



# 蓄热式加热炉瞬态熵产分布与燃烧参数影响分析

王帝杰<sup>1</sup>, 向永光<sup>2</sup>, 张欣茹<sup>1,3</sup>, 朱有鑫<sup>1</sup>, 姜泽毅<sup>1,4\*</sup>

1. 北京科技大学能源与环境工程学院, 北京 100083;

2. 河钢集团唐钢公司信息自动化部, 唐山 063000;

3. 北京科技大学北京市节能环保工程技术研究中心, 北京 100083;

4. 北京科技大学冶金工业节能减排北京市重点实验室, 北京 100083

\* E-mail: zyjiang@ustb.edu.cn

收稿日期: 2024-04-09; 接受日期: 2024-08-08; 网络版发表日期: 2024-12-06

国家重点研发计划(编号: 2018YFB0605903)和中央高校基本科研业务费专项基金(北京科技大学)(编号: FRF-TP-22-081A1)资助项目

**摘要** 本文以蓄热式加热炉为研究对象, 建立了考虑烧嘴换向的单元炉膛空间热过程瞬态模型, 模拟了炉宽方向传热的不均匀性, 开发了熵产和焓平衡的数值计算方法, 明晰了燃烧、流动和传热过程的熵产大小、空间分布和能量耗散机制; 基于该单元模型模拟了蓄热式炉钢坯加热全过程, 获得了各项焓损失和焓效率沿炉长的分布和全炉焓平衡; 探讨了烧嘴射流速度、富氧浓度和高炉煤气掺烧天然气等节能途径对焓效率的影响. 结果表明, 燃烧和辐射传热的不可逆性是炉内熵产的主要因素, 在钢坯温度较低时, 辐射熵产约占单元炉膛总熵产的70.5%, 提高钢坯装炉温度可有效降低该熵产; 在钢坯温度较高时, 燃烧熵产占主导, 约为炉膛总熵产的59.9%, 优化燃烧是降低熵产的主要措施. 烧嘴换向后新火焰稳定约需15~20 s, 由于原火焰被推出、炉温波动和质量扩散的加剧, 对炉膛焓效率的稳定产生了重要影响, 蓄热器需具有足够高的焓回收效率才能保证加热单元整体焓效率的提升. 对全炉而言, 第一类焓损失主要发生在均热段, 由高温烟气带出炉膛导致, 占该段输入焓45.6%, 利用均热段的烟气预热其他段的空气和煤气, 可有效降低第一类焓损失; 第二类焓损失主要发生在预热段, 辐射熵产是其主要原因, 占该段输入焓的17.4%, 热送热装是降低第二类焓损失的主要方法. 保持单元炉膛其他参数不变, 当射流速度为19 m/s时焓效率和热效率最高; 当富氧浓度提升至35%时, 焓效率和热效率分别提高了4.1%和5.5%; 高炉煤气掺混10%的天然气提高了燃烧温度和钢坯表面热流, 但焓效率和热效率降低1.2%和4.4%, 反而不利于加热炉的节能. 该研究为加热炉能效评价与工艺优化提供了一些新的思路.

**关键词** 蓄热式加热炉, 数值模拟, 瞬态熵产, 焓效率, 燃烧参数分析

## 1 引言

轧钢加热炉是钢铁企业中坯材加热的主要设备, 同时也是能耗大户, 提高其能效水平对企业实现节能

降耗具有重要意义.

在加热炉的能效研究方面, 目前主要基于热力学第一、第二定律进行宏观的热平衡或焓平衡分析. Kiliç等人<sup>[1]</sup>基于企业实际测量数据建立加热炉热平衡,

**引用格式:** 王帝杰, 向永光, 张欣茹, 等. 蓄热式加热炉瞬态熵产分布与燃烧参数影响分析. 中国科学: 技术科学, 2024, 54: 2293–2305

Wang D J, Xiang Y G, Zhang X R, et al. Influence of transient entropy generation distribution and combustion on the parameters of a regenerative reheating furnace (in Chinese). Sci Sin Tech, 2024, 54: 2293–2305, doi: 10.1360/SST-2024-0092

分析了降低空气过剩系数、减少阀门漏风等节能措施对热效率的影响. Zhao等人<sup>[2]</sup>建立了热轧工序的能量流和焓流模型, 分析了工序匹配和余热回收措施对热效率及焓效率的影响. Rong等人<sup>[3]</sup>分析了钢坯的氧化对加热炉焓效率的影响. Feng等人<sup>[4]</sup>基于有限时间热力学, 对钢铁生产全流程进行焓流和成本优化. Chen等人<sup>[5]</sup>将有限时间热力学、构形理论和焓理论等现代热学理论与冶金流程工程学相结合, 提出了钢铁生产流程的广义热力学优化方法, 并提供了理论和平台支撑. 上述研究为热轧工序和加热炉的能效评价提供了重要指导, 然而应用熵产与焓平衡数值计算方法, 分析加热炉内复杂的燃烧、流动和传热过程的熵产大小、空间分布和能量耗散机制的研究仍比较缺乏.

Bejan<sup>[6-8]</sup>提出熵产分析法并将其应用于对流换热系统不可逆能量损失的研究中; Narusawa<sup>[9]</sup>从理论和数值上均证明了熵产是描述流体流动和传热不可逆性的有效参数. Sciubba<sup>[10]</sup>, Ko<sup>[11,12]</sup>, Zuniga<sup>[13]</sup>等人分析了翅片式、弯管式和板式等不同类型换热器中导热和对流传热的熵产大小, 优化了长径比和翅片几何形状. 在辐射传热的熵产研究方面, Karlsson<sup>[14]</sup>和Candau<sup>[15]</sup>等人分别基于辐射熵和经典热力学的概念定义了任意光谱下的辐射焓的表达式. Liu和Chu<sup>[16-18]</sup>、Makhanlal<sup>[19,20]</sup>等人提出了介质参与发射、吸收和散射辐射的局部熵产率表达式, 完善了辐射熵产的计算. 在燃烧反应的熵产研究方面, Lior等人<sup>[21]</sup>采用数值方法研究了煤粉燃烧室内热量焓、化学焓的变化. Jiang等人<sup>[22]</sup>分析了 $H_2$ /Air当量比和射流速度对蓄热器内传热熵产率的影响. Lou<sup>[23]</sup>和Zhang<sup>[24]</sup>等人对大型煤粉锅炉内的介质吸收、发射和散射辐射过程进行了解耦分析, 明确了其熵产特性.

数值模拟是研究加热炉内流场和温度场的重要方法. 关于加热炉数值模拟的文献有很多, 以蓄热式加热炉为例, Ou等人<sup>[25]</sup>模拟了多组烧嘴的不同燃烧模式对炉内流场和温度场的影响. Gu等人<sup>[26]</sup>建立蓄热式加热单元模型通过改变燃料流量的方法对钢坯升温过程进行了模拟, 分析了钢坯温度的不均匀性. Han等人<sup>[27]</sup>分析了蓄热式加热炉内管坯下方气流黏滞引起的加热缺陷. Ji等人<sup>[28]</sup>对蓄热式加热炉总括热吸收率沿炉长方向的分布进行了实验研究. Wang等人<sup>[29]</sup>基于加热单元稳态模型分析了装炉温度、燃料流量等对炉膛熵产和焓效率的影响. 关于蓄热式烧嘴换向周期内热过程熵

产和焓效率的瞬时变化, 射流速度、富氧浓度等节能途径对炉膛能量耗散影响的研究尚未见报道.

因此, 本文以蓄热式加热炉为研究对象, 在第2.1节建立了考虑烧嘴换向的单元炉膛空间热过程瞬态模型, 对燃烧、流动和传热过程进行模拟; 第2.2和2.3节基于数值模拟结果开发了加热炉熵产和焓平衡数值计算方法. 第3节分析了烧嘴换向周期内导热和对流换热、黏性耗散、质量扩散、燃烧、辐射传热等过程的熵产率分布和瞬态焓效率变化. 第4节基于单元模型模拟了钢坯全炉加热过程, 获得了焓损失和焓效率沿炉长的分布. 第5节探讨了射流速度、富氧浓度及高炉煤气掺混天然气等节能途径对单元炉膛焓效率的影响.

## 2 CFD模型与熵产计算方法

### 2.1 CFD模型

典型的蓄热式加热炉结构如图1(a)所示. 该炉全长20 m、宽11 m, 上下炉膛高度分别为1.75 m和2 m. 全炉分为预热段、加热段和均热段进行炉温控制. 燃料为高炉煤气(BFG). 上下炉膛各有12对烧嘴, 空气和煤气烧嘴沿炉长方向交替布置. 每个空气烧嘴有24个喷孔, 每个煤气烧嘴有30个喷孔, 单个喷孔面积 $0.005\text{ m}^2$ , 每一对空气和煤气烧嘴呈 $15^\circ$ 角对向射流. 钢坯的炉内加热全过程可以看作由若干个单元炉膛空间加热完成, 选取由4对烧嘴组成的典型单元炉膛空间进行建模, 其结构如图1(b)所示.

单元炉膛的长、宽、高分别为11 m, 2.6 m, 3.9 m. 钢坯尺寸为 $0.18\text{ m}\times 0.18\text{ m}$ . 空气和煤气入口为质量流量入口边界条件, 另一侧的喷孔为炉气的压力出口边界条件. 炉衬为考虑内部导热和外壁面散热的综合换热边界条件. 侧壁面(Y0, Y1)为单元炉膛的交界面, 为了保证单元炉膛的流入流出平衡, 将其设置为周期性边界条件. Z0为便于作图的特征截面, 不参与计算. 对蓄热式烧嘴的换向燃烧和节能途径进行分析时, 将钢坯表面设置为加热段的典型钢坯温度 $800^\circ\text{C}$ ; 基于单元模型对钢坯的全炉加热过程进行模拟时, 钢坯表面定义为流固耦合传热边界条件. 钢坯表面发射率为0.8, 烧嘴的换向周期为60 s.

炉膛气体混合物的热导率 $k$ 、动力黏度 $\mu_m$ 由理想气体混合定律计算, 比热容参数 $c_p$ 由混合定律计算, 密

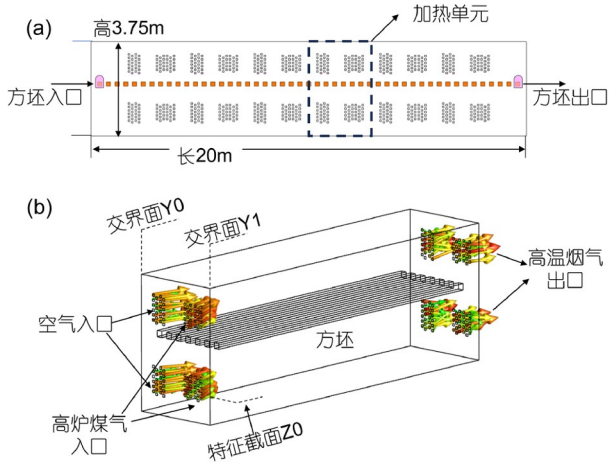


图 1 (网络版彩图) (a) 蓄热式加热炉结构; (b) 典型单元炉膛空间

Figure 1 (Color online) (a) The structure of regenerative reheating furnace; (b) the structure of unit hearth.

度 $\rho$ 由不可压缩理想流体定律计算, 各组分的热导率和动力黏度均为常数, 比热容为随温度的分段多项式函数, 气体的辐射吸收系数采用WSGGM模型, 同时忽略散射对辐射的影响. 采用商业软件Ansys Fluent (2021R1)对炉膛内的速度、浓度和温度场进行求解, 其中湍流模型采用标准k-epsilon(2 eqn)模型, 湍流化学反应选择Eddy-Dissipation模型, 辐射换热选用离散坐标(Discrete Ordinates, T4)模型.

## 2.2 熵产计算模型

在高温炉膛内部, 流动和燃烧的熵产生通常与四个不可逆过程有关: 导热和对流换热、黏性耗散、质量扩散和燃烧反应. 本文同时考虑介质内部、炉壁和钢坯表面参与辐射换热引起的能量耗散, 则炉膛内的总熵产可表示为<sup>[20]</sup>

$$S_{\text{gen,total}} = S_{\text{gen,cc}} + S_{\text{gen,vis}} + S_{\text{gen,md}} + S_{\text{gen,ch}} + S_{\text{gen,rad}}, \quad (1)$$

其中,

$$S_{\text{gen,cc}} = \int_V \dot{S}_{\text{gen,cc}} dV, \quad (2)$$

$$S_{\text{gen,vis}} = \int_V \dot{S}_{\text{gen,vis}} dV, \quad (3)$$

$$S_{\text{gen,md}} = \int_V \dot{S}_{\text{gen,md}} dV, \quad (4)$$

$$S_{\text{gen,ch}} = \int_V \dot{S}_{\text{gen,ch}} dV, \quad (5)$$

$$\begin{aligned} S_{\text{gen,rad}} &= S_{\text{gen,rad}}^F + S_{\text{gen,rad}}^W + S_{\text{gen,rad}}^S \\ &= \int_V \dot{S}_{\text{gen,rad}}^F dV + \int_{A_w} \dot{S}_{\text{gen,rad}}^W dA \\ &\quad + \int_{A_s} \dot{S}_{\text{gen,rad}}^S dA. \end{aligned} \quad (6)$$

式(1)~(6)中,  $S_{\text{gen}}$ 为熵产, W/K;  $\dot{S}_{\text{gen}}$ 为局部熵产率, 单位为W/(m<sup>3</sup>·K)(介质内)或W/(m<sup>2</sup>·K)(固体表面); “cc”, “ch”, “md”, “vis”和“rad”分别为导热和对流换热、燃烧反应、质量扩散、黏性耗散和辐射传热过程的缩写; “F”, “W”和“S”分别是流体、壁面和板材表面的缩写; “A”是单位固体面积的缩写, “V”是单位流体体积的缩写.

在单位体积流体内部, 由导热和对流换热过程的不可逆性引起的局部熵产率可表示为<sup>[20]</sup>

$$\dot{S}_{\text{gen,cc}} = \frac{k_{\text{c,eff}}(\nabla T)^2}{T^2}. \quad (7)$$

由黏性耗散过程引起的局部熵产率可表示为<sup>[10]</sup>

$$\dot{S}_{\text{gen,vis}} = -\frac{1}{T} \tau : \nabla \mathbf{v}. \quad (8)$$

由质量扩散过程引起的局部熵产率可表示为<sup>[10]</sup>

$$\dot{S}_{\text{gen,md}} = \sum_i (\rho R_i D_i) \nabla w_i \cdot \frac{\nabla x_i}{x_i}. \quad (9)$$

由燃烧反应引起的局部熵产率可表示为<sup>[20]</sup>

$$\dot{S}_{\text{gen,ch}} = \frac{\sum_i \omega_i (-\Delta H) M_w}{T}. \quad (10)$$

式(7)~(10)中 $i$ 代表不同的组分;  $k_{\text{c,eff}}$ 是有效导热系数, W/(m·K);  $\mathbf{v}$ 是速度矢量, m/s;  $\tau$ 是黏性应力张量, kg/(m·s<sup>2</sup>);  $\rho$ 是密度, kg/m<sup>3</sup>;  $R_i$ 是组分 $i$ 的气体常数, J/(kg·K);  $D_i$ 是组分 $i$ 的质量扩散系数, m<sup>2</sup>/s;  $w_i$ 是组分 $i$ 的质量分数;  $x_i$ 是组分 $i$ 的摩尔分数;  $\omega_i$ 是化学反应速率, kmol/(m<sup>3</sup>·s);  $H$ 是比焓, J/kg;  $M_w$ 是摩尔质量, kg/kmol.

介质参与吸收、发射、散射辐射的局部熵产率可定义为<sup>[20]</sup>

$$\begin{aligned} \dot{S}_{\text{gen,rad}}^{\text{F}} = & \int_0^\infty \int_{4\pi} \left[ -(\kappa_{a\lambda} + \kappa_{s\lambda}) \frac{I_\lambda(\mathbf{r}, \mathbf{s})}{T_\lambda(\mathbf{r}, \mathbf{s})} + \kappa_{a\lambda} \frac{I_{b\lambda}(\mathbf{r})}{T_\lambda(\mathbf{r}, \mathbf{s})} \right. \\ & \left. + \frac{\kappa_{s\lambda}}{4\pi} \int_{4\pi} \frac{I_\lambda(\mathbf{r}, \mathbf{s}')}{T_\lambda(\mathbf{r}, \mathbf{s})} \Phi(\mathbf{s}', \mathbf{s}) d\Omega' \right] d\Omega d\lambda \\ & + \int_0^\infty \int_{4\pi} \kappa_{a\lambda} \frac{[I_\lambda(\mathbf{r}, \mathbf{s}) - I_{b\lambda}(\mathbf{r})]}{T(\mathbf{r})} d\Omega d\lambda, \end{aligned} \quad (11)$$

其中,

$$T_\lambda(\mathbf{r}, \mathbf{s}) = \frac{hc_0}{\lambda k_b} \frac{1}{\ln \left[ \frac{2hc_0^2 \lambda^{-5}}{I_\lambda(\mathbf{r}, \mathbf{s})} + 1 \right]}. \quad (12)$$

炉墙和钢坯表面参与吸收、发射、散射辐射的局部熵产率具有相同的表达式, 以炉墙处熵产率为例, 其表达式为<sup>[20]</sup>

$$\dot{S}_{\text{gen,rad}}^{\text{W}} = \int_0^\infty \int_{4\pi} \left[ \frac{I_\lambda(\mathbf{r}_w, \mathbf{s})}{T(\mathbf{r}_w)} - L_\lambda(\mathbf{r}_w, \mathbf{s}) \right] |\mathbf{n}_w \cdot \mathbf{s}| d\Omega d\lambda, \quad (13)$$

其中,

$$\begin{aligned} L_\lambda(\mathbf{r}_w, \mathbf{s}) = & \frac{2k_b c_0}{\lambda^4} \left[ \left( \frac{I_\lambda(\mathbf{r}_w, \mathbf{s})}{2hc_0^2 \lambda^{-5}} + 1 \right) \ln \left( \frac{I_\lambda(\mathbf{r}_w, \mathbf{s})}{2hc_0^2 \lambda^{-5}} + 1 \right) \right. \\ & \left. - \left( \frac{I_\lambda(\mathbf{r}_w, \mathbf{s})}{2hc_0^2 \lambda^{-5}} \right) \ln \left( \frac{I_\lambda(\mathbf{r}_w, \mathbf{s})}{2hc_0^2 \lambda^{-5}} \right) \right]. \end{aligned} \quad (14)$$

式(11)~(14)中,  $h$ 是普朗克常数,  $6.6261 \times 10^{-34}$  J·s;  $c_0$ 是真空中光速, m/s;  $k_b$ 是玻尔兹曼常数, J/K;  $\lambda$ 是波长, m;  $I_\lambda$ 是光谱辐射强度, W/(m<sup>3</sup>·sr);  $I_{b\lambda}$ 是黑体的光谱辐射强度, W/(m<sup>3</sup>·sr);  $T_\lambda$ 是光谱辐射温度, K;  $\kappa_{b\lambda}$ 是光谱吸收系数, 1/m;  $\kappa_{s\lambda}$ 是光谱散射系数, 1/m;  $\Omega$ 是立体角;  $\mathbf{r}$ 是单位位置矢量;  $\mathbf{s}$ 是单位方向矢量;  $\mathbf{n}_w$ 是边界壁的单位外法向矢量。

### 2.3 熵平衡计算模型

基于熵产计算模型得到的单位流体或固体表面处的熵产率, 乘以环境温度后进行积分, 即可获得各项热过程的熵损失, 进而获得熵平衡。本文建立的单元炉膛内部熵平衡模型如图2所示。

忽略燃料的分解热和钢坯氧化放热, 单元炉膛的熵平衡可表达为

$$\dot{E}x_f^{\text{ch}} + \dot{E}x_f^{\text{ph}} + \dot{E}x_a^{\text{ph}} = \dot{E}x_{\text{eff}} + \dot{E}x_{\text{fg}} + \dot{E}x_{\text{disp}} + \sum \dot{I}. \quad (15)$$

燃料带入系统的化学熵为其可燃组分的反应焓变之和, 可表达为

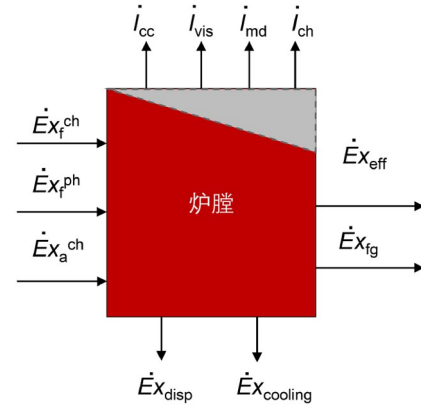


图2 (网络版彩图)单元炉膛空间的内部熵平衡模型

Figure 2 (Color online) The exergy balance model of unit hearth.

$$\dot{E}x_f^{\text{ch}} = \sum_i \dot{m}_i (-\Delta H_i). \quad (16)$$

预热煤气和预热空气携带的物理熵主要为温度熵, 可表达为

$$\dot{E}x_f^{\text{ph}} = \dot{m}_f c_{p,f} (T_f - T_0) \left( 1 - \frac{T_0}{T_f - T_0} \ln \left( \frac{T_f}{T_0} \right) \right), \quad (17)$$

$$\dot{E}x_a^{\text{ph}} = \dot{m}_a c_{p,a} (T_a - T_0) \left( 1 - \frac{T_0}{T_a - T_0} \ln \left( \frac{T_a}{T_0} \right) \right). \quad (18)$$

传递给钢坯的熵是有效熵, 由钢坯单位面积所带走的熵积分得到, 可表达为

$$\dot{E}x_{\text{eff}} = \left( 1 - \frac{T_0}{T_s} \right) \int_{A_s} \dot{q}_{\text{eff}} dA. \quad (19)$$

高温烟气带出炉膛的熵属于第一类熵损失, 由炉膛出口处烟气温度熵进行积分得到, 可表达为

$$\dot{E}x_{\text{fg}} = \int_{A_{\text{outlet}}} \rho_{\text{fg}} v_{\text{fg}} c_{p,\text{fg}} (T_{\text{fg}} - T_0) \left( 1 - \frac{T_0}{T_{\text{fg}} - T_0} \ln \left( \frac{T_{\text{fg}}}{T_0} \right) \right) dA. \quad (20)$$

散热带走的熵也属于第一类熵损失, 由单位面积固体壁面散失的熵积分得到, 可表达为

$$\dot{E}x_{\text{disp}} = \int_{A_w} \dot{q}_{\text{disp}} \left( 1 - \frac{T_0}{T_w} \right) dA. \quad (21)$$

由化学反应、质量扩散、黏性耗散、导热和对流换热和辐射换热过程不可逆性造成的熵损失, 统称为

第二类烟损失, 可表达为

$$\begin{aligned}\Sigma I &= I_{\text{ch}} + I_{\text{md}} + I_{\text{vis}} + I_{\text{cc}} + I_{\text{rad}}^{\text{F}} + I_{\text{rad}}^{\text{W}} + I_{\text{rad}}^{\text{S}} \\ &= T_0 S_{\text{gen, ch}} + T_0 S_{\text{gen, vis}} + T_0 S_{\text{gen, md}} + T_0 S_{\text{gen, cc}} \\ &\quad + T_0 S_{\text{gen, rad}}^{\text{F}} + T_0 S_{\text{gen, rad}}^{\text{W}} + T_0 S_{\text{gen, rad}}^{\text{S}}.\end{aligned}\quad (22)$$

单元炉膛内某热过程*i*的不可逆性引起烟损失的比例 $\zeta_i$ 及炉膛的有效烟效率 $\eta$ , 可表达为

$$\zeta_i = \frac{I_i}{Ex_{\text{f}}^{\text{ch}} + Ex_{\text{f}}^{\text{ph}} + Ex_{\text{a}}^{\text{ph}}}, \quad (23)$$

$$\eta = \frac{Ex_{\text{eff}}}{Ex_{\text{f}}^{\text{ch}} + Ex_{\text{f}}^{\text{ph}} + Ex_{\text{a}}^{\text{ph}}}. \quad (24)$$

式(15)~(24)中, 各烟收入和支出项单位均为W; 环境温度 $T_0$ 为25℃;  $T_{\text{fg}}$ 为流出炉膛的高温烟气温度, ℃;  $T_{\text{a}}$ 和 $T_{\text{f}}$ 分别为空气和煤气的预热温度, ℃;  $\dot{m}_{\text{a}}$ 和 $\dot{m}_{\text{f}}$ 分别为空气和煤气的质量流率, kg/s.

### 3 换向周期内的熵产率分布及烟效率

#### 3.1 温度场和流场

本文建立瞬态模型对单元炉膛内流场和温度场的周期性变化进行模拟, 时间步长为0.5 s. 由于换向燃烧后炉内各热过程是逐渐稳定下来的, 换向周期为60 s, 因此需在Fluent内通过Profile文件每隔60 s将入口和出口切换一次, 直至流场和温度场达到周期性重复. 每个时间步的流场和温度场收敛以后, 通过Function Hooks功能自动触发UDF中的熵产和烟平衡的模型进行计算.

为了确定网格的独立性, 首先计算并比较了不同网格数(65万/115万/165万)的数值模拟结果. 通过监测模型炉宽方向中心线上的温度分布来确定最佳网格数. 结果表明, 当网格数大于115万时, 温度分布不再发生变化, 如图3所示, 因此后续计算中选用115万数量的网格进行分析.

图4展示了不同时刻的单元炉膛内部的温度场、流场模拟结果. 可以看到, 换向后第0.1 s时, 位于炉墙另一侧的火焰已初步形成. 第2 s时, 原火焰被完全快速的推出炉膛, 但此时新火焰仍不稳定. 第15 s时, 火焰基本达到稳定状态. 随后的15~60 s内, 速度场和温度场基本不变.

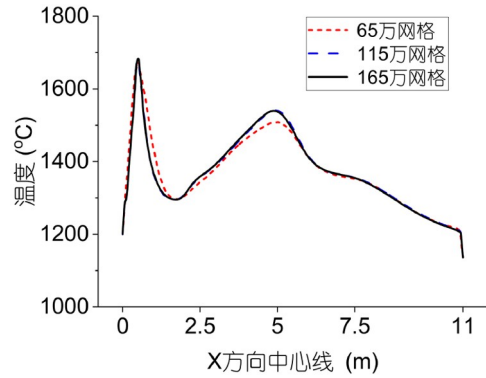


图3 (网络版彩图)网格无关性验证

Figure 3 (Color online) Mesh independence verification.

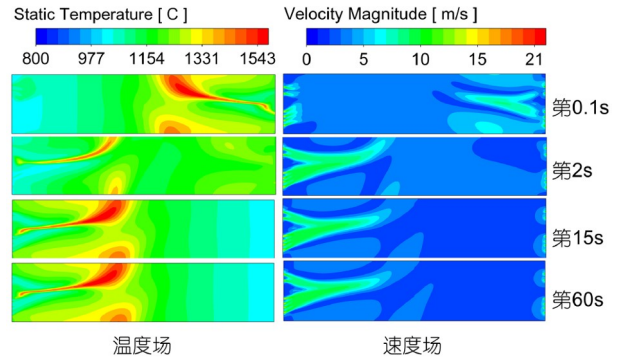


图4 (网络版彩图)蓄热式单元炉膛内的温度场和流场变化  
Figure 4 (Color online) The variation of temperature and flow fields in unit furnace hearth.

#### 3.2 火焰稳定状态下的熵产率分布

图5展示了火焰稳定状态下导热和对流换热、黏性耗散、质量扩散、燃烧过程、介质内辐射换热、壁面处辐射换热的局部熵产率分布. 由于不同热过程熵产率的大小差异较大, 为了更好呈现不同过程之间的差异, 选择对数色标进行展示. 可以看到, 燃烧熵产主要发生在高温火焰内, 最大熵产率可达12589 W/(m<sup>3</sup>·K). 导热和对流传热过程中的熵产主要分布在温度梯度较大的钢坯表面附近和火焰面两侧, 最大熵产率为398 W/(m<sup>3</sup>·K). 质量扩散过程的熵产主要发生浓度梯度较大的区域, 最大熵产生率可达7943 W/(m<sup>3</sup>·K). 黏性耗散过程中的熵产主要分布在入口处, 太小可以忽略. 烟气内辐射传热的熵产主要取决于介质的辐射特性和温度, 最大熵产率为31 W/(m<sup>3</sup>·K). 炉衬和钢坯表面参与辐射换热的熵产与炉膛综合温度

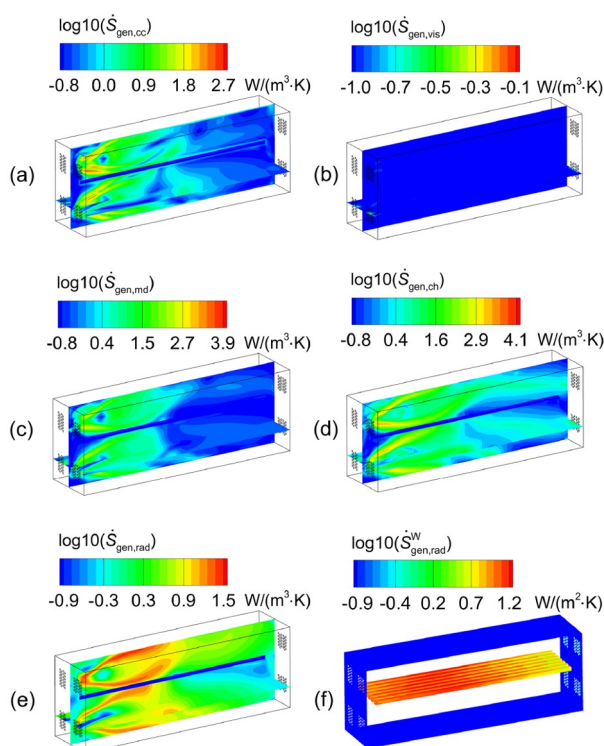


图5 (网络版彩图)不同热过程的熵产率分布. (a) 导热和对流换热; (b) 黏性耗散; (c) 质量扩散; (d) 燃烧反应; (e) 介质内辐射; (f) 固体壁面处辐射

Figure 5 (Color online) Entropy generation distribution for different thermal processes. (a) Thermal conduction and convective heat transfer; (b) viscous dissipation; (c) mass diffusion; (d) combustion reactions; (e) radiation in the medium; (f) radiation at the solid wall surface.

及其与固体表面的温差密切相关, 其中钢坯表面的最大辐射熵产率为 $20 \text{ W}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$ , 炉衬位置的辐射熵产率相对较低, 约为 $1.66 \text{ W}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$ .

图6展示了各热过程熵产在总熵产中所占的比例. 在钢坯温度 $800^\circ\text{C}$ 的条件下, 燃烧熵产占主导, 约占总熵产的59.9%; 其次是辐射传热熵产, 约为总熵产的23.1%, 由烟气内辐射熵产(11.7%)和壁面处的辐射熵产(11.4%)组成; 质量扩散熵产约占11%; 导热和对流换热熵产约占6%.

采用同样的方法计算钢坯温度为 $25^\circ\text{C}$ 时炉膛熵产构成, 如图7所示. 在该条件下, 炉膛各熵产中辐射传热熵产占主导, 约占总熵产的70.5%, 由烟气内辐射熵产(6.6%)和壁面处的辐射熵产(63.9%)组成; 其次是燃烧过程, 约为总熵产的22.7%, 质量扩散熵产约占3.8%; 导热和对流换热熵产约占3%.

由此可知, 燃烧和辐射传热的不可逆性是炉膛熵

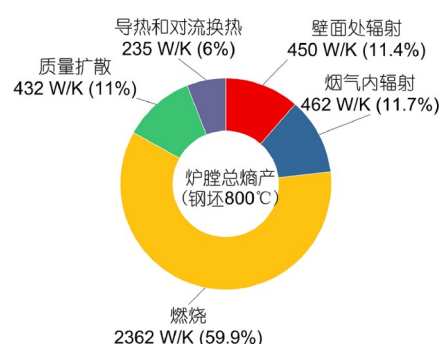


图6 (网络版彩图)钢坯温度 $800^\circ\text{C}$ 时的熵产构成

Figure 6 (Color online) The composition of entropy generation when billet temperature is  $800^\circ\text{C}$ .

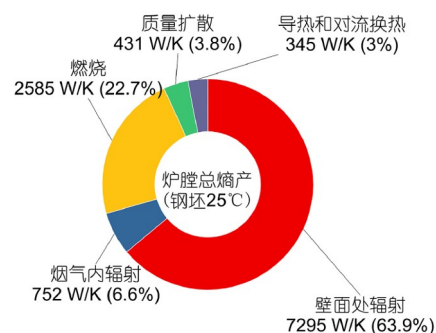


图7 (网络版彩图)钢坯温度 $25^\circ\text{C}$ 时的熵产构成

Figure 7 (Color online) The composition of entropy generation when billet temperature is  $25^\circ\text{C}$ .

产的主要因素. 钢坯温度较低时, 辐射换热熵产占主导, 提高钢坯装炉温度可有效降低炉膛总熵产, 进而提高加热炉的焓效率. 在钢坯温度较高时, 燃烧熵产占主导, 优化燃烧是降低熵产提高焓效率主要措施.

### 3.3 单元炉膛的瞬时焓效率

蓄热式烧嘴的燃烧切换短期内扰乱了炉膛内的气流和温度分布, 并对各项焓损失所占的比例及单元炉膛焓效率产生了影响, 如图8所示. 可以看到, 燃烧过程的焓损失先增加0.42%然后恢复稳定, 这是因为燃烧切换后炉气温度先降低而后升高; 炉气的扰动减小了炉内的对流换热和辐射传热温差, 因此导热和对流换热和辐射过程熵产先快速减小而后增加, 对应的焓损失分别降低了0.57%和1.2%; 原火焰的扩散燃烧被扰乱, 炉膛内浓度梯度减小, 质量扩散熵产也减小约

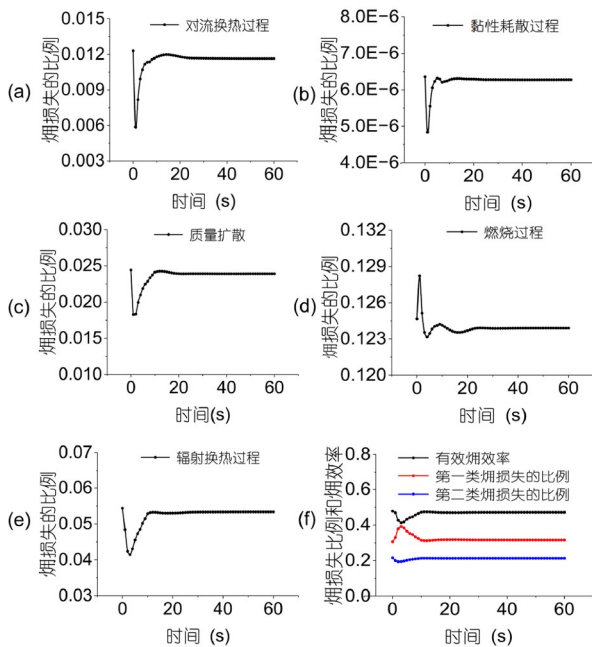


图 8 (网络版彩图)各热过程的引起烟损失比例和单元炉膛瞬时烟效率. (a) 导热和对流换热; (b) 黏性耗散; (c) 质量扩散; (d) 燃烧反应; (e) 辐射换热; (f) 烟效率和烟损失比例

Figure 8 (Color online) The exergy losses proportion for different thermal process and exergy efficiency of unit hearth. (a) Thermal conduction and convective heat transfer; (b) viscous dissipation; (c) mass diffusion; (d) combustion reactions; (e) radiative heat transfer; (f) exergy losses proportion and exergy efficiency.

0.55%; 黏性耗散熵产占比很小可忽略. 综上, 换向后第二类烟损失减小约1.9%, 有利于提高炉膛的烟效率. 然而, 由于烧嘴的换向原高温火焰被推出炉膛进入蓄热器时, 排烟温度瞬间增高, 导致烟气携带的烟大幅增加约7.8%, 所以炉膛效率反而降低了5.9%. 因此, 蓄热技术虽然充分利用了余热, 但也很容易造成高品质能量的损失. 需要蓄热器具有足够高的烟回收效率才能保证加热单元整体烟效率的提升.

## 4 钢坯全炉加热过程的烟效率分析

### 4.1 钢坯升温过程的模拟与验证

钢坯从入炉至出炉的升温过程可以看作是由若干个单元炉膛空间来完成加热. 通过设置不同时刻的单元炉膛入口的空气和煤气质量流量, 可对钢坯的全炉升温过程进行模拟. 钢坯设置为与炉气之间的耦合传热边界条件, 初始温度为25℃. 预热段、加热段和均

热段的燃料流量分别为0.8 kg/s, 1.0 kg/s和0.3 kg/s. 总在炉时间为110 min. 假设钢坯在各段均匀前进, 设置瞬态时间步长为0.5 s, 计算总耗时约30 h.

钢坯出预热段、加热段和均热段时的温度分布如图9(a)~(c)所示. 受烧嘴换向的影响, 钢坯的长度方向温度分布并不均匀. 火焰附近的钢温比非火焰区高出30℃左右, 钢坯中部和端部的加热效果最差, 出炉时钢坯长度方向的最大温差约为55℃. 模拟得到的钢坯升温曲线与黑匣子实验测得的钢温数据对比如图9(d)所示. 随着加热过程的进行, 钢温模型值的变化趋势与实际测量值基本一致, 上表面测点的钢温模型值与测量值的最大和平均偏差分别为41.5℃和16.6℃, 芯部测点的最大和平均偏差分别为33.1℃和15.9℃, 证明了模型有效性.

### 4.2 烟效率沿炉长分布

加热过程中单元炉膛的各项烟损失和烟效率沿炉长的分布如图10所示.

(1) 钢坯加热前期传热温差和热流均较大, 钢坯升温速度较快, 烟效率快速增加, 在钢坯温度较高时随着传热温差和表面热流的减小而逐渐降低.

(2) 第一类烟损失在预热段较小, 这是因为受钢坯温度的影响炉温也较低; 进入加热段后炉温升高第一

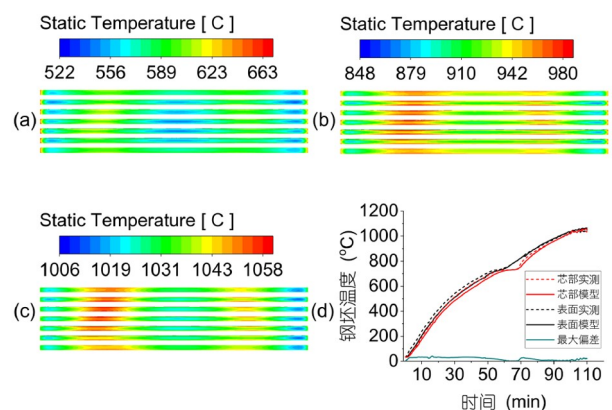


图 9 (网络版彩图)钢坯出预热段、加热段、均热段时的温度及验证. (a) 出预热段时的钢温分布; (b) 出加热段时的钢温分布; (c) 出均热段时的钢温分布; (d) 钢温模型值与实测值的对比

Figure 9 (Color online) Billet temperature distribution and validation of billet heating process. (a) Billet temperature distribution when exiting preheating zone; (b) billet temperature distribution when exiting heating zone; (c) billet temperature distribution when exiting soaking zone; (d) comparison between modeled and measured billet temperatures.

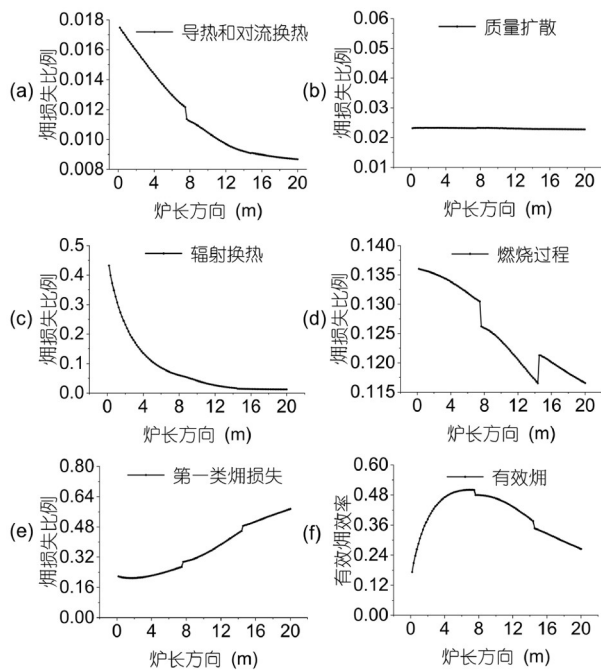


图 10 烟损失比例和烟效率沿炉长的分布. (a) 导热和对流换热; (b) 质量扩散; (c) 辐射换热; (d) 燃烧反应; (e) 第一类烟损失; (f) 有效烟效率

Figure 10 Distribution of exergy losses proportion and exergy efficiency along the furnace length. (a) Thermal conduction and convective heat transfer; (b) mass diffusion; (c) radiative heat transfer; (d) combustion reactions; (e) exergy loss of category I; (f) exergy efficiency.

类烟损失也随之增加. 需要注意的是, 在均热段的燃料流量并不高, 但却有着最高的第一类烟损失, 表明有大

量的热量进入了蓄热器. 充分利用均热段的烟气烟给预热段的空气和煤气进行预热, 可有效降低第一类烟损失, 提高全炉烟回收效果.

(3) 第二类烟损失中, 辐射换热熵产引起的烟损失最大, 主要分布在预热段, 这是因为当钢坯温度较低时, 传热温差较大, 导致不可逆能量损失较大, 然后随钢温的升高和传热温差的减小逐渐降低. 其次是燃烧过程, 在预热段内由于燃料流率燃烧后得到的炉温并不高, 因此烟损失较高, 而在加热和均热段随着燃烧温度的升高而降低. 预热段内钢坯和炉气之间的对流传热温差较大, 因此导热和对流换热熵产引起的烟损失也较大. 质量扩散过程引起的烟损失在各段基本不变. 黏性耗散过程的烟损失量最小可以忽略.

为了与单元炉膛某状态下的烟平衡进行区分, 采用不带顶标‘.’的符号代表积分后的炉膛烟收入和支出项, 即 $Ex_f^{ch}$ ,  $Ex_f^{ph}$ ,  $Ex_a^{ph}$ ,  $Ex_{eff}$ ,  $Ex_{fg}$ ,  $Ex_{disp}$ ,  $I_{cc}$ ,  $I_{vis}$ ,  $I_{md}$ ,  $I_{ch}$ ,  $I_{rad}^F$ ,  $I_{rad}^W$ ,  $I_{rad}^S$ , 单位为Gj. 通过对钢坯升温过程中单元炉膛的烟收入和支出项对时间进行积分, 得到各段和全炉的烟平衡如表1所示. 可以看到, 全炉的炉膛有效烟效率为41.2%. 第一类烟损失约为34.4%, 主要发生在均热段, 由高温烟气带出炉膛导致, 约占均热段输入烟45.6%. 利用均热段的烟气预热其他段的空气和煤气, 可有效降低第一类烟损失提高全炉烟效率. 第二类烟损失约为24.4%, 主要发生在预热段, 辐射换热和燃烧熵产引起的烟损失是主要原因, 分别占预热段输

表 1 加热炉各段的烟平衡和全炉烟平衡

Table 1 Exergy balances of each heating zone and whole furnace

|      | 符号                      | 预热段(Gj) | 加热段(Gj) | 均热段(Gj) | 全炉(Gj) |
|------|-------------------------|---------|---------|---------|--------|
| 烟收入项 | $Ex_f^{ch}$             | 7.11    | 9.00    | 3.36    | 19.47  |
|      | $Ex_f^{ph}$             | 1.63    | 2.06    | 0.78    | 4.46   |
|      | $Ex_a^{ph}$             | 1.04    | 1.32    | 0.49    | 2.86   |
| 烟支出项 | $Ex_{eff}$              | 4.16    | 5.47    | 1.41    | 11.05  |
|      | $Ex_{fg}$               | 1.86    | 3.84    | 2.11    | 7.81   |
|      | $Ex_{disp}$             | 0.37    | 0.54    | 0.51    | 1.43   |
|      | $I_{cc}$                | 0.14    | 0.13    | 0.04    | 0.31   |
|      | $I_{vis}$               | 0       | 0       | 0       | 0      |
|      | $I_{md}$                | 0.23    | 0.29    | 0.11    | 0.62   |
|      | $I_{ch}$                | 1.31    | 1.51    | 0.55    | 3.37   |
|      | $I_{rad}^F$             | 0.44    | 0.25    | 0.04    | 0.74   |
|      | $I_{rad}^W + I_{rad}^S$ | 1.26    | 0.19    | 0.02    | 1.47   |

入烟的17.4%和13.4%，热送热装和燃料制度优化是降低此项烟损失的主要方法。

## 5 节能途径探讨

为了提高蓄热式热炉的节能效果, 本节基于单元炉膛模型探讨了富氧浓度、高炉煤气掺混天然气对烟效率的影响, 并对空气的射流速度进行优化。

### 5.1 优化射流速度

图11和12分别展示了单元炉内的温度场、流场及烟效率随烧嘴射流速度的变化。假设钢坯温度为 $800^{\circ}\text{C}$ 的定壁温, 在不改变烧嘴结构的前提下, 通过改变喷孔面积改变射流速度。随着射流速度的增加, 单元炉膛的有效烟效率先增加后降低。当射流速度较低时(约 $9\text{ m/s}$ )时, 炉温和烟效率较低。当射流速度增加至 $19\text{ m/s}$ 时, 炉膛最高温度从 $1709^{\circ}\text{C}$ 降低至 $1629^{\circ}\text{C}$ , 第一类排烟损失快速减小, 卷吸作用增强, 火焰面略增大, 与钢坯的换热量增加使有效烟效率从 $40.1\%$ 提高到 $41.9\%$ , 增加了 $1.8\%$ ; 热效率从 $52.1\%$ 提高到 $54.5\%$ , 提高了 $2.4\%$ 。当射流速度增加至 $67\text{ m/s}$ 时, 火焰面达到最大, 但此时炉膛温度下降过多, 钢坯表面热流开始下降, 因此有效烟效率也呈现逐渐降低的趋势。第二类烟损失则随射流速度的增加和炉膛温度的降低始终为增加趋势。由此可见, 适当增加射流速度, 可扩大火焰面, 增加钢坯表面热流和强化换热; 过高的射流速度反而使炉温降低太多导致炉膛烟效率的降低。对该蓄热式热炉而言, 最佳空气射流速度约为 $19\text{ m/s}$ 。

### 5.2 提高富氧浓度

图13和14分别展示了单元炉膛内的速度场、温度场和烟效率随空气中富氧浓度的变化。根据蓄热式加热炉富氧燃烧改造时常采用的空气中氧含量<sup>[30,31]</sup>和本文烧嘴结构限制, 选定富氧浓度的适用范围为 $21\%\sim 35\%$ 。假设钢坯温度为 $800^{\circ}\text{C}$ 定壁温, 在不改变烧嘴结构的前提下改变空气中的氧浓度。

可以看到, 富氧浓度提高 $14\%$ , 炉温从 $1600^{\circ}\text{C}$ 提高到了 $1773^{\circ}\text{C}$ , 煤气射流的两侧因氧浓度的增加均出现了高温火焰面, 钢坯表面热流也从 $50666\text{ W/m}^2$ 提高到了 $52592\text{ W/m}^2$ 。在富氧浓度大于 $30\%$ 以后, 辐射热流的增速变缓慢, 单元炉膛的烟效率增速也变缓。当富

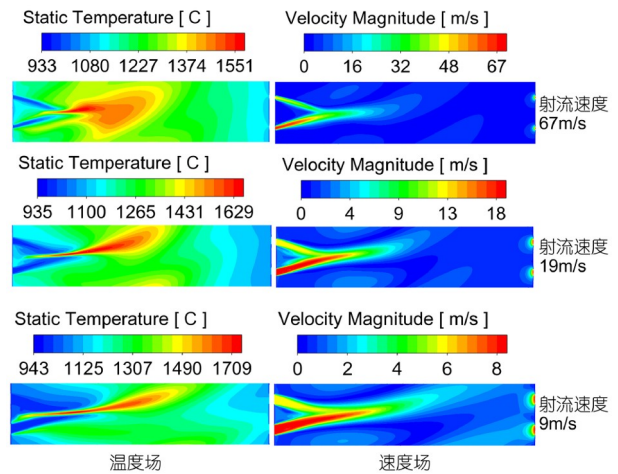


图 11 (网络版彩图)不同射流速度下的温度场和流场

Figure 11 (Color online) Temperature and flow fields at different jet velocities.

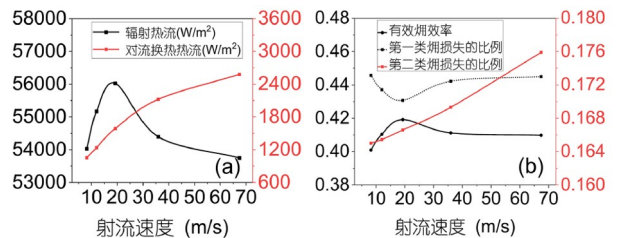


图 12 (网络版彩图)不同射流速度下的钢坯表面热流和炉膛烟效率。(a) 钢坯表面热流; (b) 单元炉膛的烟损失和烟效率

Figure 12 (Color online) Billet surface heat flux and exergy efficiency of hearth at different jet velocities. (a) Billet surface heat flux; (b) exergy efficiency of hearth.

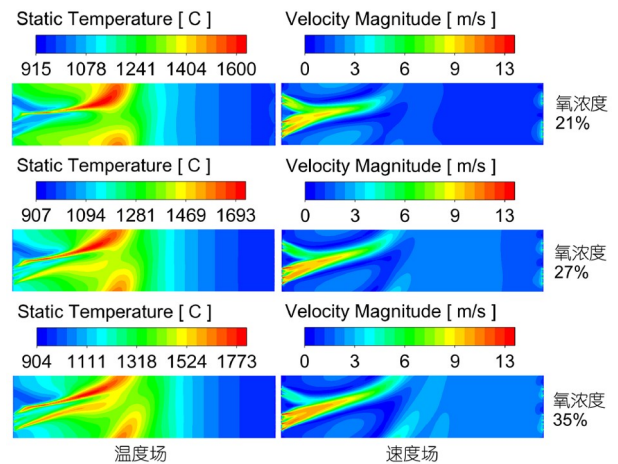


图 13 (网络版彩图)不同富氧浓度下的温度场流场

Figure 13 (Color online) Temperature and flow fields at different jet  $\text{O}_2$  enrichment concentrations.

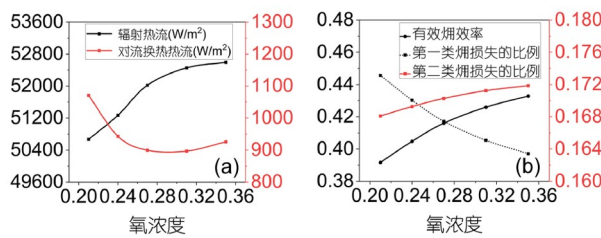


图 14 (网络版彩图)不同富氧浓度下的钢坯表面热流和炉膛烟效率. (a) 钢坯表面热流; (b) 单元炉膛的烟损失和烟效率

Figure 14 (Color online) Billet surface heat flux and exergy efficiency of hearth at different oxygen enrichment concentrations. (a) Billet surface heat flux; (b) exergy efficiency of hearth.

氧浓度增加至35%时, 烟效率从39.2%提高到43.3%, 增加了约4.1%, 热效率从54.4%提高到59.9%, 提高约5.5%. 随着富氧浓度的增加, 由于烟气量的减小, 第一类烟损失变少. 第二类烟损失则由于炉温升高和传热温差的增加逐渐增加.

### 5.3 掺烧天然气

掺烧天然气是另一种改善高炉煤气热值, 提高蓄热式炉加热能力的常用方法. 图15展示了掺混天然气前后单元炉膛内流场和温度场的变化. 同样假设钢坯温度为800℃定壁温, 并保持燃料流量不变. 掺混10%的天然气后, 炉气温度提高了170℃, 有效提高了加热能力. 钢坯表面热流从61727 W/m<sup>2</sup>提高到116205 W/m<sup>2</sup>. 第二类烟损失减小了1.0%, 但排烟温度增高使第一类烟损失增加了2.2%, 因此单元炉膛的总体烟效率从42.9%降低至41.7%, 降低了1.2%; 热效率则从54.4%降至51.0%, 降低了4.4%, 如表2所示, 可见掺混天然气虽然可有效提高燃烧温度, 但并不利于节能.

## 6 结论

本文以蓄热式加热炉为研究对象, 建立了考虑烧嘴换向的单元炉膛空间热过程瞬态模型, 分析了炉宽方向传热的不均匀性, 开发了加热炉熵产和烟平衡的数值计算方法, 获得了不同热过程熵产率的大小、空间分布和瞬态烟效率变化规律; 基于单元模型模拟了蓄热式炉钢坯加热全过程, 获得了烟损失与烟效率沿炉长的分布和全炉烟平衡; 探讨了烧嘴射流速度、富氧浓度和高炉煤气掺混天然气等节能途径对炉膛烟效

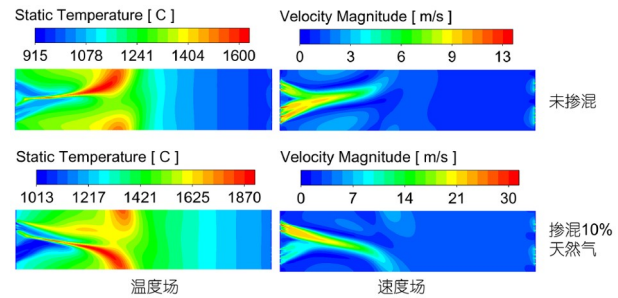


图 15 (网络版彩图)高炉煤气掺混天然气前后的温度场、流场对比

Figure 15 (Color online) Comparison of temperature and flow fields before and after the blast furnace gas blending with natural gas.

表 2 高炉煤气掺混天然气前后的钢坯热流及烟效率变化  
Table 2 Changes of billet surface heat flux and exergy efficiency before and after the blast furnace gas blending with natural gas

|          | 热流密度<br>(W/m <sup>2</sup> ) | 第二类烟<br>损失比例 | 第一类烟<br>损失比例 | 有效烟<br>效率 |
|----------|-----------------------------|--------------|--------------|-----------|
| 未掺混      | 61727                       | 23.3%        | 33.8%        | 42.9%     |
| 掺混10%天然气 | 116205                      | 22.3%        | 36.0%        | 41.7%     |

率的影响. 主要结论如下.

(1) 燃烧和辐射传热的不可逆性是炉膛熵产的主要因素. 在钢坯温度较低时, 辐射熵产占单元炉膛总熵产的70.5%, 提高钢坯装炉温度可有效降低该熵产; 在钢坯温度较高时, 燃烧熵产则占主导, 约占总熵产的59.9%, 优化燃烧是降低熵产的主要措施.

(2) 在蓄热式燃烧条件下, 烧嘴换向后新火焰稳定约需15~20 s, 由于原火焰被推出、炉温波动和质量扩散的加剧, 对炉膛烟效率的稳定产生了重要影响. 炉膛排烟的热量烟瞬间增加, 需要蓄热器具有足够高的烟回收效率才能保证单元炉膛整体烟效率的提升.

(3) 对全炉而言, 第一类烟损失主要发生在均热段, 由高温烟气带出炉膛导致, 占该段输入烟45.6%, 利用均热段的烟气预热其他段的空气和煤气, 可有效降低第一类烟损失; 第二类烟损失主要发生在预热段, 辐射熵产引起的烟损失是主要原因, 占该段输入烟的17.4%, 热送热装是降低第二类烟损失的主要方法.

(4) 保持单元炉膛其他参数不变, 射流速度为19 m/s时烟效率和热效率最高; 富氧浓度提升至35%时, 烟效率和热效率分别提高了4.1%和5.5%; 高炉煤气掺混10%的天然气有效提高了燃烧温度和钢坯表面

热流, 但焔效率和热效率降低1.2%和4.4%, 反而不利于加热炉的节能.

本文研究采用焔产和焔数值分析的方法, 明晰了

炉膛内流动、燃烧、传热等过程的焔产占比、空间分布及全炉能量耗散机制, 为加热炉能效评价与工艺优化提供了新思路.

## 参考文献

- Kilinç E, Kaya D, Kiliç F Ç, et al. An energy efficiency analysis of an industrial reheating furnace and an implementation of efficiency enhancements methods. *Energy Explor Exploitation*, 2014, 32: 989–1003
- Zhao J, Wang J, Yan Q, et al. Energy-saving theory and optimization planning and evaluation for the steel-rolling reheating furnace. *Transactions Tianjin Univ*, 2020, 53: 763–770
- Rong W, Li B, Qi F. Performance evaluation of a walking beam type reheating furnace based on energy and exergy analysis. *Therm sci*, 2021, 25: 4749–4760
- Feng H, Chen L, Liu X, et al. Constructal design for an iron and steel production process based on the objectives of steel yield and useful energy. *Int J Heat Mass Transfer*, 2017, 111: 1192–1205
- Chen L G, Feng H J, Xie Z H, et al. Interaction mechanism among material flows, energy flows and environment and generalized thermodynamic optimizations for iron and steel production processes (in Chinese). *Sci Sin Tech*, 2018, 48: 111–135 [陈林根, 冯辉君, 谢志辉, 等. 钢铁生产流程物流-能流-环境作用机理及广义热力学优化. 中国科学: 技术科学, 2018, 48: 111–135]
- Bejan A. A study of entropy generation in fundamental convective heat transfer. *J Heat Transfer*, 1979, 101: 718–725
- Bejan A, Kestin J. Entropy generation through heat and fluid flow. *J Appl Mech*, 1983, 50: 475
- Bejan A. *Advanced Engineering Thermodynamics*. 4th ed. Wiley: Newark, 2016
- Narusawa U. The second-law analysis of mixed convection in rectangular ducts. *Heat Mass Transfer*, 2001, 37: 197–203
- Sciacovelli A, Verda V, Sciubba E. Entropy generation analysis as a design tool—A review. *Renew Sustain Energy Rev*, 2015, 43: 1167–1181
- Ko T H, Ting K. Entropy generation and optimal analysis for laminar forced convection in curved rectangular ducts: A numerical study. *Int J Therm. Sci*, 2006, 45: 138–150
- Ko T H. Numerical analysis of entropy generation and optimal Reynolds number for developing laminar forced convection in double-sine ducts with various aspect ratios. *Int J Heat Mass Transfer*, 2006, 49: 718–726
- Zuhiga-Cerroblando J L, Hernández-Guerrero A, Kowalski G J, et al. Geometrical effects in optimal performance of energy dissipation of pin fin heat sinks. In: *ASME 2009 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. New York, 2010. 1077–1085
- Karlsson S. The exergy of incoherent electromagnetic radiation. *Phys Scr*, 1982, 26: 329–332
- Candau Y. On the exergy of radiation. *Sol Energy*, 2003, 75: 241–247
- Liu L H, Chu S X. Verification of numerical simulation method for entropy generation of radiation heat transfer in semitransparent medium. *J Quantitative Spectr Radiative Transfer*, 2007, 103: 43–56
- Liu L H, Chu S X. Radiative exergy transfer equation. *J Thermophysics Heat Transfer*, 2007, 21: 819–822
- Chu S X, Liu L H. Entropy generation analysis of two-dimensional high-temperature confined jet. *Int J Therm Sci*, 2009, 48: 998–1006
- Makhanlall D, Liu L H, Zhang H C. SLA (Second-law analysis) of transient radiative transfer processes. *Energy*, 2010, 35: 5151–5160
- Makhanlall D, Munda J L, Jiang P. Radiation energy devaluation in diffusion combusting flows of natural gas. *Energy*, 2013, 61: 657–663
- Lior N, Sarmiento-Darkin W, Al-Sharqawi H S. The exergy fields in transport processes: Their calculation and use. *Energy*, 2006, 31: 553–578
- Jiang D, Yang W, Chua K J. Entropy generation analysis of  $H_2$ /air premixed flame in micro-combustors with heat recuperation. *Chem Eng Sci*, 2013, 98: 265–272
- Lou C, Zhang Z. Experimental and numerical analysis of radiative entropy generation in industrial and boiler furnaces. *J Quantitative Spectr Radiative Transfer*, 2019, 232: 27–34
- Zhang Z, Li Z, Lou C. Numerical analysis of radiative entropy generation in a parallel plate system with non-uniform temperature distribution participation medium. *J Quantitative Spectr Radiative Transfer*, 2019, 225: 319–326
- Ou J, Ma A, Zhan S, et al. Dynamic simulation on effect of flame arrangement on thermal process of regenerative reheating furnace. *J Cent South Univ Technol*, 2007, 14: 243–247

- 26 Gu M Y, Chen G, Liu X, et al. Numerical simulation of slab heating process in a regenerative walking beam reheating furnace. [Int J Heat Mass Transfer](#), 2014, 76: 405–410
- 27 Han Y L, Liu F, Ran X. Numerical analysis of flow fields and temperature fields in a regenerative heating furnace for steel pipes. *J Therm Sci Eng Appl*, 2018, 10: 4038702
- 28 Ji W, Li G, Wei L, et al. Modeling and determination of total heat exchange factor of regenerative reheating furnace based on instrumented slab trials. [Case Studies Therm Eng](#), 2021, 24: 100838
- 29 Wang D, Jiang Z, Zhang X, et al. Numerical simulation and analysis of entropy generation and exergy equilibrium of the thermal process in a regenerative billet reheating furnace. [Int J Exergy](#), 2023, 42: 350–363
- 30 Ye X L, Zheng Y G. Feasibility study on oxygen-rich combustion technology for double regenerative furnace (in Chinese). *Ind Heat*, 2024, 53(1): 9–13 [叶学良, 郑玉光. 双蓄热加热炉采用富氧燃烧的可行性研究. *工业加热*, 2024, 53(1): 9–13]
- 31 Wang N, Guo K H. Experiment research and simulation analysis of regenerative oxygen-enriched combustion technology (in Chinese). *Ind Heat*, 2017, 46(2): 38–40 [王宁, 郭科宏. 蓄热式富氧燃烧技术的实验研究与模拟分析. *工业加热*, 2017, 46(2): 38–40]

# Influence of transient entropy generation distribution and combustion on the parameters of a regenerative reheating furnace

WANG DiJie<sup>1</sup>, XIANG YongGuang<sup>2</sup>, ZHANG XinRu<sup>1,3</sup>, ZHU YouXin<sup>1</sup> & JIANG ZeYi<sup>1,4</sup>

<sup>1</sup> School of Energy and Environmental Engineering, University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083, China;

<sup>2</sup> Department of Information and Automation, Hesteel Group Tangsteel Company, Tangshan 063000, China;

<sup>3</sup> Beijing Engineering Research Center of Energy Saving and Environmental Protection, University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083, China;

<sup>4</sup> Beijing Key Laboratory for Energy Saving and Emission Reduction of Metallurgical Industry, University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083, China

In this work, the entropy generation analysis method was applied to calculate the entropy generation rate distribution and exergy equilibrium of a typical heating unit in a regenerative reheating furnace. The entropy generation rate of the heat conduction, convective heat transfer, viscous dissipation, mass diffusion, combustion, and radiative processes were numerically determined. The transient change of exergy efficiency of the heating unit and the distribution of exergy loss and exergy efficiency along the furnace length during the billet heating process were investigated. The effects of gas jet velocity, oxygen-enriched concentration, and blast furnace gas combustion with natural gas on the furnace efficiency were investigated. The results showed that when the billet temperature is low, the radiative entropy generation accounts for 70.5% of the total entropy generation of the heating unit. Improving the billet loading temperature can effectively reduce the entropy generation rate. When the billet temperature is high, entropy generation during combustion is dominant, accounting for 59.9%, and the optimization of combustion is the main measure to reduce entropy generation. The new flame takes approximately 15–20 s to stabilize after burner reversal. Because the original flame is pushed out, the furnace temperature fluctuates, and mass diffusion intensifies, which have serious impacts on the stabilization of the furnace exergy efficiency; the regenerators need to have a sufficiently high recovery efficiency to ensure that the overall exergy efficiency of the heating unit can be improved. For the entire furnace, the first type of furnace exergy loss is approximately 33.4%, mainly in the soaking zone and caused by the high-temperature flue gas leaving the furnace, accounting for 45.6% of the input exergy in the soaking zone. The second type of exergy loss is approximately 24.4%, mainly in the preheating section and caused by radiative entropy generation, accounting for 17.4% of the input energy in the preheating zone. Keeping other parameters unchanged, when the jet velocity is 19 m/s, the heating unit has the highest exergy and thermal efficiency. When the oxygen concentration is increased to 35%, the exergy and thermal efficiency of the heating unit are increased by 4.1% and 5.5%, respectively. Blast furnace gas combustion with 10% natural gas can increase the furnace temperature and surface heat flux of billet, but the exergy and thermal efficiency are reduced by 1.2% and 4.4%, respectively, which is unfavorable to the energy saving of the reheating furnace. This study provides some new insights into the energy saving of reheating furnaces.

**regenerative reheating furnace, numerical simulation, transient entropy generation, exergy efficiency, combustion parameter analysis**

doi: [10.1360/SST-2024-0092](https://doi.org/10.1360/SST-2024-0092)