



文章栏目：大气污染防治

DOI 10.12030/j.cjee.202011064

中图分类号 X513

文献标识码 A

张智雄, 李彩亭, 李珊红, 等. 侧进气卧式滤筒除尘器结构改进的数值模拟[J]. 环境工程学报, 2021, 15(11): 3581-3588.

ZHANG Zhixiong, LI Caiting, LI Shanhong, et al. Numerical simulation of structural improvement of side-intake horizontal filter cartridge dust collector[J]. Chinese Journal of Environmental Engineering, 2021, 15(11): 3581-3588.

## 侧进气卧式滤筒除尘器结构改进的数值模拟

张智雄<sup>1,2</sup>, 李彩亭<sup>1,2</sup>, 李珊红<sup>1,2</sup>, 张哲<sup>1,2</sup>, 黄乐<sup>1,2</sup>, 黄雅琴<sup>1,2</sup>

1. 湖南大学环境科学与工程学院, 长沙 410082

2. 湖南大学, 环境生物与控制教育部重点实验室, 长沙 410082

第一作者: 张智雄(1993—), 男, 硕士研究生。研究方向: 大气污染控制。E-mail: 735376053@qq.com

通信作者: 李彩亭(1964—), 男, 博士, 教授。研究方向: 大气污染控制。E-mail: ctli@hnu.edu.cn

**摘要** 采用数值模拟方法研究了常规的侧进气卧式滤筒除尘器(A)内部流场紊乱情况。为优化除尘器气流组织, 添加了导流板与3种在y方向投影面积相同的不同类型挡板。其中, 挡板 $\alpha$ 为矩形, 挡板 $\beta$ 夹角呈 $140^\circ$ , 挡板 $\gamma$ 夹角呈 $140^\circ$ 且为分离式, 分别对应除尘器(B)、除尘器(C)、除尘器(D)。数值模拟结果表明: 在优化后的除尘器中, 入口风速为 $10\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 的情况下, 安装分离式挡板 $\gamma$ 的除尘器(D)内部气流组织最均匀, 压降损失最小, 滤筒间隙风速降至 $3.40\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , 滤筒表面风速约为 $1.13\sim 2.26\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , 综合流量不均幅值为7.7%。本模拟研究结果可为卧式滤筒除尘器的结构优化提供参考。

**关键词** 卧式滤筒除尘器; 优化; 数值模拟; 气流组织

近年来, 袋式除尘器可实现对超细微颗粒的高效处理, 且具有运行稳定、造价低廉等优点, 已被广泛应用<sup>[1]</sup>。然而, 袋式除尘器体积庞大, 占用空间较大<sup>[2]</sup>。滤筒除尘器是袋式除尘器的一种, 具有过滤比表面积更大、阻力低、占地空间更小、安装便捷、易于检修等优点。近年来, 通过设计优化和过滤材料更新, 滤筒除尘器的处理含尘气量有了巨幅提升, 其应用更广泛, 在经济性和过滤效率方面都超越了传统袋式除尘器。目前, 大部分相关研究集中在立式滤筒除尘器和滤筒清灰方面, 而对卧式滤筒除尘器的研究较少。胡家雷等<sup>[3]</sup>在对滤筒进行脉冲清灰时发现喷嘴长度和喷嘴收缩角对清灰均匀性有显著影响。郝元等<sup>[4]</sup>运用CFD软件模拟了不同结构滤筒对除尘器内部流场的分布影响, 为提高除尘效率, 建议选用矩形或圆柱滤筒作为滤芯。刘挺楠<sup>[5]</sup>模拟了不同进气方式的卧式滤筒除尘器, 并添加不同形式导流板进行优化设计, 最终使内部流场达到设计标准。袁娜等<sup>[6]</sup>探究了不同角度挡板对卧式滤筒除尘器内部流场的影响, 发现挡板角度为 $165^\circ\sim 170^\circ$ 时, 气流能达到均匀的标准。

卧式滤筒除尘器为立式滤筒除尘器的改进设计, 可应用于空间高度受限场所。当含尘气流从除尘器顶部入口进入后, 较大粉尘颗粒在重力作用下顺沿气流方向或碰撞到壁面后沉降至灰斗, 细微粉尘颗粒则随气流通过滤筒时被拦截在滤筒表面。在过滤过程中, 除尘器内部结构对气流组织有着重要作用<sup>[5]</sup>。因为各除尘器结构不同, 导致其内部流场也差别较大, 而通过实验来优化除尘

收稿日期: 2020-11-11; 录用日期: 2021-04-14

基金项目: 国家重点研发计划课题(2016YFC0204100); 湖南省重点研发计划课题(2018SK2032, 2018SK2033)

器设计不仅耗费时间,且效果不尽人意。运用相关软件进行数值模拟,可直观测得除尘器内部流场特征,且节省时间并降低投资成本<sup>[7]</sup>。因此,近年来该方法已得到广泛应用。

本研究运用 Fluent 等软件对现有卧式滤筒除尘器进行数值模拟,探索在不同类型挡板和导流板下除尘器内部的气流组织情况,以期获得最优流场状态,进而为除尘器的结构优化提供参考。

## 1 数值模拟

### 1.1 模型建立与网格划分

本研究采用的卧式滤筒除尘器由箱体、脉冲清灰系统和滤筒组成。在不影响模拟结果准确性的前提下,取消清灰系统并将滤筒简化为圆柱形<sup>[8]</sup>。运用 ANSYS 进行建模,建立如图 1 所示的 4 个侧进气卧式滤筒除尘器模型。这 4 个模型主体尺寸相同,长 1 687 mm,宽 2 000 mm,高 3 330 mm。除尘器内有 6 个滤筒,其规格为  $\phi 360 \text{ mm} \times 1\,000 \text{ mm}$ 。滤筒间距为 260 mm,两侧距壁面 200 mm,上下 2 层滤筒间隔 332 mm。除尘器 A 为常规卧式滤筒除尘器。除尘器 B、C、D 在入口处添加了导流板和各类型挡板。其中,3 种除尘器的导流板相同,各挡板位于滤筒正上方相同位置,在 y 方向上投影面积相同。

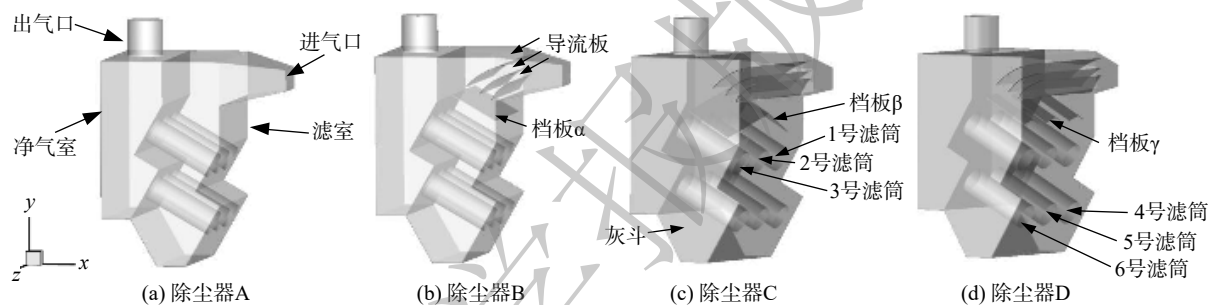


图 1 除尘器几何模型

Fig. 1 Geometric model of dust collector

图 2(a) 为导流板形状。除尘器中的挡板尺寸如图 2(b)~(d) 所示。挡板  $\alpha$  尺寸为  $700 \text{ mm} \times 1\,700 \text{ mm}$ ; 挡板  $\beta$  的夹角为  $140^\circ$ , 单块的尺寸为  $700 \text{ mm} \times 980 \text{ mm}$ ; 挡板  $\gamma$  由 6 块小挡板组成, 各夹角为  $140^\circ$ ,

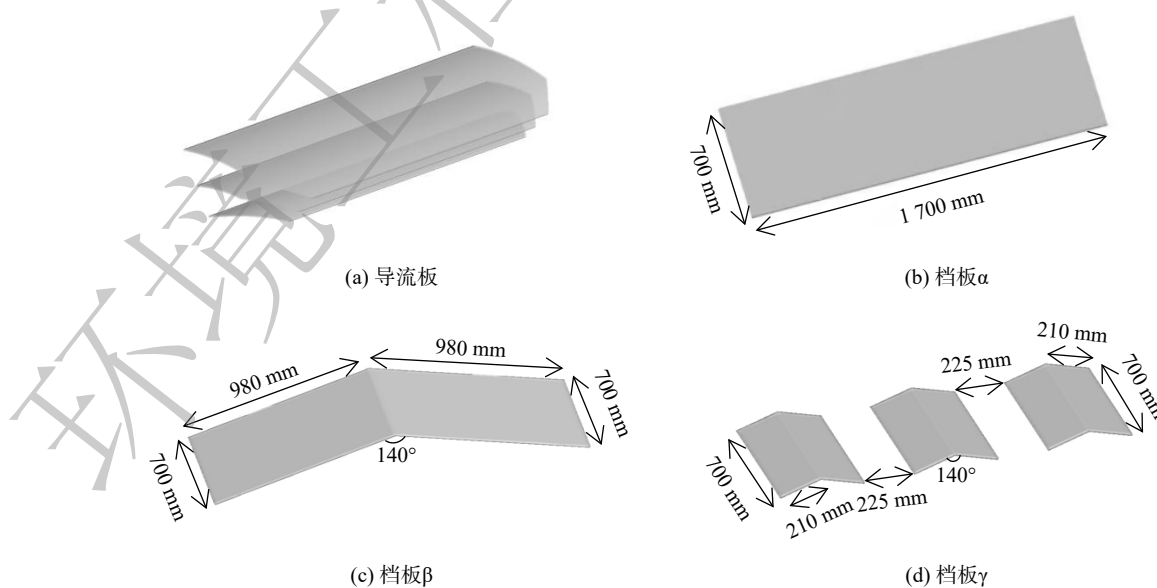


图 2 导流板与挡板

Fig. 2 Deflector and baffle

单块尺寸为 700 mm×210 mm，挡板间距为 225 mm。使用 Gambit 划分网格，采用结构化与非结构化相结合的形式进行网格划分。为提高模拟结果的合理性，对进出口、导流板、挡板、滤筒区域网格进行了加密，并对网格独立性进行了验证，最终选取网格数约  $381 \times 10^4$  的模型进行模拟。

## 1.2 边界条件设置与求解计算

利用 Fluent 18.0 软件模拟卧式滤筒除尘器内部流场。入口设为 velocity-inlet，速度  $10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ；出口设为 outflow，滤料厚度为 2 mm。滤筒模型边界设为 porous-jump，渗透率为  $6.418 \times 10^{-12} \text{ m}^2$ ，压力跃阶系数  $C_2$  取 0。其余边界条件如导流板、挡板、净气室、进出口壁面均设置为壁面。气体设为常温常压不可压缩流体<sup>[9]</sup>。使用压力基稳态求解、湍流模型为  $k-\varepsilon$  双方程模型，压力-速度耦合方式为 SIMPLE。数值模拟中的连续性方程与动量守恒方程为式 (1) 和式 (2)<sup>[10]</sup>。

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

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu_{\text{eff}} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right) + \rho g_i \quad (2)$$

式中： $p$  为静压； $\mu_{\text{eff}}$  为有效粘度系数； $g_i$  为重力加速度分量。

湍流模型采用标准  $k-\varepsilon$  模型。湍动能方程与湍动耗散率方程见式 (3)~(4)。

$$\frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial \left[ \left( \mu + \frac{\mu}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]}{\partial x_j} + G_k - \rho \varepsilon \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial \left[ \left( \mu + \frac{\mu}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right]}{\partial x_j} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4)$$

式中： $C_{1\varepsilon}$ 、 $C_{2\varepsilon}$  为常量； $G_k$  是由于平均速度梯度引起的湍动能  $k$  的产生项； $\sigma_k$  和  $\sigma_\varepsilon$  是  $k$  方程和  $\varepsilon$  方程的湍流 Prandtl 数。

滤筒为多孔介质阶跃模型 (porous-jump model)，压降方程见式 (5)。

$$\Delta p = -\left( \frac{\mu}{\alpha} v + \frac{1}{2} C_2 \rho v^2 \right) \Delta m \quad (5)$$

式中： $\alpha$  为渗透率； $C_2$  为内部阻力系数； $\Delta m$  为滤筒厚度。由于过滤风速低，滤筒厚度为 2 mm，故忽略第二项内部阻力<sup>[10]</sup>。

## 2 模拟结果与分析

### 2.1 除尘器内部流场分析

图 3 为常规滤筒除尘器入口处气流速度矢量俯视图，以及添加导流板、挡板后的局部气流速度矢量图。由于该卧式滤筒除尘器滤筒放置位置较为特殊，特选取如图 4(a)~(d) 所示  $x=1236 \text{ mm}$  处平面，以及与图 5(a)~(d) 所示垂直滤筒上方 100 mm 处截面速度云图来分析其内部流场情况。从图 3(a) 中气流速度矢量图可观察到，当入射气流进入除尘器 A 中，因无导流板作用直接撞击内部墙体，导致气流方向改变，部分气流在除尘器顶部形成涡流使除尘器四周壁面流速较快，平均速度为  $7.25 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  (见图 4(a))。图 5(a) 中除尘器 A 壁面流速同样过高，与图 4(a) 情况相符，滤筒顶部气流达  $8.60 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 。这是由于另一部分入射气流方向改变后，直接顺沿壁面向下运动抵达滤筒顶部，动能较高。综合图 3(a)、图 4(a)、图 5(a) 可发现，除尘器 A 中内部流场较为紊乱，上层滤筒间隙风速过快，平均风速为  $5.63 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 。风速过快会导致二次扬尘，且滤筒局部风速不均。长期在此条件下运行，部分滤筒会率先破损和堵塞，从而影响除尘效果。



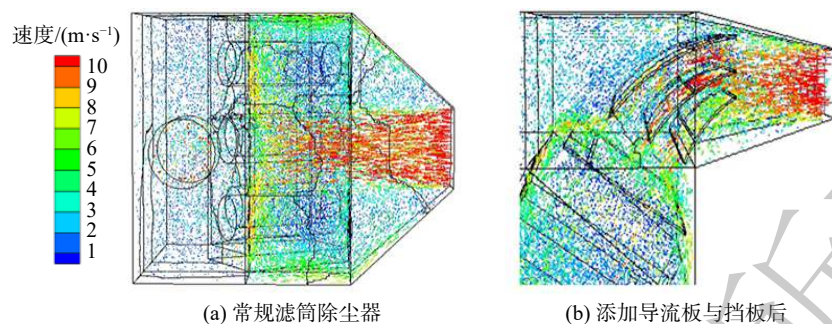


图3 除尘器入口处速度矢量图

Fig. 3 Vector diagram of velocity at the entrance of dust collector

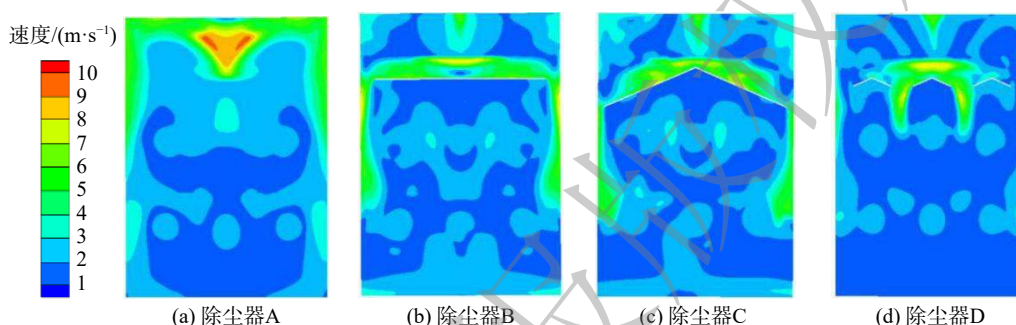
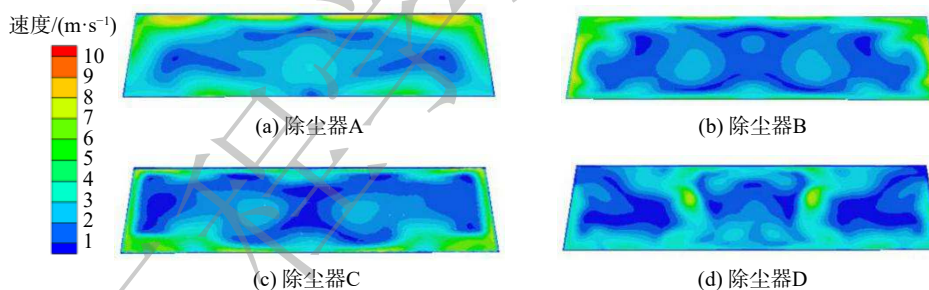
图4  $x=1\ 236\ \text{mm}$  处平面速度云图Fig. 4 Plane velocity cloud at  $x=1\ 236\ \text{mm}$ 

图5 滤筒上方 100 mm 处截面速度云图

Fig. 5 Cloud map of cross-sectional velocity at 100 mm above the filter cartridge

改善除尘器内部流场均匀性的方法主要是增加功能各异的挡板与导流板,并通过阻挡、分流等功能,使气体的流动规律被强制改变<sup>[11]</sup>。图3(b)为除尘器安装导流板与挡板后的局部速度矢量图。由图3(b)可知,气流从入口进入除尘器经导流板与挡板作用后,方向发生了改变,并观测到无高速气流直接冲刷除尘器的主体结构。由于导流板的存在,除尘器B、C、D顶部当涡流消失。除尘器B、C、D在 $x=1\ 236\ \text{mm}$ 处平面的速度云图见图4(b)~(d)。由图5可知,加入各类型挡板后,壁面风速有所降低。挡板下方的气流速度存在明显的跳跃边界,滤筒间隙风速较除尘器A降低,内部流场在挡板作用下更加均匀。

如图4(b)与图5(b)所示,除尘器B在挡板 $\alpha$ 作用下,仅1号、3号滤筒两外侧附近流速较高。这是因入口气流撞击挡板后沿四周扩散导致,平均速度约为 $6.80\ \text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ,剩余区域滤筒间隙风速约为 $3.50\ \text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ 。图4(c)与图5(c)为除尘器C在挡板 $\beta$ 作用下的速度云图,整体效果与挡板 $\alpha$ 相似,但1号、3号滤筒外侧附近流速较高部分减少,滤筒底部出现较大范围的流速过快区域。其原因是:挡板 $\beta$ 存在一定的倾斜角度,当入射气流经过导流板抵达挡板 $\beta$ ,动能损失较挡板 $\alpha$ 小,部分

气流沿倾斜角度运动导致滤筒底部风速较快，平均风速约为  $6.50 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ，其余部分滤筒间隙风速约为  $3.20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 。除尘器 D 在分离式挡板  $\gamma$  作用下的速度云图如图 4(d) 与图 5(d) 所示。因为挡板  $\gamma$  由 6 块小挡板组成，流速较快区域出现在中间挡板两侧，除尘器壁面风速过高情况消失。由图 5(d) 可知，除尘器 D 内部的流场气流组织较为均匀，整体变化幅度不大，滤筒间隙平均风速约为  $3.40 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 。对于滤筒除尘器而言，在合理范围内提高流场速度有利于提高除尘器的工作效率。

## 2.2 滤筒表面的风速

滤筒是除尘器工作的最核心部件。由于无法直接测出过滤风速，在其他条件不变的情况下，滤筒表面风速与过滤速度呈线性相关，通过 Fluent 软件观测各部位流速特征，可分析滤筒内的过滤情况。在本除尘器中，到达滤筒区域的速度方向主要为竖直方向。滤筒磨损程度主要与该方向速度有关，速度越大，滤筒正面受冲击就越严重<sup>[12]</sup>。根据能量守恒原理，滤筒表面速度分布不均，会导致滤筒各部位内外压差偏大。另外，在实际运行中，速度较快部位的粉尘层会越积越密，使得滤筒内外压差进一步变大，进而造成粉尘颗粒被挤压至滤筒中，导致颗粒逃逸，分离效率下降，最终出现破洞。图 6(a)~(d) 分别为卧式滤筒除尘器 A、B、C、D 滤筒部分的表面风速云图。

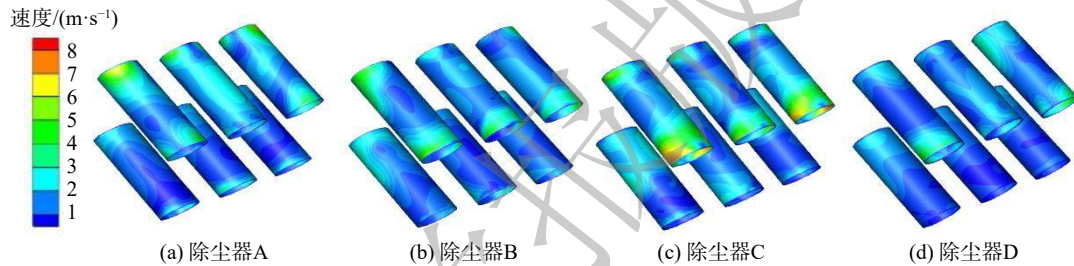


图 6 各滤筒表面风速云图

Fig. 6 Cloud picture of surface velocity of each filter cartridge

由图 6(a) 可发现，除尘器 A 为常规卧式滤筒除尘器，无导流、阻流措施，气体进入除尘器撞击墙体后四处逸散，导致上层滤筒表面风速较为紊乱。2 号滤筒表面风速较快，大部分区域在  $3.10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 。1 号、2 号、3 号滤筒首尾两端最高速度达  $6.30 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 。由于气流进入除尘器后，气体方向改变，部分气流顺沿壁面到达滤筒顶部，使得气流速度较高。然而，入口喇叭管存在一个向下倾斜的角度，气流沿管道向下运动以较高的速度冲击滤筒末端，导致流速过快。除尘器 A 中，上层滤筒首尾两端和 2 号滤筒受冲击程度严重，压力分布不均，长期如此会导致这些部位破损<sup>[13]</sup>。图 6(b) 表明，在除尘器 B 入口设置导流板和挡板  $\alpha$  后，射流现象消失，气流经导流板撞击挡板后向四周扩散，导致上层滤筒外侧与末端风速较高，约为  $4.50 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 。其余区域速度为  $1.28 \sim 2.80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ，较除尘器 A 的情况有所优化。如图 6(c) 所示，除尘器 C 在添加导流板和挡板  $\beta$  后，上层滤筒底部表面风速过高，最高流速达  $7.50 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ，效果较差。这与较大挡板夹角在  $165^\circ \sim 170^\circ$  时，能更好地使除尘器内部气流组织达到均匀相符<sup>[6]</sup>。图 6(d) 表示除尘器 D 在导流板和分离式挡板  $\gamma$  综合作用下的滤筒表面风速情况，其整体均匀，1 号、3 号滤筒顶部内侧风速为  $2.40 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ，底部风速约为  $3.10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ，其他滤筒区域表面速度为  $1.13 \sim 2.26 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 。综合除尘器 A、B、C、D 平面速度云图与滤筒表面速度可知，分离式挡板  $\gamma$  能较好地优化侧进气卧式滤筒除尘器内部气流组织。

## 2.3 滤筒中流量分配的均匀性

利用 Fluent 设置监控面，对滤筒流量进行了统计。除尘器滤筒流量分配不均匀，会使滤筒处理气量达不到设计值。因此，研究除尘器各滤筒流量均匀性对除尘器高效运行具有重要意义<sup>[14]</sup>。为更好地定量分析除尘器流场分布状态，引入流量分配系数  $K_i$ 、流量分配差值  $\Delta K$ 、综合流量不均幅值  $\Delta K_c$ ，分别对应方程式 (6)~(8)。

$$K_i = \frac{Q_i}{Q_m} (i = 1, 2, 3, \dots, n) \quad (6)$$

$$\Delta K = K_{i\max} - K_{i\min} \quad (7)$$

$$\Delta K_\zeta = \sum \left( \frac{|K_i - 1|}{N} \right) \quad (8)$$

式中： $Q_i$ 为单滤筒实际处理气量， $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ； $Q_m$ 为滤筒平均处理气量， $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ； $n$ 是模型中所选取的滤筒总数<sup>[15]</sup>。 $K_{i\max}$ 、 $K_{i\min}$ 分别为单滤筒最大及最小流量分配系数。其中， $K_i$ 一般在1.0左右浮动；在实际工况中 $\Delta K \neq 0$ ，一般 $\Delta K$ 为 $\pm 15\%$ 之内。 $\Delta K$ 越趋向0，代表各滤筒过滤越平均效果越好，可默认各滤筒气量均匀分配<sup>[16]</sup>。而综合流量不均幅值 $\Delta K_\zeta$ 是指实际流量分配系数与理想流量分配系数的平均值。此参数综合考虑了各个滤筒的流量偏差<sup>[15]</sup>，评价比较全面。综上所述，对于滤筒处理气量，要使 $K_i$ 趋向1.0， $\Delta K$ 趋向0。

图7为除尘器A、B、C、D各滤筒的流量分配系数 $K_i$ 。图7表明，除尘器D各滤筒流量分配最为均匀，上下滤筒处理风量差异较小，流量分配系数 $K_i$ 基本在1.0附近波动。由表1可知，除尘器D滤筒在导流板和分离式挡板 $\gamma$ 作用下，流量分配差值 $\Delta K$ 仅为18.5%，综合流量不均幅值 $\Delta K_\zeta$ 为7.7%，最大正负偏差变化也最小，故可默认在该模型下滤筒气流分配均匀。除尘器A与除尘器C的流量分配系数 $K_i$ 总体趋势是一致的，但上层滤筒处理风量明显高于下层滤筒，流量分配差值 $\Delta K$ 均超过 $\pm 15\%$ ，分别为32.7%与33.3%。由此可知，在除尘器A、C中，各滤筒并未充分发挥作用，这不符合滤筒气量均匀分配的标准。此外，上层滤筒流量较大，会加大滤筒的负荷，影响除尘器使用寿命。图7还表明，除尘器B中2号滤筒处理气量明显小于1号、3号滤筒。这是由于受挡板 $\alpha$ 的影响，气流冲击挡板后方向发生改变，导致1号、3号滤筒外侧气流速度较高，而2号滤筒处于挡板正下方，处理气量明显偏少。综合分析滤筒表面速度云图和各滤筒流量分配情况后发现，滤筒表面风速对其流量分配系数影响较大<sup>[6]</sup>。在合理条件下，通常滤筒表面风速越低、变化越小，则各滤筒间流量越均匀，更有利于发挥滤筒的过滤功能。

#### 2.4 除尘器的压降问题分析

除尘器的压降由多种因素导致，而压力损失是衡量除尘器运行成本的关键因素。压力损失大表明除尘器运行成本高，且影响除尘器的清灰周期及设备寿命。在入口管道处添加导流板和挡板后会使除尘器内部结构发生改变，相应的局部阻力也发生变化。这是因为边界改变区域会出现漩涡区和速度重新分布，使得局部阻力增大。同时，这些结构会加大流体之间，以及流体与除尘器之间的接触，使得摩擦阻力增加<sup>[17]</sup>。通常情况下，局部阻力影响较大。

当风速一定时，除尘器的静压主要由其内部结构决定<sup>[18-20]</sup>，可分析静压以较好地说明压降的

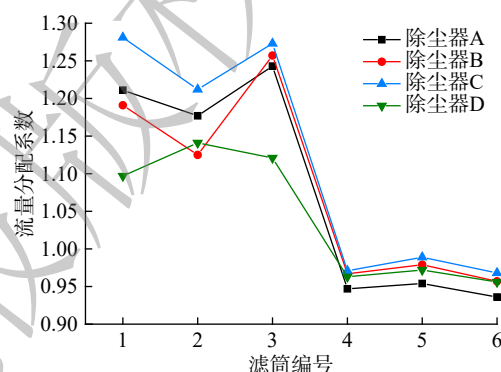


图7 除尘器滤筒流量分配系数

Fig. 7 Flow distribution coefficients of filter cartridge of dust collector

表1 除尘器流量分配结果

Table 1 Flow distributions of the dust collector

除尘器种类	流量分配差值	最大正偏差	最大负偏差	综合流量不均幅值
除尘器A	32.7%	16.5%	-14.2%	13.3%
除尘器B	30.0%	18.5%	-11.5%	10.6%
除尘器C	33.3%	16.5%	-14.8%	14.2%
除尘器D	18.5%	9.9%	-8.6%	7.7%



状况。本除尘器为负压系统。以除尘器 B 为例，在入口、进风管道、导流板、挡板、滤筒、出口等位置设置 12 个有代表性的静压测点 (见图 8(a))。图 8(b) 为除尘器 A、B、C、D 分别在这些监测点的压力变化趋势。由图 8(b) 可知，4 种除尘器压降变化趋势一致。除尘器 A 作为常规卧式滤筒除尘器，其压降变化最小；除尘器 B、C、D 在加入导流板和各种挡板后运行阻力增加，但变化幅度都较小。这说明添加导流板与挡板  $\alpha$ 、 $\beta$ 、 $\gamma$  后，除尘器静压损失方面控制较好，并未使运行成本大幅增加，符合节能环保的要求。其中，安装了分离式挡板  $\gamma$  的除尘器 D 压力损失表现最好。

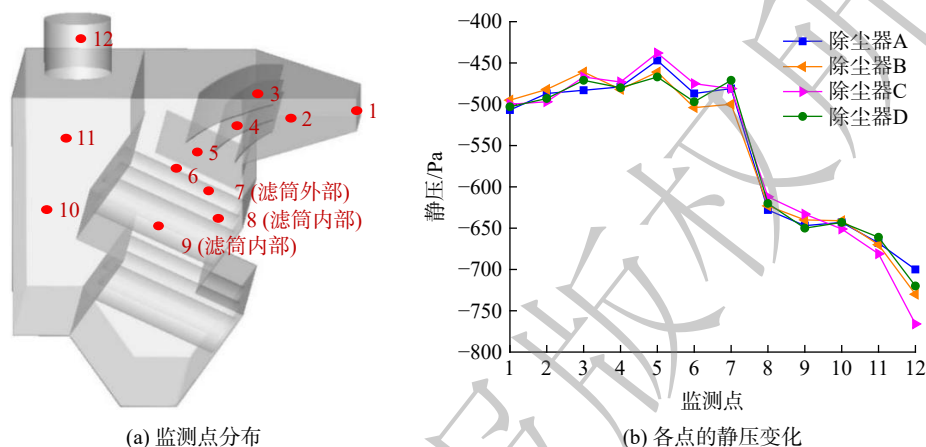


图 8 除尘器 B 中不同监测点的静压变化

Fig. 8 Changes of static pressure at different monitoring points in dust collector B

### 3 结论及建议

1) 运用 Fluent 等软件对常见的侧进气卧式滤筒除尘器进行 CFD 模拟，发现传统的卧式滤筒除尘器内部流场较为紊乱，易造成二次扬尘问题，滤筒气量分配不均，局部滤筒过早出现破损，可导致除尘器寿命衰减。

2) 对卧式滤筒除尘器内部进行优化，在入口添加导流板及不同类型的挡板，综合分析内部流场、滤筒表面风速、除尘器压降、滤筒流量分配均匀性等因素后可看出，添加了导流板与分离式挡板  $\gamma$  的除尘器 D 的除尘效果最优。

3) 除尘器内部结构对其流场状态起决定性作用。预先对除尘器进行气流组织模拟，得到最优的结构参数，可指导现实的工程设计。后续研究可重点关注模拟和实验测试的过滤效率及能耗等。

### 参考文献

- [1] 张文青, 李勇, 董放, 等. 开口型挡板在复合除尘器的数值模拟及优化[J]. 化学工程, 2018, 46(7): 57-62.
- [2] 唐胜卫. 滤筒除尘器与袋式除尘器性能的比较分析[J]. 过滤与分离, 2016, 26(3): 46-50.
- [3] 胡家雷, 樊越胜, 文珂, 等. 滤筒除尘器喷吹管气流均匀性与偏心性的研究[J]. 有色金属工程, 2017, 7(6): 1-4.
- [4] 郝元, 赵赫民, 代岩. 滤筒结构对除尘器性能影响的 CFD 研究[J]. 机械设计与制造, 2018(10): 233-235.
- [5] 刘挺楠. 卧式脉冲滤筒除尘器气流组织优化及清灰性能研究[D]. 绵阳: 西南科技大学, 2019.
- [6] 袁娜, 林龙沅, 刘挺楠. 卧式滤筒除尘器的气流组织模拟研究[J]. 中国安全生产科学技术, 2019, 15(7): 173-178.
- [7] 王福军. 计算流体动力学分析: CFD 软件原理与应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004.
- [8] 李勇, 宋欢, 刘伟冬, 等. 滤筒除尘器不同进出口夹角对气流分布的影响[J]. 环境工程学报, 2016, 10(11): 6593-6597.
- [9] 丁倩倩, 李珊红, 李彩亭, 等. 基于 ASMM 模型对不同袋长袋式除尘器气固两相流的模拟[J]. 环境工程学报, 2016, 10(12): 7126-7132.
- [10] 刘栋栋, 叶兴联, 李立锋, 等. 电袋复合除尘器气流分布的数值模拟和优化[J]. 环境工程学报, 2017, 11(5): 2897-2902.
- [11] BOUCHARD D, ZHANG W, CHANG X J. A rapid screening technique for estimating nanoparticle transport in porous media[J]. Water

- Research, 2013, 47(12): 4086-4094.
- [12] 毛锐, 刘根凡, 邓翔, 等. 布袋除尘器结构改进的数值模拟研究[J]. 环境工程, 2015, 33(3): 77-81.
- [13] 张大鹏. 袋式除尘器内部流场数值模拟分析[J]. 硫磷设计与粉体工程, 2019(5): 24-27.
- [14] 张立栋, 王坤玉, 薛长智, 等. 袋式除尘器内流量不均匀性的数值研究[J]. 电站系统工程, 2013, 29(4): 21-22.
- [15] 王丹丹, 钱付平, 吴显庆, 等. 袋式除尘器气流分布均匀性测试与数值模拟[J]. 安徽工业大学学报(自然科学版), 2013, 30(3): 343-349.
- [16] 王宪. 滤筒除尘器流场分析[D]. 西安: 长安大学, 2017.
- [17] GIMBUN J. CFD simulation of aerocyclone hydrodynamics and performance at extreme temperature[J]. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 2008, 2(1): 22-29.
- [18] GUO B Y, YE X L, LIU D D, et al. Application of multi-scale approach in the gas flow simulation through electrostatic precipitators[C] // Ninth International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries. Melbourne, Melbourne, Australia: CSIRO, 2012.
- [19] HOU Q F, GUO B Y, LI L F, et al. Numerical simulation of gas flow in an electrostatic precipitator[C] // Seventh International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries. Melbourne, Australia: CSIRO, 2009.
- [20] GUO B Y, HOU Q F, YU A B, et al. Numerical modelling of the gas flow through perforated plates[J]. *Chemical Engineering Research and Design*, 2013, 91(3): 403-408.
- (责任编辑: 靳炜)

## Numerical simulation of structural improvement of side-intake horizontal filter cartridge dust collector

ZHANG Zhixiong<sup>1,2,\*</sup>, LI Caiting<sup>1,2,\*</sup>, LI Shanhong<sup>1,2</sup>, ZHANG Zhe<sup>1,2</sup>, HUANG Le<sup>1,2</sup>, HUANG Yaqin<sup>1,2</sup>

1. College of Environmental Science and Engineering, Huanan University, Changsha 410082, China

2. Key Laboratory of Environmental Biology and Pollution Control, Huanan University, Changsha 410082, China

\*Corresponding author, E-mail: cqli@hnu.edu.cn

**Abstract** This study investigated the flow field disorder by studying the internal flow field of the conventional horizontal filter cartridge dust collector (A) with side intake via numerical simulation, it is found that there is a flow field disorder. To optimize the airflow organization of the dust collector, the guide plate and three different types of baffles with the same projection area in the  $y$  direction were added. The baffle  $\alpha$  is rectangular, the baffle  $\beta$  angle is  $140^\circ$ , and the baffle  $\gamma$  angle is  $140^\circ$  which it is a separate type, these correspond to the dust collector (B), dust collector (C) and dust collector (D) respectively. The results showed that among the optimized precipitators, when the inlet air speed was  $10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , the dust collector (D) installed with the separated baffle  $\gamma$  had the most uniform internal air distribution and the smallest pressure drop loss, in which the air speed of filter cartridge clearance was about  $3.40 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , the surface wind speed of filter cartridge was about  $1.13\sim 2.26 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , and the uneven amplitude of the comprehensive flow was  $7.7\%$ . The simulation results could provide a reference basis for the structural optimization of the horizontal drum dust collector.

**Keywords** horizontal filter dust collectors; optimization; numerical simulation; velocity distribution