

DOI: 10.7652/xjtuxb201709003

烟气余热回收换热器积灰抑制技术研究及参数优化

汤松臻, 王飞龙, 童自翔, 何雅玲

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 为了探讨能够减轻积灰的烟气余热回收换热器结构布置,提出了在换热管后加附属圆柱的方式,对6排管顺排布置换热器的流动传热及积灰特性进行了数值研究;其次,采用正交试验法分析了附属圆柱的各因素组合方式对换热器积灰及流动换热性能的影响,获得了影响积灰及换热性能的主次要因素;最终得出能够有效降低颗粒沉积率的较优组合结构参数。结果表明:对于沉积率指标,附属圆柱直径是最敏感的因素,附属圆柱与换热管间距次之,附属圆柱安装角影响最小,而影响换热性能的最敏感因素为附属圆柱安装角;综合考虑颗粒沉积率与换热性能,选择的最优方案是附属圆柱直径为6 mm、圆柱与换热管间距为4 mm、附属圆柱安装角为 40° ;将颗粒沉积率作为优化目标,按照正交设计的最优组合管束与光管管束相比,其颗粒沉积率降低约55.1%,能够实现工业烟气余热的高效回收利用。

关键词: 工业余热;烟气换热器;抑制积灰;正交设计

中图分类号: TK124 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2017)09-0019-07

Numerical Study and Parameter Optimization for Suppressing Ash Deposition in Flue Gas Heat Exchanger

TANG Songzhen, WANG Feilong, TONG Zixiang, HE Yaling

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: An ash deposition suppression technique in flue gas heat exchanger was proposed, and the numerical study on the heat transfer performance and ash deposition behavior of a flue gas heat exchanger with a 6-row tube arrangement was conducted. Then, the orthogonal tests were adopted to analyze the influence of the geometric parameters on the heat exchanger performance. The primary and secondary influencing sequences of the three factors were obtained, and then the optimal combination of the geometric parameters was determined for the suppression of ash deposition. The results showed that the factors influencing the ash deposition rate are arranged in a descending order as follows: the diameter of the added cylinders, the spacing between added cylinder and heat exchange tube, and the setting angle of added cylinder. However, the setting angle is the most significant factor for heat transfer performance. Considering the ash deposition rate and heat transfer performance, the optimal combination was determined as the diameter of 6 mm, spacing of 4 mm and setting angle of 40° . Taking the ash deposition rate as the optimization objective under optimal conditions, the ash deposition rate was decreased by 55.1% compared with the heat exchanger without added cylinders, which can realize efficient recovery and utilization of waste heat from industrial flue gas.

收稿日期: 2017-02-06。 作者简介: 汤松臻(1991—),男,博士生;何雅玲(通信作者),女,教授,博士生导师,中国科学院院士。 基金项目: 国家重点研发计划资助项目(2016YFB0601100);高等学校学科创新引智计划资助项目(B16038)。

网络出版时间: 2017-06-07

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20170607.1130.002.html>

Keywords: industrial waste heat; flue gas heat exchanger; ash deposition suppression; orthogonal experiment

受热面积灰结渣是燃煤电站锅炉安全、经济运行的重要影响因素,灰污轻则弱化传热,导致锅炉热效率下降和 NO_x 排放量增加等,重则会导致机组降负荷运行或经常性非计划停炉,甚至发生其他更为严重的恶性事故。在设计烟气余热回收换热器时,传统方法是通过给定换热表面的灰污系数,并适当增加换热面积来满足设备的换热要求,但必然导致投资和运行成本增加,同时也缺乏对烟气余热回收换热器结构改进的指导。

对流受热面的灰污增长过程为飞灰颗粒的沉积与剥蚀共同作用的结果^[1]。深入研究飞灰颗粒沉积与剥离机理,对于获得影响积灰增长的主要因素,提出新型防积灰结构至关重要。为此,大量学者借助计算流体力学对颗粒碰撞、沉积、剥离特性深入研究。Huang 等通过颗粒质量流率、碰撞率与颗粒黏附性能等建立颗粒沉积率模型,并用于飞灰颗粒在过热器换热管上的沉积预测^[2]。Han 等建立了飞灰颗粒的输运、碰撞及沉积模型,研究了换热器烟气流速、颗粒直径、纵向管间距、横向管间距以及换热器管型及布置方式等因素对换热器积灰特性的影响,提出了能够有效降低沉积率的椭圆管布置等方法^[3]。Tomeczek 等模拟了颗粒在锅炉过热器换热管表面的沉积形成过程,并分析了沉积分布、积灰增长等特征^[4]。Zbogor 等模拟了几何结构、颗粒直径与密度、碰撞角以及气流性质等因素对惯性碰撞效率的影响^[5]。Soltani 等通过临界矩理论分析了黏附颗粒在气流作用下发生滑移和滚动剥离的临界条件,指出滚动为主要的剥离机理^[6]。Tong 等采用格子玻尔兹曼方法(LBM)和有限容积法(FVM)相结合的耦合方法,模拟了圆管表面的颗粒沉积与脱离过程,获得了积灰沉积形貌^[7]。Tang 等建立了飞灰颗粒沉积与剥离的数学模型,实现了换热表面积灰形貌的数值预测,研究了烟气流速和飞灰颗粒直径对积灰量和积灰后换热性能的影响规律^[8]。Wang 和 He 等数值研究了 H 型翅片管束的积灰特性,研究了运行和结构参数对积灰特性的影响,获得了计算条件下 H 型翅片管污垢热阻的计算关联式^[9-10]。同时,He 等对近年来在中低温烟气换热器气侧积灰、磨损及腐蚀方面开展的研究进行了全面的介绍和总结^[11]。

目前,关于积灰的研究主要集中在揭示积灰机

理,而对于积灰抑制技术的研究相对较少。积灰抑制技术的研究主要包括管型及布置形式、插入物等方面^[12-13]。在管型及布置形式方面,滴型管、椭圆管、组合管径、非对称布置等技术^[3,14-16]相继被提出,均能够有效降低颗粒沉积率,但滴型管和椭圆管在实用化、工业化程度上仍存在缺陷,而非对称布置方式降低了吹灰效率,组合管径方式需调整管排布置及流路布置形式,不利于普遍化应用。因此,亟需开发一种能够显著降低颗粒沉积率的新结构,既不改变原有管排布置形式又能显著提高吹灰效率。

本文针对在烟气余热回收换热器换热管后加附属圆柱的方式,基于课题组前期建立的颗粒输运、碰撞及沉积模型,对 6 排管顺排管束的积灰特性进行研究,采用正交试验法分析圆管加附属圆柱的各因素组合方式对换热器积灰及流动换热性能的影响,找出了影响积灰及换热性能的主次要因素,获得了较优的组合结构布置参数。

1 物理模型

工业中应用最为广泛的管排式烟气换热器由于受到管束的影响,流体在管壁后缘分离产生漩涡,并在管后交替脱落形成涡流,烟气中的飞灰在涡流作用下被卷入尾涡区,与管壁碰撞、沉积,使大量的小颗粒在尾涡的作用下沉积在管子的背风侧及后排管的迎风侧。为了显著降低尾涡引起飞灰颗粒沉积,本文提出了在管后布置附属圆柱的方法,如图 1 所示。本文研究的圆管和管后加附属圆柱的物理模型如图 2 所示。管排的结构参数和计算条件取自本团队前期研究文献^[3],具体的几何尺寸参数和计算条件见表 1。

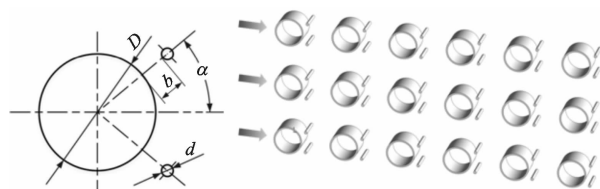


图 1 圆管加附属圆柱示意图

2 数值模型

2.1 计算区域与边界条件

考虑到实际结构的周期性,取图 3 中阴影区域为计算区域。为避免进口段的入口效应及出口回流

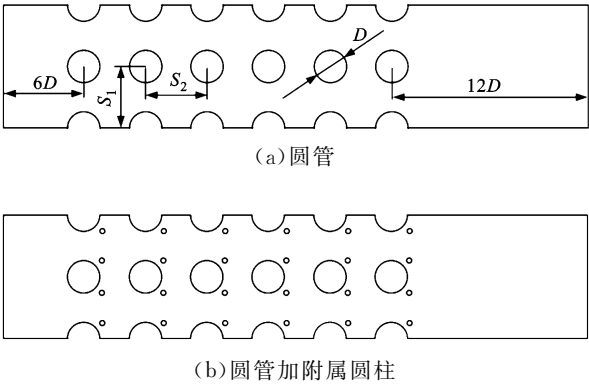


图 2 管排换热器几何示意图

表 1 换热器的几何尺寸和计算条件

参数	取值
圆管外径 D/mm	38
纵向管间距 S_2/mm	76
横向管间距 S_1/mm	76
附属圆柱直径 d/mm	4,5,6,7
附属圆柱布置角 $\alpha/(\circ)$	20,30,40,50
附属圆柱与管子间距 b/mm	4,6,8,10
来流速度 $u_{\text{in}}/\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	10
入口烟气温度 T_{in}/K	420
管壁温 T_w/K	350
颗粒材料	K_2SO_4

的影响,在管子上、下游分别将计算区域延长 6 倍和 12 倍管径。入口处气流给定均匀流速, y 方向分量为 0。出口处采用自由出流边界。管子壁面给定速度无滑移,壁温为常数。计算区域上下面为周期性边界条件。边界条件的设置如图 3 所示。

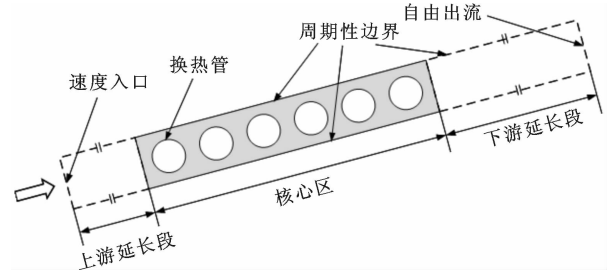


图 3 边界条件示意图

2.2 气相控制方程

换热流体在横掠换热器管束时会在换热管背部出现周期性、交替脱落的涡,流动是非稳态的。气相采用常物性,烟气作为连续相的控制方程如下。

连续性方程

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \tag{1}$$

动量方程

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial p}{\partial x_j} \tag{2}$$

能量方程

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\lambda}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \tag{3}$$

由于标准 $k-\omega$ 湍流模型能对壁面附近的低湍流度区域的流动以及圆柱绕流等进行准确的模拟,因此湍流计算选用标准 $k-\omega$ 模型。本文采用的标准 $k-\omega$ 湍流模型如下所示^[17]

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \\ &\mu_t S^2 - \rho \beta^* f_{\beta^*} k \omega \end{aligned} \tag{4}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \\ &a \frac{\omega}{k} \mu_t S^2 - \rho \beta f_{\beta} \omega^2 \end{aligned} \tag{5}$$

2.3 颗粒控制方程

由于本文所研究的烟气中颗粒体积分数小于 10%,故采用离散相(DPM)方法,通过对颗粒受力进行积分,从而预测离散相的轨迹。由于颗粒相的质量加载率非常小(小于 1%),因此采用流体和颗粒的单相耦合进行计算。同时,采用随机追踪模型对湍流扩散作用进行预测,颗粒被看作是球形、无旋、密度足够大的物质。

颗粒运动的控制方程描述如下

$$\frac{du_p}{dt} = F_D(u-v) + \frac{g_x(\rho_p - \rho_g)}{\rho_p} + F_x \tag{6}$$

式中: $F_D(u-v)$ 是作用在颗粒上的拖曳力; $g_x(\rho_p - \rho_g)/\rho_p$ 为重力; F_x 为单位质量的附加力,如布朗力、Saffman 升力、Basset 力、热泳力等。

对于研究的颗粒粒径(5 μm),曳力是作用于颗粒上的最大力,对颗粒的运动起决定性作用,予以考虑;对于亚微米尺度颗粒,布朗力和热泳力十分显著,但在本文研究粒径范围内,布朗力和热泳力可不予考虑;由于颗粒与流体的密度比远小于 1,故附加质量力、Basset 力不予考虑;Saffman 升力是由颗粒周围流体的速度梯度引起的,但该速度梯度较小,对颗粒的影响可忽略,且忽略 Saffman 升力,仅使颗粒沉积率略微增加^[18]。因此,本文只考虑曳力对颗粒轨迹的影响。

2.4 积灰模型

2.4.1 切向沉积判据 当一个颗粒以较大的人射角碰撞到积灰表面时,可能出现法向反弹速度为 0 而切向速度大于 0 的情况,此时根据上面的判据,颗

粒会在表面沉积,结果与实际情况不符。作为补充,本文引入临界碰撞角判据,即当入射角大于临界角时颗粒不发生沉积,颗粒沉积行为与法向速度无关。

临界角的计算通过颗粒切向动能和破坏表面接触的最小能量相平衡得到。当法向接触力等于JKR理论定义的拖拽力时,颗粒和表面接触失效,表达式如下

$$F_t = k_t v_{i,t} \Delta t \geq \mu^* F_{ad} = \mu^* 3\pi R \Gamma \tag{7}$$

式中: R 是颗粒半径; Γ 是表面能; μ^* 是有效摩擦系数; k_t 是切向刚度; F_{ad} 是黏附力。

当接触失效时,切向碰撞能可写成

$$E_t = \frac{1}{2} k_t (v_{i,t} \Delta t)^2 = \frac{1}{2} \frac{\mu^{*2} F_{ad}^2}{k_t} \tag{8}$$

在法向,需要克服的黏附能表达如下

$$E_n = 2\pi a^2 \Gamma \tag{9}$$

因此,临界碰撞角可以定义为

$$\tan\theta_{cr} = \frac{v_{i,t}}{v_{i,n}} = \left(\frac{E_t}{E_n}\right)^{1/2} = \frac{\mu^*}{(32\beta^3)^{1/2}} \left(\frac{E^*}{G^*}\right)^{1/2} \tag{10}$$

式中: β 是接触半径有效系数; E^* 和 G^* 分别是颗粒堆积物的有效杨氏模量和剪切模量。

2.4.2 法向沉积判据 当入射颗粒碰撞积灰层表面时,入射颗粒的动能转化为弹性势能,并存储在接触面中,接触过程的法向能量守恒方程为^[4,19]

$$Q_k + Q_{\Lambda,a} = Q_{el} + Q_{pe} + Q_p \tag{11}$$

式中: $Q_k = \frac{1}{2} m^* v_{i,n}^2$ 为入射动能; $Q_{\Lambda,a}$ 为接触阶段的表面黏附能; Q_{el} 和 Q_{pe} 分别为弹性和塑性形变储存的弹性能; Q_p 为发生塑性流变时耗散的能量。

在恢复阶段,储存的弹性势能转变为颗粒动能,使颗粒开始远离碰撞表面,如果弹性能小于黏附能,则颗粒发生黏附,否则颗粒反弹。黏附判断准则为

$$Q_{el} + Q_{pe} \leq Q_{\Lambda,r} \tag{12}$$

采用 FLUENT 求解二维非稳态流动,对流项和扩散项的离散均采用二阶迎风格式。当所有变量的残差都小于 1.0×10^{-6} 时,数值计算收敛。研究采用随机轨道模型和随机涡生存周期来预测湍流扩散对颗粒运动的影响。

3 正交设计方案的确定

正交设计是多因素的优化试验设计方法,其作用是只用较少的试验次数就可以找出因素水平间的最优组合或由试验结果通过计算推断出最优组合,是一种高效、快速和经济的试验设计方法。

在不改变原有管排布置的前提下,本文研究的主要参数为附属圆柱直径、附属圆柱与换热管间距、布置角度,如图 1 所示。在研究中,各因素间参数组合方式多变,如果采用全面试验法则需要试验 $4^3 = 64$ 次。为避免过于庞大的试验和数据处理,本文采用正交试验法研究 d 、 b 、 α 对试验指标的影响。

3.1 试验指标

烟气中飞灰颗粒在换热器表面易形成积灰层,由于其导热系数较低,增加了换热器表面的传热热阻,导致换热器传热性能下降。从节能的角度上讲,减少换热器表面的积灰也是实现强化换热的一种途径。因此,为寻求最佳的结构参数组合,在正交试验设计中,本试验以沉积率 η 作为正交试验的指标,其值越小,说明烟气中颗粒在换热表面沉积量越少,对换热性能的影响就越小。同时,将换热阻力性能作为参考指标。

3.2 试验因素与水平的确定

选取 d 、 b 、 α 三个参数研究管排的颗粒沉积率,分别用 A、B、C 三个因素表示,各因素的水平值如表 2 所示。根据本试验设计的因素和水平数,选用正交表 $L_{16}(4^3)$ 来安排试验,如表 3 所示。

表 2 因素水平表

因素	参数	水平 1	水平 2	水平 3	水平 4
A	d/mm	4	5	6	7
B	b/mm	4	6	8	10
C	$\alpha/(^\circ)$	20	30	40	50

4 正交试验方案与结果分析

4.1 正交试验方案与数值计算结果

结合表 2 和表 3,确定正交试验方案如表 4 所示。本试验的基础工况为光管管束。根据表 4 中的试验方案,按各序号规定的试验条件进行数值仿真试验,计算的试验指标值也列于表 4。从试验指标的结果来看,由于是多重因素综合影响的结果,无法直观地得出最优的结构参数,需要运用数理统计的方法对结果进行极差分析和方差分析。

所有试验方案的沉积率如图 4 所示,可以看出,所有试验方案的沉积率均低于基准工况(方案 0),其中方案 9、方案 12 和方案 13 的沉积率明显低于基准工况。

尽管沉积率得到显著降低,但换热性能和压降均出现降低的趋势,因此获得较低的沉积率和较优的综合性能,各结构参数需要进一步优化。在所有

表 3 正交表

方案	水平		
	A	B	C
1	1	1	1
2	1	2	2
3	1	3	3
4	1	4	4
5	2	1	2
6	2	2	1
7	2	3	4
8	2	4	3
9	3	1	3
10	3	2	4
11	3	3	1
12	3	4	2
13	4	1	4
14	4	2	3
15	4	3	2
16	4	4	1

表 4 正交试验方案与试验结果

方案	d/mm	b/mm	$\alpha/(\text{^\circ})$	η	Nu	$\Delta p/\text{Pa}$
0				0.092	130.67	98.55
1	4	4	20	0.070	120.01	83.98
2	4	6	30	0.086	117.46	89.20
3	4	8	40	0.076	109.53	87.41
4	4	10	50	0.078	114.97	115.12
5	5	4	30	0.084	116.62	83.70
6	5	6	20	0.072	120.95	87.72
7	5	8	50	0.062	108.26	99.64
8	5	10	40	0.077	107.34	87.41
9	6	4	40	0.034	105.21	59.81
10	6	6	50	0.060	100.50	80.18
11	6	8	20	0.071	112.89	80.83
12	6	10	30	0.044	111.78	82.21
13	7	4	50	0.046	91.15	69.74
14	7	6	40	0.059	104.17	72.93
15	7	8	30	0.065	109.02	76.43
16	7	10	20	0.061	113.92	81.46

试验方案中,方案 9 和方案 12 的沉积率明显较低,具有较优的抗积灰性能。

4.2 均值与极差分析

采用极差分析法对正交试验方案的计算结果进

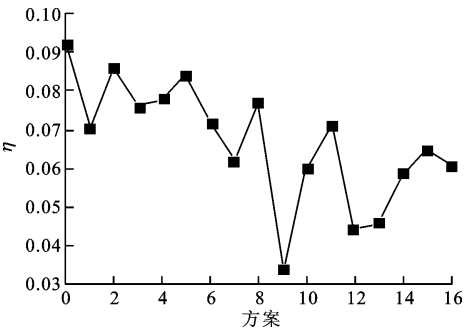


图 4 正交试验方案的沉积率

行分析,可以得出 3 个因素对试验指标影响的主次关系,初步得出 3 因素 4 水平的优化方案。

当选择 η 为单一指标性能时,各性能参数对沉积率均值 $\bar{\eta}$ 、极差 δ 的影响及各参数的贡献比 ϵ 如表 5 所示。由表 5 可以看出,A、B、C 对效率影响的主次顺序为 A、B、C。均值的主效应图如图 5 所示,可知对于沉积率,性能较优的水平组合是 A3B1C3。

表 5 η 为指标时的均值与极差

参数	水平	A	B	C
$\bar{\eta}$	1	0.077 7	0.058 9	0.068 5
	2	0.073 9	0.069 3	0.069 9
	3	0.052 5	0.068 4	0.061 6
	4	0.057 6	0.065 1	0.061 7
δ		0.025 3	0.010 4	0.008 3
ϵ		0.574 8	0.236 4	0.188 8

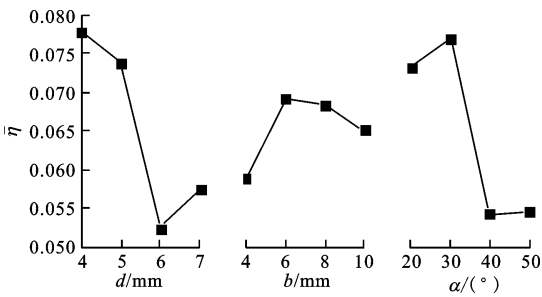


图 5 η 为指标时均值的主效应图

根据表 5 可以看出,在换热管后加附属圆柱后,沉积率和压降基本均得到显著降低,但换热性能均出现一定程度的弱化。这是由于附属圆柱抑制了尾涡的形成与发展,同时也减弱了管间流体的冲刷作用,恶化了传热效果。对于此结构,考虑换热性能这一指标性能时,各性能参数对平均努塞尔数 $\overline{Nu}$ 、极差 δ 的影响及各参数的贡献比 ϵ 如表 6 所示。由表 6 可以看出,A、B、C 对 $\overline{Nu}$ 影响的主次顺序为 C、A、B,其中 C 对 $\overline{Nu}$ 的影响最为显著,其次为 A。对应的均值主效应图如图 6 所示,可以看出对于 Nu ,优

水平是 A1B4C1,但为了保持较低的沉积率,选用 A3 水平,故选为 A3B4C1。

表 6 Nu 为指标时的均值与极差

参数	水平	A	B	C
$\overline{Nu}$	1	115.50	108.20	116.90
	2	113.30	110.80	113.70
	3	107.60	109.90	106.60
	4	104.60	112.00	103.70
δ		10.90	3.80	13.20
ϵ		0.390 7	0.136 2	0.473 1

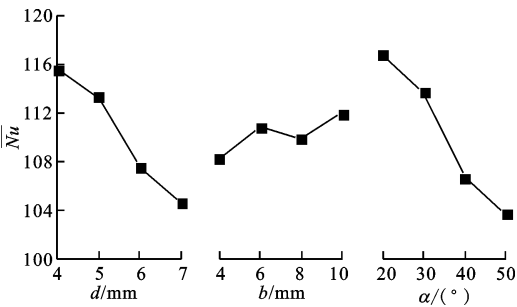


图 6 Nu 为指标时均值的主效应图

4.3 优选结构性能对比

根据对沉积率和努塞尔数进行单一性能指标分析,最终选择方案 A3B1C3、A3B4C1、A3B4C2 与光管进行对比。与光管相比,3 种方案的性能指标如图 7 所示,下标 0 表示基准方案(光管)。从图 7 可以看出,与光管相比,加设附属圆柱后,各方案的沉积率均出现明显的降低,但换热性能均出现一定程度弱化。本次正交试验的目的是降低沉积率,同时兼顾达到一定的换热效率。

综合分析得到的最佳组合为 A3B1C3,即 $d=6\text{ mm}$ 、 $b=4\text{ mm}$ 、 $\alpha=40^\circ$ 。根据以上较优方案组合,得到较优方案的 η 降低约 55.08%, Nu 降低约 17.66%,压降 Δp 减小约 37.21%。

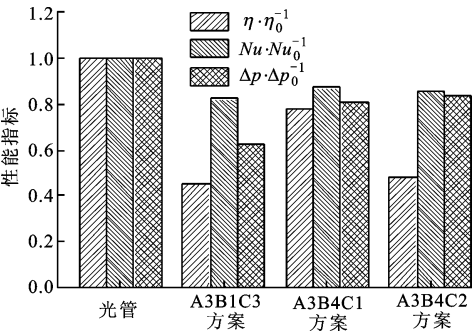


图 7 不同方案性能指标的对比

对最佳组合方案 A3B1C3 和光管的沉积率圆周分布进行对比分析,结果如图 8 所示。

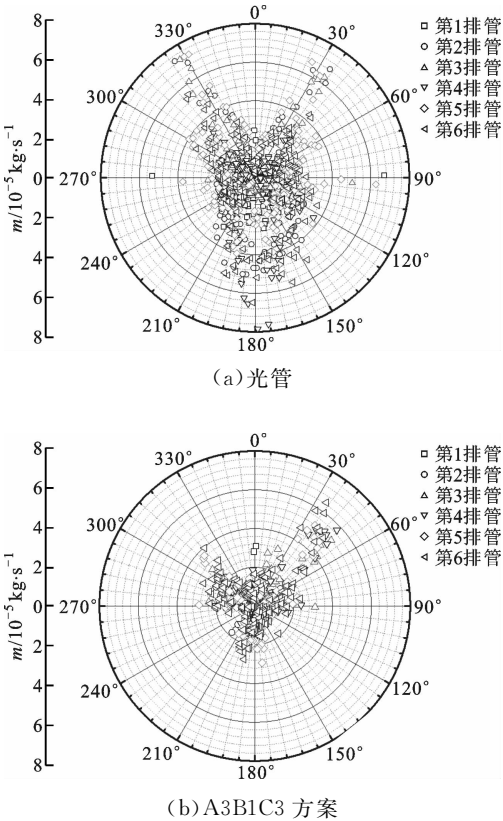


图 8 不同方案换热管圆周沉积率分布

由图 8 可以看出,采用 A3B1C3 方案时,颗粒在换热管圆周的沉积率明显低于光管,由于附属圆柱的作用,破坏了管后尾涡的周期性脱落与振荡,使得较少颗粒进入换热管后尾涡区,沉积率显著降低。同时,在实际运行过程中,由于附属圆柱在流场中会产生流体的诱导振动,能够进一步降低颗粒沉积率,且增强扰动,强化换热。因此,在烟气余热回收换热器换热管后加附属圆柱的方式,不仅能够显著降低烟气中飞灰颗粒在换热表面的颗粒沉积,也可以实现工业烟气余热的高效利用。

5 结 论

针对工业烟气余热回收过程中飞灰颗粒在换热表面积灰及现有积灰抑制技术实用性不足的特点,本文提出了一种在换热管后加附属圆柱的方式来改善飞灰颗粒在换热表面的积灰问题,对比研究了光管管束和换热管后加附属圆柱管束表面的积灰特性,并参数化分析了附属圆柱直径、附属圆柱与换热管间距及附属圆柱安装角等因素对沉积率及流动换热性能的影响,获得了能够有效降低颗粒沉积率的

组合结构参数,可为工业烟气余热的高效回收利用提供一定的指导,主要结论如下。

(1)影响颗粒沉积率的主次因素依次为 d 、 b 、 α ,而影响换热性能的主次因素依次为 α 、 d 、 b 。

(2)综合考虑颗粒沉积率与换热性能,选择的最优方案是A3B1C3,即 $d=6\text{ mm}$ 、 $b=4\text{ mm}$ 、 $\alpha=40^\circ$ 。

(3)将颗粒沉积率作为优化目标,按照正交设计的最优组合管束与光管管束相比,其颗粒沉积率降低约55.1%,能够显著降低烟气中飞灰颗粒在换热表面的积灰,有助于工业烟气余热的高效回收利用。

参考文献:

- [1] KERN D Q, SEATON R E. A theoretical analysis of thermal surface fouling [J]. *Brit Chem Eng*, 1959, 4 (5): 258-262.
- [2] HUANG L Y, NORMAN J S, POURKASHANIAN M, et al. Prediction of ash deposition on superheater tubes from pulverized coal combustion [J]. *Fuel*, 1996, 75(3): 271-279.
- [3] HAN H, HE Y L, TAO W Q, et al. A parameter study of tube bundle heat exchangers for fouling rate reduction [J]. *Int J Heat Mass Tran*, 2014, 72: 210-221.
- [4] TOMECZEK J, WACLAWIAK K. Two-dimensional modeling of deposits formation on platen superheaters in pulverized coal boilers [J]. *Fuel*, 2009, 88 (8): 1466-1471.
- [5] ZBOGAR A, FRANDSEN F, JENSEN P A, et al. Shedding of ash deposits [J]. *Progr Energy Combust*, 2009, 35: 31-56.
- [6] SOLTANI M, AHMADI G. On particle adhesion and removal mechanisms in turbulent flows [J]. *J Adhes Sci Technol*, 1994, 8(7): 763-785.
- [7] TONG Z X, LI M J, HE Y L, et al. Simulation of real time particle deposition and removal processes on tubes by coupled numerical method [J]. *Appl Energ*, 2017, 185: 2181-2193.
- [8] TANG S Z, WANG F L, REN Q L, et al. Fouling characteristics analysis and morphology prediction of heat exchangers with a particulate fouling model considering deposition and removal mechanisms [J]. *Fuel*, 2017, 203: 725-738.
- [9] WANG F L, HE Y L, TONG Z X, et al. Real-time fouling characteristics of a typical heat exchanger used

in the waste heat recovery systems [J]. *Int J Heat Mass Transfer*, 2017, 104: 774-786.

- [10] WANG F L, HE Y L, TANG S Z, et al. Parameter study on the fouling characteristics of the H-type finned tube heat exchangers [J]. *Int J Heat Mass Transfer*, 2017, 112: 367-378.
- [11] 何雅玲, 汤松臻, 王飞龙, 等. 中低温烟气换热器气侧积灰, 磨损及腐蚀的研究 [J]. *科学通报*, 2016 (17): 1858-1876.
HE Yaling, TANG Songzhen, WANG Feilong, et al. Gas-side fouling, erosion and corrosion of heat exchanger for middle and low temperature flue gas waste heat recovery [J]. *Chinese Science Bulletin*, 2016 (17): 1858-1876.
- [12] WRIGHT S, ANDREWS G, SABIR H. A review of heat exchanger fouling in the context of aircraft air-conditioning systems, and the potential for electrostatic filtering [J]. *Appl Therm Eng*, 2009, 29 (13): 2596-2609.
- [13] STEHLÍK P. Conventional versus specific types of heat exchangers in the case of polluted flue gas as the process fluid-A review [J]. *Appl Therm Eng*, 2011, 31(1): 1-13.
- [14] BOURIS D, KONSTANTINIDIS E, BALABANI S, et al. Design of a novel, intensified heat exchanger for reduced fouling rates [J]. *Int J Heat Mass Tran*, 2005, 48(18): 3817-3832.
- [15] MAVRIDOU S G, BOURIS D. Numerical evaluation of a heat exchanger with inline tubes of different size for reduced fouling rates [J]. *Int J Heat Mass Tran*, 2012, 55(19): 5185-5195.
- [16] BOURIS D, PAPADAKIS G, BERGELES G. Numerical evaluation of alternate tube configurations for particle deposition rate reduction in heat exchanger tube bundles [J]. *Int J Heat Fluid Flow*, 2001, 22(5): 525-536.
- [17] 陶文铨. 数值传热学 [M]. 2版. 西安: 西安交通大学出版社, 2001: 370-376.
- [18] WANG J, SHIRAZI S A. A CFD based correlation for erosion factor for long-radius elbows and bends [J]. *ASME J Energy Res Tech*, 2003, 125(1): 26-34.
- [19] WERNER B T. A physical model of wind-blown sand transport [D]. Pasadena, USA: California Institute of Technology, 1987.

(编辑 荆树蓉)