

立式热交换器分流板压力场数值模拟与结构优化

王默雷^{1,2}, 邓胜祥^{1,2}

¹上海工程技术大学机械与汽车工程学院, 上海

²新能源与节能新技术研究所, 上海

收稿日期: 2023年4月26日; 录用日期: 2023年6月27日; 发布日期: 2023年7月5日

摘要

针对某工业园区分布式能源系统立式热交换器出口烟温高的问题, 因此本文提出在烟气域内增设分流板, 改变分流板的高度、夹角、长度, 以及对分流板打孔, 分析并比较了不同结构的分流板对烟气入口压降的影响, 以及不同分流板结构对烟气入口压降的优化效果。得出结果如下: 分流板开口位置每向上移动 50 mm, 入口压降减小, 减小幅度为 12.7%~8.6%, 并呈递减趋势。分流板开口位置每向下移动 50 mm, 入口压降增大, 增大幅度为 19.5%~21.4%, 并呈上升趋势。当分流板夹角缩小时入口处压降会明显降低, 夹角缩小为 90°分流板入口压降变化幅度为 58.1%。在分流板上打孔有助于释放压力, 但不适合增加分流板直板的长度。

关键词

立式热交换器, 数值模拟, 分流板, 压力场

Numerical Simulation of Pressure Field and Structural Optimization of Splitter Plate in Vertical Heat Exchanger

Molei Wang^{1,2}, Shengxiang Deng^{1,2}

¹School of Mechanical and Automotive Engineering, Shanghai University of Engineering Science, Shanghai

²Shanghai Institute of New Energy and Energy Saving Technology, Shanghai

Received: Apr. 26th, 2023; accepted: Jun. 27th, 2023; published: Jul. 5th, 2023

Abstract

Aiming at the problem of high flue gas temperature at the outlet of the vertical heat exchanger of the distributed energy system in an industrial park, this paper proposes to add a splitter plate in the flue gas domain, change the height, angle and length of the splitter plate, and punch the splitter plate to achieve the effect of heat transfer enhancement. The influence of different splitter plates on the pressure drop at the flue gas inlet and the optimization effect of different splitter plate structures on the pressure drop at the flue gas inlet are analyzed and compared. The results are as follows: for every 50 mm upward movement of the opening position of the splitter plate, the inlet pressure drop decreases by 12.7%~8.6%, and shows a decreasing trend. When the opening position of the splitter plate moves downward by 50 mm, the inlet pressure drop increases by 19.5%~21.4% and shows an upward trend. When the angle of the splitter plate is reduced, the pressure drop at the inlet will be significantly reduced. When the angle is reduced to 90°, the pressure drop at the inlet of the splitter plate changes by 58.1%. The hole channel on the splitter plate helps to release pressure, but is not suitable for increasing the windward area of the splitter plate.

Keywords

Vertical Heat Exchanger, Numerical Simulation, Shunt Plate, Pressure Field

Copyright © 2023 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

能源短缺与环境污染是制约经济和社会可持续发展的主要瓶颈,因此,研究构建先进高效、环保低碳、安全稳定的能源系统已经成为当务之急[1]。分布式能源系统作为一种就近按需设置、能源梯级利用的能源系统,是我国能源长期稳定发展计划中的一项高端前沿科学技术[2] [3] [4],它可以将能源高效合理地应用于工业与生活。分布式能源系统中,排气热损失是不可避免的,如何高效地回收热损失是节能减排的关键[5] [6]。

分布式能源系统常使用多种类型的热交换器来交换高温烟气所携带的热量,这一热交换过程可以显著提高分布式能源系统的能量利用率,许多学者针对系统中的热交换器进行了相关研究。立式热交换器是一种结构简单,占地面积小的常用热交换器之一,但是存在换热效率较低的缺点。通常,立式热交换器内会增加分流板来提高换热效率,但同时也增加了风机能耗。由此,专家学者对这一问题展开了持续研究。Dawidl [7] [8]等人设计了测定交叉流式热交换器板片之间形成的狭窄通道的平均传热系数的实验和提出了数值方法,结果表明实际装置中空气和水流动的不均匀分布会影响传热条件均匀性的相关研究集中于分流器和入口分配结构。其中,Wahibal [9]等人研究了入口气流分布不均时对热交换器的设计和热工性能(包括流体流量)的影响,并通过更好的优化方案以最大限度地减少气流对热交换器性能的不良影响。热交换器流体分配,在分流器[10] [11]中如果存在不稳定和不对称流型布局设计,可能导致出口管质量流量不均匀。在入口分配结构方面,相关学者[12] [13] [14]研究了三种不同几何形状的集管对入口流量分布的影响,以及流量均匀分布时管内压降与平均压降的最大可能偏差,因此需要考虑不同的因素从而

设计一种结构简单的分流器。宋哲[15]等人通过相关实验模拟得出了入口流量分配规律以及证明了分流板对流体均分性能的提升。向鹏[16]等人对入口流量异常分布下的通道布置进行了优化,使换热器的总传热速率最大化。综上,前人的工作重心主要集中在热交换器进口集管的布置设计。

本文热交换器的工作过程:将高温烟气携带的热量交换至助燃空气,用于在燃气轮机燃烧室内与天然气混合燃烧,以提高燃气轮机热效率。除此之外,其余高温空气送往该工业园区某企业加热炉作为助燃空气,以降低该企业加热炉能耗本文利用分流板对烟气进行分流。

本文对热交换器内部烟气流域进行结构优化,通过在烟气扩口处增加分流板来对烟气流域的压力场进行分析。分流的目的是牺牲压降来获取更多的换热,旨在确保引风机功耗上升所消耗的能量远小于换热效率提升所节省的能量。同时对分流板的位置、夹角、结构进行改进后作出了一系列的数值模拟,比较并分析了不同因素对于入口压降的影响,为后续相关研究提供参考意见。

2. 数值模拟计算

2.1. 控制方程

对于立式热交换器的数值模拟来说,需要满足流体力学基本守恒定律,即质量守恒定律、牛顿运动定律和能量守恒定律。

1) 连续性方程

连续性方程是用来描述流体力学中质量守恒规律,具有多种表达形式,但其物理意义不变,为在同一时间(t)内流入的体积流量与流出的体积流量相等。在直角坐标系下,方程表达式为:

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

对于不可压缩流体三维流动的连续性方程,其表达式可简化为:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (2)$$

其中, ρ —— 流体密度, kg/m^3 。

u 、 v 、 w —— 一点(x, y, z)处的速度分量, m/s 。

2) 运动方程

运动方程可解决大量的实际问题,是动量、热量及质量传递过程的基础方程。其中,对于不可压缩流体的运动方程,它的矢量形式为:

$$\rho \frac{d\mathbf{v}}{dt} = -\nabla p + \rho \mathbf{F} + \mu \Delta \mathbf{V} \quad (3)$$

在直角坐标系中,其表达式为

$$\begin{aligned} \rho \frac{du}{dt} &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \rho X + \mu \Delta u \\ \rho \frac{dv}{dt} &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \rho Y + \mu \Delta v \\ \rho \frac{dw}{dt} &= -\frac{\partial p}{\partial z} + \rho Z + \mu \Delta w \end{aligned} \quad (4)$$

其中, Δ —— 拉普拉斯算子;

∇ —— 哈密顿算子;

p —— 压力, Pa ;

μ ——动力粘度系数;

X 、 Y 、 Z ——点 (x, y, z) 处的外力分量, N。

3) 能量守恒方程

能量守恒方程是有热量交换的流动系统必须满足的基本方程, 可描述为: 微元体中能量的增长率等于进入微元体的净热流量与体上力、面上力对微元体所做的功之和。其表达式为:

$$\rho C_p \left[\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial(uT)}{\partial x} + \frac{\partial(vT)}{\partial y} + \frac{\partial(wT)}{\partial z} \right] = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (5)$$

其中, C_p ——空气的定压比热容, J/(kg·K);

T ——热力学温度, K;

λ ——导热系数, W/(m·K)。

2.2. 湍流模型

烟气在热换热器中的流动换热过程, 大部分区域均呈现湍流状态。目前工程上常用的湍流计算方法都是 RANS 方法。RANS 方法目前主要有零方程的混合长度模型, 单方程的 Spalart-Allmaras 模型, 双方程的 k - ε 、 k - ω 模型和代数应力模型等。其中双方程模型是目前最完整的湍流模型, 在工程中针对湍流流场的计算中应用广泛。

本文主要使用标准 k - ε 模型, 其是以湍动能运输方程和耗能率为基础的半经验模型。其控制方程为:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_k} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (6)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_k} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + G_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{K} + S_\varepsilon \quad (7)$$

式中, μ_t 是湍流粘性系数, k - ε 模型假设湍流黏度与湍动能和湍动能耗散有关, 即

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (8)$$

式中, G_k 为由于平均速度梯度引起的湍流动能 k 的产生项; G_b 为由于浮力引起的湍流动能 k 的产生项; 对于不可压缩流体, $G_b = 0$; Y_M 为可压缩性修正项, 是可压缩湍流中脉动扩张的贡献; S_k 、 S_ε 分别为 k 方程和耗散率 ε 方程的源项;

在 FLUENT 中, 部分经验系数通常为常数[17], $C_{1\varepsilon} = 1.44$; $C_{2\varepsilon} = 1.92$; $C_\mu = 0.09$; k 与 ε 的湍流普朗特数分别为 $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$ 。

2.3. 离散方法

由于有限体积法的离散方程具有守恒原理, 且计算精度高, 因此应用较为广泛。本文所采用的数值模拟方法为有限体积法, 其离散格式采用精度较高的二阶迎风格式, 这种格式可以获得较准确的解, 而且绝对稳定。

3. 热交换器物理模型及网格划分

3.1. 热交换器物理模型

为了节省计算机资源, 本文对模型进行适当简化后利用 SpaceClaim 软件建立热交换器模型, 如图

1 所示。

本文模拟计算的物理模型是立式热交换器, 外筒与内筒之间的空气流域中采用了折流板分层。内筒里为烟气流域。烟气从圆筒内的底部向上流动, 空气从热交换器顶部入口进入后开始向下逐层流动。

热交换器主要尺寸: 总体高度 5200 mm, 烟气入口直径 1400 mm, 烟气出口直径 1400 mm, 空气进口直径 600 mm, 空气出口直径 800 mm, 内筒直径 2150 mm, 内筒高度 3400 mm, 内筒厚度 10 mm, 折流板厚度 10 mm。

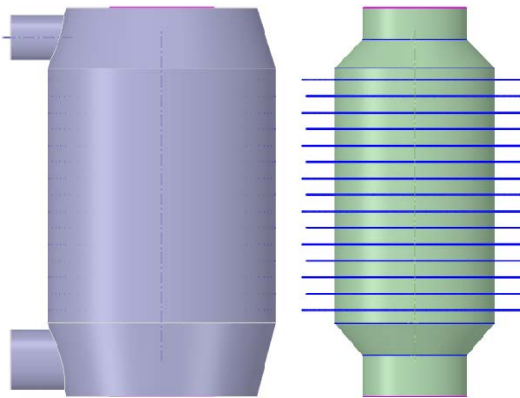


Figure 1. Physical model of heat exchanger
图 1. 热交换器物理模型示意图

3.2. 网格划分与无关性验证

将简化后的热交换器模型利用体积抽取命令对热交换器中的流体域分别进行抽取, 然后将外筒壁面抑制掉, 最后将壁面以及已提取到烟气域、空气域导入到 ANSYS Workbench Meshing 组块中进行网格划分工作。

3.2.1. 网格划分

如图 2 所示, 为了保证计算一致性, 本文使用 Meshing 软件对模型进行网格划分。由于高温烟气通过壁面换热到助燃空气, 所以流体近壁流动对于计算结果有很大影响。因此本文在内筒耦合壁面处使用网格加密处理并在此基础上设置流体域膨胀层。

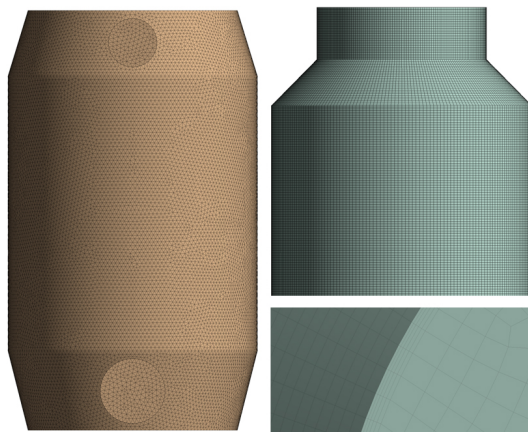


Figure 2. Heat exchanger model grid diagram
图 2. 热交换器模型网格划分示意图

3.2.2. 网格无关性分析

为了验证模拟结果与网格数量变化的无关性, 需要对热交换器进行多种网格划分以及模拟计算, 将结果对比后选出一种合理的网格划分方式进行后续更深入的模拟分析。本文在计算资源范围内建立具有代表性的 4 种疏密程度不同的网格进行无关性验证。采用相同的网格划分工具, 得到网格单元(Elements)数量分别为: 1,343,767、5,303,149、8,344,517 和 12,477,294。在相同的边界条件下进行稳态模拟, 得到热交换器内部的流场结果, 对比同一测量点的流速后发现: 流速差值之比分别为 10.5%, 5.2%和 4.5%。说明当网格数量达到 800 万后, 网格疏密程度对计算结果的误差影响很小。考虑到计算资源紧张, 所以本文采用以 8344517 网格单元数量的网格划分方式。

4. 热交换器烟气域分流板结构优化

4.1. 优化方案

将初始模型(如图 3(a)所示)定为方案(1), 分流板的高度定为 0, 夹角为 120° , 板长为 770 mm。拟定向上为正方向。图 3(b)为方案(15)和方案(16)的异形分流板示意图, 板上布置间隔的孔洞。热交换器优化方案见表 1。

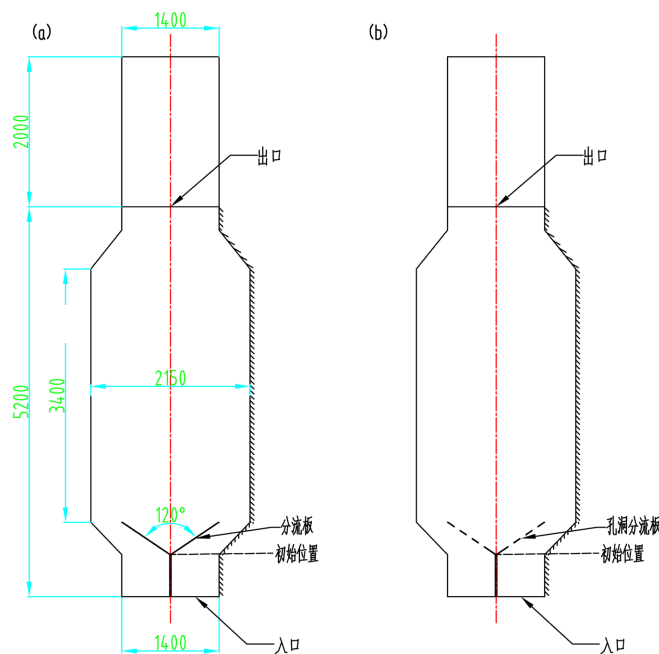


Figure 3. Schematic diagram of inner cylinder of vertical heat exchanger
图 3. 立式热交换器内筒加装分流板示意图

4.2. 边界条件设置

由于流体流速较低(<5 m/s), 其马赫数小于 0.3, 可以将其视为不可压缩流体[18] (低速下的流体体积力的大小相对于惯性力可以忽略不计)。其他主要边界条件的设置如下:

入口边界: 为了保证烟气的进口速度均匀, 采用速度入口边界条件。

出口边界: 在计算流体的流动问题之前, 其出口的速度与压力是未知的, 则应设定为自由出流边界条件。

壁面边界: 将此表面设定为流固耦合边界面。

Table 1. Optimization scheme of the heat exchanger
表 1. 热交换器优化方案

方案编号	高度 (mm)	方案编号	角度(°)	方案编号	高度 (mm)	方案编号	异形
2	+50	8	90	11	-100	15	间隔 80 mm 孔洞
3	+100						
4	+150	9	80	12	-50	16	间隔 100 mm 孔洞
5	+1700						
6	-50	10	60	13	+50	17	加长 50 mm
7	-100						
				14	+100	18	缩短 50 mm
						19	缩短 100 mm

注：方案 2~7 中分流板的夹角是 120°，方案 11~14 中分流板的夹角是 90°。

4.3. 分流板对内筒流场的影响

现对中心区域的烟气进行分流，使之向壁面流动以加强壁面的换热。在烟气流域增加分流板后，对该区域的流场进行模拟仿真，其流动迹线图如图 4 所示。从中可以看出，烟气从下方进入后在分流板处分流，其速度在靠近壁面侧有明显提升，这样可以更快与壁面进行接触，同时烟气在内筒内经过分流板分流后在内筒中间形成两个对称的漩涡，使得烟气通过内筒壁面与空气换热接触时间变长，从而提高换热效率。但是，增加分流板会使得入口压降上升，从而增加引风机的耗能。本文将从压力分布与优化的角度确定合适的分流板。

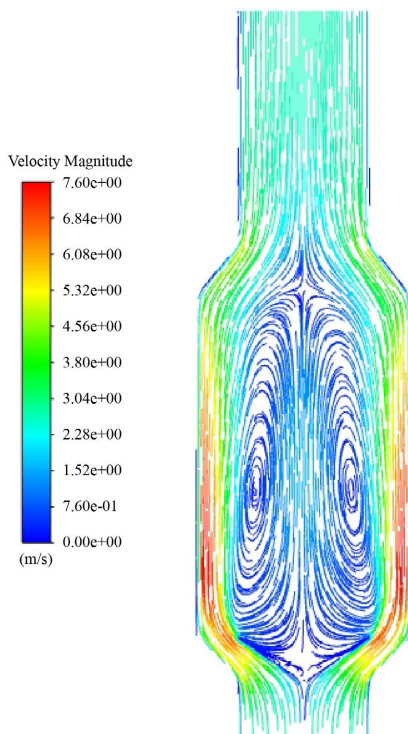


Figure 4. Flow trace diagram of flue gas basin with splitter plate

图 4. 加装分流板烟气流域的流动迹线图

4.4. 方案对比

本文按前述 4.1 节所描述的方式在烟气入口端的扩口处增设分流板, 让烟气向壁面流动, 提高壁面换热。但是考虑到高温烟气压损增加会大幅增加风机能耗, 因此对各改进方法的压降进行对比, 以此选择较合适的方案。

4.4.1. 分流板高度对入口压降的影响

为了研究分流板高度对入口压降的影响, 本节在热交换器其他结构参数不变的情况下, 通过改变分流板高度, 对多组热交换器进行数值模拟。图 5、图 6 中方案(1)为初始分流板, 开口位置位于内筒扩口处, 其夹角为 120° ; 方案(2~5)的分流板在初始位置的基础上分别垂直上移 50 mm、100 mm、150 mm 和 1700 mm; 方案(6, 7)的分流板在初始位置的基础上分别垂直下移 50 mm 和 100 mm。其中虚线表示初始位置, 高度为 0。

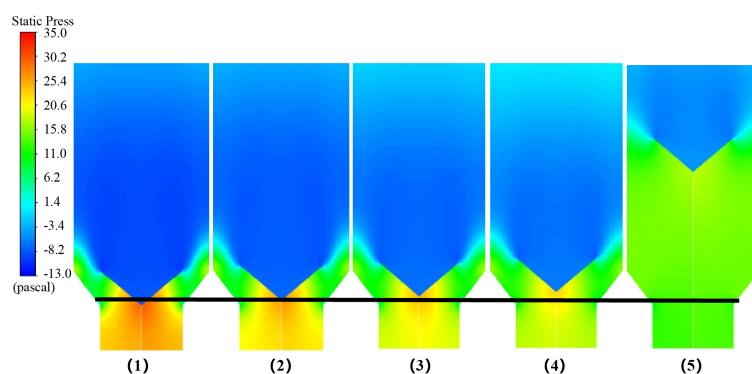


Figure 5. The position of the splitter plate moves up the axial section pressure cloud diagram of the flue gas domain

图 5. 分流板位置上移烟气域轴向切面压力云图

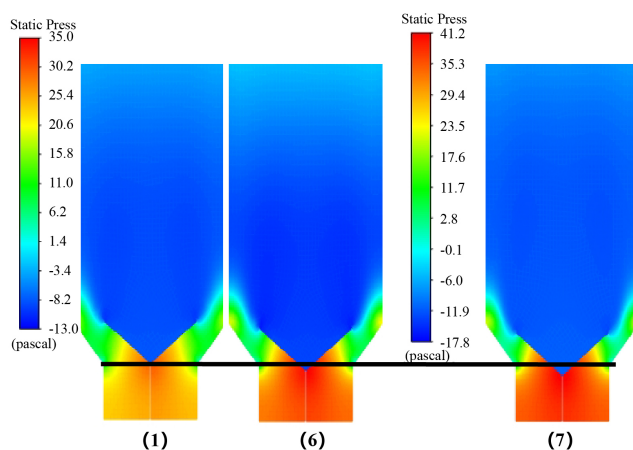


Figure 6. The position of the splitter plate moves down the axial section pressure cloud diagram of the flue gas domain

图 6. 分流板位置下移烟气域轴向切面压力云图

如图 5 和图 6 所示, 分流板高度变化对入口压降有明显的影响, 其最高压力出现在分流板分流中心, 并从中心向四周递减。由于分流板开口位置的变化影响了烟气未进行分流的区域大小, 其开口位置离烟气入口越近, 烟气越快进行分流。随着分流板向上移动, 其压力从中心向四周递减趋势降低, 而随着分

流板向下移动, 其压力从中心向四周递减趋势无明显变化。

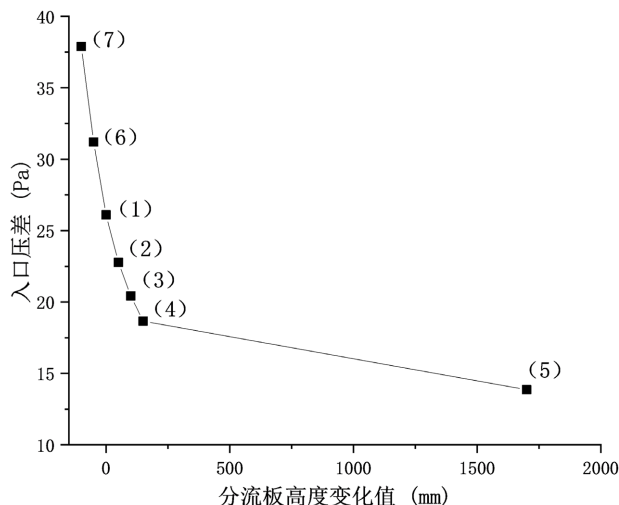


Figure 7. The relationship between height change of shunt plate and inlet pressure drop

图 7. 分流板高度变化与入口压降关系图

如图 7 所示。对比方案(1)~(5), 当分流板向腔内移动(即向上移动)时, 入口处绝对压差减小, 其中分流板开口位置每向上移动 50 mm, 入口压降减小量分别为 3.33 Pa、2.35 Pa、1.75 Pa。减小幅度分别为 12.7%、10.4%、8.6%, 呈递减趋势。

对比方案(1)、(6)和(7), 当分流板向下移动时, 入口处绝对压差增大, 其中分流板开口位置每向下移动 50 mm, 入口压降增大量为 5.09 Pa、6.68 Pa, 增大幅度为 19.5%、21.4%, 呈上升趋势。同时通过观察图 7, 可以得出移动距离对结果的影响随着上升高度升高而减小。

4.4.2. 分流板夹角对入口压降的影响

为了研究分流板夹角对入口压降的影响, 本节在热交换器其他结构参数不变的情况下, 通过改变分流板夹角, 对多组热交换器进行数值模拟。图 8 中方案(1)为初始分流板, 开口位置位于内筒扩口处, 其夹角为 120°; 方案(8)为初始分流板夹角减小至 90°; 方案(9)为初始分流板夹角减小至 80°; 方案(10)为初始分流板夹角缩小至 60°。

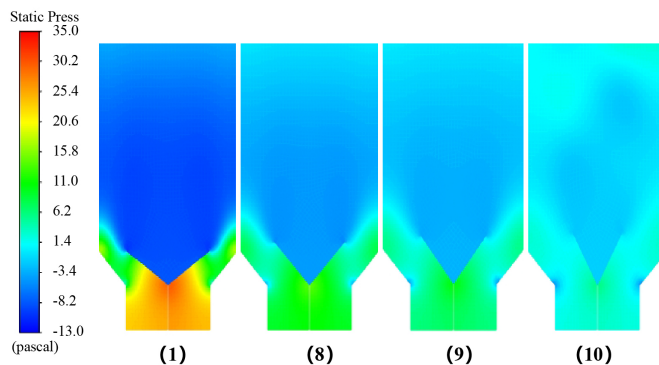


Figure 8. The pressure cloud diagram of the axial section of the flue gas domain with the change of the opening angle of the splitter plate

图 8. 分流板开口夹角变化烟气域轴向切面压力云图

如图 8 所示, 分流板夹角变化对入口压降有明显的影响, 其最高压力出现在分流板分流中心, 并从中心向四周递减。由于分流板的开口夹角大小改变了分流板的迎风面积, 随着分流板开口夹角变小, 其分流板分流中心压力明显下降, 且开口夹角减小到一定程度上后内筒内部压降有明显分布不均区域。

如图 9 所示, 对比方案(1)、(8)、(9)和(10), 从(10)中可以看出, 当分流板夹角缩小时, 分流板对流动的阻力也相应地减小, 入口处压降会明显降低。通过观察图 9, 可以得出夹角缩小为 90° 时, 分流板入口压降变化量最大, 为 15.18 Pa, 变化幅度为 58.1%。但是如果夹角过于小, 会对整体内筒压降有明显影响, 因此尽量选用夹角适当小的分流板更好。

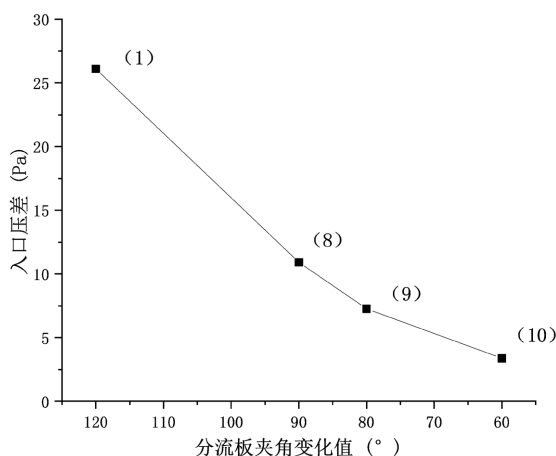


Figure 9. The relationship between the angle change of the splitter plate and the inlet pressure drop
图 9. 分流板角度变化与入口压降关系图

4.4.3. 90° 夹角分流板高度对入口压降的影响

为了研究 90° 夹角分流板高度对入口压降的影响, 本小节在热交换器其他结构参数不变的情况下, 通过改变 90° 夹角分流板高度, 对多组热交换器进行数值模拟。图 10 中方案(8)为初始分流板夹角减小至 90° , 开口位置位于内筒扩口处; 方案(11)为 90° 夹角分流板位置水平下移 100 mm; 方案(12)为 90° 夹角分流板位置水平下移 50 mm; 方案(13)为 90° 夹角分流板位置水平上移 50 mm; 方案(14)为 90° 夹角分流板位置水平上移 100 mm。其中虚线表示初始位置, 高度为 0。

如图 10 所示, 90° 夹角分流板高度变化对入口压降没有明显影响, 其最高压力出现在分流板分流中心, 并从中心向四周递减。模拟结果表明, 烟气压力在分流板分流之后随着分流板高度的升高有减小的倾向。

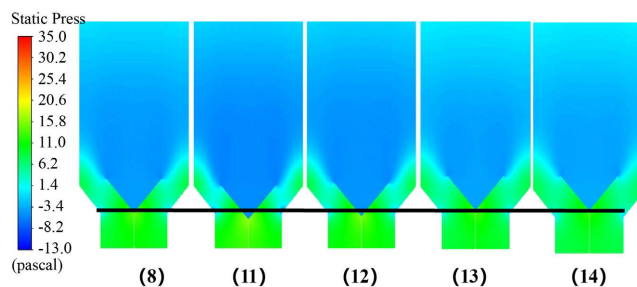


Figure 10. The 90° angle splitter plate position moves up the axial section pressure cloud diagram of the flue gas domain
图 10. 90° 夹角分流板位置上移烟气域轴向切面压力云图

如图 11 所示, 对比方案(8)、(11)、(12)、(13)和(14)可以看出, 当分流板夹角缩小为 90°时, 其分流板开口位置向上或向下移动和夹角为 120°初始分流板变化趋势相同, 通过观察图 11, 可以得出夹角缩小为 90°时, 分流板位置每改变 50 mm 时, 变化量为 0.93 Pa, 变化幅度为 8.6%。模拟结果表明, 分流板夹角缩小时, 开口位置的影响有限。

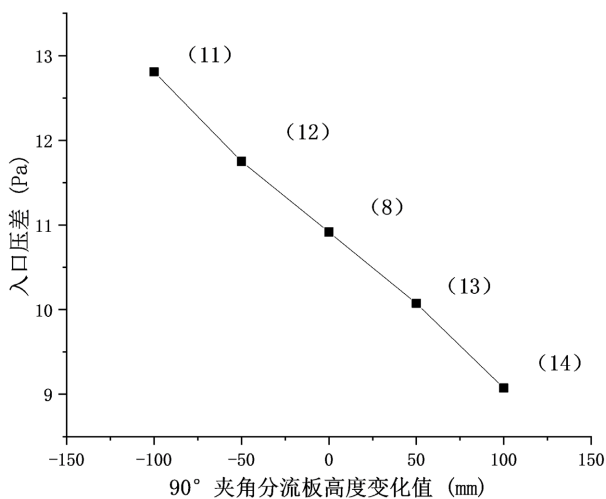


Figure 11. The relationship between the height change of the splitter plate and the inlet pressure drop at 90° angle

图 11. 90°夹角分流板高度变化与入口压降关系图

4.4.4. 异形分流板对入口压降的影响

为了研究异形分流板对入口压降的影响, 本小节在热交换器其他结构参数不变的情况下, 通过改变分流板结构, 对多组热交换器进行数值模拟。图 12 中方案(1)为初始分流板, 开口位置位于内筒扩口处, 其夹角为 120°; 方案(15)为初始分流板增加间隔 80 mm 孔洞板; 方案(16)为初始分流板增加间隔 100 mm 孔洞板; 方案(17)为初始分流板板长加长 50 mm; 方案(18)为初始分流板板长缩短 50 mm; 方案(19)为初始分流板板长缩短 100 mm。

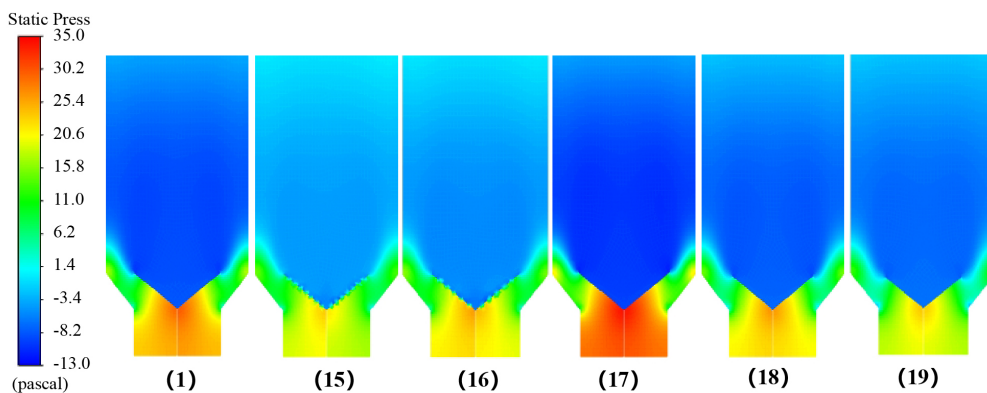


Figure 12. Pressure cloud diagram of axial section of flue gas domain of special-shaped splitter plate

图 12. 异形分流板烟气域轴向切面压力云图

如图 12 所示, 异形分流板对入口压降有明显的影响, 其最高压力出现在分流板分流中心, 并从中心

向四周递减。对比(1)、(15)和(16), 由于孔洞为少量烟气流提供了通道, 使得烟气并未全部向壁面流动, 在提高换热效果的同时, 也在一定程度上降低了分流板分流中心压力, 且孔洞越小, 数量越多, 效果越好。对比(1)、(17)、(18)和(19), 由于分流板的板长改变了分流板的迎风面积, 加长分流板板长会使分流板中心压力有明显提升。相反, 随着分流板板长的缩短, 可以有效降低分流板中心压力。对比(15)、(16)、(17)、(18)和(19), 增加孔洞的分流板与缩短分流板板长的分流板相互对比, 明显看出增加孔洞的分流板的烟气压力在分流板分流之后有减小的倾向。

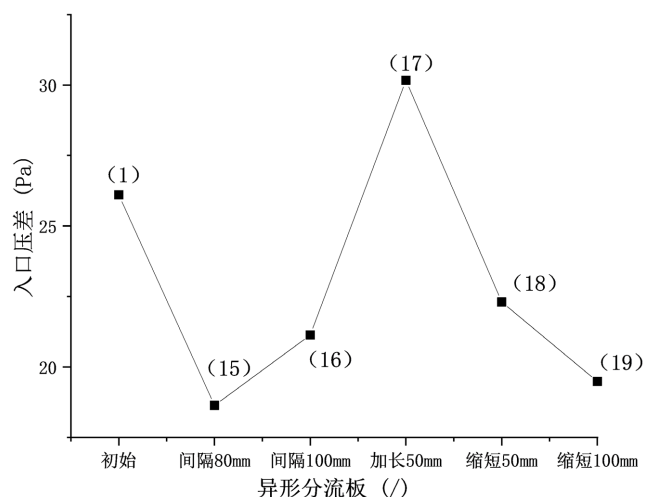


Figure 13. Relationship diagram of special-shaped splitter plate and inlet pressure drop

图 13. 异形分流板与入口压降关系图

如图 13 所示, 对比方案(1)、(15)和(16), 可以看出, 在分流板上打孔有助于释放压力, 压差明显缩小, 当孔洞间隔为 80 mm 时, 烟气入口压降减小幅度为 28.6%, 其中孔的间隔越小, 效果越好; 对比方案(1)、(17)、(18)和(19), 可以看出, 分流板长度越短, 烟气入口压降越小, 当分流板长度缩短 100 mm 时, 烟气入口压降减小幅度为 25.36%, 当分流板直板的长度缩短后的压力略有减小, 加长后的压力略有增加, 说明分流板直板加长不利于入口压降减小。

5. 结论

本文提出在立式热交换器内增加分流板, 以此对烟气进行分流来强化换热。在比较了不同结构的分流板对内筒入口压降的影响后, 得出如下结论:

1) 分流板垂直位置越靠近热交换器中部, 入口处烟气压降越小, 但分流板垂直位置对入口处烟气的压降的影响随着上升高度的增大而减小, 因此应适当增加分流板高度。

2) 分流板夹角对于入口处烟气压降影响明显。分流板夹角越小, 入口处烟气压降越小。但分流板夹角对入口处烟气的压降的影响随着开口夹角减小而减小, 且分流板夹角过小会影响筒内整体压强。因此应适当缩小分流板夹角。

3) 当分流板夹角缩小为 90° 后, 分流板升高时烟气入口压降同样会减小, 每升高 50 mm, 入口压降的下降幅度为 8.6%。说明分流板夹角缩小后, 分流板高度对入口压降的影响不大。

4) 分流板长度越短, 烟气的入口压降越小。采用特殊形状的分流板, 如孔洞板, 可以在获得较低压降的情况下, 大大增加壁面的换热效果。

基金项目

石灰单位产品能源消耗限额项目(2021-0035T-YB)。

参考文献

- [1] 金红光, 何雅玲, 杨勇平, 等. 分布式能源中的基础科学问题[J]. 中国科学基金, 2020, 34(3): 266-271.
- [2] 徐建中. 科学用能与分布式能源系统[J]. 中国能源, 2005, 27(8): 10-13.
- [3] 李承周, 王宁玲, 窦潇潇, 杨志平, 王利刚, 杨勇平. 多能源互补分布式能源系统集成研究综述及展望[J/OL]. 中国电机工程学报: 1-25. <https://doi.org/10.13334/j.0258-8013.pcsee.220667>, 2022-09-22.
- [4] 杨允. 区域能源多能互补耦合系统在温室中的应用分析[J]. 热能动力工程, 2020, 35(6): 7-14.
- [5] 蒋润花, 杨晓西, 杨敏林, 杨小平, 黄斯琨, 陈佰满. 内燃机缸套水低温余热驱动除湿机组实验研究[J]. 工程热物理学报, 2014, 35(12): 2338-2342.
- [6] 刘丽芳, 李洪强, 康书硕, 李念平. 主动式热平衡 NG-CHP 与 GSHP 耦合分布式系统集成研究[J]. 中国电机工程学报, 2016, 36(12): 3278-3285.
- [7] Taler, D. and Ocloń, P. (2014) Determination of Heat Transfer Formulas for Gas Flow in Fin-and-Tube Heat Exchanger with Oval Tubes Using CFD Simulations. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, **83**, 1-11. <https://doi.org/10.1016/j.cep.2014.06.011>
- [8] Taler, D. and Ocloń, P. (2014) Thermal Contact Resistance in Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers, Determined by Experimental Data and CFD Simulations. *International Journal of Thermal Sciences*, **84**, 309-322. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2014.06.001>
- [9] Yaıcı, W., Ghorab, M. and Entchev, E. (2016) 3D CFD Study of the Effect of Inlet Air Flow Maldistribution on Plate-Fin-Tube Heat Exchanger Design and Thermal-Hydraulic Performance. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **101**, 527-541. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.05.063>
- [10] Wu, G.M., Ren, T., Ding, G.L. and Yu, B. (2019) Design and Visualized Validation of a Distributor with Uniform Refrigerant Distribution by Forming Annular Flow. *International Journal of Refrigeration*, **98**, 238-248. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.10.022>
- [11] Pu, L., Nian, L.Z., Zhang, D.R., et al. (2021) Study of Refrigerant Mal-Distribution and Optimization in Distributor for Air Conditioner. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, **46**, Article ID: 101261. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2021.101261>
- [12] Mohammadi, K. and Malayeri, M.R. (2013) Parametric Study of Gross Flow Maldistribution in a Single-Pass Shell and Tube Heat Exchanger in Turbulent Regime. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, **44**, 14-27. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2013.02.010>
- [13] Mahvi, A.J. and Garimella, S. (2019) Two-Phase Flow Distribution of Saturated Refrigerants in Microchannel Heat Exchanger Headers. *International Journal of Refrigeration*, **104**, 84-94. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.04.026>
- [14] Wu, G.M., Yan, Z.T., Zhuang, D.W., et al. (2020) Design Method and Application Effects of Embedded-Clapboard Distributor on Refrigerant Distribution among Multi-Tubes of Micro-Channel Heat Exchangers. *International Journal of Refrigeration*, **119**, 420-433. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.07.019>
- [15] 宋哲, 许波, 陈振乾. 管壳式蒸发器内分流板均分性能的研究[J]. 化工学报, 2021, 72(9): 4629-4638.
- [16] Peng, X., Liu, Z.Y., Qiu, C. and Tan, J.R. (2016) Effect of Inlet Flow Maldistribution on the Passage Arrangement Design of Multi-Stream Plate-Fin Heat Exchanger. *Applied Thermal Engineering*, **103**, 67-76. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.04.072>
- [17] Pal, E., Kumar, I., Joshi, J.B. and Maheshwari, N.K. (2016) CFD Simulations of Shell-Side Flow in a Shell-and-Tube Type Heat Exchanger with and without Baffles. *Chemical Engineering Science*, **143**, 314-340. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2016.01.011>
- [18] 文键, 厉彦忠, 周爱民, 张科. 板翅式换热器入口结构内流场的数值模拟[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2006, 34(7): 5-8.