

doi: 10.12068/j.issn.1005-3026.2018.02.011

套筒对烧窑新型燃烧室内电石尾气的燃烧特性

荣文杰, 李宝宽, 齐凤升

(东北大学 冶金学院, 辽宁 沈阳 110819)

摘 要: 通过建立流动、燃烧和辐射换热三维耦合数学模型, 研究电石尾气在套筒对烧窑新型燃烧室内的燃烧特性, 并考察过量空气系数对燃烧情况的影响. 结果表明, 电石尾气燃烧产生的烟气受到挡火墙的阻挡, 形成强烈的漩涡, 火焰高温区出现在挡火墙的内侧. 随着过量空气系数的增加, 燃料燃烧率逐渐变大, 但即使过量空气系数增大至 1.3, 燃烧室出口仍有 CO 剩余, 即少量燃料会随烟气流动到窑膛内燃尽. 随着过量空气系数的增加, 燃烧室出口平均温度先上升后下降.

关键词: 套筒对烧石灰窑; 燃烧室; 电石尾气; 燃烧特性; 数值模拟

中图分类号: TF 05 **文献标志码:** A **文章编号:** 1005-3026(2018)02-0200-05

Combustion Characteristics of Calcium Carbide Furnace Off-Gas in a New Type Combustor of Twin Burn Annular Shaft Kiln

RONG Wen-jie, LI Bao-kuan, QI Feng-sheng

(School of Metallurgy, Northeastern University, Shenyang 110819, China. Corresponding author: LI Bao-kuan, E-mail: libk@smm.neu.edu.cn)

Abstract: A 3D mathematical model of flow, combustion and radiation heat transfer was established to study the combustion performance of calcium carbide furnace off-gas (CCFG) in the combustion chamber and to investigate the impact on combustion from different excess air coefficient. It is found that the flue gas from CCFG burning is blocked by a baffle wall and forms a big vortex, thus the high temperature zone is inside the baffle wall. With the increase of excess air coefficient, the fuel conversion degree becomes larger, but even if the excess air coefficient was up to 1.3, there remained CO in the combustion chamber exit, i. e., a small amount of fuel will burn out in the kiln chamber. As the excess air coefficient increases, the average temperature of gas increases first and then decreases at the exit of combustion chamber.

Key words: twin burn annular shaft kiln; combustion chamber; calcium carbide furnace off-gas; combustion performance; numerical simulation

近年来,为了满足聚氯乙烯的产量需求,中国的电石产量一直在全球占主导地位^[1],如何有效降低电石尾气带来的环境污染成为棘手问题.某工厂计划建造 600 t/d 的套筒对烧石灰窑,与密闭电石炉形成配套设备,将电石制备过程中产生的电石尾气用作石灰窑的燃料,再将石灰窑生产的石灰作为原料提供给电石炉生产电石,从而形成一个密闭循环^[2].这种配套生产方式可以实现资源的综合利用,同时达到节能减排的效果^[3].本文研究的套筒对烧石灰窑,其燃烧室分布在窑的

内外筒壁上,燃料在其中燃烧后进入窑膛,因此,燃料在燃烧室内的燃烧特性会对石灰的煅烧质量产生巨大影响.

由于套筒对烧石灰窑的燃烧室是一种新型燃烧室,目前对其燃烧特性的研究还很少见报道.鲁俊等^[4]设计了电石尾气用于煅烧石灰的技术方案,验证了电石尾气作为燃料的可行性和经济性.Chen 等^[5]为了合理经济地利用电石尾气,建立化学平衡模型,确定电石尾气蒸汽重整的反应机理,并确定了最优操作条件,实现了电石尾气的资源

收稿日期: 2016-08-31

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51210007).

作者简介: 荣文杰(1992-),女,内蒙古赤峰人,东北大学博士研究生;李宝宽(1963-),男,辽宁辽阳人,东北大学教授,博士生导师.

综合利用. 另一方面, 针对石灰窑燃烧器的研究, Ma 等^[6]利用 CFX 软件对回转窑燃烧器的多物理场进行研究, 分析操作参数和结构参数对火焰的影响, 发现燃烧器出口附近速度分布呈马鞍状, 同时过多的二次空气会降低火焰平均温度. Elattar 等^[7]建立了二维对称模型, 用数值模拟手段研究了回转窑内的非预混射流火焰; 分别研究了甲烷、一氧化碳及沼气三种燃料, 并提出了火焰长度关联式, 指出火焰长度与回转窑操作参数和几何参数的关系. Wang 等^[8]应用 PDF 模型, 结合详细的反应机理, 对湍流非预混燃烧进行研究, 采用 GRI-Mech 3.0 机理, 其中包含 53 种组分和 325 个基元反应; 用 CO 和 H₂ 两种中间组分的质量分数对火焰结构进行了描述.

本文通过建立流动、燃烧和辐射换热三维耦合数学模型, 对套筒对烧石灰窑新型燃烧室内电石尾气的燃烧特性进行深入研究, 通过改变过量空气系数, 对比燃料燃烧率及燃烧室出口结果, 为电石尾气燃烧选择合适的参数.

1 数学模型

本文根据实际燃烧室尺寸建立三维几何模型并划分网格. 经过网格无关性检测, 同时考虑到工作站计算能力, 网格总数最终确定为 59 万. 如图 1 所示, 燃烧器安装于燃烧室的一端, 且二者中心线重合. 燃料在燃烧室内的燃烧是典型的非预混燃烧; 在燃烧室内设计挡火墙目的是阻挡大部分火焰直接进入窑膛, 从而降低过烧现象对石灰煅烧质量的影响.

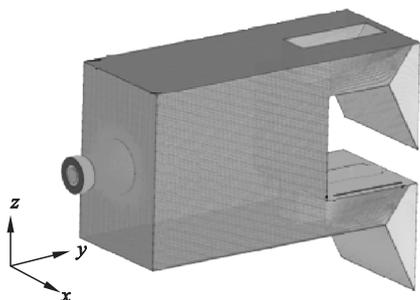


图 1 燃烧室结构

Fig. 1 Schematic of combustion chamber

为了合理控制计算时间, 作如下假设: ①忽略气体所受重力; ②气体视为不可压缩理想气体; ③燃烧室中生成的氮氧化物含量较少, 对计算结果影响不大, 因此本研究暂不考虑 NO_x 的生成.

1.1 控制方程

本文研究套筒对烧石灰窑燃烧室燃烧情况,

忽略重力作用, 而且没有引入外力作用和任何质量源项, 所以连续性方程和纳维-斯托克斯方程简化为

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) = 0, \quad (1)$$

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{v} \mathbf{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\boldsymbol{\tau}). \quad (2)$$

式中: ρ 为密度, kg/m³; \mathbf{v} 为速度, m/s; p 为压力, Pa; $\boldsymbol{\tau}$ 为应力张量.

燃气流动采用 realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型. realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型与标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型和 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型相比, 对平板和圆柱射流的发散比率的预测更精确^[9].

1.2 燃烧及传热数学模型

电石尾气燃烧采用非预混燃烧模型的平衡化学反应模型计算, 该模型考虑湍流对燃烧的影响, 是专门为求解湍流扩散火焰问题而发展的. 用该模型求解湍流非预混燃烧, 首先定义混合分数 f :

$$f = \frac{w_i - w_{i,ox}}{w_{i,fuel} - w_{i,ox}}. \quad (3)$$

式中: w_i 代表元素 i 的质量分数, 下标 ox 和 fuel 分别表示氧化剂入口和燃料入口. 由于混合分数是守恒量, 在求解输运方程时, 不再考虑反应源项. 该方法中, 认为化学反应足够快, 体系中的组分立即达到平衡状态.

该模型不需要显式地定义各个化学反应, 只需求解方程(4)和方程(5)^[10], 所有热标量(元素质量分数、密度和温度)都可以由方程(6)求解.

平均混合分数方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{f}) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v} \bar{f}) = \nabla \cdot \left(\frac{\mu_t}{\sigma_t} \nabla \bar{f} \right). \quad (4)$$

混合分数方差方程:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \overline{f'^2}) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v} \overline{f'^2}) = & \nabla \cdot \left(\frac{\mu_t}{\sigma_t} \nabla \overline{f'^2} \right) + \\ & C_g \mu_t (\nabla \bar{f})^2 - C_d \rho \frac{\varepsilon}{k} \overline{f'^2}. \end{aligned} \quad (5)$$

式中: \bar{f} 是平均混合分数; $\overline{f'^2}$ 是混合分数方差, $f' = f - \bar{f}$; σ_t , C_g 和 C_d 是经验常数, 分别为 0.85, 2.86 和 0.2.

$$\Phi_i = \Phi_i(f, H). \quad (6)$$

式中 H 为总焓, J/kg, 包含在该模型对应的能量方程里:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho H) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v} H) = \nabla \cdot \left(\frac{k_t}{c_p} \nabla H \right) + S_h. \quad (7)$$

式中: c_p 表示比热容, J/(kg·K); k_t 是湍流导热系数, W/(m·K), 由湍流模型定义, 本文采用 realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型, 该模型中 $k_t = \frac{c_p \mu_t}{Pr_t}$, Pr_t 是湍流普朗特数. 假定 Lewis 数(普朗特数与施密

特数之比,代表燃烧过程中的质量输运与热量输运之比)为 1, $\nabla \cdot (k_i/c_p \nabla H)$ 项表示传导和组分扩散项, S_h 是源项, 当前模型中, 由于化学反应热考虑在总焓 H 中, 所以 S_h 包含的是辐射热源项。

1.3 辐射数学模型

燃烧过程中, 随着温度不断升高, 辐射传热成为其中重要或主要的换热方式。对于具有吸收、发射、散射性质的介质, 在位置 r 、沿方向 s 的辐射传播方程为^[11]

$$\frac{dI(r,s)}{ds} + (\alpha + \sigma_s)I(r,s) = \alpha n^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(r,s') \Phi(s \cdot s') d\Omega' \quad (8)$$

式中: r 是位置矢量; s 是方向矢量; s' 是散射方向; s 是行程长度, m; α 是吸收系数, n 是折射系数; σ_s 是散射系数; σ 是斯蒂芬-玻耳兹曼常数 ($5.672 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^{-4})$); Φ 是相位角; I 是辐射强度, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; Ω' 是空间立体角, sr; T 是当地温度, K。

离散坐标辐射模型适用于所有光学深度范围的辐射问题。本研究采用该模型考虑燃烧过程的辐射换热, 离散坐标辐射模型把沿 s 方向传播的辐射方程视为某个场方程:

$$\nabla \cdot (I(r,s)s) + (\alpha + \sigma_s)I(r,s) = \alpha n^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(r,s') \Phi(s \cdot s') d\Omega' \quad (9)$$

本研究采用灰气体加权模型 (WSGGM)^[12], 考虑燃烧过程中的辐射, 灰气体加权模型是介于过分简化的完全灰气体模型与完全考虑每个气体吸收带模型之间的折衷模型。基本假设是对于一定厚度的气体吸收层, 其发射率 ε 为

$$\varepsilon = \sum_{i=1}^N a_{\varepsilon,i}(T) (1 - e^{-\kappa_i p s}) \quad (10)$$

式中: $a_{\varepsilon,i}$ 为第 i 组“假想”灰气体的发射率加权系数; $(1 - e^{-\kappa_i p s})$ 是第 i 组“假想”灰气体的发射率; κ_i 为第 i 组“假想”灰气体的吸收系数; p 为所有吸收性气体的分压的总和。

1.4 边界条件

600 t/d 套筒对烧石灰窑为节能型窑, 取其热耗为 4 185 kJ/kg, 根据燃料的热值以及燃烧器尺寸, 可以计算燃料及空气的入口速度。电石尾气成分(质量分数, %)为: CH_4 0.2, CO 84.0, H_2 1.0, N_2 4.3, CO_2 10.0, O_2 0.5。本文考虑 4 种不同过量空气系数: 1.0, 1.1, 1.2 和 1.3。计算过程中, 考虑燃料和空气的预热, 燃料入口温度为 423 K, 而

空气入口温度是 313 K。采用湍流非预混模型的化学平衡模型, 认为燃料入口混合分数是 1, 空气是 0。壁面认为是无滑移壁面, 燃烧室上下两侧会向空气中散热, 考虑对流和辐射; 左右两侧与其他燃烧室相邻, 忽略换热。

1.5 求解方法

在控制方程和离散方程的求解过程中, 压力方程采用标准离散方法, 压力和速度的耦合问题采用 SIMPLE 算法, 动量方程、能量方程、混合分数方程和混合分数方差方程均采用二阶迎风差分格式, 其他方程采用一阶迎风格式。能量方程的收敛因子是 10^{-6} , 其他方程的收敛因子是 10^{-3} 。

2 结果与讨论

2.1 模型验证

根据 Brookes 等^[13] 做的甲烷射流扩散火焰实验条件, 建立相应的燃烧室几何模型, 采用本文建立的数学模型进行计算, 将计算结果与实验数据进行对比。从图 2 可以看出计算得到的径向温度分布和轴向温度分布都与实验结果吻合良好, 证明了数学模型的可靠性。

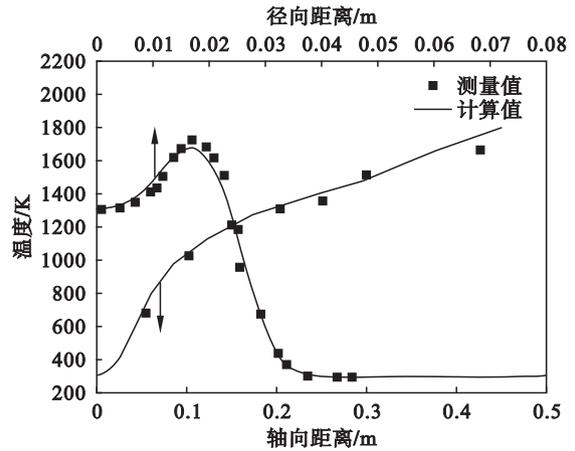


图 2 温度分布图

Fig. 2 Temperature profiles

2.2 燃烧室温度与流动分布特征

不同过量空气系数下燃烧室的温度场和流场的分布特征相似, 图 3 仅示出了过量空气系数为 1.0 时燃料在燃烧室内持续燃烧时的温度分布(云图)和流场分布(流线)。从图 3a 可以看出, 火焰高温区出现在挡火墙内侧, 电石尾气在当前情况下燃烧的最高温度为 2 273 K。挡火墙对气流产生阻挡作用, 迫使部分气流向烧嘴方向流动, 从而产生很大的漩涡。燃烧室内气体的最高速度达到 36.84 m/s。图 3b 是燃烧室 $x=0$ 纵截面的速度分

布,虽然在此截面位置燃烧室出口处结构不对称,但是燃气流动径直进入窑膛,故在此截面可以看到明显的对称漩涡结构.燃烧室出口的结构设计主要是为了减少石灰石下落过程对燃烧室出口的堵塞,所以烟气流动受出口结构影响不大.

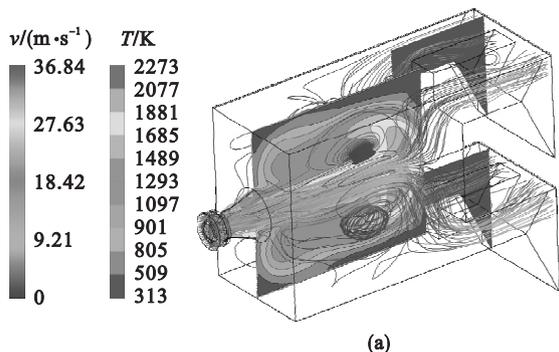


图 3 温度分布与流场分布

Fig. 3 Distribution of temperature and flow field of the gas

(a)—温度分布; (b)—流场分布.

2.3 过量空气系数对燃料燃烧率的影响

电石尾气的主要可燃成分有 CO , H_2 和 CH_4 , 图 4 是选取燃烧室内部 $y = 0.4, 0.7$ 和 1.0 m 三个典型截面沿 z 轴方向的可燃成分质量分数分布图.从图中可以看出,在燃烧室不同位置三种可燃成分虽然含量相差很大,但消耗趋势基本相同.

燃料入口位于燃烧室轴线位置,所以在 $y = 0.4$ 和 0.7 m 的截面上,轴线位置气体成分出现明显峰值,而 $y = 1.0$ m 位置,受到挡火墙影响,气体成分比较均匀.电石尾气燃烧的主要生成物是 CO_2 和 H_2O ,同样选取燃烧室中的三个典型位置对两种生成物进行分析,见图 5.从图中可以看出 CO_2 为主要生成物,含量远高于 H_2O ,尽管含量差距很大,但是两种生成物的质量分数分布特征非常相似.在 $y = 0.4$ 和 0.7 m 截面上,曲线呈现中间低、两边高且成分均匀的趋势; $y = 1.0$ m 截面上受到挡火墙影响,二者成分沿 z 轴波动很小,

分布很均匀.

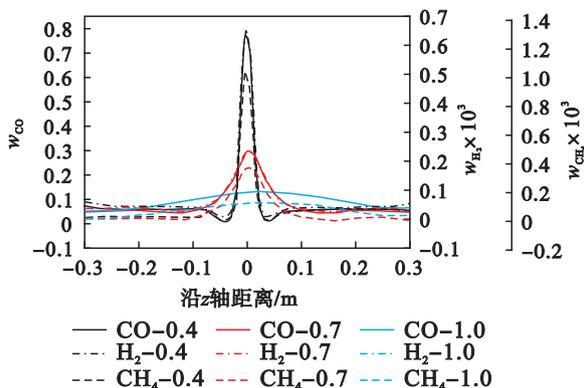


图 4 z 方向不同高度 CO , H_2 和 CH_4 的质量分数
Fig. 4 Mass fractions of CO , H_2 and CH_4 at different height in z direction

以电石尾气主要可燃成分 CO 为基准进行计算,可以得到不同过量空气系数下的燃料燃烧率.过量空气系数为 $1.0, 1.1, 1.2, 1.3$ 时,燃料燃烧率分别为 $92\%, 95\%, 98\%, 99\%$.可以看出,在 4 种过量空气系数下燃料燃烧率均超过 90% ,但都没能实现完全燃烧.随着过量空气系数的增加,燃料燃烧率逐渐升高.

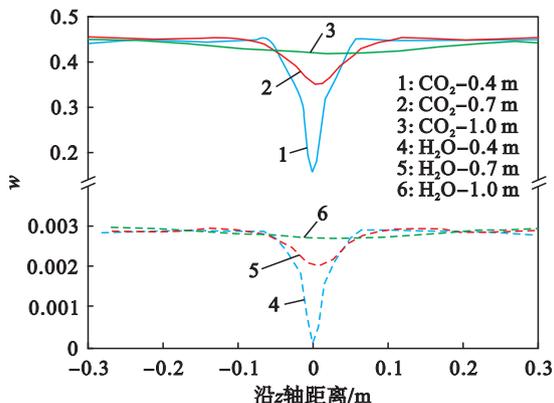


图 5 z 方向不同高度 CO_2 和 H_2O 的质量分数
Fig. 5 Mass fractions of CO_2 and H_2O at different height in z direction

2.4 燃烧室出口气体特性

燃烧室出口气体成分的平均值见表 1. 通过燃烧,燃料中为数不多的 CH_4 和 H_2 完全消耗, CO 有剩余.燃烧生成物中 CO_2 的含量随过量空气系数的增加而增加,但 H_2O 含量保持不变,因为 H_2O 是 CH_4 的燃烧产物.当过量空气系数从 1.0 增加到 1.3 , O_2 一直有剩余,而且含量逐渐增加, N_2 含量也呈现逐渐增加的趋势.

另一方面,从图 6 可以看出,出口平均速度随着过量空气系数增加逐渐变大,因为燃气入口不变的前提下,随着过量空气系数的增加,空气入口速度逐渐变大;燃烧室出口平均温度随着过量空

气系数的增加,从 1 474 K 逐渐升高到 1 498 K, 1 523 K,又降低到 1 512 K,分析其原因,一方面燃料燃烧率的增加会导致燃烧温度提高,另一方面空气量增加会消耗燃烧产生的热量,导致燃烧温度降低。所以,过量空气系数为 1.0 到 1.2 时,燃料燃烧率的影响更明显,导致温度上升,而过量空气系数为 1.2 到 1.3 时,燃料燃烧率上升幅度小,空气量增加对温度降低的作用更明显,导致温度下降。结合燃烧室出口成分的分析,认为过量空气系数为 1.2 更为理想。

表 1 燃烧室出口气体平均成分(质量分数)

Table 1 Average composition of the gas at the exit of the combustion chamber(mass fraction)

过量空气系数	CO ₂	H ₂ O	CO	N ₂	O ₂
1.0	0.309	0.005	0.066	0.612	0.008
1.1	0.325	0.005	0.032	0.622	0.016
1.2	0.327	0.005	0.017	0.633	0.018
1.3	0.328	0.005	0.006	0.636	0.025

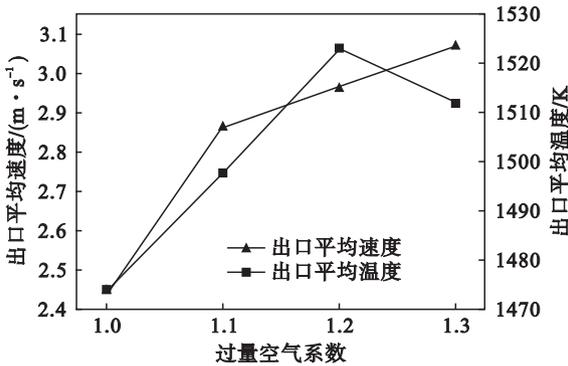


图 6 过量空气系数对燃烧室出口平均速度和平均温度的影响

Fig. 6 Effect of excess air coefficient on average velocity and temperature at the exit of the combustion chamber

3 结 论

1) 电石尾气燃烧产生的烟气受到挡火墙的阻挡,形成明显的对称漩涡,火焰高温区出现在挡 firewall 内侧。

2) 随着过量空气系数从 1.0 增加到 1.3,燃料燃烧率由 92% 增加到 99%,燃料都没能在燃烧室内完全燃烧。过量空气系数由 1.0 增加到 1.3,烟气出口平均速度逐渐变大,而燃烧室出口温度

先上升后下降。

参考文献:

- [1] Liu X Y, Zhu B, Zhou W J, et al. CO₂ emissions in calcium carbide industry: an analysis of China's mitigation potential [J]. *International Journal of Greenhouse Gas Control*, 2011, 5(5): 1240 - 1249.
- [2] 马小刚, 范永霞. 套筒窑在电石炉尾气煅烧石灰工艺中的应用[J]. *工业炉*, 2012, 34(1): 14 - 17. (Ma Xiao-gang, Fan Yong-xia. Application of sleeve kiln in exhaust gas calcining lime process in calcium carbide furnace [J]. *Industrial Furnace*, 2012, 34(1): 14 - 17.)
- [3] Jiang M, Wang Z H, Ning P, et al. Dust removal and purification of calcium carbide furnace off-gas [J]. *Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers*, 2014, 45(3): 901 - 907.
- [4] 鲁俊, 乔斌. 利用密闭电石炉尾气煅烧活性石灰的探讨[J]. *石灰*, 2010(2): 65 - 69. (Lu Jun, Qiao Bin. Discussion on the calcined of active lime with the closed calcium carbide furnace off-gas [J]. *Lime*, 2010(2): 65 - 69.)
- [5] Chen X H, Zheng D X. Thermodynamic characteristics of reactants and energy conversion in steam reforming of calcium carbide furnace off-gas to produce hydrogen [J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2014, 39(21): 10996 - 11005.
- [6] Ma A C, Zhou J M, Ou J P, et al. CFD prediction of physical field for multi-air channel pulverized coal burner in rotary kiln [J]. *Journal of Central South University of Technology*, 2006, 13(1): 75 - 79.
- [7] Elattar H F, Stanev R, Specht E, et al. CFD simulation of confined non-premixed jet flames in rotary kilns for gaseous fuels [J]. *Computers & Fluids*, 2014, 102: 62 - 73.
- [8] Wang H F, Chen Y L. PDF modeling of turbulent non-premixed combustion with detailed chemistry [J]. *Chemical Engineering Science*, 2004, 59(16): 3477 - 3490.
- [9] *Fluent 6.3 User's guide* [M]. Lebanon, NH: Fluent Inc, 2006.
- [10] Ilbas M, Karyeyen S. A numerical study on combustion behavior of hydrogen-enriched low calorific value coal gases [J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2015, 40(44): 15218 - 15226.
- [11] Ilbas M. The effect of thermal radiation and radiation models on hydrogen-hydrocarbon combustion modeling [J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2005, 30(10): 1113 - 1126.
- [12] Yin C G. On gas and particle radiation in pulverized fuel combustion furnaces [J]. *Applied Energy*, 2015, 157(15): 554 - 561.
- [13] Brookes S J, Moss J B. Measurements of soot production and thermal radiation from confined turbulent jet diffusion flames of methane [J]. *Combustion and Flame*, 1999, 116(1/2): 49 - 61.