

双热源作用下侧吸罩流场及捕集效率特性研究

王 怡, 第五徐涛, 黄艳秋

(西安建筑科技大学环境与市政工程学院, 陕西 西安 710055)

摘要: 在精炼镁车间内, 广泛存在着双热源作用下的侧吸罩, 研究双热源之间的影响将为研究双热源产生污染气体的捕集提供一定的理论依据. 本文在实验与数值模拟误差分析的基础上, 运用数值模拟方法研究了在同一局部排风系统中存在两个热源(主热源、辅热源)时, 辅热源位置、辅热源初始速度以及辅热源初始温度对侧吸罩流场和排风罩捕集主热源产生污染气体捕集效率的影响. 研究表明: (1)当辅热源位于主热源与排风罩之间时, 随着辅热源初始速度的增加, 侧吸罩的捕集效率先增大后减小. 最大捕集效率出现在初始速度为 1.0 m/s 时. (2)当辅热源位于排风罩相对主热源之外时, 随着辅热源初始温度从 300 K 增大到 600 K, 侧吸罩的捕集效率降低 8.36%.

关键词: 双热源 侧吸罩 流场特性 捕集效率

中图分类号: TU834.3

文献标志码: A

文章编号: 1006-7930(2016)04-0568-06

Research on the flow field and capture efficiency characteristics of side suction hood influenced by the double heat sources

WANG Yi, DIWU Xutao, HUANG Yanqiu

(School of Environment and Municipal Engineering, Xi'an Univ. of Arch. & Tech., Xi'an 710055, China)

Abstract: Side suction hoods influenced by multi-heat sources have been extensively adopted in magnesium metal refining plants. However, the combined effects of two heat sources have not been thoroughly studied. In this paper, based on the validation of simulation, the effects of the source position, initial velocity and initial temperature of auxiliary heat source on the efficiency of side suction hood, which used to trap the polluted gas produced by the primary heat source, were studied via numerical simulation for an exhaust system with two heat source. The results showed that, 1) When the auxiliary heat source lies between the primary heat source and the exhaust hood, by increasing the initial velocity of the auxiliary heat source, the capture efficiency of side suction hood may increase at first and decreases while the maximum efficiency reached 70% at velocity 1.0; 2) When the auxiliary heat source is in the opposite direction that exhaust hood is relative to the primary heat source, by increasing the initial temperature of auxiliary heat source from 300 K to 600 K, the suction-side trapping efficiency was decreased by 8.36%.

Key word: two heat source; side-suction hood; flow field; capture efficiency

目前, 在钢铁冶金、焦化等重工业行业中, 广泛存在着无组织排放的粉尘, 严重影响工人健康^[1]. 而局部排风是防止工业污染物污染室内空气最有效的方法^[2], 排风罩是局部排风系统的重要组成部分^[3], 侧吸罩作为一种有效的局部排风装置已被广泛应用于工业场所中^[4].

目前, 对于侧吸罩的研究主要集中在排风罩罩口形式、污染物初始散发速度、初始散发温度以及污染源与排风罩之间距离等对侧吸罩捕集效率的影响. 简瑞民^[5]等人通过实验方法研究了单热源作用下侧吸罩罩口形式、安装高度及污染物散发速度对排风罩捕集效率特性的影响. 彭泰瑶^[6]等人通过实验利用 SF₆ 做示踪气体研究了侧吸罩的捕集效率与污染源和排风罩之间的距离以及热源散发污染

物的方向之间的关系. Fanliao YAN^[7]等人通过数值模拟研究了侧吸罩作用下, 排风罩捕集效率与热源温度之间的关系.

目前, 对于侧吸罩捕集污染物的研究主要集中在单热源作用下的侧吸罩捕集效率特性上, 对于双热源的研究多集中于置换通风房间的通风效率以及热分层高度上. 陈俊俊^[8]通过实验研究了置换通风房间内双热源位置、双热源初始速度以及初始温度对房间通风特性及热分层的影响; Donghyun Rim^[9]通过实验方法研究了上部吸气罩作用下, 双热源的位置, 颗粒物粒径大小以及排风量对双热源作用下排风罩捕集效率特性的影响. 但对于双热源作用下侧吸罩的捕集效率特性却很少有研究. 而实际中, 双热源作用下的侧吸罩在镁冶炼行业的除尘

系统中非常常见,但却没有比较成熟的设计方法,且工程现场的污染物控制效果也非常差,通过实地测量,某金属镁企业镁精炼车间的颗粒物浓度为 20.05 mg/Nm^3 ,已远远超过规范中规定的 8 mg/Nm^3 [10],故研究双热源作用下侧吸罩的捕集效率特性很有必要。

针对上述问题,为了研究双热源作用下侧吸罩的捕集效率特性,在实验与数值模拟误差分析的基础上,运用数值模拟方法研究了辅热源位置、辅热源无量纲初始速度 V_f/V_z 以及辅热源无量纲初始温度 $(T_f - T_0)/(T_z - T_0)$ 对侧吸罩捕集主热源产生污染气体捕集效率的影响,并与主热源单独作用时侧吸罩的捕集效率进行对比,得出辅热源三个因素变化对侧吸罩捕集主热源产生污染气体捕集效率的影响,从而为工程设计提供一定的指导。

1. 数值模拟方法简介

1.1 控制方程

数值模拟的控制方程表示如下:

连续性方程:

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

动量方程:

$$\frac{\partial(\rho u_i u_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \overline{u_i u_j}) \quad (2)$$

能量方程:

$$\text{div}(\rho \vec{u} T) = \text{div} \left(\frac{k}{c_p} \text{grad} T \right) + S_T \quad (3)$$

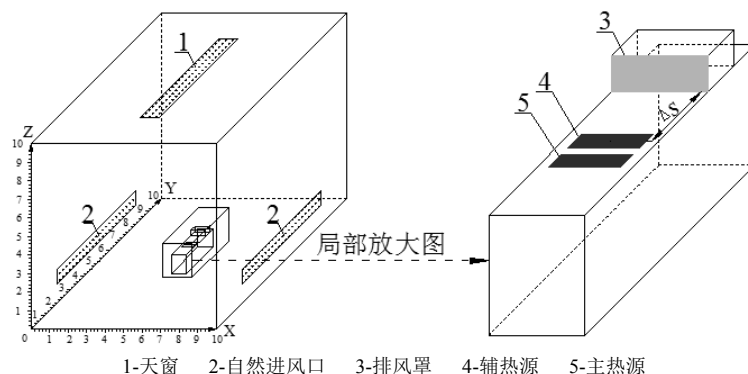


图1 计算模型示意图

Fig.1 Schematic model

1.3 数值模拟相关设置

数值模拟中边界条件的设置见表1所示。

在模拟中,认为室内空气属于连续性的可压缩

组分质量守恒方程:

$$\text{div}(\rho u c_s) = \text{div}(D_s \text{grad}(\rho c_s)) + S_s \quad (4)$$

其中, S_s 为系统内部单位时间内单位体积通过化学反应产生的该组分的质量,即生产率,本文流体组分之间不存在化学反应,因此仅表示污染源释放污染物的速率。

1.2 计算模型

在金属镁冶炼过程中,经常存在两个同时向铸模内倾倒镁液的过程,形成双浮射流. 由于在此倾倒过程中,镁液温度较高,这将使与铸模底部碰撞从而反弹出来的气流具有较高的温度,此部分气流在向上运动的过程中同时伴随有高温烟气污染物及粉尘,这部分高温的污染气流若不加以有效的捕集,会严重影响室内环境空气品质,影响产品的质量,同时也对工作区工人的健康造成极大的影响。

本数值模拟中,根据某精炼镁车间热源与排风罩的相对位置和尺寸关系,建立如图1所示的计算模型. 计算区域取为 $L \times W \times H = 10 \text{ m} \times 10 \text{ m} \times 10 \text{ m}$ 的高大厂房,其中热源距地面的高度为 1.0 m ,热源尺寸均为 $L \times W = 0.6 \text{ m} \times 0.15 \text{ m}$;排风罩的尺寸为 $L \times W = 0.8 \text{ m} \times 0.3 \text{ m}$,其底边与热源处在同一水平面内,且与主热源的中心之间的距离为 0.7 m ;辅热源、主热源与排风罩底边处于同一 XOY 平面内且中心连线与 Y 轴平行,根据辅热源对于主热源与排风罩之间的相对位置关系,辅热源几何中心与排风罩之间的水平距离 Δs 分别为 0.16 m 、 0.34 m 、 0.52 m 、 0.88 m 、 1.06 m 与 1.24 m ;天窗的尺寸为 $L \times W = 6 \text{ m} \times 1 \text{ m}$,长边方向沿着 Y 的方向;自然进风口的尺寸为 $L \times W = 6 \text{ m} \times 0.8 \text{ m}$,长边方向与界面1平行。

气体. 为了得到较为精确地结果,本文采用 Realizable $k-\epsilon$ 湍流模型 [11-12]、采用二阶迎风格式进行离散,基于节点进行计算,并采用 SIMPLE 算

法. 由于空气温度较高, 其密度、比热容、导热系数在温度变化的过程中会随着变化, 空气被视为理想可压缩的流体处理, 并在数值模拟过程中, 对密度等物性参数进行线性差分处理^[13].

表 1 边界条件设置表

Tab.1 Boundary condition setting table			
边界名称	边界类型	详情	
天窗	压力出口	$P=0$	$T_1=300\text{ K}$
自然进风口	压力入口	$P=0$	$T_0=300\text{ K}$
主热源	速度入口	$V_z=2\text{ m/s}$	$T_z=350\text{ K}$
		N_2O 质量分数为 10%	
辅热源	速度入口	$V_f=0\sim3.5\text{ m/s}$	$T_f=300\sim600\text{ K}$
		N_2O 质量分数为 0	
排风罩	速度入口	$V=-4\text{ m/s}$	$T=300\text{ K}$

1.4 网格无关性验证

在数值模拟过程中, 网格的数量对结果有至关重要的影响, 网格数量越少计算结果偏离实际值越大, 网格数量越大计算所需时间越长、所需计算机的性能越好, 故选择合适的网格数量进行数值模拟计算对数值模拟的计算非常重要.

在本文中, 采用 Tet/Hybrid 网格划分的单元形状和 TGrid 网格划分算法进行网格划分, 为了获得比较准确的排风罩及热源附近的流场信息, 以热源面及排风罩罩口为起始区域进行网格局部加密, 最小网格为 20 mm、增长因子 1.1、最大网格为 200 mm. 本文以空间只存在主热源的工况为例进行网格无关性验证, 网格数量分别为 77 万、133 万、170 万、220 万、260 万和 300 万, 通过数值模拟计算不同网格数下侧吸罩的捕集效率, 结果如图 2 所示.

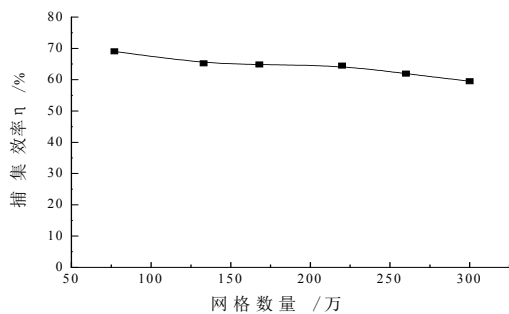


图 2 不同网格数量时的捕集效率

Fig.2 Capture efficiency at different number of grids

从图 2 可以看出, 随着网格数量的增加, 排风罩的捕集逐渐降低, 当网格数量为 130 万与 170 万时, 排风罩的捕集效率基本不变, 综合考虑计算的准确性、计算时间以及计算机的承载能力, 本文最终采用 170 万的网格进行数值模拟计算.

1.5 模拟有效性验证

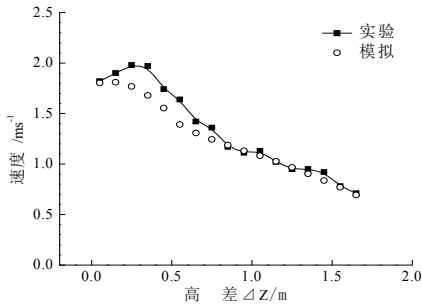
如果对控制方程以及求解方法的选择不当, 可能引起数值模拟结果产生重大偏差^[14]. 因此, 为了

验证数值模拟结果的准确性, 通过与本课题组圆形浮射流实验^[15]的结果进行比较, 验证浮射流的速度场与温度场; 并通过高军^[16]建筑物内热分层实验进行对比分析, 验证室内的浓度场, 从而说明数值计算的有效性.

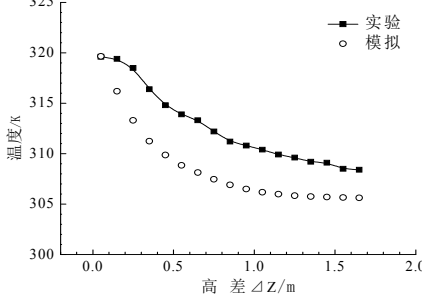
由图 3(a)、(b)可知, 关于圆形浮射流轴心温度与速度, 其实验与模拟结果的变化规律一致. 通过对实验数据与模拟结果的分析, 发现: 轴心速度的最大误差为 15.2%, 最小误差 0.6%, 平均误差为 6.0%; 轴心温度实验与模拟值的最大误差为 1.7%, 最小误差 0.1%, 平均误差为 1.3%.

由图 3(c)、(d)可知, 距离浮射流出口上方高度 $\Delta Z=0.45\text{ m}$ 水平断面的温度与速度, 其实验与模拟结果的变化规律一致. 速度的实验值与模拟值的最大误差为 46.9%, 最小误差 1.2%, 平均误差为 20.7%; 温度的实验值与模拟值的最大误差为 0.8%, 最小误差 0.1%, 平均误差 0.3%.

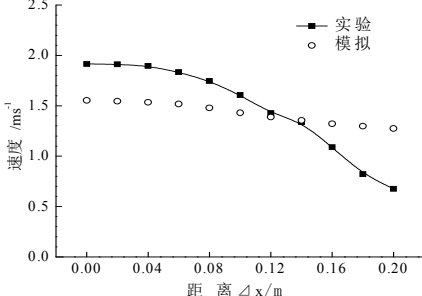
由图 3(e)可知, 在实验和数值模拟中, 竖直方向无量纲浓度的变化规律一致. 无量纲浓度的最大误差为 9.25%, 最小误差为 2.06%, 平均误差为 5.4%, 误差均在可接受的范围内, 认为数值模拟方法可行.



(a) 轴心速度分布



(b) 轴心温度分布



(c) 水平断面速度分布

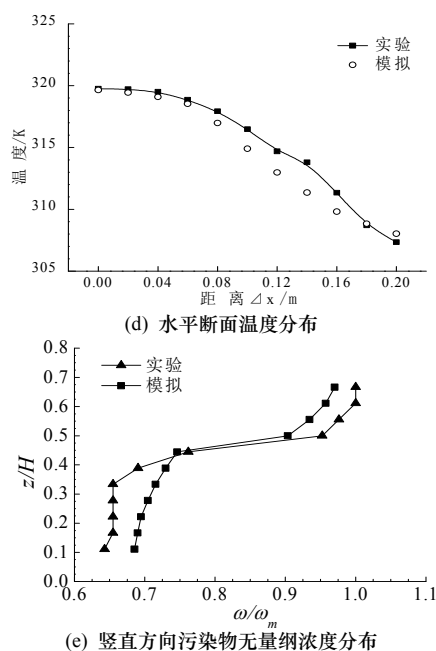


Fig. 3 Comparison of experiment and simulation data.

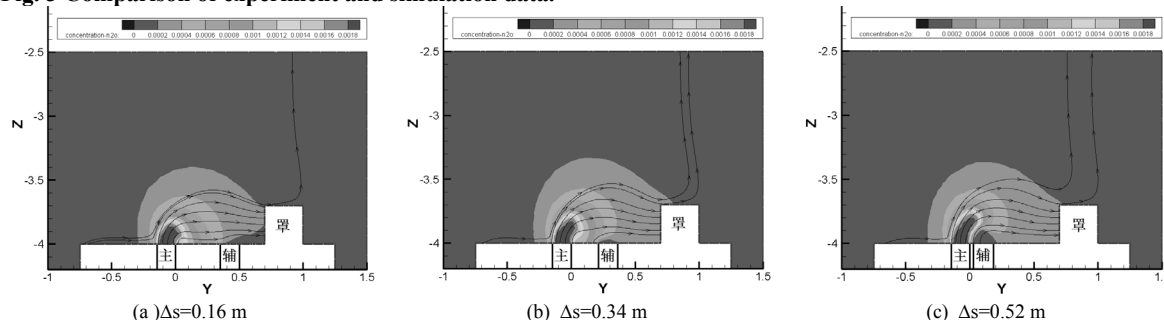


图4 不同辅热源位置时的 N_2O 浓度云图

Fig.4 N_2O concentration contours at different position of auxiliary heat source

从图4可以看出,当辅热源处于排风罩与主热源之间时,随着辅热源与排风罩之间距离 Δs 的增大即辅热源与主热源之间的距离减小,主热源产生的

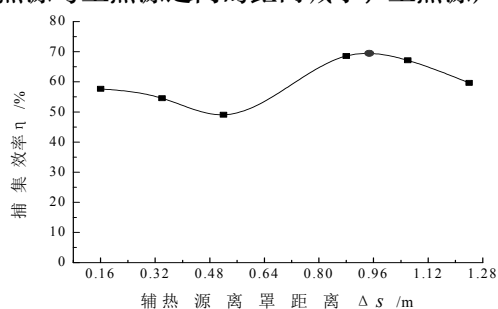


图5 不同辅热源位置下的捕集效率

Fig.5 Capture efficiency at different position of auxiliary heat source

污染气流在空间的扩散范围逐渐变大,主热源上同一点产生的污染物随着 Δs 的增大逐渐的由能被排风罩捕集变为从排风罩罩口逃逸。

从图5可以看出,当 Δs 小于0.6 m即辅热源处于排风罩与主热源之间时,随着辅热源与排风罩之间距离的增大,排风罩对主热源产生污染气体的捕

2 结果及讨论

在数值模拟有效性验证分析的基础上,主要讨论在同一局部排风系统中,同时存在两个热源时,辅热源位置、无量纲初始速度以及无量纲初始温度对流场及捕集效率特性的影响。

2.1 辅热源位置的影响

在同一局部排风系统中同时存在两个热源时,辅热源与排风罩和主热源的相对位置关系将对排风罩捕集主热源产生污染气体的捕集效率有很大的影响。根据某精炼镁车间热源与排风罩的相对位置和尺寸关系,选取辅热源与排风罩之间的水平距离 Δs 分别为0.16 m、0.34 m、0.52 m、0.88 m、1.06 m与1.24 m六种工况,研究辅热源位置对侧吸罩流场及捕集效率的影响。图4为选取 Δs 为0.16 m、0.34 m与0.52 m三种工况下时 N_2O 浓度云图。

集效率逐渐减小。这是由于当辅热源位于距离排风罩较近的位置时,一方面由于辅热源产生的气流能够在汇流场的作用下进入排风罩,从而对排风罩捕集主热源产生的气流的抑制作用较小;另一方面,由于汇流场的作用,主热源产生的污染气流在到达辅热源位置时已具有较大的吸入速度,从而对排风罩的捕集效率影响较小。

当 Δs 大于0.85 m即辅热源位于排风罩相对主热源之外时,排风罩对主热源产生污染气体的捕集效率随着 Δs 的增大逐渐减小。这是由于,当两热源相距较近时,辅热源产生的气流能在汇流场的作用下进入排风罩,从而在主热源产生的污染气流上部形成空气幕的作用,阻挡了主热源产生的污染气体的逃逸;而当 Δs 大于0.95 m时,此时由于辅热源产生的污染气体不能在汇流场的作用下进入排风罩,而是直接向上运动,从而在排风罩相对主热源的相反方向形成较大的负压,形成对主热源产生气流的引射作用,导致主热源产生的污染气流难以在

汇流场的作用下发生偏转进入排风罩,从而使排风罩的捕集效率降低。

2.2 辅热源无量纲初始速度的影响

在单一热源作用下的局部排风系统中,热源的散发速度对排风罩的捕集效率有很大的影响;而在双热源作用下的排风系统中,辅热源的无量纲初始

速度对侧吸罩捕集主热源产生的污染气体的捕集效率也有很大的影响。图7即为不同辅热源无量纲初始速度下,侧吸罩对主热源产生污染气体的捕集效率变化规律。

从图6可以看出,当 $\Delta s=0.52$ m,随着辅热源无

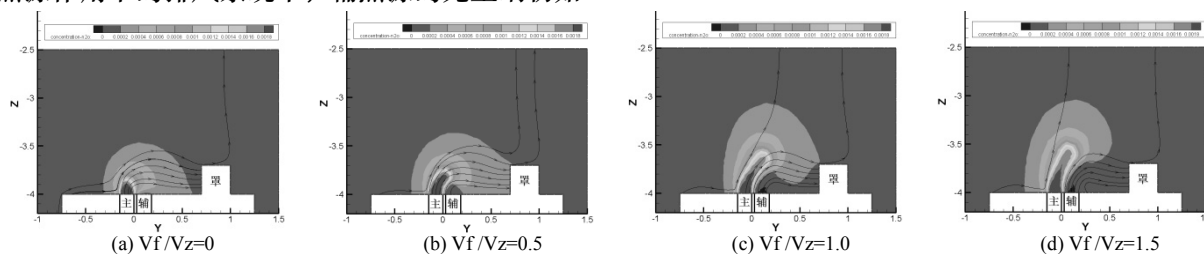


图6 $\Delta s=0.52$ m时不同辅热源无量纲初始速度下的 N_2O 浓度云图

Fig.6 N_2O concentration contours at different dimensionless initial speed of auxiliary heat source ($\Delta s = 0.52$ m)

量纲初始速度的增加,主热源产生的污染气流在空间的扩散范围逐渐变大。同时,随着辅热源无量纲初始速度从0~0.5增加,主热源产生的污染气流在汇流场的作用下越容易发生偏转,这是由于辅热源对主热源产生的污染气流形成了引射流的作用。

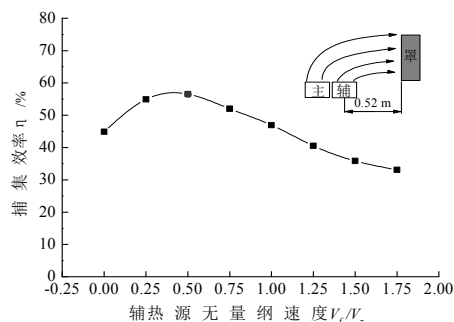


图7 $\Delta s=0.52$ m时不同无量纲速度下的捕集效率

Fig.7 Capture efficiency at different dimensionless initial speed of auxiliary heat source when $\Delta s = 0.52$ m

从图7可以看出,当 $\Delta s=0.52$ m,即辅热源位于主热源与排风罩之间时,随着辅热源无量纲初始速度的增加,排风罩对主热源所产生污染气体的捕集

效率先增加后减小,捕集效率的最大值出现在辅热源无量纲初始速度为0.5时。这是由于当辅热源的无量纲初始速度从0增大到0.5时,辅热源产生的气流能在汇流场的作用下进入排风罩,此时辅热源对主热源的污染气体产生引射的作用,使得主热源产生的污染气流在汇流场及引射的共同作用下进入排风罩而被捕集;随着辅热源无量纲初始速度的继续增大,辅热源产生的气流对主热源产生的污染气流施加了一个垂直向上的速度,从而使排风罩的捕集效率降低。

2.3 辅热源无量纲初始温度的影响

在工业生产过程中,常常会产生高温污染气流,导致排风罩的捕集效率降低。而在双热源作用下的排风系统中,辅热源的无量纲初始温度对侧吸罩捕集主热源产生污染气体的捕集效率影响很小。图9是不同辅热源无量纲初始温度下,侧吸罩对主热源产生污染气体的捕集效率与辅热源无量纲初始温度之间的关系。

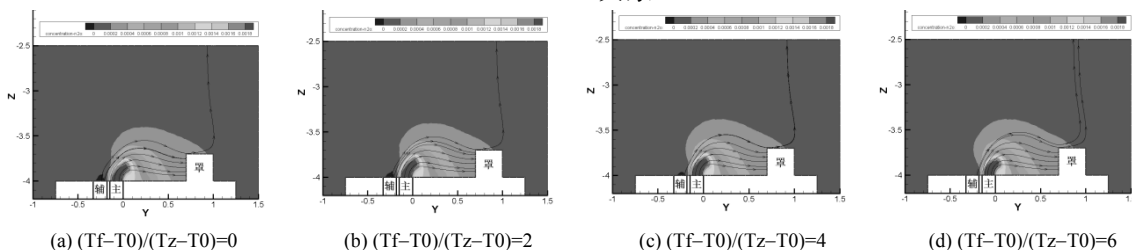


图8 $\Delta s=0.88$ m时不同辅热源无量纲初始温度下的 N_2O 浓度云图

Fig.8 N_2O concentration contours at different dimensionless initial temperature of auxiliary heat source ($\Delta s = 0.52$ m)

从图8可以看出,当 $\Delta s=0.88$ m时,随着辅热源无量纲初始温度的增大,排风罩附近的污染物浓度分布基本不发生变化。这是由于此时辅热源距离排风罩较近,辅热源产生的热气流能够在汇流

场的作用下进入排风罩。

从图9可以看出,当 $\Delta s=0.88$ m时,辅热源的无量纲初始温度对侧吸罩的捕集效率基本无影响。随着辅热源无量纲初始温度由0~6变化,侧吸罩的捕集效率降

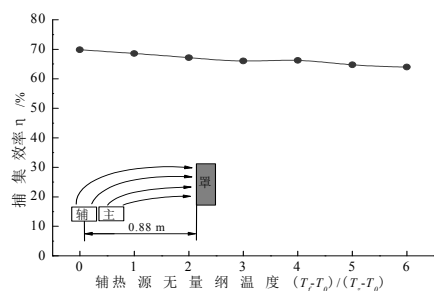


图9 不同辅热源无量纲初始温度下的捕集效率

Fig.9 Capture efficiency at different dimensionless initial temperature of auxiliary heat source when $\Delta s = 0.52$ m

低 8.36%;这是由于尽管辅热源的无量纲初始温度增大,其所受到的浮生力也相应增大,但由于辅热源与排风罩之间的距离较小,此时辅热源距离排风罩较近,其产生的气流依然能够在汇流场作用下进入排风罩,从而对侧吸罩捕集主热源产生污染气体的捕集效率影响较小。

3 结论

本文在误差分析的基础上,利用数值模拟方法,研究了辅热源位置、无量纲初始速度以及无量纲初始温度对双热源作用下侧吸罩流场及捕集效率特性的影响,得到以下主要结论:

(1) 当辅热源处在侧吸罩相对主热源之外且与主热源的水平距离为 0.18~0.36 m 时,侧吸罩的捕集效率比只存在主热源时侧吸罩的捕集效率高,且当辅热源与主热源的距离为 0.18 m 时,侧吸罩的捕集效率为 68.59%,比只存在主热源时的捕集效率提高了 5.85%。故在实际工程中,应尽量控制两热源之间的间距。

(2) 当辅热源处在侧吸罩与主热源之间时,随着辅热源无量纲初始速度的增加,排风罩的捕集效率先增大后减小。辅热源无量纲初始速度为 0.5 时,排风罩的捕集效率最大,此时排风罩的捕集效率比只存在主热源时的捕集效率低 14.31%。因此,应尽量使辅热源的无量纲初始速度保持在 0.5 左右,以获得最大的捕集效率。

(3) 当辅热源处在排风罩相对主热源的反方向且距主热源 0.18 m 时,随着辅热源初始无量纲温度由 0~6 变化,侧吸罩的捕集效率逐渐降低,且最小捕集效率与最大捕集效率相比降低了 8.36%,故在工程设计中,可以不考虑辅热源初始无量纲温度对侧吸罩捕集效率的影响。

参考文献 References

- [1] 谭良才,张旭,沙高原.大空间中强热源诱导含尘气流控制模型试验研究[J].通风除尘.1997(2): 9-13.
- [2] TAN Liangcai, ZHANG Xu, SHA Gaoyuan. An experiment study on controlling the dust induced by high temperature heat source in large space[J]. Ventilation and Dedusting. 1997(2): 9-13.
- [3] Kee-Chiang C, Kuo-Pao T, You-Hsuan W. Performance of local ventilated hood in a general ventilation working environment[J]. ASHRAE Transactions, 2008, 114 : 424-430.
- [4] Chakroun W, Mir Mujtaba A Q. Flow characteristics of a local exhaust system[J]. ASHRAE Transactions, 2003, 109: 527-539.
- [5] 赵荣,赵宇,高红,等.常用局部排风罩调查及卫生学评价[J].中国卫生工程学,2005,4(5): 273-275.
- [6] ZHAO Rong, ZHAO Yu, GAO Hong, et al. Investigation and hygiene evaluation of common local exhaust hood[J]. Chinese Health Engineering, 2005, 4(5): 273-275.
- [7] 简瑞民,张旭,沙高原.强热源诱导含尘浮射流的浓度示踪及捕集效率[J].同济大学学报,1999,06: 594-598.
- [8] JIAN Ruimin, ZHANG Xu, SHA Gaoyuan. Concentration trace and capture efficiency of dust jet induced by high temperature heat source[J]. Tongji University, 1999, 06: 594-598.
- [9] 彭泰瑶,邵强.局部排风罩的捕集效率实验[J].通风除尘.1988(3): 20-24.
- [10] PENG Taiyao, SHAO Qiang. An experiment study on capture efficiency of local exhaust hood[J], Ventilation and Dedusting. 1988(3): 20-24.
- [11] YAN Fanliao, HUANG Yanqiu, WANG Yi, et al. Study on Limited flow rate ratio for a Side suction hood above High-temperature polluted airflow[A]. Shanghai, Tongji University, 2015, The 11th International Conference on Industrial Ventilation.
- [12] 陈俊俊,多污染热源置换通风实验研究[D],西安,西安建筑科技大学,2003
- [13] CHEN Junjun, The experiment research of displacement ventilation about many polluting heat source[D]. Xi'an: Xi'an Univ. of Arch. & Tech., 2003.
- [14] Donghyun Rim, Lance Wallace, Steven Nabinger, et al. Reduction of exposure to ultrafine particles by kitchen exhaust hoods: The effects of exhaust flow rates, particle size, and burner position. Science of the Total Environment, 2012, 432: 350-356
- [15] 中华人民共和国国家职业卫生标准: GBZ2.1-2007 [S]. 北京: 人民卫生出版社, 2008
- [16] National occupational health standards of People's Republic of China: GBZ2.1-2007 [S]. Beijing: People's Health Press, 2008
- [17] CHEN Q. Comparison of different k-ε models for indoor air flow computations[J]. Numerical Heat Transfer[J], Part B: Fundamentals, 1995, 28(3): 353-369.
- [18] ROUND O, HAVET M. Computation of the airflow in a pilot scale clean room using k-ε turbulence models[J].

- International Journal of Refrigeration, 2002, 25(3): 351-361.
- [13] 王怡,黄艳秋.炼铁厂高温烟气流场特性及排风罩优化[J].土木建筑与环境工程, 2013(S1):162-166.
WANG Yi, HUANG Yanqiu. Flow field of high-temperature gases and exhaust hood optimization in ironmaking plant[J]. Journal of Civil, Architectural & Environmental Engineering, 2013 (S1) :162-166.
- [14] LI Yuguo, NIELSEN P V. CFD and ventilation research[J]. Indoor Air, 2011, 21(6): 442-453.
- [15] 王怡、疏艺波、黄艳秋. 浮射流速度场和断面流量规律特性的研究[J].西安建筑科技大学学报(自然科学版), 2014, 46 (6) :839-843.
WANG Yi, SHU Yibo, HUANG Yanqiu. The study on the characteristics of velocity field and section flow rate of buoyant jet[J]. Xi'an Univ. of Arch. & Tech.(Natural Science Edition), 2014, 46 (6) :839-843.
- [16] 高军. 建筑空间热分层理论及应用研究[D]. 哈尔滨, 哈尔滨工业大学, 2007.
GAO Jun, Research of the theory of thermal stratification in buildings and its applications[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2007.

(编辑 沈波)