

Numerical Simulation on Structure Optimization for Hot-blast Stove Burner

CHEN Shan-shan¹, KONG De-wen¹, PEI Yi¹, YANG Yang¹, LIN Xiang-hai¹

1. School of Metallurgical and Ecological Engineering, University of Science and Technology Beijing, 100083, Beijing, China
1. chsh7605@gmail.com

Abstract: The design principals of ceramic burner mainly are burning much gas stably, air and gas distributing uniformly, decreasing the segregation of mixed flow and flame in the well distributing uniformly. A model was established according to the air hot stove's rectangular burner of No. 2 blast furnace in Qianan branch of Shougang Corporation. Combustion characteristics inside the burning chamber is analyzed by numerical simulation on the condition of hot stove with different burners and obliquities. A conclusion was drawn that when tilt angles of the burner are 45° and 50° or the single row number of burners is 21, the distribution of flow field in the combustion chamber is the best.

Keywords: hot-blast stove; burner; numerical simulation

热风炉燃烧器结构优化的数值模拟

陈杉杉¹, 孔德文¹, 裴 焱¹, 杨 阳¹, 林祥海¹

1. 北京科技大学冶金与生态工程学院, 北京, 中国, 100083
1. chsh7605@gmail.com

【摘要】针对陶瓷燃烧器主要以稳定地燃烧大量煤气; 空气和煤气均匀分配, 减轻混合气流的偏析; 火焰在热风炉火井内分布均匀等为设计原则。本文根据首钢迁安 2 号高炉热风炉矩形燃烧器建立模型, 通过数值模拟的方法, 分析比较了热风炉烧嘴在不同倾角、个数条件下, 燃烧室内的燃烧特性, 得出当烧嘴倾角为 $\alpha=45^\circ$ 和 $\beta=50^\circ$ 或单排烧嘴数量为 21 个时, 燃烧室内流场分布最佳

【关键词】热风炉; 燃烧器; 数值模拟

1 引言

燃烧器是燃料燃烧、加热物料和反应的重要工业设备。陶瓷燃烧器自上世纪 60 年代在国外高炉热风炉上应用以来, 在实际中有强化煤气和空气的混合、燃烧强度大、升温快、工作稳定和空气过剩系数小等优点。目前, 应用于高炉热风炉的陶瓷燃烧器的类型有十多种^[1], 其设计原则主要为: 稳定地燃烧大量煤气; 空气和煤气均匀分配技术, 减轻混合气流的偏析; 火焰在热风炉火井内分布均匀^[2]。

本文以首钢迁安 2 号高炉热风炉为研究对象, 采用数值模拟的研究方法, 模拟矩形燃烧器在不同烧嘴倾角和不同烧嘴个数条件下, 燃烧室内的燃烧特性,

基金项目: 国家发改委 高炉高温技术项目, 2008 技-22; 教育部资助, 基于高炉热风炉仿真的优化控制规则研究项目, 20090006120004

讨论了热风炉燃烧室内空气流和煤气流分布, 混合气流的偏析状况及火焰在热风炉火井状态等问题, 并得出矩形燃烧器优化设计方案。

2 仿真模型建立

2.1 物理模型

根据首钢迁安 2 号高炉热风炉建立仿真物理模型, 如图 1 所示。

2.2 数学模型

①气相湍流流动

控制方程采用 $k-\varepsilon$ 双方程模型^[3,4], 其通用方程如下:

$$\frac{\partial \rho \Phi}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \Phi) = \nabla \cdot (\Gamma_{\Phi} \nabla (\Phi)) + S_{\Phi} \quad (1)$$

②燃烧模型

Eddy Dissipation 模型适用于快速反应，即反应速度相对于流体速度快得多的反应，反应速度取决于反应物的混合速度^[5]。

$$R_{fu} = -\bar{\rho}\varepsilon / k \min [C\bar{m}_{fu}, C\bar{m}_{ox} / S, D\bar{m}_{pr} / (1 + S)] \quad (2)$$

③辐射换热

P-1^[6,7]辐射模型是 P-N 模型的简化，适用于大尺度辐射计算，其优点在于计算量最小，模型假设所有面为漫反射。

④壁面条件

湍流模型在壁面无效^[8]，湍流核心区使用 $k-\varepsilon$ 模型求解，壁面区不进行求解，模型采用 CFX 软件默认的壁面函数法。

出口边界条件静压为 1.06atm。

③壁面条件

壁面粗糙度设置为 0.008，壁面导热率非常小，处于微导热状态。

3 燃烧器烧嘴倾角优化仿真

通过模拟燃烧室在不同烧嘴倾角下的燃烧状态，从燃烧的温度场及流场特征中找出烧嘴倾角的改变对燃烧速度场和温度场的影响规律，特设计三种倾角组合（空气煤气管道入口为左侧，倾角用 α 表示）：

- ① $\alpha=45^\circ$ 和 $\beta=45^\circ$ ；
- ② $\alpha=45^\circ$ 和 $\beta=50^\circ$ ；
- ③ $\alpha=45^\circ$ 和 $\beta=55^\circ$ 。

3.1 燃烧室内 CO 质量分数分布

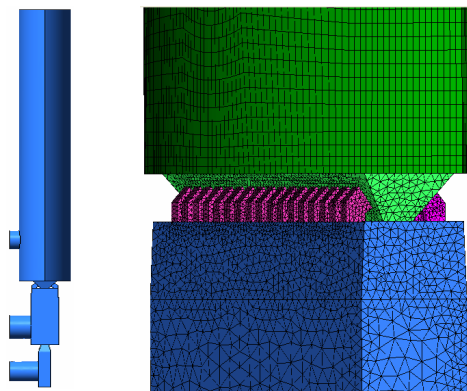


Figure 1. Geometry model and grid

图 1 助燃空气烧嘴结构图及其网格图

2.3 边界条件

①入口条件

煤气和空气的各组分质量分数及入口煤气流速，具体数值见表 1 和表 2。

Table 1 Gas and air component(mass fraction)
表 1 煤气空气成分（质量分数）

成分	O ₂	CO	CO ₂	N ₂	H ₂	H ₂ O
煤气	--	0.2157	0.3432	0.4338	0.0043	0.003
空气	0.232	-	0.00045	0.7675	-	-

Table2 The parameters of inlet

表 2 气体入口参数

组分	温度 (K)	流量 (Nm ³ /h)	速度 (m/s)
煤气	473	74000	14.620
空气	873	44000	11.477

②出口条件

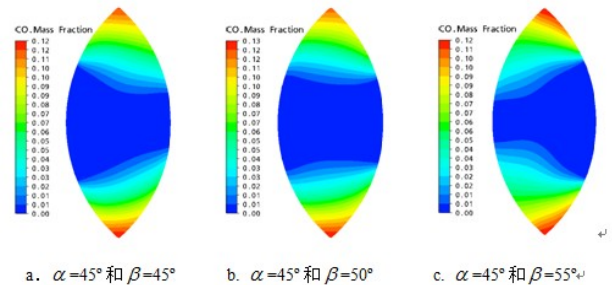


Figure 2. The distribution of CO in the combustion chamber outlet

图 2 燃烧室出口 CO 分布云图

图 2 表现了燃烧室出口 CO 的分布状况。从图中可以看出，在燃烧室火井的两端均存在一定量的残余 CO，这与燃烧室的大小以及矩形燃烧器的结构相关。霍戈文热风炉由于矩形燃烧器的限制，煤气不能够完全燃烧，因此需要较高的空气过剩系数来提高燃烧效率。图中当 $\alpha=45^\circ$ 和 $\beta=50^\circ$ 时 CO 的分布相对均匀。

燃烧室出口 CO 的分布均匀性主要由助燃空气出口的平均速度决定。由表 3 数据可看出，改变烧嘴倾角可以使两侧平均速度也相应改变，当左右两侧助燃空气烧嘴平均速度基本相同时，燃烧室内 CO 的分布相对均匀。

Table3 The average velocity of combustion-supporting air in different inclination of burner

表 3 不同烧嘴倾角下两排烧嘴助燃空气的平均速度

喷口助燃空气速度	$\alpha=45^\circ, \beta=45^\circ$	$\alpha=45^\circ, \beta=50^\circ$	$\alpha=45^\circ, \beta=55^\circ$
左侧平均速度 (m/s)	30.0924	30.0813	30.1795
右侧平均速度 (m/s)	29.0653	30.5479	31.0831

3.2 燃烧室内温度分布

对比各不同烧嘴倾角下温度分布，从图 3 可看出温度场是随着右侧烧嘴 β 角的增大，其燃烧火焰逐渐向右偏析。这是因为燃烧室内气体混合状况直接决定了温度分布。当 $\alpha=45^\circ$ 和 $\beta=50^\circ$ 的分布最均匀，因此火焰位置最佳，几乎不产生偏析。因此，通过调节烧嘴倾角能够避免燃烧向边缘发展造成流向燃烧室内气体温度不均匀现象，有效改善温度场分布状况。

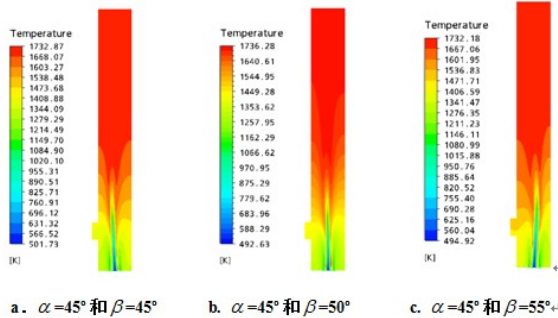


Figure 3. Combustion chamber temperature distribution

图 3 燃烧室温度场分布云图

3.3 燃烧室内速度分布

蓄热室气流分布的均匀性是热风炉的一个非常重要的指标。有研究表明，传统顶燃式热风炉蓄热室边缘区域格孔中烟气的流速大大高于中心区域，首钢顶燃式热风炉蓄热室的边缘气流比中心气流的流速高近 9 倍，卡卢金顶燃式热风炉烟气气流最大气流速度为最小气流速度的 3~5 倍，分布均匀性大大优于传统顶燃式热风炉。

不同烧嘴倾角下的燃烧室出口速度场分布情况，分布规律基本一致，均是高速区分布在燃烧室火井两端，中部速度较低，且两个区域平均速度相差不超过 1.5 倍，燃烧室出口截面上的数据见表 4。

Table 4 The average velocity of high-speed area and low speed area in the cross section of combustion chamber outlet

表 4 燃烧室出口截面高速区与低速区平均速度

燃烧器烧嘴不同倾角组合	$\alpha=45^\circ$,	$\alpha=45^\circ$,	$\alpha=45^\circ$,
	$\beta=45^\circ$	$\beta=50^\circ$	$\beta=55^\circ$
两端高速区平均速度 (m/s)	14.52	14.67	14.35
中部低速区平均速度 (m/s)	12.54	12.69	12.44

出口截面上的数据反映了各个烧嘴倾角组合下的速度的均匀性，从图 4 可以看出当 $\beta=50^\circ$ 时出口速度

场最均匀。

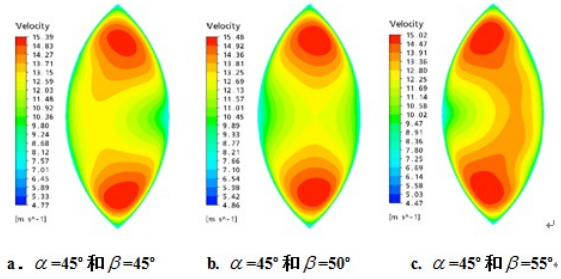


Figure 4. The distribution of velocity field in the combustion chamber outlet

图 4 燃烧室出口速度场分布云图

4 燃烧器烧嘴个数优化仿真

假设燃烧器单排烧嘴个数为 N （燃烧器总烧嘴数为 $2N$ ），保持燃烧器助燃空气出口的总面积不变，在 $N=17$ 的基础上分别依次改变为 $N=19$ 、 $N=21$ 和 $N=23$ ，燃烧器及燃烧室其它几何结构等条件不变的情况下，模拟燃烧室流场分布状况。

4.1 燃烧室内 CO 质量分数分布

燃烧室内 CO 质量分数可以对燃烧后产生的火焰分析，描述湍流扩散火焰的形状，如图 5 所示。

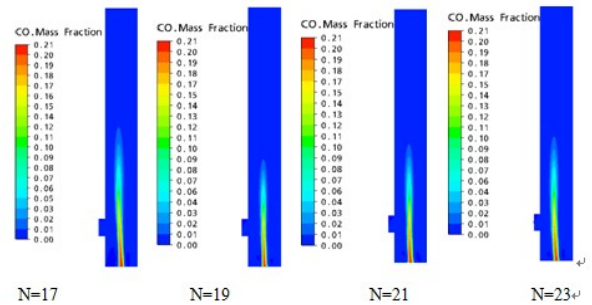


Figure 5. Profile of the distribution of CO mass fraction

图 5 CO 质量分数分布剖面图

比较不同烧嘴燃烧器的有效火焰长度，燃烧器单排烧嘴个数 $N=17$ 时有效火焰高于燃烧室高度的 $1/2$ ，而 $N=19$ 和 $N=21$ 时有效火焰均为燃烧室高度的 $1/2$ ，其火焰长度见表 5。

4.2 燃烧室内温度分布

从图 6 燃烧室温度场剖面图可以看出，由于煤气、助燃空气预热温度分别为 200°C 和 600°C ，当煤气和助

燃空气进入燃烧室后就达到点火温度开始燃烧，由于煤气和助燃空气的出口速度大于煤气中可燃烧物质的火焰传播速度，在燃烧室底部燃烧主要发生在煤气和助燃空气混合的交接面，随着高度的增加，助燃空气将煤气流打散，使得混合更加均匀，反应逐渐剧烈；当达到一定的高度后，大部分可燃物燃烧完毕，温度的上升趋势减慢。

Table5 The distribution of CO mass fraction in the combustion chamber

表 5 燃烧室 CO 质量分数分布

单排烧嘴个数	N=17	N=19	N=21	N=23
火焰实际长度	14.01m	10.61m	11.96m	12.43m

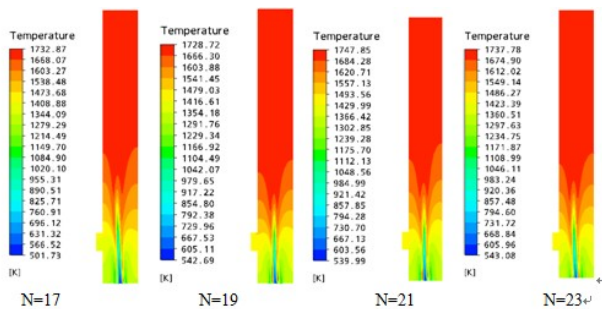


Figure 6. Profile of the combustion chamber temperature distribution

图 6 燃烧室温度场剖面图

4.3 燃烧室内速度分布

Table 6. The average velocity of combustion-supporting air in different number of burner

表 6 不同烧嘴个数情况下两排烧嘴助燃空气的平均速度

喷口出助燃空气速度	N=17	N=19	N=21	N=23
左侧平均速度 (m/s)	30.0924	30.9828	30.7696	30.7549
右侧平均速度 (m/s)	29.7053	30.7940	30.7095	30.4460
平均速度差 (m/s)	0.3871	0.1888	0.0601	0.3089

对比助燃空气烧嘴平均速度如表 6 所示：采用 19 烧嘴/排的燃烧器其助燃空气平均速度最大，而采用 17 烧嘴/排时平均速度最小。由于空气通道的结构问题，烧嘴处助燃空气速度存在左右不均的情况发生。从表

6 中可以看出，当 N=21 时其左右两侧平均速相差最小，大约 0.06m/s；当 N=17 和 N=23 时左右两侧平均速相差最大，大约 0.3m/s。

理论上，在空气入口断面积不变的条件下，且砖型制造及结构强度许可时，助燃空气烧嘴个数越多可将空气流分割成更多细流，则空、煤气混合也越均匀；但同时使燃烧器的结构变得复杂，烧嘴个数的增加在一定程度上增加了气体在燃烧器内的阻力，也即阻力损失增大了，气流速度自然随之减小。这说明适当的增加烧嘴的个数可以提高助燃空气的速度，但当超过一定烧嘴个数后，助燃空气速度将会有所减少。因此，最佳烧嘴个数应为 21 个/排。

5 结论

基于热风炉燃烧室仿真计算模型，通过比较分析了热风炉烧嘴在不同倾角、个数，燃烧室的温度场和流场分布的状况，取得如下的结论：

(1) 通过模拟三种不同烧嘴倾角组合 (A. $\alpha=45^\circ$ 和 $\beta=45^\circ$; B. $\alpha=45^\circ$ 和 $\beta=50^\circ$; C. $\alpha=45^\circ$ 和 $\beta=55^\circ$) 时燃烧室的燃烧流场，模拟结果表明：①随着 β 值的增大，速度场和温度场均逐渐向角度变大的一侧偏析；②当烧嘴倾角为 $\alpha=45^\circ$ 和 $\beta=50^\circ$ 时，燃烧室内燃烧速度场与温度场最佳；③三种不同倾角组合得到的燃烧室出口平均温度与 CO 质量分数均大致相同，说明仅仅改变烧嘴倾角对增加燃烧效率没有多大现实意义。

(2) 在保持烧嘴出口总面积不变的情况下通过增加烧嘴个数，模拟不同烧嘴个数 (N=17、N=19、N=21 和 N=23) 时燃烧室内流场的改变，模拟结果表明：①当燃烧器单排烧嘴数量 N=21 时燃烧室内速度场和温度场最佳；②并非烧嘴个数越多越好，不同的燃烧室须配合有适量烧嘴个数的燃烧器。

References (参考文献)

- [1] Dai Fangqin, Wang Li, Dong Yan. The characteristic and application of high performance ceramic burner for hot-blast stoves [J], *Iron Making*, 2003, 22(4):52.
戴方钦, 王立, 董焰等. 热风炉高效能陶瓷燃烧器的特点及应用[J], 炼铁, 2003, 22 (4) : 52.
- [2] Xue Zhengliang. The design and calculation of the rectangle and ellipse ceramic burner in hot stove [J], *Journal of Wuhan University of Science and Technology*, 2004, 45, P651-671.
薛正良. 内燃式热风炉矩形椭圆形陶瓷燃烧器的设计与计算[J], 武汉钢铁学院学报, 1992, 15(4): 347-352.
- [3] Lauder B.E., Spalding D.B.. The numerical computations of turbulent flow[J], *Computer methods application Mechanics*, 1973,3:269-273.
- [4] Rubin S.G., Tannehill J.C.. Parabolized/reduced Navier-Stokes

- computational techniques[J], *Annual Review of Fluid Mechanics*, 1992,24:117~144.
- [5] Denis Veynante, Luc Vervisch. Turbulent combustion modeling [J], *Progress in Energy and Combustion Science*, 2002, 28: 210~221.
- [6] Keramida E.P.,Liakos H.H.,Founti M.A., etc. Radiative heat transfer in natural gas-fired furnaces[J], *International Journal of Heat Mass Transfer*,2000,43:1801~1809.
- [7] Kontogeorgos D.A.,Keramida E.P.,Founti M.A..Assessment of simplified thermal radiation models for engineering calculations in natural gas-fired furnace[J], *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2007, 50(25):5260~5268.
- [8] Jiménez J., Moin P..The minimal channel flow unit in near-wall turbulence[J], *Journal of Fluid Mechanics*,1991,225: 213~240.