

文章编号:1671-6833(2019)04-0092-05

缠绕螺纹管螺旋折流板换热器流动与传热数值分析

王永庆,王芳芳,古新,王丹,熊晓朝

(郑州大学 河南省过程传热与节能重点实验室,河南 郑州 450001)

摘要:缠绕螺纹管螺旋折流板换热器中换热管是将外螺纹管与光管螺旋折流板相结合的新型结构.采用 CFD 分析软件 FLUENT 借助数值模拟方法,对缠绕螺纹管螺旋折流板换热器壳程传热机理进行分析,并与光管螺旋折流板换热器壳程特性进行对比.结果表明,折流板螺旋角为 10°、15°、20°,壳程 Re 在 2 000~6 000 条件下,缠绕螺纹管螺旋折流板换热器较光管螺旋折流板换热器综合性能提升 4.5%~14.5%,传热系数提升 4.27%~23.39%,温度场和压力场协同均较优.

关键词:换热器;螺旋折流板;数值模拟;场协同;温度场

中图分类号: TK172 **文献标志码:** A **doi:**10.13705/j.issn.1671-6833.2019.03.011

0 引言

螺旋折流板换热器相对于传统折流板换热器具有流阻较小、传热死区较少和不易结垢等优势,受到广泛的关注^[1-2].但对螺旋折流板换热器的研究大多集中在螺旋角的优化^[3]和改变螺旋折流板的形状及搭接方式上^[4],并未对换热管的结构做过多研究.换热管由光管替换为结构相对紧凑的强化管可增强换热性能^[5].雷雪等^[6]采用数值模拟的方法验证了内螺纹波节管努塞尔数 Nu 较普通波节管增大了约 10%.Balcilar 等^[7]也采用数值模拟的方法对波节管传热特性进行了研究,证明了波节管传热的优越性.田莉勤等^[8]通过试验的方法研究对比了外螺纹管和光管的传热,表明外螺纹管传热系数是光管的 1.05~1.09 倍.卢冬梅^[9]采用试验的方法得出内波纹管多换热管可以有效强化管内外的传热并节能.秦富友等^[10]采用实验的方法得出相同尺寸下外螺纹管换热器总传热系数比光管换热器提高 10%~17%.

笔者采用数值模拟的方法对新型缠绕螺纹管螺旋折流板换热器^[11]进行研究:在其他换热条件相同时,将传统光管螺旋折流板换热器中光管换为缠绕螺纹管,使用 CFD 软件 FLUENT 对缠绕螺纹管螺旋折流板换热器和光管螺旋折流板换热器

壳程流场、温度场、传热系数、压降和综合性能进行研究,并对两种换热器进行场协同分析.

1 缠绕螺纹管螺旋折流板换热器结构模型

传统的螺旋折流板换热器壳程支撑结构为螺旋折流板支撑,换热管为光管.而缠绕螺纹管螺旋折流板换热器除支撑结构为螺旋折流板外,每根换热管上还以螺旋形式缠绕矩形带,此举可以增加流体螺旋冲刷管束的程度,提高流体流动的扰动程度,减少换热器内部污垢沉积.缠绕螺纹管螺旋距为 129 mm,矩形缠绕螺纹带宽度厚度均为 2 mm,换热管上缠绕带螺旋曲线切线与换热管横截面间的夹角为 59°,结构如图 1 所示.

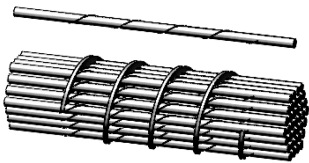


图1 缠绕螺纹管螺旋折流板换热器结构示意图
Fig.1 Structure diagram of winding threaded pipe helical baffle heat exchanger

2 计算模型与数值方法

2.1 计算模型

分别建立螺旋折流板螺旋角为 10°、15°、20°

收稿日期:2018-08-12;修订日期:2018-12-20
基金项目:国家自然科学基金资助项目(21776263);河南省高等学校重点科研项目(17A530006,18A470005)
作者简介:王永庆(1979—),男,河南林州人,郑州大学讲师,博士,主要从事过程装备传热强化研究,E-mail:wangyq@zzu.edu.cn.
通信作者:王芳芳(1991—),女,河南郑州人,郑州大学博士研究生,主要从事过程装备及系统节能关键技术研究,E-mail:ffwang0720@163.com.

时的光管螺旋折流板和缠绕螺旋管螺旋折流板换热器模型.换热器具体结构尺寸为:筒体内径 233 mm,换热管长度 685 mm,换热管直径 25 mm,管孔距离 32 mm,换热管数量 37 根,螺旋折流板厚度为 4 mm,计算模型螺旋角分别为 10°、15°、20°,相对应螺距为 129、196、266 mm.换热管为三角形布管.整体计算区域模型如图 2 所示.

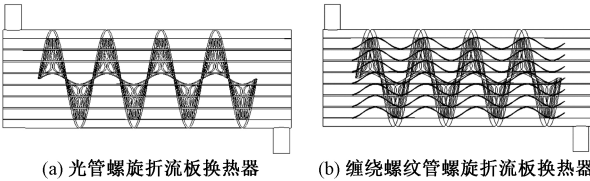


图 2 计算区域模型
Fig.2 Schematic diagram of calculation

2.2 网格划分及独立性考核

螺旋折流板换热器内部螺旋缠绕结构较为复杂,所以使用正四面体与金字塔形的非结构化网格进行网格划分,并进行网格独立性验证,最终模型网格数量在 $350\times10^4\sim380\times10^4$,此时换热器壳程换热系数和压降偏差均小于 2%.

2.3 边界条件及参数选择

壳程介质为常物性的液态水,边界条件设置为质量流量进口,压力出口.进口温度为 20℃,管壁温度设置为 75℃恒壁温,湍流计算采用 RNG $k-\varepsilon$ 模型方程;压力和速度采用 SIMPLE 算法.

2.4 模拟方法验证

采用本文中的研究方法对文献[12]中螺旋角为 8°的光管螺旋折流板换热器进行数值计算.数值计算结果同实验结果数据对比如图 3 所示,壳程传热系数最大偏差为 20.5%,压降最大偏差为 24.69%,偏差在合理范围内,证明了本文数值计算方法的可行性.

存在偏差的主要原因如下:一是实验中不可避免的测量偏差;二是在模拟计算时对模型进行了适当的简化.

3 计算结果分析

3.1 壳程流场和温度场分析

图 4 为换热器螺旋角为 10°时的光管螺旋折流板换热器和缠绕螺旋管螺旋折流板换热器壳程整体流线图,由图 4(a)、(b)可知,光管螺旋折流板换热器壳程流体基本处于螺旋状流动,螺旋状流线分布较为均匀与连续.由图 4(c)、(d)可以看出,缠绕螺旋管螺旋折流板换热器壳程流体除呈现螺旋流动状态外,还有部分流体呈现涡流、局部还掺杂斜

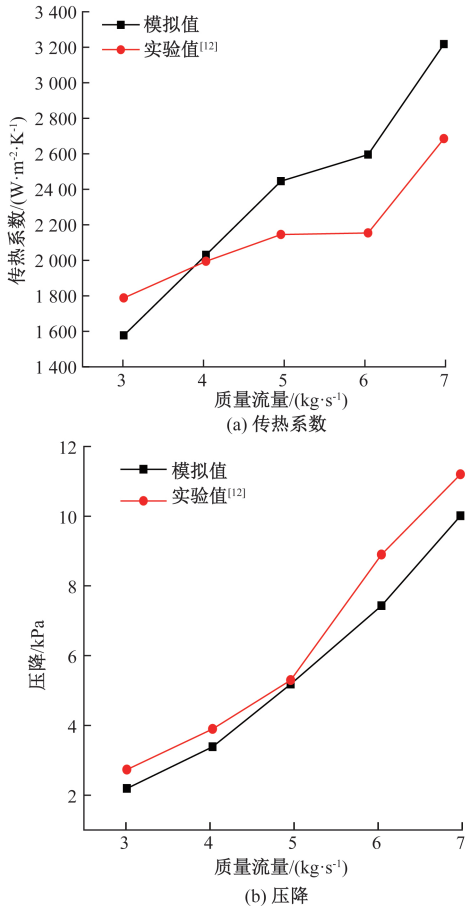


图 3 数值计算结果与实验结果数据对比
Fig.3 Comparison between simulation values and experimental values

向流动及部分流体呈现小波浪状流动.这是因为换热管矩形缠绕带的凸起扰乱了过渡区稳定的层流状态,形成了纵向的涡流,引起边界层中流体介质的扰动,变成紊乱的湍流状态,使热阻变小,提高了传热速率,起到了强化传热的作用.

图 5 为壳程 Re 为 4 000,折流板螺旋角为 10°时的光管螺旋折流板换热器和缠绕螺旋管螺旋折流板换热器壳程截面温度分布云图.从图 5 可以看出,在折流板前后端面,光管螺旋折流板换热器壳程温度分布存在不连续性,有较为明显的温度差.缠绕螺旋管螺旋折流板换热器温度分布相较于光管螺旋折流板换热器更加均匀.

3.2 壳程压降分析

两种换热器壳程压降随 Re 的变化关系如图 6 所示.由图 6 可知,两种结构换热器的壳程压降均随 Re 的增大而增大.在相同 Re 、螺旋角相同时,缠绕螺旋管螺旋折流板换热器的压降大于光管螺旋折流板换热器,因为缠绕螺旋管螺旋折流板换热器相较于光管螺旋折流板换热器,每根换热管上均缠绕了矩形缠绕带,形态阻力较大.在相同 Re

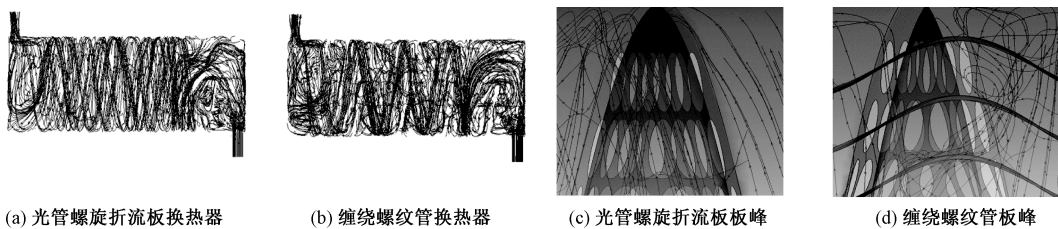


图 4 壳程流体流动流线图($\beta=10^\circ$)

Fig.4 Streamlines distribution of shell side($\beta=10^\circ$)

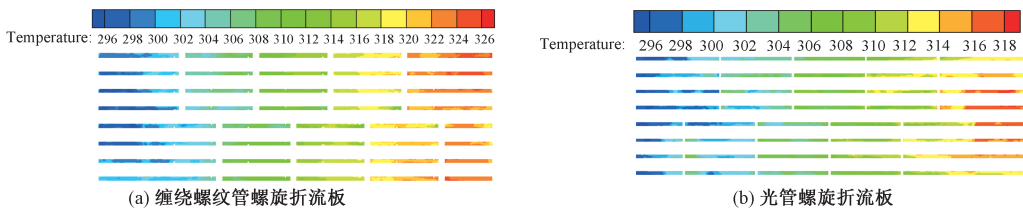


图 5 壳程温度分布图

Fig.5 Temperature distribution of section in Shell-side

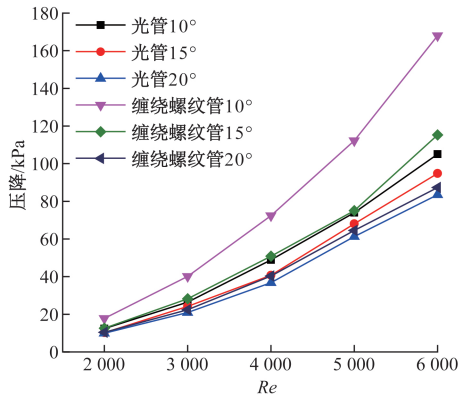


图 6 壳程压降随壳程 Re 的变化

Fig.6 Curves of pressure drop and Reynolds number in Shell-side

下,两种换热器的压降均随螺旋角的增加而降低,这是因为随着螺旋角增大,螺距增大,形态阻力降低.

3.3 壳程传热系数分析

图 7 为光管螺旋折流板换热器和缠绕螺旋管螺旋折流板换热器壳程传热系数随 Re 的变化曲线.由图 7 可以看出,两种不同结构换热器的传热系数均随 Re 的增大而增大,与光管螺旋折流板换热器相比,缠绕螺旋管螺旋折流板换热器壳程传热系数升高.

在相同 Re 下,两种换热器的传热系数均随折流板螺旋角的增大而降低,这是因为:在相同的流量下,随着螺旋角的增大,壳程流体流速降低,不利于换热;螺旋角较小时,流体螺旋状翻滚能力增强,湍流强度增大,可有效增强换热性能.

3.4 换热器综合性能分析

用 Nu/\sqrt{f} 作为考查换热器综合性能的参数.图

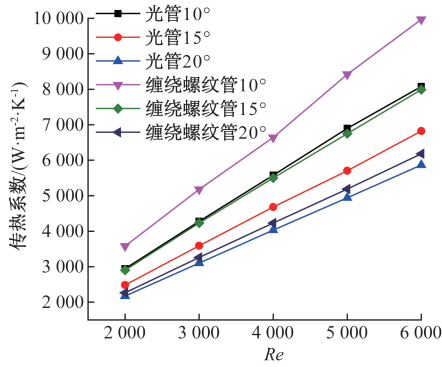


图 7 壳程传热系数随壳程 Re 的变化

Fig.7 Curves of heat transfer coefficient and Reynolds number in Shell-side

8 为换热器综合性能随 Re 的变化曲线.由图 8 可知,在螺旋角相同时,两种换热器壳程综合性能均随 Re 的增加而增加; Re 相同时,两种换热器壳程综合性能均随螺旋角的增加而降低.与光管螺旋

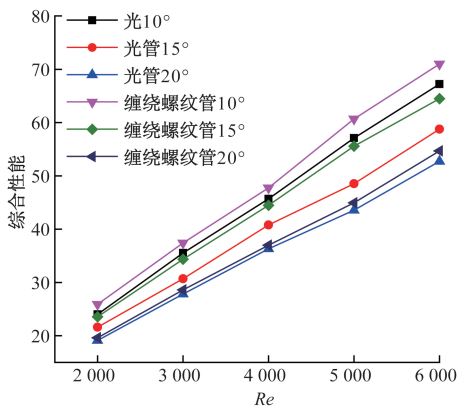


图 8 综合性能随壳程 Re 的变化

Fig.8 Curves of comprehensive performance and Reynolds number in Shell-side

折流板换热器相比,缠绕螺纹管螺旋折流板换热器壳程综合性能提高 4.5%~14.5%。

具体原因分析如下:缠绕螺纹管螺旋折流板换热器每根换热管上均缠绕了矩形缠绕带,增加流体螺旋冲刷管束的程度,减少换热器内部污垢沉积,充分利用换热面积,从而有效地改善换热器性能。

3.5 场协同分析

1988 年过增元等提出了“场协同”原理^[13],即对流换热取决于流体的温度场和速度场的协同程度,证明了温度场和速度场的夹角越小,换热效果越优。计算公式为:

$$\theta = \cos^{-1} \frac{|u \cdot \nabla \bar{T}|}{|u| \cdot |\nabla \bar{T}|}, \tag{1}$$

式中: u 为流体质点速度; $\nabla \bar{T}$ 为温度梯度; θ 为速度与温度梯度的协同角。在壳程 Re 为 2 000~6 000 范围内,折流板螺旋角 10°、15°、20° 条件下,计算两种换热器进出口面的平均协同角,如图 9 所示。从图 9 可以看出,折流板螺旋角相同时,缠绕螺纹管螺旋折流板换热器协同角均小于光管螺旋折流板换热器的协同角,均随着 Re 的增大而有所减小。 Re 相同时,两种换热器的协同角均随着螺旋折流板螺旋角的增大而降低。从场协同理论可知^[14],缠绕螺纹管螺旋折流板换热器速度与温度的协同性较好,其传热特性也较优。所以缠绕螺纹管螺旋折流板能够有效强化换热器壳程传热。

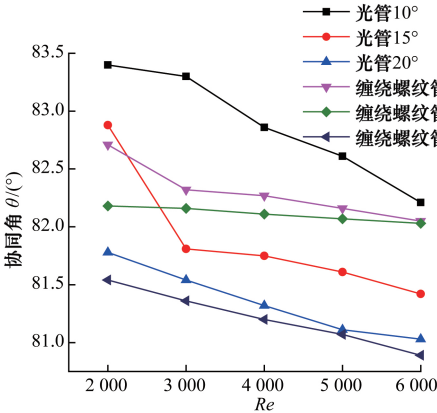


图 9 进出口平均协同角随壳程 Re 的变化
Fig.9 Import and export average field synergy angle and Reynolds number in Shell-side

4 结论

通过对缠绕螺纹管螺旋折流板换热器和光管螺旋折流板换热器进行数值研究,并对结果进行对比分析可知:

(1)缠绕螺纹管螺旋折流板换热器的换热管

螺旋状凸起扰乱了过渡区稳定的层流状态,出现径向涡流,增强了湍流程度,热阻变小,提高了传热速率,起到了强化传热的作用。

(2)螺旋角在 10°~20°、壳程 Re 在 2 000~6 000 条件下,缠绕螺纹管螺旋折流板换热器传热系数较光管螺旋折流板换热器提升 4.27%~23.39%,综合性能提升 4.5%~14.5%。

(3)与光管螺旋折流板换热器相比,缠绕螺纹管螺旋折流板换热器壳程温度场分布较均匀。光管螺旋折流板换热器壳程流线整体呈现规律稳定的螺旋状,缠绕螺纹管螺旋折流板换热器流线较为复杂,局部区域掺杂斜向流动及部分流体呈现小波浪状流动。

(4)缠绕螺纹管螺旋折流板换热器相比于传统光管螺旋折流板换热器能够较好地优化壳程流体速度和温度的协同性,进而强化传热。

参考文献:

[1] 常佳,张晓兰,金东鸽,等.螺旋折流板换热器数值模拟研究与对比分析[J].压力容器,2017,34(10): 43-48.

[2] CHEN Y P, SHENG Y J, DONG C, et al.Numerical simulation on flow field in circumferential overlap tri-section helical baffle heat exchanger [J]. Applied thermal engineering,2013,50(1):1035-1043.

[3] 刘敏珊,许伟峰,王永庆,等.变角度光管螺旋折流板换热器优化结构的数值研究[J]. 郑州大学学报(工学版),2015,36(5):39-43.

[4] 曹兴,杜文静,汲水,等.搭接量对螺旋折流板换热器壳程性能的影响[J].2012,32,(8):78-84.

[5] 王永庆,朱冰,赵颀,等.一种强化换热流道的传热特性及流体扩散性分析[J].郑州大学学报(工学版),2017,38(1):41-45.

[6] 雷雪,刘闯,曹凯.新型内螺纹波节管强化传热数值模拟[J].化工科技,2015,23(6):62-66.

[7] BALCILAR M, AROONRAT K, DALKILIC A S, et al. A numerical correlation development study for the determination of Nusseltnumbers during boiling and condensation of R134a inside smooth and corrugated tubes [J]. International communications in heat and mass transfer,2013,48:141-148.

[8] 田莉勤,张忠孝,胡广涛,等.外螺纹管在低温烟气中传热特性试验研究[J].洁净煤技术,2015,21(1):95-98.

[9] 卢冬梅.内波纹外螺纹管换热管束在工业中的应用[J].化工设备与管道,2003,6(40):17-21.

[10] 秦富友,王三保,王培萍,等.光管和外螺纹管换热器的换热性能比较[J].化学工程与装备,2008,

- (1):28-30.
- [11] 吴风雷.缠绕螺纹管螺旋折流板换热器[P].江苏:CN206208074U,2017-05-31.
- [12] 汲水.螺旋折流板管壳式换热器壳程流动与传热机理分析与性能研究[D].济南:山东大学热科学与工程研究中心,2011.
- [13] 过增元.换热器中的场协同原则及其应用[J].机械工程学报,2003,39(12):1-9.
- [14] GUO J F, CHENG L, XU M T. En-transy dissipation number and its application to heat exchanger performance evaluation [J]. Chinese science bulletin, 2009 (15):2708-2713.

Numerical Analysis of Flow and Heat Transfer Characteristics of Helical Baffle Heat Exchanger with Winding Threaded Tubes

WANG Yongqing, WANG Fangfang, GU Xin, WANG Dan, XIONG Xiaochao

(Key Laboratory of Process Heat Transfer Energy Saving of Henan Province, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China)

Abstract: The heat exchanger heat exchange tube of winding spiral tube baffle plate was a new type of structure combining the externally threaded tube with the light pipe spiral baffle. Using the CFD code FLUENT, the shell side heat transfer mechanism under winding thread action was analysed and compared with that of light pipe spiral baffle heat exchanger. When the helical angle were 10° , 15° and 20° , and shell side Reynolds number ranged from 2 000 to 6 000. It was shown that the comprehensive performance of shell side in winding thread spiral baffle heat exchanger increases by 4.5% ~ 14.5% than that of light pipe helical baffle heat exchanger. The heat transfer coefficient increased by 4.27% ~ 23.39%, and the temperature field and the pressure field were all better.

Key words: heat exchangers; helical baffles; numerical simulation; field synergy; temperature field