 1 水平作为最优水平。因素 S 在 3 个指标中都排在相同水平,因此 4 水平作为最优水平,因素 β 在 3 个指标中分别是 2 和 4 水平为最优水平,经过分析确定的最优解为 $L_4S_4h_1\beta_2$ 和 $L_3S_4h_1\beta_4$ 。

正交试验所分析的最优参数组合并未出现在正交试验设计表中,因此需对表 8 中二组优方案进行验证。验证后发现 $L_4S_4h_1\beta_2$ 参数组合下的综合评价值为 1.036,而 $L_3S_4h_1\beta_4$ 的综合评价值为 1.04,优于正交实验表里的每一组试验,最终确认 DWP 最优结构参数为 $L=0.2D$ 、 $S=0.25D$ 、 $h=0.05D$ 、 $\beta=120^\circ$ 。

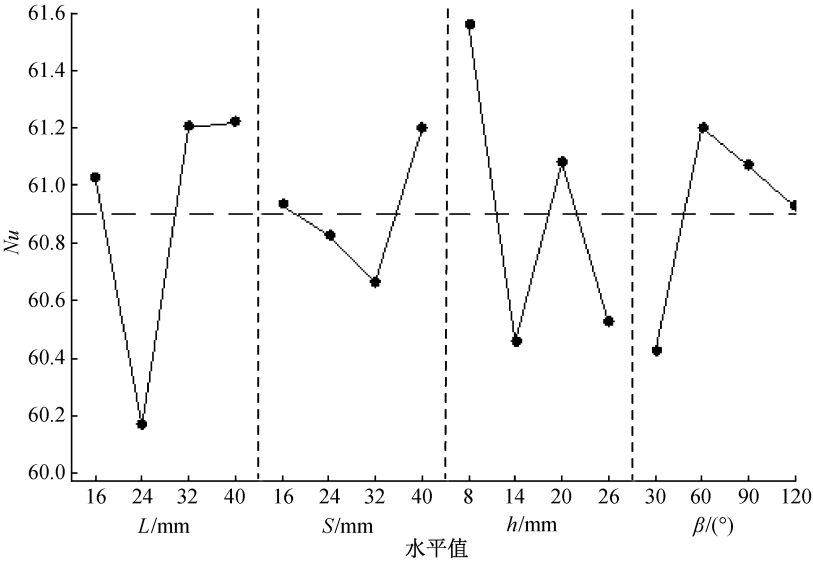


图 12 Nu 均值响应图

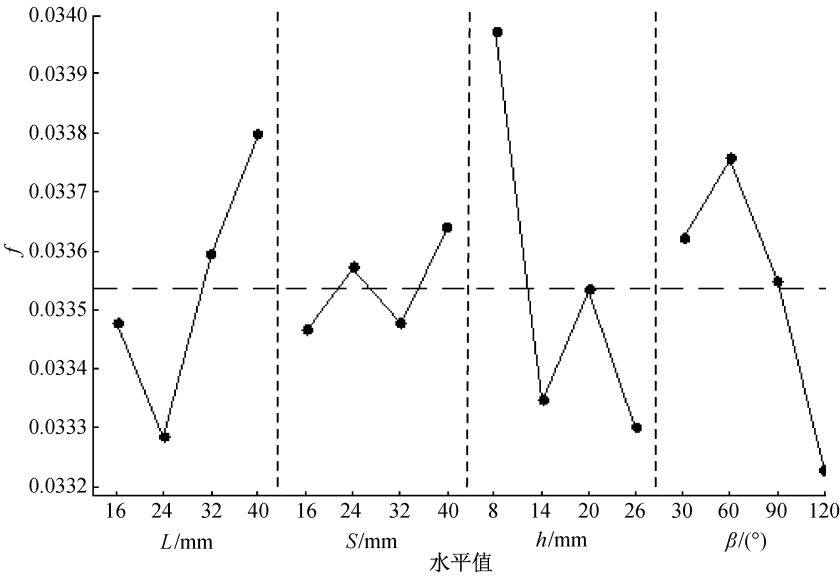


图 13 f 均值响应图

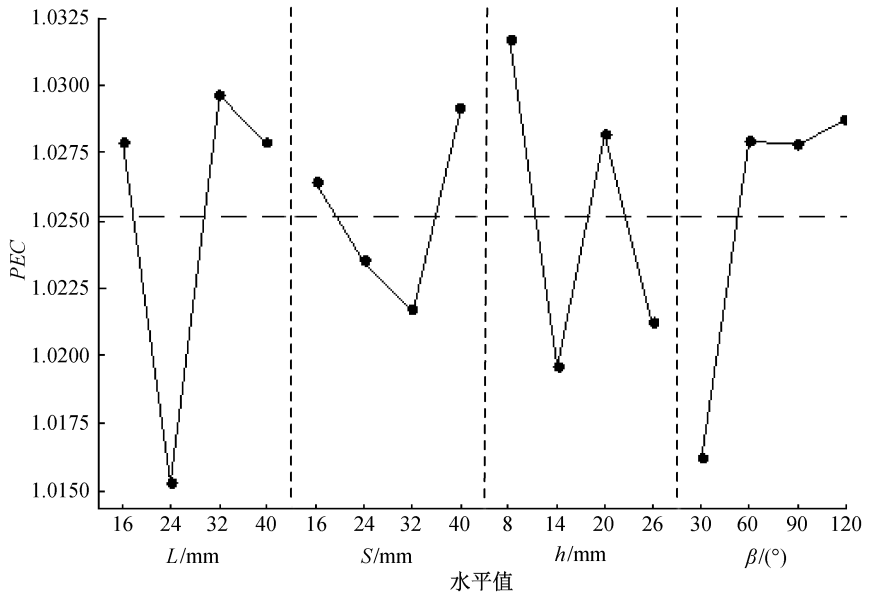


图 14 PEC 均值响应图

表 8 极差分析汇总表

计算项目	因素				因素主次	优方案
	<i>L</i>	<i>S</i>	<i>h</i>	β		
K_{Nu1}	244.1132	243.7289	246.2256	241.6926	$L>h>\beta>S$	$L_4S_4h_1\beta_2$
K_{Nu2}	240.6657	243.3013	242.8257	244.8053		
K_{Nu3}	244.8126	242.6503	244.3194	244.2738		
K_{Nu4}	244.8839	244.7949	242.1046	243.7037		
R_1	4.2182	2.1446	3.3999	3.1130		
K_{f1}	0.133909	0.133857	0.135893	0.134486	$h>L>\beta>S$	$L_4S_4h_1\beta_2$
K_{f2}	0.133137	0.134285	0.133382	0.135022		
K_{f3}	0.134374	0.133908	0.134129	0.134190		
K_{f4}	0.135186	0.134556	0.133202	0.132909		
R_2	0.002049	0.000699	0.002691	0.002113		
K_{PEC1}	4.111527	4.105555	4.126775	4.064716	$L>\beta>h>S$	$L_3S_4h_1\beta_2$
K_{PEC2}	4.061095	4.093990	4.078318	4.111733		
K_{PEC3}	4.118570	4.086650	4.112774	4.111264		
K_{PEC4}	4.111442	4.116439	4.084767	4.114921		
R_3	0.057475	0.029789	0.048457	0.050205		

注: K_{Nu_i} 表示任一水平号为*i*(*i*=1,2,3,4)时,表4中优化项为*Nu*的试验结果之和; K_{f_i} 表示任一水平号为*i*(*i*=1,2,3,4)时,表4中优化项为*f*的试验结果之和; K_{PEC_i} 表示任一水平号为*i*(*i*=1,2,3,4)时,表4中优化项为*PEC*的试验结果之和; R_j 表示为任一优化项为*j*(*j*=1,2,3)时的极差。

4 结 语

本文在截面为120°圆心角的弓形管螺旋夹套的基础上,将3种对翼涡发生器分别安装在夹套中,研究了其换热性能,并在本文螺旋夹套下对涡发生器工业应用性评估后,将三角型对翼涡发生器进行了结构参数优化,主要结论如下:

a)安装对翼涡发生器后螺旋夹套横截面无量纲温度梯度更加均匀,流体产生强烈扰动,使二次流加强了中心主流与壁面流体的混合,导致夹套换热提

高。 Nu/Nu_0 值表明安装3种涡发生器使夹套的换热性能均得到了不同程度提高。其中DWP型提高的换热效果最好,SWP型略低居中,RWP型最差, f/f_0 的值说明夹套的流动阻力增幅值大于换热提高的增幅值。

b)综合评价表明安装SWP和DWP时螺旋弓形管夹套*PEC*因子值均能大于性能评估线值,且*JF*值均大于未安装涡发生器时螺旋通道的*JF*值,安装SWP和DWP的螺旋夹套均具有工业应用性,其中DWP型最佳。

c)通过正交试验设计对 DWP 结构参数进行了优化,结构参数对 PEC 因子大小的影响顺序为 L 、 β 、 h 、 S ,利用综合平衡分析法给出的最优结构参数为 $L=0.25D$ 、 $S=0.25D$ 、 $h=0.05D$ 、 $\beta=120^\circ$ 。

参考文献:

- [1] Moosavi R, Banihashemi M, Lin C X, et al. Combined effects of a microchannel with porous media and transverse vortex generators (TVG) on convective heat transfer performance [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2021, 166:106961.
- [2] 郑思尧,郭方文,黄魁,等. 涡发生器强化矩形微细通道传热的研究进展[J]. *微纳电子技术*, 2022, 59(1):9-18.
- [3] 张丽,尚勃均,李雅侠,等. 流线型涡发生器与螺旋片强化换热器壳侧传热[J]. *化工学报*, 2017, 68(4):1349-1357.
- [4] 李亚雄,虞斌. 不同纵向涡发生器流动传热的数值模拟[J]. *热能动力工程*, 2018, 33(5):26-32.
- [5] Li Y X, Wang X, Zhang J, et al. Comparison and analysis of the arrangement of delta winglet pair vortex generators in a half coiled jacket for heat transfer enhancement[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, 129:287-298.
- [6] Zhang K, Sun Z Q, Zheng N B, et al. Effects of the configuration of winglet vortex generators on turbulent heat transfer enhancement in circular tubes [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, 157:119928.
- [7] 李凡,陆高锋,马光柏,等. 纵向涡强化圆管内换热的数值模拟及性能分析[J]. *化工学报*, 2021, 72(S1):120-126.
- [8] Carpio J, Valencia A. Heat transfer enhancement through longitudinal vortex generators in compact heat exchangers with flat tubes[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2021, 120:105035.
- [9] 李雅侠,吴凯,史晓航,等. 矩形翼强化半圆螺旋通道内流体流动与换热[J]. *沈阳化工大学学报*, 2021, 35(1):54-60.
- [10] Tepe A Ü. Heat transfer enhancement of fin-tube heat exchangers using punched triangular ramp vortex generator on the fin surface[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2021, 174:121326.
- [11] Rambhad K S, Kalbande V P, Kumbhalkar M A, et al. Heat transfer and fluid flow analysis for turbulent flow in circular pipe with vortex generator [J]. *SN Applied Sciences*, 2021, 3(7):1-21.
- [12] Min C H, Li H Z, Gao X M, et al. Numerical investigation of convective heat transfer enhancement by a combination of vortex generator and in-tube inserts [J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2021, 127:105490.
- [13] 李雅侠,张腾,张春梅,等. 翼型涡发生器对半圆形螺旋通道的换热强化机理[J]. *化工学报*, 2016, 67(5):1814-1821.
- [14] Cioncolini A, Santini L. An experimental investigation regarding the laminar to turbulent flow transition in helically coiled pipes [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2006, 30(4):367-380.
- [15] Itō H. Friction factors for turbulent flow in curved pipes[J]. *Journal of Basic Engineering*, 1959, 81(2):132-133.
- [16] 李雅侠,栾兰,吴剑华. 弓形截面螺旋半管夹套内流体流动与换热[J]. *当代化工*, 2012, 41(12):1291-1294.
- [17] Webb RL, Eckert ERG. Application of rough surfaces to heat exchanger design[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1972, 15(9):1647-1658.
- [18] Li J, Ling X, Peng H. Field synergy analysis on convective heat transfer and fluid flow of a novel triangular perforated fin[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2013, 64:526-535.
- [19] Yakut K, Sahin B, Celik C, et al. Effects of tapes with double-sided delta-winglets on heat and vortex characteristics [J]. *Applied Energy*, 2005, 80(1):77-95.
- [20] Han Z M, Xu Z M, Qu H W. Parametric study of the particulate fouling characteristics of vortex generators in a heat exchanger[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, 167:114735.
- [21] Ebrahimi A, Naranjani B, Milani S, et al. Laminar convective heat transfer of shear-thinning liquids in rectangular channels with longitudinal vortex generators[J]. *Chemical Engineering Science*, 2017, 173:264-274.
- [22] Zhang L, Yan X, Zhang Y, et al. Heat transfer enhancement by streamlined winglet pair vortex generators for helical channel with rectangular cross section[J]. *Chemical Engineering and Processing - Process Intensification*, 2020, 147:107788.
- [23] Promvong P, Skullong S. Thermo-hydraulic performance in heat exchanger tube with V-shaped winglet vortex generator [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, 164:114424.
- [24] Lei Y G, Zheng F, Song C F, et al. Improving the thermal hydraulic performance of a circular tube by using punched delta-winglet vortex generators [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017, 111:299-311.
- [25] Sohankar A. Heat transfer augmentation in a rectangular channel with a vee-shaped vortex generator [J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2007, 28(2):306-317.
- [26] 唐凌虹,曾敏. 涡发生器矩形通道内流动换热性能[J]. *中国科学院大学学报*, 2018, 35(2):240-247.