

研究论文

一种新型受热面传热和流动特性的数值模拟及实验研究

杜文静, 王沛丽, 程林

(山东大学热科学与工程研究中心, 山东 济南 250061)

摘要: 针对余热利用过程中低温热源的含尘量高、不连续及不稳定等特点, 提出了一种新型菱形受热面结构。在传热过程中, 该受热面表现出管束叉排布置的特征, 传热能力较强, 流动阻力较大, 壳侧对流换热表面传热系数较高。在实施吹灰过程中, 该受热面呈现出管束顺排布置的特征, 易清洗, 吹灰效率高。采用数值模拟和实验方法研究了新型受热面结构的传热和流动特性, 给出了壳侧的 Nusselt 数和摩擦因子随 Reynolds 数的变化规律。实验结果和数值分析均表明, 该受热面能够适应现有余热利用过程的基本要求, 在便于清灰和除垢的同时实现高效传热。

关键词: 受热面; 传热; 数值模拟; 实验验证

DOI: 10.11949/j.issn.0438-1157.20150004

中图分类号: TK 124

文献标志码: A

文章编号: 0438—1157 (2015) 06—2070—06

Numerical simulation and experimental research on novel heat transfer surface

DU Wenjing, WANG Peili, CHENG Lin

(Center of Thermal Science and Technology, Shandong University, Ji'nan 250061, Shandong, China)

Abstract: Confronted with low-quality heat source, such as high ash contents, discontinuity and instability in waste heat recovery, innovations are required in the structure of typical heat transfer surface. In this paper a novel structure with rhombus heat transfer surface was presented. This heat transfer surface was efficient in both waste heat recovery and ash blowing. In the heat transfer process, the new heat transfer surface showed similar performance with the staggered tubes arrangement, for instance enhanced heat transfer and relatively large fluid flow resistance and higher convection heat transfer coefficient in the shell side. In the dust blowing process, this surface performed like the aligned tubes arrangement, which was easy to clean and efficient in dust blowing. Numerical simulation and experimental investigation were conducted to obtain heat transfer and flow performance of the new structure. Both numerical and experimental results indicated that the new structure met basic requirements of waste heat recovery, achieving highly efficient heat transfer along with convenience of dust cleaning and descaling.

Key words: heat transfer surface; heat transfer; numerical simulation; experimental validation

引 言

我国能源利用率只有 35%, 比发达国家低约

10%, 至少有 50% 的工业耗能以各种形式的余热被直接废弃, 而这一部分余热占其燃料消耗总量的 17%~67%^[1]。水泥行业作为工业耗能大户, 所耗能

2015-01-04 收到初稿, 2015-02-09 收到修改稿。

联系人: 程林。第一作者: 杜文静 (1977—), 女, 副教授。

基金项目: 国家重点基础研究发展计划项目(2013CB228305)。

Received date: 2015-01-04.

Corresponding author: Prof. CHENG Lin, cheng@sdu.edu.cn

Foundation item: supported by the National Basic Research Program of China (2013CB228305).

源占工业总能源消耗的 30%~40%^[2]。水泥在生产过程中需要在回转窑内进行高温反应,物料温度可达 1400~1450℃,烟气最高温度可达 1700℃左右。除去水泥生产过程中的预分解和烘干析料的热量,废气中余热约为 670~1000 kJ·(kg 熟料)⁻¹。我国现有回转窑生产线 1200 余条,生产能力近 1.4 亿吨^[3]。若能将这部分热量回收,对水泥行业的节能减排意义巨大。目前应用最广泛的技术为余热锅炉回收余热^[4-7]。余热锅炉中最常见的换热方式为外掠管束换热,管束有叉排和顺排两种方式。叉排时流体在管间交替收缩和扩张的弯曲通道中流动,比顺排时在管间走廊通道的流动扰动剧烈,叉排的换热能力通常比顺排的强。同时,叉排管束的流动阻力大于顺排,但对于需要冲刷清洗的管束,顺排具有易于清洗的优点^[8]。

针对水泥行业中低温热源的基本特征,着力于解决余热锅炉常见受热面中换热、流动阻力和清洗之间的矛盾,本文提出了一种新型菱形受热面结构。本文采用数值模拟的方法,运用 CFD 分析软件 Ansys CFX 14.0,计算了不同工况下新型受热面结构的传热和流动特性,与传统的顺排和叉排布管方式进行比对。实验结果进一步说明了这种新型受热面的传热和流动特性。

1 数值计算模型

1.1 物理模型

选取顺排和叉排布管受热面与新型菱形布管受热面进行对比研究。需要说明的是,在构建物理模型时,必须保证 3 种受热面具有相同的换热面积,以获取管束排列方式改变对换热器性能的影响。通过计算可知,三者传热面积的差别小于 2%,因此,不同受热面在传热和流动阻力方面的差别均是由管束排列方式不同所引发的。3 种受热面具体结构参数列于表 1,图 1 为其结构简图。简化后菱形受热面结构计算区域物理模型如图 2 所示,模型大小为 2.5 m×3 m×0.5 m。

表 1 传热面的结构参数

Table 1 Structural parameters of heat transfer surface			
Tubes layout	Outer diameter D/mm	Transverse pitch S_1/mm	Longitudinal pitch S_2/mm
staggered	38	60	47.5
aligned	38	60	95
rhombic	38	112	112

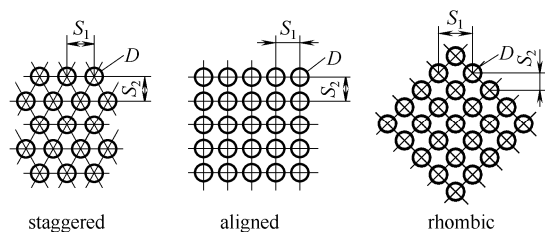


图 1 3 种管排方式结构简图

Fig.1 Structure diagram of heat transfer surface

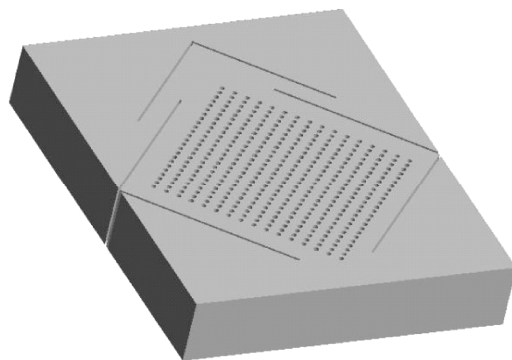


图 2 计算区域物理模型

Fig.2 Computational domain of physical model

1.2 湍流模型与控制方程

壳侧介质流动是三维湍流运动,选用标准 $k-\varepsilon$ 模型。流体流动遵循物理守恒定律,基本的守恒定律包括质量守恒定律、能量守恒定律和动量守恒定律^[9]。其通用控制方程可表示为^[10]

$$\text{div}(\rho U \phi) = \text{div}(\Gamma_\phi \text{grad} \phi) + S_\phi \quad (1)$$

当 ϕ 取不同的变量时,式(1)分别代表连续性方程、动量方程、能量方程和 $k-\varepsilon$ 方程,扩散系数 Γ 和源项 S 分别对应不同的值^[11]。

1.3 基本假设与边界条件

壳侧流体为烟气,可视为不可压缩流体,流动在计算工况范围内为湍流,传热为稳态传热;忽略重力和浮升力的影响,忽略黏性耗散作用所产生的热效应。将介质的密度、热导率、比定压热容及黏度拟合为温度的线性函数。入口为速度入口边界,给定质量流量和温度 $T_{\text{in}} = 200^\circ\text{C}$;出口为压力出口边界;换热管表面定义为恒壁温边界,壁面温度 $T_h = 100^\circ\text{C}$;其他各面定义为不可渗透、无滑移绝热边界条件。定义各方程收敛条件为平均残差绝对值小于 1.0×10^{-5} 。

1.4 网格生成与独立性验证

对受热面采用非结构网格划分,同时应用网格自适应技术根据温度和速度梯度的大小对网格进行 3 次粗化和细化迭代。为了考核网格的独立性,对新型菱形受热面结构进行网格划分,建立了数目分

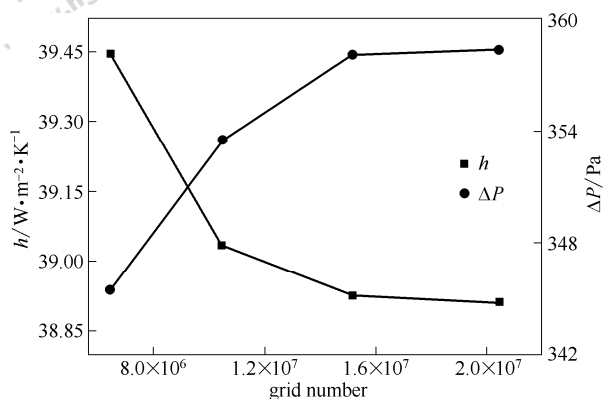


图3 壳侧表面传热系数与压降随网格数目的变化

Fig.3 Shell-side heat transfer coefficient and pressure drop versus grid number

别为 644 万、1047 万、1515 万、2046 万个的 4 套网格系统。当壳侧 Reynolds 数 $Re \approx 5380$ 时, 对 4 套网格系统分别进行数值计算, 得到壳侧表面传热系数和压降随网格数的变化规律, 如图 3 所示。最后两组网格计算结果相差在 1% 以内。综合考虑计算精度及效率, 最终确定网格数目为 1515 万。

2 实验研究与模拟结果及分析

2.1 实验研究

在一台 U 形立式直流余热锅炉中设计组装了新型菱形受热面。受热面由 24 件 $\phi 38 \text{ mm} \times 3.5 \text{ mm}$ 蛇形管管屏和两件联箱构成。管内工质为水, 管外为高温烟气。管屏与水平面呈 45° 夹角, 使得受热面具有叉排布置的特征; 流动方式采用多次混流, 热风由上往下进入, 水由受热面下部进口管进入, 可以显著提高平均温差。烟道入口和出口处各安装一定角度的挡流板, 以改善内部热风的流场和温度分布场, 可有效提高对流换热的表面传热系数。图 4 为菱形受热面的实物图。

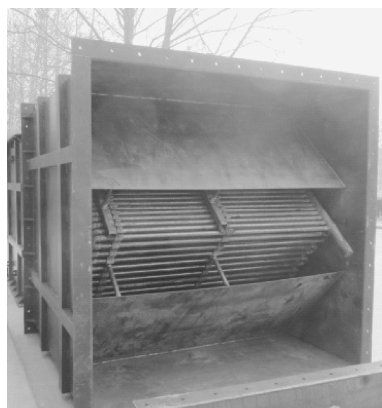


图4 新型菱形受热面实物图

Fig.4 Picture of heat transfer surface

囿于篇幅限制, 关于本实验的详细内容将在后续相关文章中进行阐述。本文只给出部分实验数据用于验证数值模拟方法的可靠性。

2.2 数值模拟方法验证

将实验数据与数值模拟值进行对比, 由图 5 可知, 进出口烟气温差的模拟值与实验值的变化趋势一致, 最大偏差为 9.6%。偏差在合理的范围内, 证明了本文所采用的数值计算方法的可靠性。存在偏差的主要原因是壳体壁面简化为绝热边界条件, 换热管表面简化为恒壁温边界条件, 与实际情况有一定的偏差。实际工况中存在散热, 所以模拟值比实验值低。

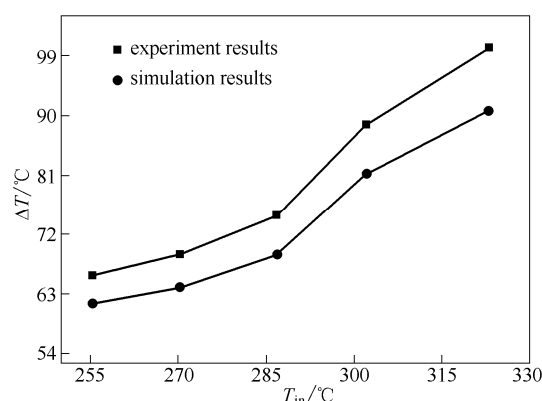


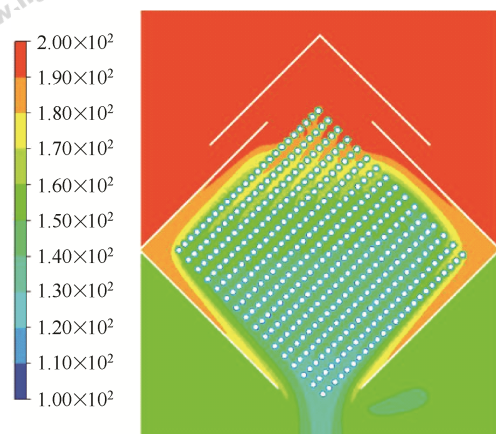
图5 进出口烟气温差的实验值与模拟值比较

Fig.5 Comparison of temperature difference between experiment results and simulation results

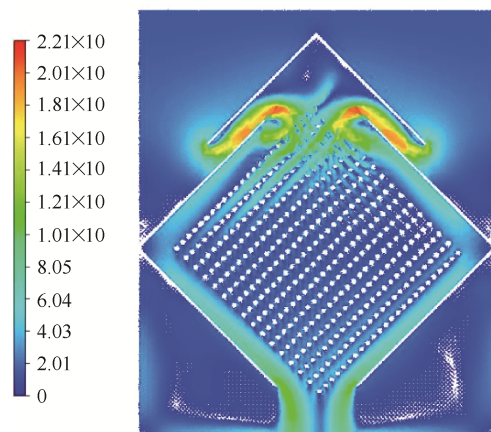
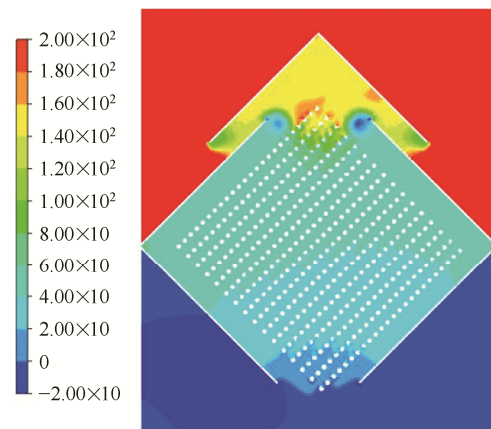
2.3 数值模拟传热特性和阻力特性分析

壳侧 Reynolds 数 $Re \approx 4300$ 时, 新型菱形布置受热面结构中温度、速度、压力分布如图 6 所示。从图 6 (a) 可知, 烟气流经折流板后, 与冷源管束开始进行换热。靠近入口处烟气与管壁温差较大, 换热强烈, 温度降低较明显。之后温度分布相对比较均匀。同时, 由于左侧管束排列较紧密, 左侧换热相对强烈, 图中体现出左右不完全对称的分布现象。由图 6 (b) 可以看出在折流板的扰动作用下, 靠近入口处烟气流动剧烈, 流速很大。之后速度分布相对比较均匀。图中也体现出左右不完全对称的分布现象。图 6 (c) 中, 可以明显看到压力分布与速度分布相联系, 速度降低较大的位置其压力损失也相对较大。在折流板附近, 湍流度最高, 对应的压降最大。图中也体现出左右不完全对称的分布现象。由此可知, 在前几排迎风面处换热较强, 速度较大, 相应的压降较大。

图 7 为壳侧 Nusselt 数 Nu 随 Reynolds 数 Re 的



(a) temperature distribution/°C

(b) velocity distribution/m·s⁻¹

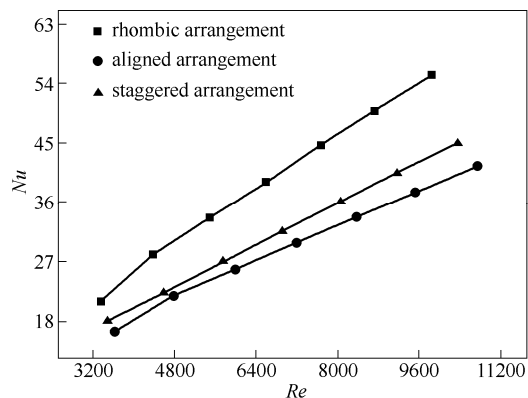
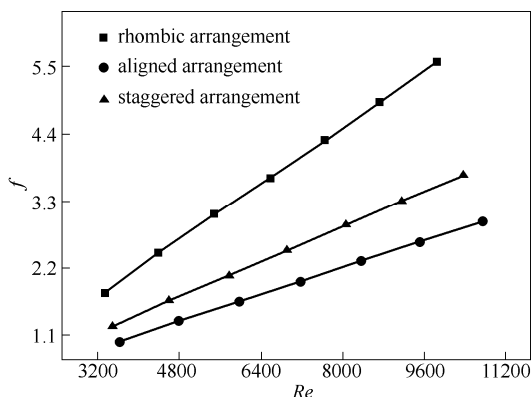
(c) pressure distribution / Pa

图6 壳侧传热和流动情况

Fig.6 Shell-side condition of heat transfer and flow

变化。结果表明,3种布管方式对应的 Nu 都随 Re 的增加而增大,且新型菱形受热面结构的传热性能要高于其余两者。这是因为菱形布管排布比叉排更加紊乱,使得流动扰动剧烈,同时烟气入口处的折流板也进一步增强了扰动。

图8为壳侧阻力系数 f 随 Re 的变化。从图中可

图7 壳侧 Nu 随 Re 的变化Fig.7 Variation of Nu versus Re 图8 壳侧阻力系数随 Re 的变化Fig.8 Variation of f versus Re

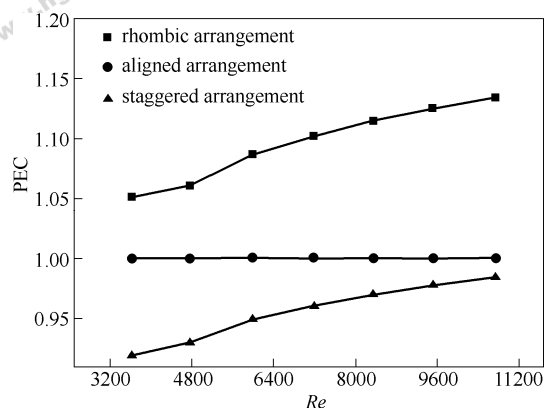
以看出,壳侧阻力随 Re 的增加而增大, Re 越大阻力增加的幅度越明显,新型菱形受热面结构引起的压降大于其余两者。主要是因为管束的阻力以及折流板对流体的阻挡作用。

为了在相同输送泵功下评价传热强化的效果, PEC (强化换热综合性能评价指数) 通常可用作传热强化技术的评价准则^[12-14]。

$$PEC = \left(\frac{Nu}{Nu_0} \right) / \left(\frac{f}{f_0} \right)^{1/3} \quad (2)$$

本文中 Nu_0 和 f_0 表示相同 Re 下管束顺排布置时的 Nusselt 数和阻力系数。 PEC 大于 1, 表明在相同输送功率下, 该布管方式下的传热能力比顺排布置的要高。

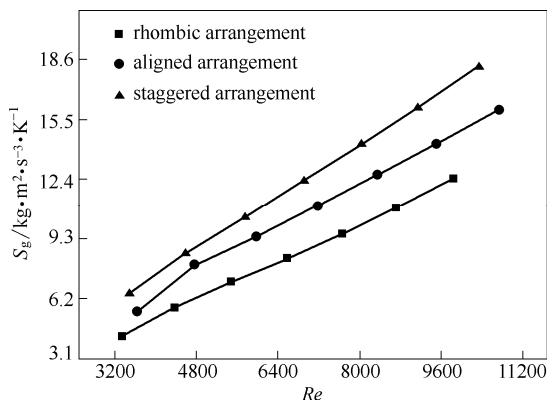
图9给出了 PEC 随 Re 的变化规律。受热面结构的综合换热性能随着 Re 的增加逐渐下降, 趋于平缓。 Re 相同时, 菱形受热面结构的综合性能高于顺排布管受热面, 主要原因是强化传热速率占主导地位, 而流动阻力的增加相对处于次要地位。入口折流板能给流体施加较强的扰动, 传热能力提高, 因此综合性能指标 PEC 值较高。叉排布管受热面的

图 9 综合性能评价指数 PEC 随 Re 的变化Fig.9 Variation of PEC versus Re

综合性能低于顺排布管受热面, 主要原因是压降的增加超过传热系数的提高, 但总体相差不大。

2.4 熵产分析

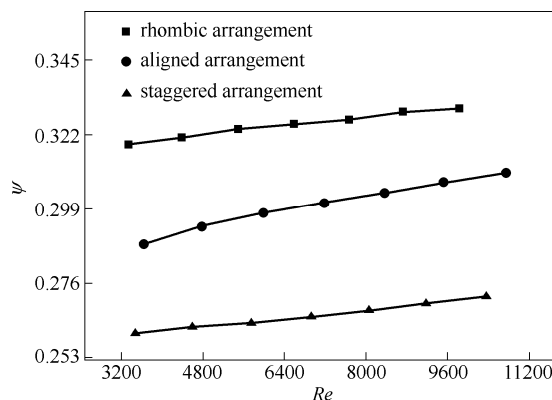
为了从机理上揭示受热面的传热和流动特性的分布规律, 本文基于热力学第二定律, 采用从能量利用的质量角度出发的熵产分析法进行了研究^[15-18]。通常在换热设备中, 熵产主要是由有限温差传热和流体流动过程中克服摩擦阻力两部分引起的^[19]。图 10 为熵产率随 Re 的变化。从图中可以看出, 熵产率随 Reynolds 数的增加而增大。同一 Re 下菱形受热面结构的熵产率最小, 叉排布置受热面结构的熵产率最大。因此菱形受热面结构中不可逆损失较小, 热流体性能较好。

图 10 熵产率随 Re 的变化Fig.10 Variation of S_g versus Re

基于熵产均匀性原理, 即熵产均匀分布时其换热器的熵产达到最小。为了更加方便地应用熵产均匀性因子评价换热器的性能, 定义了熵产均匀性系数^[20-21]为

$$\psi = \frac{\int_V \sigma dV}{\sqrt{V} \int_V \sigma^2 dV} \quad (3)$$

式中, σ 为熵产率。当局部熵产率为常数时, $\psi = 1$; 当局部熵产率不均匀时, $\psi < 1$, 局部熵产率越不均匀则 ψ 值越小。图 11 给出了 3 种布管方式下流体域内熵产均匀性系数随 Re 的变化曲线。同一 Re 时, 新型菱形受热面结构的均匀性系数最高, 叉排布管受热面结构的均匀性系数最低。这与上述熵产率的分析结果一致。

图 11 ψ 随 Re 的变化Fig.11 Variation of ψ versus Re

3 结 论

(1) 提出了一种新型菱形受热面的结构。该结构可用于布置余热锅炉中的各级受热面, 具有换热性能好、易清洗、吹灰效率高等特征, 适用于常见中低温余热资源的回收利用。

(2) 实验和数值分析结果表明, 在传热过程中, 菱形受热面壳侧对流换热的表面传热系数高于叉排和顺排, 流动阻力也相对较大。运用 PEC 综合评价指数得知菱形受热面壳侧的综合性能亦优于叉排和顺排。

(3) 采用熵产分析法从机理上进一步分析了菱形受热面壳侧的传热和流动分布特性, 得到了与 PEC 综合评价指数一致的结论。

符 号 说 明

f ——阻力系数

h ——壳侧对流换热的表面传热系数, $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$

Nu ——Nusselt 数

PEC——强化换热综合性能评价指数

ΔP ——壳侧压降, Pa

Re ——Reynolds 数

S_g ——熵产率, $\text{W} \cdot \text{K}^{-1}$

T ——温度, $^{\circ}\text{C}$

ψ ——熵产均匀性系数

References

- [1] Lian Hongkui (连红奎), Li Yan (李艳), Shuguang Yangzi (束光阳子), Gu Chunwei (顾春伟). An overview of domestic technologies for waste heat utilization [J]. *Energy Conservation Technology* (节能技术), 2011, **29** (2): 123-128.
- [2] Rasul M G, Widiyanto W, Mohanty B. Assessment of the thermal performance and energy conservation opportunities of a cement industry in Indonesia [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2005, **25** (17/18): 2950-2965.
- [3] Zhu Xiaoli (朱晓莉). Utilization of the rotary cement kiln waste heat [J]. *Shandong Building Materials* (山东建材), 2001, **22** (3): 32-33.
- [4] He Xinping (何新平). Thermodynamic analysis between Kalina and Rankine circulation during waste heat power generation in cement kiln [J]. *Cement Technology* (水泥技术), 2010, (3): 106-111.
- [5] Hao Jingzhou (郝景周), Peng Yan (彭岩). Study on methods of evaluation the technology performance of cement kiln low-temperature cogeneration [J]. *Cement Engineering* (水泥工程), 2008, (5): 51-54.
- [6] Huang Jintao (黄锦涛), Peng Yan (彭岩). Analysis of the influence of thermal parameters on double-pressure waste heat power generation system [J]. *Boiler Technology* (锅炉技术), 2009, (1): 51-54.
- [7] Tang Zhanfu (唐占甫). Improve waste heat power generation from cement technology [J]. *Cement Engineering* (水泥工程), 2011, (3): 78-80.
- [8] Yang Shiming (杨世明), Tao Wenquan (陶文铨). Heat Transfer (传热学) [M]. 4th ed. Beijing: Higher Education Press, 2006.
- [9] Wang Fujun (王福军). Computational Fluid Dynamics Analysis—Principles and Applications of CFD Software (计算流体动力学分析——CFD 软件原理与应用) [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2004.
- [10] Du Wenjing (杜文静), Wang Hongfu (王红福), Yuan Xiaodou (袁晓豆), Cheng Lin (程林). Evaluation of shell side performance and analysis on continuous helical baffled heat exchangers with elliptical tubes [J]. *CIESC Journal* (化工学报), 2013, **64** (4): 1145-1150.
- [11] Dong Cong (董聪), Chen Yaping (陈亚平), Wu Jiafeng (吴佳峰), *et al.* Water to water heat transfer on shell-side of trisection helical baffle heat exchangers [J]. *CIESC Journal* (化工学报), 2012, **63** (3): 721-727.
- [12] Kays W M, London A L. Compact Heat Exchangers [M]. New York: McGraw-Hill, 1984.
- [13] Kim M S, Lee K S, Song S. Effects of pass arrangement and optimization of design parameters on the thermal performance of a multi-pass heat exchanger [J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2008, **29** (1): 352-363.
- [14] Qian Songwen (钱颂文), Zhu Dongsheng (朱冬生), Li Qingling (李庆领), *et al.* Enhanced Heat Transfer Technology of Shell and Tube Heat Exchanger (管式换热器强化传热技术) [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2004.
- [15] Yang Donghua (杨东华). Principle and Engineering Application of Thermodynamics of Irreversible Processes (不可逆过程热力学原理及工程应用) [M]. Beijing: Science Press, 1987.
- [16] Bejan A. Advanced Engineering Thermodynamics [M]. New York: Wiley, 1988.
- [17] Bejan A. A study of generation in fundamental convective heat transfer [J]. *Journal of Heat Transfer-Transactions of the ASME*, 1979, **101**: 718-725.
- [18] He Y L, Lei Y G, Tao W Q, *et al.* Second-law based thermodynamic analysis of a novel heat exchanger [J]. *Chemical Engineering and Technology*, 2009, **32** (1): 86-92.
- [19] Chen Weihai (陈维汉), Qian Renzhang (钱壬章). Entropy generation analysis of basic convective heat transfer process [J]. *Journal of Huazhong University of Science and Technology* (华中理工大学学报), 1989, **17** (1): 32-35.
- [20] Guo Zengyuan (过增元), Li Zhixin (李志信), Zhou Senquan (周森泉), *et al.* Principle of uniformity of temperature difference field in exchanges [J]. *Science in China (Series E: Technological Sciences)* (中国科学 E 辑: 技术科学), 1996, **26** (1): 25-31.
- [21] Guo Chunsheng (郭春生), Du Wenjing (杜文静), Cheng Lin (程林). Analysis of new criteria for assessing plate heat exchanger performance [J]. *Journal of Harbin Institute of Technology* (哈尔滨工业大学学报), 2012, **44** (2): 138-141.