

研究论文

高效复合强化换热器的管程性能

朱冬生, 安冬旭, 李霞, 张立振, 朱辉, 于腾祥

(华东理工大学机械与动力工程学院, 承压系统与安全教育重点实验室, 上海 200237)

摘要: 通过搭建内螺纹扭曲椭圆管复合强化管换热器传热与压降性能测试平台, 对内螺纹扭曲椭圆管复合强化管换热器的管程传热和流阻性能进行了实验研究, 以实验数据为基础拟合得到其对流传热系数和流动摩擦阻力系数与管内流体 Reynolds 数的计算准则关系式, 将内螺纹扭曲椭圆管与光滑圆管、内螺纹圆管、光滑扭曲管的管程传热、流阻以及综合性能进行对比分析, 结果显示内螺纹扭曲管流动阻力略高于其他类型的换热管, 传热效果和综合性能明显优于其他类型换热管。内螺纹扭曲管作为一种内螺纹和扭曲扁管强化传热技术的叠加技术, 强化传热效果明显, 具有重要的工程应用价值。

关键词: 内螺纹扭曲椭圆管; 管程传热膜系数; 管程压降; 传热

DOI: 10.3969/j.issn.0438-1157.2014.02.012

中图分类号: TK 124

文献标志码: A

文章编号: 0438—1157 (2014) 02—0453—07

Tube side performance of new efficient composite enhanced heat exchanger

ZHU Dongsheng, AN Dongxu, LI Xia, ZHANG Lizhen, ZHU Hui, YU Tengxiang

(Key Laboratory of Pressure Systems and Safety of Ministry of Education, School of Mechanical and Power Engineering, East China University of Science and Technology, Shanghai 200237, China;)

Abstract: By building a platform for testing heat transfer and pressure drop performance, the thermal performance and flow resistance on the tube side of an internally ribbed twisted tube heat exchanger are examined. Based on the experimental result, correlations for the heat transfer coefficient and friction factor with tube side Reynolds number are obtained. This paper compares and analyzes the heat transfer, pressure drop and comprehensive performance of internally ribbed twisted tube, smooth twisted tube, internally ribbed circular tube, and general smooth tube with similar geometric parameters. The results show that although the internally ribbed twisted tube gives slightly higher flow resistance, it presents the highest heat transfer coefficient and comprehensive performance among these tubes. The coupled enhancement effects for heat transfer resulted from internal rib and twisted tube are obvious, and this structure will be widely used in the industry.

Key words: internally ribbed twisted tube; tube side heat transfer coefficient; tube side pressure drop; heat transfer

引 言

管壳式换热器被广泛应用于石油、化工等领

域, 在现代石油化工领域中, 换热器的投资约占 30%~40%^[1]。换热器管内强化传热技术在提升换热器换热效率方面具有重要作用。扭曲椭圆管和内螺

2013-04-14 收到初稿, 2013-07-31 收到修改稿。

联系人及第一作者: 朱冬生 (1964—), 男, 教授。

基金项目: 华东理工大学交叉学科与重大项目培育基金项目 (WG1013009)。

Received date: 2013-04-14.

Corresponding author: Prof. ZHU Dongsheng, cedshzhu@ecust.edu.cn

表 1 不同类型换热管的研究结果

Table 1 Investigations on kinds of heat exchange tubes

Ref.	Testing tube	Testing range and parameter	Correlations of tube side
[10]	smooth tube	$Re_i < 1.2 \times 10^5$, $Pr_i = 0.7 \sim 120$, $L/d_i \geq 60$ $m=0.4$ when heating, $m=0.3$ when cooling	$Nu_i = 0.023 Re_i^{0.8} Pr_i^m$
[11]	smooth tube	$Re_i < 3 \times 10^6$	$f_i = 0.0032 + 0.221/Re_i^{0.237}$
[9]	ribbed tube	$P=12 \sim 21$ MPa, $q=60 \sim 250$ kW $\cdot$ m $^{-2}$, $Re < 251000$, $Pr=0.87 \sim 2.26$	$Nu_i = 0.02358 Re_i^{0.8123} Pr^{0.214}$
[8]	ribbed tube	$0.024 < e/d_i < 0.041$, $25^\circ < \alpha < 45^\circ$, $5.08 < Pr < 6.29$	$Nu_i = 0.00933 Re_i^{-0.181} Ns^{0.285} (e/d_i)^{0.323} \alpha^{0.505} Pr^n$ $f_i = 0.108 Re_i^{-0.282} Ns^{0.211} (e/d_i)^{0.785} \alpha^{0.78}$
[6-7]	twisted tube	$S/d_e = 6.5$ $Re = (2 \times 10^4) \sim (2 \times 10^5)$ $T_w/T_i = 1.0 \sim 1.6$ test medium is air	$Nu_i = 0.0182 Re_i^{0.8} \left(\frac{T_w}{T_i} \right)^{-0.55} \exp \left[1.95 \left(\frac{T_w}{T_i} - 1 \right)^2 \right]$ $f_i = 0.4 Re_i^{-0.25}$, $Re_i = (1.5 \times 10^4) \sim (9 \times 10^4)$ $f_i = 0.62 Re_i^{-0.087}$, $Re_i = (9 \times 10^4) \sim 10^5$

纹管都是通过对普通圆管换热管的几何形状表面进行特殊加工使管内流体扰流程度加强来达到管内强化传热的技术。目前,国内外学者对两种强化传热管管内传热及流阻性能做了大量研究^[2-9],表1给出了部分学者对光滑圆管、内螺纹管和光滑扭曲管的研究结果。内螺纹扭曲椭圆管是将上述两种管内强化传热技术相结合加工成的新型复合强化管,如图1所示。相关研究仍是空白,本文对内螺纹扭曲管传热和流阻性能进行了实验研究,并与光滑圆管,内螺纹管和光滑扭曲管进行对比,以论证内螺纹扭曲椭圆管强化传热的机理,填补对内螺纹扭曲椭圆管的研究空白。



图1 材质 TP2 的内螺纹扭曲椭圆管及其基圆管

Fig.1 TP2 twisted tube within fin and TP2 round tube

1 实验装置和实验方法

1.1 实验装置

实验平台包括壳程热水循环系统、管侧冷水循环系统、管侧热水循环系统和壳程冷空气循环系统。实验对两台换热器(换热管长度分别为 2620 mm 和 2100 mm,其余结构完全相同,具体结构尺寸见表2)进行了如下测试:①对 2100 mm 的换热器进行了传热性能测试;②对两台换热器进行了压降性能

测试。测试流程见图2,包括两台测试换热器,两个容积均为 30 m³的冷热水箱(热水箱带蒸汽加热器)和一台蒸发式冷凝器。实验系统采集主要数据包括管壳程进出口体积流量 V_i 、 V_s ,进出口温度 T_{ii} 、 T_{io} 、 T_{si} 、 T_{so} 以及管程进出口压降 ΔP_i 。为排除进出口对管程总体压降的影响,取两台长度不同其余几何结构相同的换热器压降差值为内螺纹扭曲管 520 mm 压降。整个测试过程参考 JB/T 10379—2002,所选用测试仪器标定结果如表3所示。

表2 内螺纹扭曲管换热器相关参数

Table 2 Relevant parameter dimensions of internally fin twisted heat exchanger

Parameter	Value
shell diameter, D_s /mm	377
tube plate spacing, L /mm	2100/2620
shell passes, n_o	2
tube major axial length, A /mm	20
tube minor axial length, B /mm	11.4
tube wall thickness, δ /mm	0.64
rib height, e /mm	0.3
tube lead, S /mm	300
fin number of one circle, N_s	75
tube passes, n_i	2
tube number, N	180

1.2 实验测试方法

实验主要测试内螺纹扭曲管换热器的进出口温度及压降,计算管程传热膜系数和管程流阻。首先通过实验方法拟合得管外传热膜系数计算准则式,然后推算管内传热膜系数:实验设计成管内通热水、管外通空气的模式进行换热,水侧对流传热膜系数 h_i 远大于空气侧对流传热膜系数 h_o ,对流传热热阻主要集中于换热器壳程,从而管外传热膜系数近似等于总传热膜系数。

在测量计算管程传热膜系数时,壳程的热水经

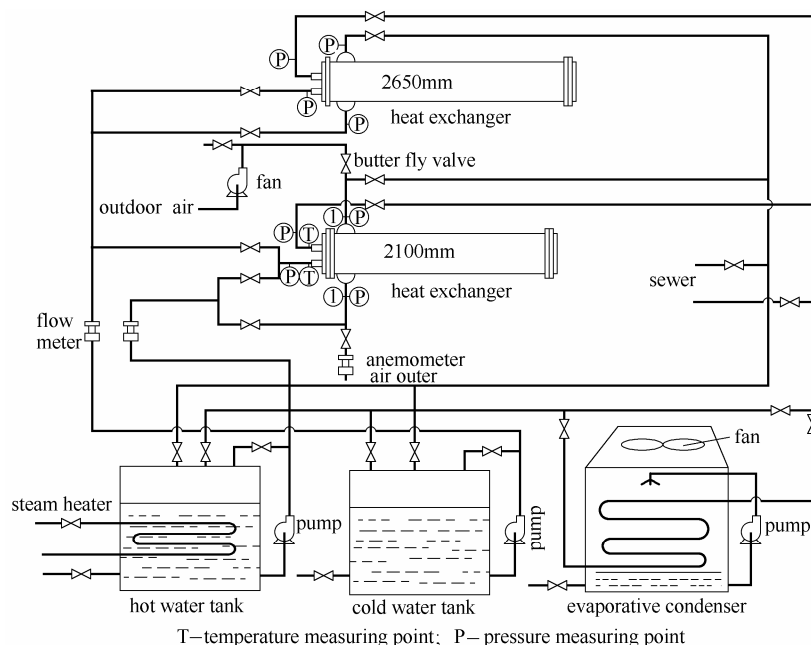


图2 实验设备测试流程

Fig.2 Schematic diagram of experimental apparatus

表3 测试仪器的精度和不确定度

Table 3 Accuracy and uncertainty of measurements

Testing instruments	Range	Output signal	Uncertainty
RT thermocouple/ $^{\circ}\text{C}$	-100—400	voltage	expanded uncertainty $U=0.4^{\circ}\text{C}$ ($k=2$)
LDB flowmeter/ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	0—150	DC 4—20 mA	relative expanded uncertainty $u(V)=0.17\%$ ($k=2$)
pressure drop transmitter/kPa	10/80	DC 4—20 mA	expanded uncertainty $U=0.01 \text{ mA}$ ($k=2$)
hot-wire anemometer/ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	0.3—20	voltage, resolution ratio $0.1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	0.005

测试换热器冷却后回到热水箱并通过蒸汽加热器进行加热循环使用,同时管程的冷水经测试换热器加热后通过蒸发式冷凝器进行冷却,再返回冷水箱循环使用。系统吸热和散热量影响系统的换热平衡,是决定实验采集数据可靠性的关键因素,因此本文只采用满足热量平衡条件 ($|Q_t - Q_s|/Q \leq 10\%$) 的数据^[7]。所有数据的采集在改变操作状态稳定 10 min 后进行,保证换热器管壳程进口温度和流量在 $\pm 5\%$ 范围内变化,然后采集数据 10 min 以上,并求其平均值用来分析计算。实验对两台内螺纹扭曲椭圆管换热器管程压降进行测试,将两者的压降

相减求出 520 mm 部分管程的压降,然后推算拟合得到流动摩擦因子 f_i 关系式。

2 数据处理

影响换热器管程传热和流阻特性的关键的数据分别为换热量 Q , 总传热系数 K , 管程传热膜系数 h_i , 管程摩擦系数 f_i 。

管壳程的流体换热量 Q_t , Q_s 分别采用式 (1)、式 (2) 进行计算

$$Q_t = c_t q_{m,t} |T_{ti} - T_{to}| \quad (1)$$

$$Q_s = c_s q_{m,s} |T_{si} - T_{so}| \quad (2)$$

换热器的换热量取管壳程换热量的算术平均值 Q , 计算方法如下

$$Q = \frac{Q_t + Q_s}{2} \quad (3)$$

内螺纹扭曲管换热器总传热系数 K 可以通过平均热流量确定

$$K = Q / (F_o \Delta T_m) \quad (4)$$

内螺纹扭曲管为普通内螺纹圆管压扁扭曲而成,其换热面积由式(5)计算

$$F_o = N \pi d_o L \quad (5)$$

ΔT_m 为扭曲管管内外对数平均温差,换热过程为顺流,满足式(6)

$$\Delta T_m = \frac{(T_i - t_i) - (T_o - t_o)}{\ln[(T_i - t_i)/(T_o - t_o)]} \quad (6)$$

不计污垢热阻,换热器总热阻是由 3 部分组成:换热器管内表面对流热阻,管壁导热热阻和管外表面对流热阻,如式(7)所示

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_i} \frac{d_o}{d_i} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{d_m}{d_o} + \frac{1}{h_o} \quad (7)$$

式中 λ 为换热管热导率,查取 TP2 材料热导率为 $399 \text{ W} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{K})^{-1}$ 。

由于管内水对流传热膜系数 h_i 一般为 $1700 \sim 11000 \text{ W} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{K})^{-1}$ 。管外空气对流传热膜系数 h_o 在 $17 \sim 280 \text{ W} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{K})^{-1}$ [12] 之间,水侧的对流传热热阻可以忽略不计。因此从式(7)可以推导出管外对流传热膜系数 h_o 为

$$h_o = \frac{K \lambda d_m}{\lambda d_m - K \delta d_o} \quad (8)$$

求取管内对流传热膜系数 h_i , 实验设计冷水热水分别流经管程和壳程,将式(8)得到的 h_o 代入式(7),反求管内传热膜系数 h_i 。Nusselt 数 Nu 指管壁上流体的量纲 1 温度梯度,表示为

$$Nu = \frac{h d_c}{\lambda} \quad (9)$$

在对流换热研究中,以已定准则的幂函数形式整理实验数据的实用方法已经被广泛应用[10]。本文采用此方法,通过下列方程拟合传热膜系数 h 关系式

$$h = \frac{\lambda Nu}{d_c} = C \frac{\lambda}{d_c} Re^n Pr^m \quad (10)$$

已测试数据为基础,经过上述方程联立求得壳程和管程传热膜系数 h_o 、 h_i 和 Reynolds 数之间关系式

$$h_o = 0.062 \frac{\lambda_o}{d_{co}} Re_o^{0.71} Pr_o^{0.3} \quad (11)$$

式中 $2000 \leq Re_o \leq 30000$ 。

$$h_i = 0.049 \frac{\lambda_i}{d_{ci}} Re_i^{0.74} Pr_i^{0.4} \quad (12)$$

式中 $500 \leq Re_i \leq 45000$ 。

扭曲椭圆管换热器的管程摩擦系数满足如下表达式

$$f_i = \frac{2 d_{ci} \Delta P_i}{L \rho_i u_i^2} \quad (13)$$

拟合得到的壳程摩擦系数 f_i 与 Re_i 之间的关系式为

$$f_i = 0.66 Re_i^{-0.23} \quad (14)$$

式中 $500 < Re_i < 8000$ 。

$$f_i = 3.23 Re_i^{-0.41} \quad (15)$$

式中 $8000 < Re_i < 45000$ 。

3 结果和讨论

3.1 管程传热性能分析

采用传热膜系数 h 来评价各类管件的传热性能,实验所得的内螺纹扭曲管的管内传热膜系数 h_i 数据点与拟合所得的式(12)的关系如图 3 所示。两者有着很好的一致性,误差在 $\pm 10\%$ 以内。从图 4 数据点和拟合曲线之间的残差图中可以看出数据点均匀分布在拟合曲线两侧。

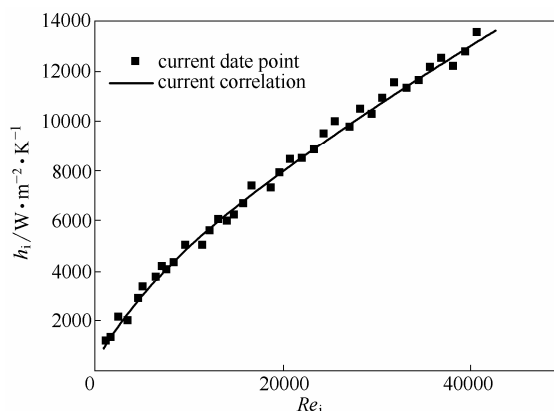


图 3 换热管管内传热膜系数 h_i 的拟合曲线

Fig.3 Fitting curve of tube side heat transfer coefficient of internally ribbed twisted tube

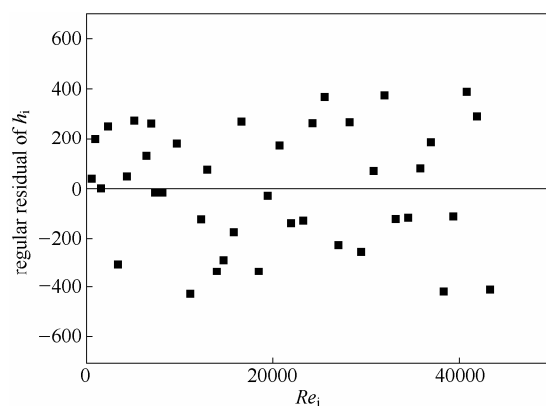


图 4 换热管管内传热膜系数 h_i 残差图

Fig.4 Residual plot of tube side heat transfer coefficient of internally ribbed twisted tube

将内螺纹扭曲管的测试工况点应用到其他 3 种换热管中,4 种换热管传热膜系数随 Re 的变化情况如图 5 所示。 Re 变化范围 $500 \sim 45000$,包括了层流、过渡流和湍流。传热膜系数随着 Re 的增加而变大。在低 Re 下,内螺纹管、扭曲管和内螺纹扭曲管的热交换能力比光滑圆管要强,这是因为扭曲曲面和螺纹有助于破坏层流层的稳定状态,有利于边界层与流体主体进行传热,减小热阻。在整个 Re

范围内, 传热效果改善的程度由低到高依次为光滑圆管、内螺纹圆管、扭曲光滑管和内螺纹扭曲管, 后三者相对于光滑圆管的传热效果分别增强了 6.6%、19.5%、24.6%。扭曲曲面对传热效果的影响要比内螺纹对传热效果的影响更加明显, 扭曲曲面与内螺纹管都能够破坏层流层的稳定性, 很大程度上减小热阻, 同时扭曲曲面会使管内流体形成旋转的二次流, 增强管内流体的径向混合, 从而在管壁表面形成高的温度梯度, 进一步增强了传热效果。内螺纹扭曲管是两种技术的复合, 强化效果比内螺纹圆管和光滑扭曲管明显, 同时具有两种技术的传热品质。

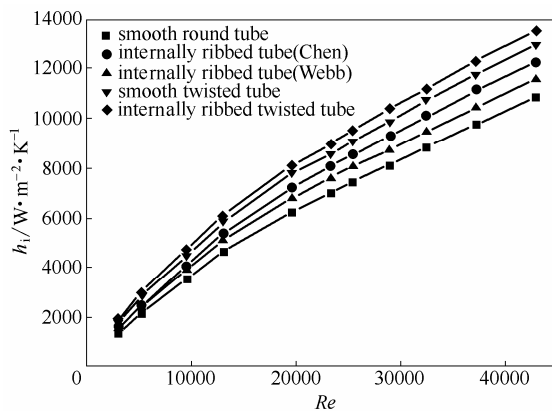


图5 四种换热管的传热性能比较

Fig.5 Heat transfer performance comparison of four heat exchange tubes

3.2 管程流阻性能分析

换热器管程流阻特性采用摩擦因子 f 作为评价标准, 实验所得的管内摩擦系数 f_i 数据点与拟合所得的式(14)的关系如图 6 所示。两者有着很好的一致性, 误差在 $\pm 8.3\%$ 以内。光滑圆管、扭曲光滑管、内螺纹圆管和内螺纹扭曲管的摩擦因子 f_i 随 Re_i 的变化情况见图 7。在整个 Re 测试范围内, 4 种换热管的管内摩擦因子 f_i 随 Re 的增加而减小, 且不断变缓。当 $Re_i > 15000$, f_i 趋于平稳, 其平稳值分别趋近于 0.048、0.045、0.042 和 0.025。在 $Re_i < 2300$ 时, 4 种换热管的流阻趋近相同, $Re_i > 5000$ 时 4 种换热管的流阻有明显的差异, 因此对于层流状态下, 表面粗糙度对流阻的影响不明显, 但在湍流状态下, 管内的流阻集中在边界层, 换热管的粗糙度和几何结构对流动阻力的影响起到决定作用。内螺纹扭曲管是将两种技术的复合, 该复合技术也导致流阻叠加式增加, 因此其流阻略高于其他换热管件, 见图 7。

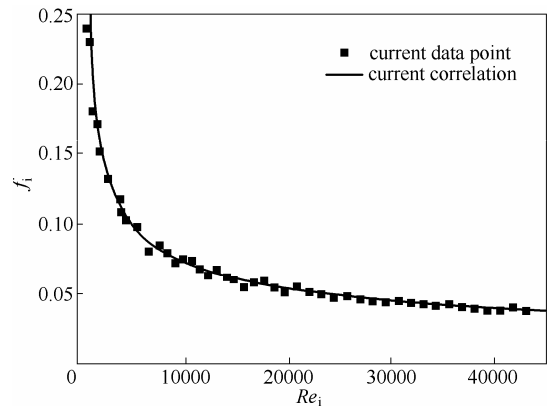
图6 内翅片管管内 f_i 的拟合曲线

Fig.6 Fitting curve of tube side flow resistance coefficient of internally ribbed twisted tube

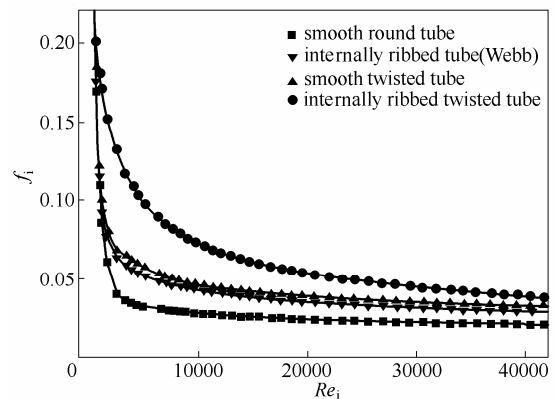


图7 四种管件的流阻特性的比较

Fig.7 Flow resistance performance comparison of four tubes

3.3 综合性能比较

本文采用 Webb 综合性能准则关系式对内螺纹扭曲椭圆管换热器的传热效果及流阻性能进行综合评价, Webb^[13]采用了单位功耗的传热系数作为换热器综合评价标准

$$\eta = \frac{h/h_b}{(\Delta P Q_v)/(\Delta P_b Q_{v,b})} \quad (16)$$

η 值越大, 说明换热器相对于基准换热器综合性能越好, 即相同功耗下, 能达到的传热效果更好。一般换热器强化传热管采用 $\eta = (j/j_b)/(\Delta P/\Delta P_b)$ 的推导形式作为评价标准^[2], 本文采用式 (17) 作为换热器管程综合性能的评价标准^[14]。其中 η 指单位能耗下该管件管内传热膜系数 h 和光滑圆管的传热膜系数 h_s 的比值。以光滑圆管为基准, 各类管件的综合性能曲线如图 8 所示。

$$\eta = \frac{h}{h_s} \bigg|_{\text{lepp}} = \frac{h_i/h_s}{(f_i/f_s)^{1/3}} \quad (17)$$

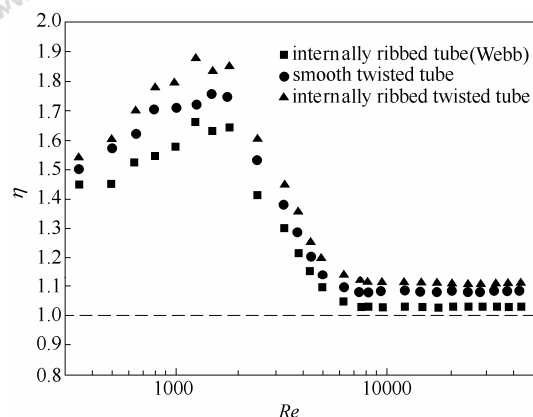


图 8 三种换热管的综合性能比较

Fig.8 Comprehensive performance comparison of three heat exchange tube

从图 8 可知综合评价因子随 Re_i 的变化情况, 3 种管件的综合评价因子在整个 Re 范围内均大于 1。3 种管件在 $Re_i > 10000$ 时, 综合评价因子趋于平稳, 分别为 1.03、1.08 和 1.11。这说明在高 Reynolds 数下, 虽然单位能耗下传热效果有所提高, 但效果并不明显, 不建议通过提高流速来增加传热效果。3 种管件在 $Re=1800$ 左右时, 综合性能评价因子达到最高值, 分别为 1.65、1.77、1.90。同时扭曲管的综合评价因子比内螺纹管要高, 这意味着螺旋通道增强湍流效果的能力比内螺纹管要强, 而内螺纹扭曲管兼具有两种强化管件的特性, 其综合效果是两种强化换热管技术的复合, 性能也优于内螺纹圆管和光滑扭曲管。

4 结 论

(1) 设计管程的热阻远远小于壳程热阻, 使管内的热阻相对于管外热阻忽略不计, 拟合出壳程传热膜系数与管外 Reynolds 数之间的准则关系式 (11); 设计管内外热阻不可忽略, 通过管外传热因子准则关系式确定管内传热因子和 Reynolds 数的准则关系式 (12)。内螺纹和扭曲相对于圆管均能够强化传热, 扭曲技术的传热效果优于内螺纹管, 内螺纹扭曲管的强化传热效果更加明显。内螺纹管、扭曲光滑管和内螺纹扭曲管相对于光滑圆管传热性能分别增加了 6.6%、19.5%、24.6%。

(2) 利用两台换热器具有除长度不同其余结构完全相同的特点, 消除管程进出口压降影响, 求得管内摩擦系数 f_i 与 Re_i 之间准则关系式 (14)、式 (15), 内螺纹扭曲管在低 Re (层流和过渡流) 下摩擦系数比较高, 但其与光滑圆管、内螺纹圆管和

扭曲管的值比较接近。 $Re < 2300$ 时, 表面的粗糙度和几何结构对流阻影响可以忽略不计, 在高 $Re > 15000$ 时, 流阻集中在换热管的表面边界层, 内螺纹扭曲管的摩擦阻力要高于其余 3 种管件。

(3) 以单位能耗下管件管内传热膜系数 h 和光滑圆管的传热膜系数 h_s 的比值作为换热器综合评价因子。内螺纹扭曲管、内螺纹圆管和光滑扭曲管 3 种管件在 $Re=1800$ 左右时, 综合性能评价因子达到最高值, 分别为 1.65、1.77、1.90, 相同能耗情况下所产生的换热量最高。内螺纹扭曲管管内的强化传热的能力是其余两种管件强化技术的叠加效果, 其综合效果有明显的提高, 具有很高的工程应用价值。

符 号 说 明

- A —— 管外长轴长, mm
- B —— 管外短轴长, mm
- C —— 待定常数
- c_s —— 壳程流体比定压热容, $J \cdot (kg \cdot K)^{-1}$
- c_t —— 管程流体比定压热容, $J \cdot (kg \cdot K)^{-1}$
- D_i —— 壳体内径, mm
- d_e —— 当量直径, mm
- d_{eo} —— 壳程当量直径, m
- d_i, d_o —— 分别为换热管内、外径, m
- d_m —— 换热管对数平均直径, m
- e —— 螺纹肋高, mm
- F_o —— 总管外表面面积, m^2
- f_b —— 基准换热器壳程摩擦因子
- f_i —— 管程摩擦因子
- f_s —— 光滑圆管的摩擦因子
- h —— 对流传热系数, $W \cdot (m^2 \cdot K)^{-1}$
- h_b —— 基准换热器壳程传热膜系数, $W \cdot (m^2 \cdot K)^{-1}$
- h_i —— 管程对流传热系数, $W \cdot (m^2 \cdot K)^{-1}$
- h_o —— 壳程对流传热系数, $W \cdot (m^2 \cdot K)^{-1}$
- h_s —— 光滑圆管对流传热系数, $W \cdot (m^2 \cdot K)^{-1}$
- j_b —— 基准换热器壳程传热因子
- j_i —— 管程传热因子
- j_o —— 壳程传热因子
- K —— 基于换热管外表面的总传热系数, $W \cdot (m^2 \cdot K)^{-1}$
- L —— 管板间距, mm
- N —— 总管数
- n —— 待定常数
- n_i, n_o —— 分别为管程数、壳程数
- Nu_i —— 管程 Nusselt 数
- Pr —— 管程流体 Prandtl 数
- ΔP_b —— 基准换热器壳程压降, Pa
- ΔP_o —— 壳程压降, Pa

Q —— 算术平均热负荷, W
 Q_s —— 壳程热负荷, W
 Q_t —— 管程热负荷, W
 q —— 热通量, $\text{kW} \cdot \text{m}^{-2}$
 $q_{m,s}$ —— 壳程流体质量流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
 $q_{m,t}$ —— 管程流体质量流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
 Re_i, Re_o —— 分别为管程、壳程 Reynolds 数
 S —— 扭曲管扭矩, mm
 T_f —— 管内流体主体温度, K
 T_i, T_o —— 分别为热水进、出口温度, K
 T_{si}, T_{so} —— 分别为壳程流体进、出口温度, K
 T_{ti}, T_{to} —— 分别为管程流体进、出口温度, K
 T_w —— 换热管管壁温度, K
 ΔT_m —— 对数平均温差, K
 t_i, t_o —— 分别为冷水进、出口温度, K
 u_o —— 壳程流体流速, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
 V_i —— 换热器管侧体积流量, $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
 V_s —— 换热器壳侧体积流量, $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
 α —— 螺纹旋转角, ($^\circ$)
 δ —— 换热管管壁厚, m
 ε —— 孔隙率
 η —— 综合评价因子
 λ —— 换热管热导率, $\text{W} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{K})^{-1}$

References

- [1] Ju Zaitang(鞠再堂). Twisted elliptical tube heat exchanger [J]. *Chemical Equipment Technology*(化工装备技术), 2003, **24**(5): 19-22
- [2] Gu Weizao(顾维藻), Shen Jiarui(神家锐), Ma Chongfang(马重芳), Zhang Yuming(张玉明). Heat Transfer Enhancement(强化传热) [M]. Beijing: Science Press, 1990: 139-150
- [3] Yang Lei(杨蕾). Numerical simulation and experimental research on heat transfer performance of twisted tube double shell side heat exchanger [D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2010: 48-53
- [4] Si Qin(思勤), Xia Qing(夏青), Liang Longhu(梁龙虎), Li Dingxu(李定绪). Investigation of heat transfer and flow resistance on twisted tube heat exchanger [J]. *Journal of Chemical Industry and Engineering(China)*(化工学报), 1995, **46**(5): 601-608
- [5] Gao Xuenong(高学农), Zou Huachun(邹华春), Wang Duanyang(王端阳), Lu Yingsheng(陆应生). Heat transfer and flow resistance properties in twisted oblate tube with large twist ratio [J]. *Journal of South China University of Technology: Natural Science Edition*(华南理工大学学报: 自然科学版), 2008, **36**(11): 17-21
- [6] Levlev V M, Kalinin E K, Danilov I I, Dzyubenko B V, Dreitsier G A. Heat transfer in the turbulent swirling flow in a channel of complex shape// Proceedings of the Seventh International Conference[C]. Washington D C: Hemisphere Publishing Corporation, 1982: 171-176
- [7] Dzyubenko B V. Drag in heat exchanger with a twisted flow [J]. *Inzhenerno-Fizicheskii Zhurnal*, 1981, **44**(3): 357-362
- [8] Webb R L. Heat transfer and friction characteristics of internal helical-rib roughness [J]. *Journal of Heat Transfer*, 2000, **122**: 134-142
- [9] Chen Pingyi(陈平一), Yang Dong(杨东), Lü Dangzhen(吕党珍), Yu Pengfeng(于鹏峰). Research on heat transfer characteristics of ribbed tube [J]. *Hunan Electric Power*(湖南电力), 2011, **31**(6): 1-6
- [10] Yang Shiming(杨世铭), Tao Wenquan(陶文铨). Heat Transfer(传热学) [M]. Beijing: Higher Education Press, 1998
- [11] Huang Weixing(黄卫星), Chen Wenmei(陈文梅). Engineering Fluid Mechanics(工程流体力学) [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2005
- [12] Ludwig E E. Chemical Equipment and Practical Process Design [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2005
- [13] Webb R L. Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surface in heat exchanger design [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1981, **24**(4): 715-726
- [14] Zhu Dongsheng(朱冬生), Qian Songwen(钱颂文), Ma Xiaoming(马晓明). Development of Heat Exchanger Technology [M]. Beijing: China Petrochemical Press, 2008