

燃气辐射管换热器的结构优化与数值模拟

冯俊小^{1,2)}, 王宏宇¹⁾✉, 吴启明³⁾, 向顺华⁴⁾

1) 北京科技大学机械工程学院, 北京 100083 2) 北京科技大学北京市高校节能与环保工程研究中心, 北京 100083

3) 北京京诚凤凰工业炉工程技术有限公司, 北京 100176 4) 上海宝山钢铁股份有限公司, 上海 201900

✉ 通信作者, E-mail: hongyu.wang@cisdi.com.cn

摘要 为解决 W 型燃气辐射管换热器排烟温度高的问题, 设计了三种改进换热器性能的结构, 采用 ANSYS FLUENT 软件进行数值模拟, 得到了不同结构换热器的性能参数, 如烟气出口温度、空气预热温度、压力损失、各换热面换热量和有无折流板的热阻变化。结果表明, 中心空气管由一根 $\phi 79$ mm 粗管改为六根 $\phi 33$ mm 细管后换热量增加了 57.6%, 增设烟气双行程后换热量提高 20.7%。增设密封折流板和多孔折流板后换热量分别增加了 5.7% 和 5.3%, 空气和烟气之间的热阻都降低了 20% 左右。多孔折流板的烟气压力损失比密封折流板低 47.4%。

关键词 辐射加热; 换热器; 结构优化; 数值分析; 烟气; 热阻

分类号 TF066

Structural optimization and numerical simulation of gas-fired radiant tube heat exchangers

FENG Jun-xiao^{1,2)}, WANG Hong-yu¹⁾✉, WU Qi-ming³⁾, XIANG Shun-hua⁴⁾

1) School of Mechanical Engineering, University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083, China

2) Beijing Engineering Research Center for Energy Saving and Environmental Protection, Beijing 100083, China

3) CERI Phoenix Industrial Furnace Corporation, Beijing 100176, China

4) Shanghai Baosteel Group Corporation, Shanghai 201900, China

✉ Corresponding author, E-mail: hongyu.wang@cisdi.com.cn

ABSTRACT In order to solve the problem of high exhaust gas temperature in W-shaped gas-fired radiant tubes, three kinds of structures were designed to improve the heat exchanger performance. Numerical simulation was carried out by using ANSYS FLUENT software. The performance parameters of heat exchangers with different structures were obtained, such as exhaust gas outlet temperature, preheated air temperature, pressure loss, heat flux in each surface, and heat resistance change with and without baffles. It is shown that the quantity of heat exchange increases by 57.6% after the central air tube changes from one tube of $\phi 79$ mm to six tubes of $\phi 33$ mm and by 20.7% through adding a double trip of exhaust gas. After inserting the sealed baffle and porous baffle, the quantity of heat exchange increases by 5.7% and 5.3% respectively, and the thermal resistance between air and exhaust gas decreases both by about 20%. The pressure loss of the porous baffle is lower by 47.4% than the sealed-baffle.

KEY WORDS radiant heating; heat exchangers; structural optimization; numerical analysis; exhaust gases; heat resistance

热处理炉是生产高附加值金属产品不可或缺的设备, 燃气辐射管凭借其高效和低耗的优点, 近年被广泛应用于各种热处理炉, 具有广阔的市场前

景^[1-2]。换热器是辐射管的主要结构之一, 其作用是回收烟气余热用于提高空气温度, 换热器预热空气温度的高低直接影响着辐射管的热效率和壁面温度

收稿日期: 2012-05-12

基金项目: “十二五” 国家支撑计划资助项目 (2011BAE13B09)

均匀性,增加空气预热温度可以节约燃气以及提高加热质量^[3-4].辐射管换热器包括自身预热式和非自身预热式两种,本文研究的是非自身预热式辐射管换热器,目前对其结构的优化研究主要包括实现空气多段加热、增加空气段和烟气段的行程以及添加烟气回流元件使部分烟气与空气混合三个方面.普通换热器的数值模拟和实验研究主要集中于弓形折流板^[5]、螺旋折流板^[6]、翅片管等强化换热方式.

非自身预热式燃气辐射管普遍存在排烟温度高的问题,造成了相当的能源浪费.本文以某钢厂连续退火炉 W 型燃气辐射管换热器作为研究对象,针对其排烟温度高的问题优化换热器结构,将多段加热与折流板强化换热技术同时运用于辐射管换热器,通过 ANSYS FLUENT 进行数值模拟,研究不同结构的换热效果、压力损失和热阻变化,旨在寻求提高辐射管换热器综合性能的途径,达到节约燃气、提高加热质量的目的.

1 换热器结构及参数

1.1 现有换热器结构及问题

目前连续退火炉 W 型燃气辐射管使用的换热器结构如图 1 所示,红色区域表示烟气管,蓝色区域是空气套管,绿色区域是中心空气管,空气从入口进入套管,流至右端部后折返至中心管后从出口流出.在这个过程中,烟气单行程、空气双行程换热,换热器有效长度是 1680 mm,使用的中心空气

管内径是 79 mm,整个换热器外径是 194 mm.

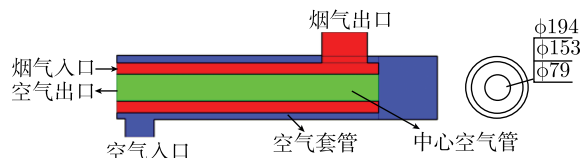


图 1 W 型辐射管换热器结构示意图 (单位: mm)

Fig.1 Schematic diagram of a W-shaped radiant tube heat exchanger (unit: mm)

热效率是辐射管的主要性能之一,其计算公式为^[7]

$$\eta = \frac{(Q_{\text{fuel}} + Q_{\text{air}}) - Q_{\text{flue-gas}}}{Q_{\text{fuel}}} \quad (1)$$

式中, Q_{fuel} 为燃气输入化学热和显热, Q_{air} 为预热空气带入显热, $Q_{\text{flue-gas}}$ 为烟气带走热量. 由式 (1) 可以看出预热空气和排出烟气温度直接影响着辐射管的热效率. 本实验某钢厂现场测试数据表明,从辐射管出来的烟气温度的 930 °C 左右,经过换热器后,排烟温度高达 730 °C,烟气会带走大部分热量,辐射管换热器热损失较大,因此大大降低了辐射管的加热性能. 通过观察图 1 中的换热器结构可以发现,换热器中心空气管内径为 79 mm,管径较粗,换热面积较小,空气套管是单侧换热,烟气仅经过一个行程就从换热器排出,这些原因使换热器存在排烟温度较高的问题. 对现场数据进行测量和整理,结果如表 1 所示.

表 1 辐射管现场测量数据

Table 1 Field measurement data of the radiant tube

参数	数值	气体	成分 (体积分数)/%
烧嘴能力/kW	163	煤气 (27 °C)	CO 29.19, H ₂ 12.19, CH ₄ 10.78, N ₂ 23.92, CO ₂ 23.92
煤气热值/(kJ·m ⁻³)	7658	烟气 (930 °C)	CO ₂ 22.78, H ₂ O 12.04, N ₂ 65.18
煤气量/(m ³ ·h ⁻¹)	76.42		
空气量/(m ³ ·h ⁻¹)	153.68		
烟气量/(m ³ ·h ⁻¹)	214.28		

1.2 换热器结构改进

针对研究中发现的问题,对换热器结构做如下改进.

(1) 空气管个数增加至 6 个. 中心空气管由原来一根 $\phi 79$ mm 的粗管改为六根 $\phi 33$ mm 的细管,其排列布局变化如图 2(a) 所示,淡蓝色部分是空气管. 空气管数量增加至六根以后,中心空气管的流通面积由 0.42 m² 增加至 1.05 m²,总换热面积由 1.26 m² 增加至 1.89 m²,比原来增加了 50%.

(2) 增加折流板. 为增强烟气侧的扰动,提高对流换热系数,可在烟气管内增设折流板,该 W 型

辐射管烟气风机全压约为 1000~1500 Pa,根据黄文江等^[8]对换热器压力损失与折流板高度和间距之间关系的研究结果,以上、中、下布局的方式增设了五块高度为 1/2 烟气管直径的密封折流板,折流板间距为 300 mm;同时,为了降低折流板背部换热死区和气体进出口压损,喻九阳等^[9]实验研究了在折流板上均匀开孔对换热器性能的影响,在此基础上,本文设计的多孔折流板是在折流板上靠近外管束和中间管束的位置开槽,其目的是更有针对性地消除背部换热死区,同时满足支撑中心空气管的需求,具体结构如图 2(b) 所示.

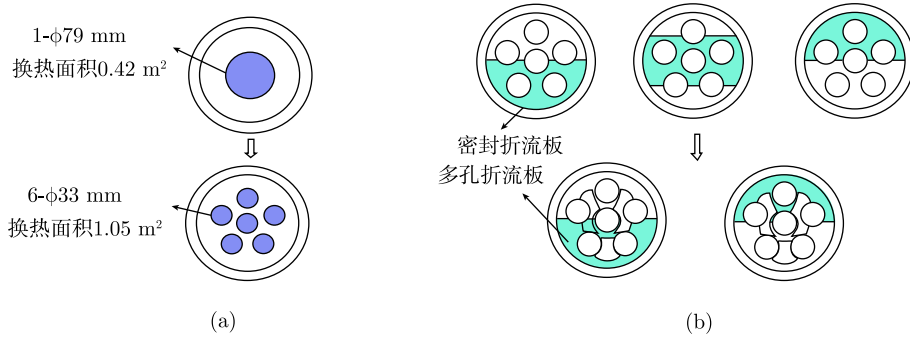


图 2 改进前后换热器中心空气管 (a) 及折流板结构示意图 (b)

Fig.2 Schematic diagrams of the central air tube (a) and baffle (b) in the heat exchanger before and after improvement

(3) 设置烟气双行程. 图 1 中的空气套管为单侧换热, 并且烟气在整个换热过程中只有单行程, 为了提高辐射管换热效率, 考虑到现场设置辐射管换热器处也还有一定空间, 在原有结构基础上增加了一层烟气套管, 同时实现烟气双行程和空气套管两侧换热, 冷热气体换热面由图 1 的两个增加至三个, 烟气流动距离增加了 1 倍, 改进后的具体结构如图 3 所示.

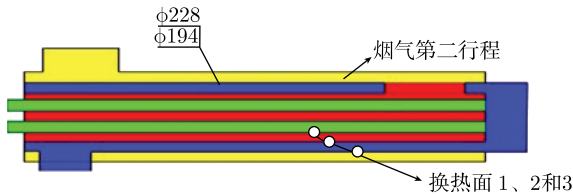


图 3 烟气双行程结构示意图 (单位: mm)

Fig.3 Schematic diagram of the double-trip structure of exhaust gas (unit: mm)

2 计算模型

2.1 物理模型

对辐射管换热器进行三维建模, 建模对象包括原换热器结构 (图 1) 和改进的换热器结构 (图 2 和图 3), 考虑到换热器的结构相对复杂, 在建模时作以下两点假设^[10]: (1) 忽略折流板与中心空气管、烟气管之间的间隙; (2) 增大烟气、空气出口直管段的长度, 确保无回流影响.

2.2 网格划分

采用 Gambit 软件进行网格划分. 由于该换热器结构是对称的, 取一半作为数值模拟对象, 在划分网格时, 气体进出口位置、折流板壳程结构以及气体一二次行程接口处结构比较复杂, 采用网格分块划分的方法^[11], 换热器气体进出口和一二次行程接口位置采用非结构化网格, 其余部分采用结构化网格. 在垂直于流动方向截面上网格结构如图 4 所示. 为了验证网格独立性, 本文使用网格数量在

50~200 万之间. 计算结果显示在这个范围内烟气出口温度变化小于 3%, 说明网格具有独立性. 本次计算划分网格总数为 208 万个, 流动断面上单元格长度为 3 mm, 沿轴向单元格长度为 4 mm, 其中结构化网格为 142 万, 占总网格数的 68.3%, 扭曲度 (equisize skew) 在 0.5 以下的网格数量占 96.2%.

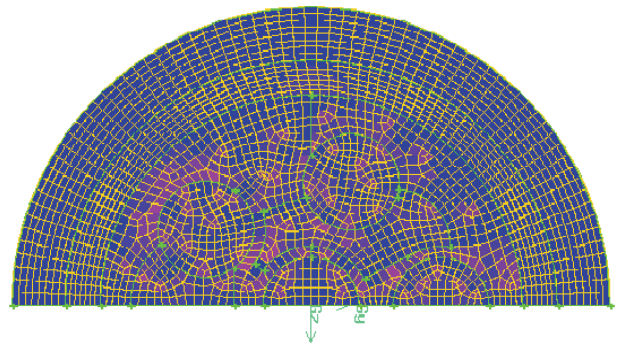


图 4 换热器截面网格划分图

Fig.4 Mesh generation map of the heat exchanger section

2.3 数学模型

在完成建模和网格划分后, 将模型导入 FLUENT 软件进行计算, FLUENT 通过数值求解连续性方程、N-S 方程、k-ε 湍流模型方程、能量守恒方程和组分传输方程得到换热器的速度场、压力场和温度场, 这些模型稳态格式的控制方程如下所示.

(1) N-S 方程.

$$\text{div}(\varphi U) = \text{div}(\nu \cdot \text{grad}\varphi) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (2)$$

(2) k-ε 湍流模型. k 为湍动能, 控制方程为

$$\text{div}(\rho U k) = \text{div} \left[\left(\eta + \frac{\eta_t}{\sigma_k} \right) \text{grad} k \right] + \eta_t G_k - \rho \varepsilon \quad (3)$$

ε 为湍动耗散能, 控制方程为

$$\text{div}(\rho U \varepsilon) = \text{div} \left[\left(\eta + \frac{\eta_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \text{grad} \varepsilon \right] + c_1 \eta_t G_k \frac{\varepsilon}{k} - c_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4)$$

其中, G_k 为剪切产生项, 表达式为 $G_k = \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \times \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$, u_i 、 u_j 分别表示在 x_i 、 x_j 方向上的速度分量, $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$.

(3) 能量守恒方程.

$$\nabla \cdot (\rho U h) = \nabla \cdot \left[\left(\eta + \frac{\eta_t}{\sigma_t} \right) \nabla h \right] - q_r. \quad (4)$$

(4) 组分传输方程.

$$\text{div}(\rho m_i U) = \text{div}(D_i \text{grad} m_i). \quad (5)$$

式中: U 为流体的速度矢量; φ 为 x 、 y 和 z 三个方向上的速度分量, $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$; ρ 为流体密度, $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$; p 为压力, Pa; ν 为运动黏度, $\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$; η 和 η_t 为流体黏性系数和湍流黏性系数, Pa·s; c_1 、 c_2 、 σ_k 、 σ_ϵ 和 σ_t 为常数; h 为流体的焓, $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$; q_r 为化学反应热和其他体积热源的源项, J; m_i 为气体组分质量分数, D_i 为气体传质系数, $\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$.

在计算过程中, 采用分离变量法 (Segregated) 隐式 (Implicit) 格式求解, 压力与速度耦合采用 SIMPLE 算法, 各方程参量的离散为一阶迎风格式, 各组分气体的比热容、导热率及动力黏度随温度呈线性变化, 混合气体的密度计算采用理想气体状态方程, 边界条件根据现场测定数据表 1 来确定, 气体入口为速度边界条件, 给定流体速度、温度和湍流强度, 出口为压力边界条件, 管壁的材料是 0Cr18Ni19 奥氏体不锈钢, 采用无渗透和无滑移边界, 收敛判据是各方程残差小于 10^{-4} .

3 数值模拟结果及分析

把现有换热器结构 (图 1) 和改进后的换热器结构 (图 2 和图 3) 分为五种情况 (1#~5#) 分别代入 FLUENT 中进行数值模拟, 分析结构改进前后换热器性能的变化. 烟气入口温度为 $930\text{ }^\circ\text{C}$, 空气入口温度为 $27\text{ }^\circ\text{C}$, 不同结构换热器的气体出口温度, 压力损失, 图 3 中从内至外依次标记为换热面 1、2 和 3 三个面在单位时间内的换热量以及换热器总换热量如表 2 所示, 其中 1#为现有换热器, 2#~5#均为改进后换热器. 由模拟结果可以看出, 现有换热器 (1#) 的烟气出口温度计算结果为 $739\text{ }^\circ\text{C}$, 这与实际测量结果基本相等, 说明本文计算采用的数学模型适合于该换热器. 表 2 中 1#~5#换热器结构的空气升温曲线如图 5 所示.

从表 2 中的 1#和 2#换热器对比可以看出, 把中心空气管径由一根 $\phi 79\text{ mm}$ 粗管改为六根 $\phi 33\text{ mm}$ 细管后, 空气预热温度提高 $139\text{ }^\circ\text{C}$, 总换热量

增加 57.6%. 从图 5 可以看出, 在套管侧, 两种结构的换热器空气升温曲线斜率基本相当, 而改进后的细管在中心空气管侧空气升温曲线明显高于原有结构, 表明增加的换热量主要来源于中心空气管换热面 1, 原因是细管增大了换热面积, 并且细管内截面上的空气温差更小.

从表 2 中 2#和 3#换热器对比可以看出, 把烟气单行程改为烟气双行程后, 空气预热温度升高 $75\text{ }^\circ\text{C}$, 排烟温度降低 $61\text{ }^\circ\text{C}$, 总换热量增加 20.7%, 增加的换热量来源于图 3 中设置烟气双行程后新增的换热面 3. 由图 5 中的 2#和 3#可以看出, 在套管内换热结束时, 烟气双行程结构的空气温度要比单行程高 $121\text{ }^\circ\text{C}$, 原因是双行程结构套管内的空气两侧换热; 原有的换热面 1、2 换热量降低 17.5%, 这是由于相关位置处的空气预热温度比原来高造成的, 排烟温度降低 $111\text{ }^\circ\text{C}$ 是因为烟气流动距离比原有结构增加了 1 倍;

从表 2 中 3#、4#和 5#换热器对比可以看出, 与无折流板的烟气双行程换热器相比, 增设了密封折流板和多孔折流板以后, 空气预热温度分别升高 $28\text{ }^\circ\text{C}$ 和 $25\text{ }^\circ\text{C}$, 总换热量增加 5.7%和 5.3%, 换热量的增加来源于换热面 1 和换热面 2. 这是由于增强了这两个面之间烟气的扰动, 部分烟气径向冲刷换热面, 提高了换热系数. 图 5 中两种折流板结构的升温曲线基本一致, 可以看出其强化换热效果相当.

原有换热器 (1#) 的空气压损为 364 Pa , 进行改造后的换热器空气压损在 $450\sim 600\text{ Pa}$ 之间, 变化相对较小, 而烟气侧由于增加了折流板和烟气第二行程, 烟气压损变化较大, 原有换热器烟气压损为 42 Pa , 增加烟气第二行程后烟气压损增加至 259 Pa , 密封折流板烟气压损为 1258 Pa , 而多孔折流板的烟气压力损失为 662 Pa , 与密封折流板烟气压力损失相比降低 47.4%, 现场的辐射管排烟机全压约为 $1000\sim 1500\text{ Pa}$, 因此完全可以满足烟气第二行程和多孔折流板的要求, 密封折流板强化换热效果与多孔折流板相当, 但烟气压损已经到了排烟机上限, 不宜使用.

通过以上仿真结果及分析可知, 对现有 W 型辐射管换热器改造的最优组合方案为: 空气由一根 $\phi 79\text{ mm}$ 粗管改为六根 $\phi 33\text{ mm}$ 细管, 增加烟气第二行程和增设多孔折流板. 与原结构相比, 改进后的换热器总换热量由 14.03 kW 增加至 28.10 kW , 增加 100.3%, 空气和烟气压损分别由 364 Pa 、 42 Pa 增加至 479 Pa 、 662 Pa , 可以满足现场风机的负荷

(1000~1500 Pa). 增加的折流板可以支撑中心空气管, 提高了换热器的稳定性; 烟气第二行程是在原有结构基础上向外增设内径为 194 mm、外径为 228

mm 的套管, 占用的空间也相对较小, 可以满足现场安装的要求.

表 2 改进前后不同结构换热器数值模拟结果

Table 2 Simulation results of different heat exchanger structures before and after improvement

参数	1#	2#	3#	4#	5#
中心空气管数	1	6	6	6	6
中心空气管径/mm	φ79	φ33	φ33	φ33	φ33
折流板	无	无	无	密封折流板	多孔折流板
烟气行程	单行程	单行程	双行程	双行程	双行程
空气出口温度/°C	281	420	495	523	520
烟气出口温度/°C	739	628	567	545	546
空气压力损失/Pa	364	576	465	481	479
烟气压力损失/Pa	42	53	259	1258	662
换热面 1 换热量/kW	5.16	12.26	9.87	10.65	10.74
换热面 2 换热量/kW	8.87	9.85	8.37	9.58	9.28
换热面 3 换热量/kW	0	0	8.45	7.98	8.08
换热器总换热量/kW	14.03	22.11	26.69	28.21	28.10

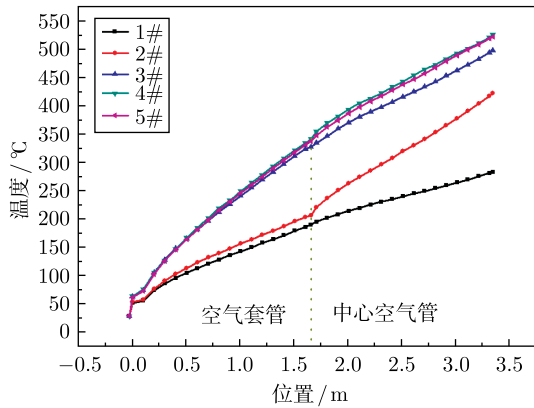


图 5 不同结构换热器空气升温曲线

Fig.5 Air heating curves of different heat exchanger structures

为了进一步研究密封折流板和多孔折流板强化换热的机理, 根据数值计算结果显示的热流密度和冷热流体温差, 计算出 3#、4#和 5#换热器不同位置冷热气体之间的热阻变化如图 6 所示. 从图中可以看出, 两端处由于存在入口效应, 有无折流板的热阻相差不大, 而对于中间位置的换热面, 增设折流板以后, 热阻降低了 20%左右. 密封折流板的热阻呈周期性变化, 在折流板后达到极大值, 这个区域是换热死区, 并且图 2(b) 中处于中间位置的密封折流板后的热阻较大, 分别为 $0.095 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ 和 $0.089 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$, 而处于上、下位置处折流板后的热阻极大值为 $0.062 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ 、 $0.059 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ 和 $0.044 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$, 热阻在折流板前达到极小值. 多孔折流板与密封折流板的热阻平均值差别不大,

但多孔折流板的热阻波动幅度比较小, 说明其有效地消除了换热死区, 这一点与喻九阳等^[9]关于在单弓形折流板上开孔能够提高综合换热系数的实验结果相似.

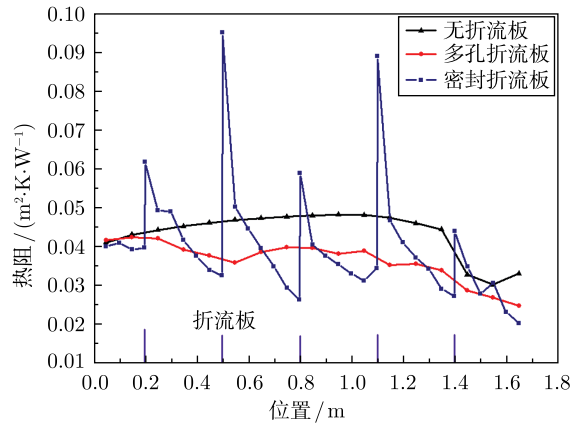


图 6 不同结构换热器空气热阻随位置的变化

Fig.6 Heat resistance at different positions of different heat exchanger structures

改造之前的换热器质量为 87.5 kg, 改造之后的最优组合即烟气双行程和多孔折流板的换热器质量为 129.4 kg, 原材料消耗成本将增加 47.9%, 考虑到改进后换热器增加的零部件结构的加工成本, 整个换热器的成本将增加 60%左右. 改造前后换热器空气和烟气压力损失分别增加 115 Pa 和 620 Pa, 将风机的工作过程近似为等温压缩过程, 辐射管按每年 70%的热负荷计算, 结果表明风机和排烟机每年将多耗电 735 kW·h, 按照 35%的发电效率计算, 每

个辐射管换热器改造后由于压损增加每年将会多消耗 353 kg 标准煤. 改造前后的换热器使烟气热量损失降低 14.07 kW (见表 2 中 1#和 5#), 辐射管以 70%的热负荷计算则每年可节约燃料 10801 kg 标准煤. 因此对于整个辐射管而言, 换热器改造后每根辐射管每年可节约燃料 10.45 t 标准煤.

4 结论

(1) 把现有 W 型辐射管换热器中心空气管径由一根 $\phi 79$ mm 粗管改为六根 $\phi 33$ mm 细管, 增加了换热面积, 有效提高了换热量.

(2) 增设烟气第二行程后, 烟气流动距离加倍, 并实现了空气套管的双侧受热, 明显增强了换热效率.

(3) 密封折流板与多孔折流板的强化换热效果相当, 密封折流板结构的热阻变化幅度较大, 多孔折流板结构的热阻波动幅度较小, 能够有效消除换热死区, 同时大幅度降低压损.

参考文献

- [1] Yuan T, Tao Q Y, Yao X F. Summary on equipment technology of heat treatment for medium and heavy plate. *Heat Treat Technol Equip*, 2009, 30(2):59
(袁涛, 陶齐印, 姚雪飞. 中厚板热处理装备技术概况. 热处理技术与装备, 2009, 30(2): 59)
- [2] Marino J A, Zhang Y. New burner technology for indirect firing continuous annealing furnaces. *Ind Furnace*, 2005, 27(6): 19
(Marino J A, 张弈. 间接加热新技术在连续退火炉上的应用. 工业炉, 2005, 27(6): 19)
- [3] Rafidi N, Blasiak W, Jewartowski M, et al. Increase of the effective energy from the radiant tube equipped with regenerative system in comparison with conventional recuperative system. *IFRF Combust J*, 2005(3): 1
- [4] Li T J. Application of high temperature air combustion to regenerative gas tube. *Nonferrous Met Process*, 2007, 36(2):53
(李同杰. 高温空气燃烧技术在蓄热式燃气辐射管中的应用. 有色金属加工, 2007, 36(2): 53)
- [5] Nasiruddin, Siddiqui M H K. Heat transfer augmentation in a heat exchanger tube using a baffle. *Int J Heat Fluid Flow*, 2007, 28(2): 318
- [6] Zhang J F, He Y L, Tao W Q. 3D numerical simulation on shell-and-tube heat exchangers with middle-overlapped helical baffles and continuous baffles. Part I. Numerical model and results of whole heat exchanger with middle-overlapped helical baffles. *Int J Heat Mass Transfer*, 2009, 52(23/24): 5371
- [7] Tu W G, Liu Y Y, Feng J X, et al. Summary of radiant tube heating Technology. *Ind Furnace*, 2007, 29(3): 15
(涂卫国, 刘赟赟, 冯俊小, 等. 辐射管加热技术综述. 工业炉, 2007, 29(3): 15)
- [8] Huang W J, Zhang J F, Tao W Q. The effect of baffle parameters on the performance of segmental-baffle heat exchangers. *J Eng Thermophys*, 2007, 28(6): 1022
(黄文江, 张剑飞, 陶文铨. 弓形折流板换热器中折流板对换热器性能的影响. 工程热物理学报, 2007, 28(6): 1022)
- [9] Yu J Y, Wang Z W, Feng X K. Experimental research on a single segmental baffle drilling. *Petro-Chem Equip*, 2004, 33(2): 3
(喻九阳, 王泽武, 冯兴奎. 单弓形折流板开孔试验研究. 石油化工设备, 2004, 33(2): 3)
- [10] Qian C F, Gao H Y, Sun H Y. Shell-side fluid flow and heat transfer in curved baffle heat exchanger. *CIESC J*, 2011, 62(5): 33
(钱才富, 高宏宇, 孙海阳. 曲面弓形折流板换热器壳程流体流动与传热. 化工学报, 2011, 62(5): 33)
- [11] Chen G D, Chen Q Y, Zeng M, et al. Numerical studies on combined multiple shell-pass shell-and-tube heat exchanger with helical baffles. *J Eng Thermophys*, 2009, 30(8): 1357
(陈贵冬, 陈秋炆, 曾敏, 等. 组合式多壳程螺旋折流板管壳式换热器数值模拟研究. 工程热物理学报, 2009, 30(8): 1357)