

ESTUDO DAS TROCAS DE CALOR NO INTERIOR DE UM FORNO DE PELOTIZAÇÃO DE MINÉRIO DE FERRO USANDO MÉTODOS ANALÍTICO E CFD

João Arthur Pazzin Curiel

Escola Politécnica da USP, Departamento de Eng. Mecânica .
joao.curiel@gmail.com

Resumo: Este trabalho tem como objetivo desenvolver um modelo térmico para entendimento e avaliação dos processos de troca de calor em um forno de pelotização de minério de ferro. Desenvolveu-se dois modelos um analítico, a partir das radiosidades (Net-Radiation Method) e da análise concentrada, e outro com os modelos da fluidodinâmica computacional. Os resultados obtidos com estes modelos mostram o comportamento dos fluxos de calor, e o dos perfis de velocidade e temperatura, a partir da variação das condições de contorno dos modelos, que representam as condições de operação do forno.

Palavras chave: forno industrial, transferência de calor, radiação, CFD.

1. Introdução

O conhecimento dos processos de troca de calor, no interior de um forno, é necessário para que seja possível propor melhorias no processo. Para tal, duas abordagens para a modelagem de uma zona de queima de um forno de pelotização.

A primeira abordagem baseia-se em um modelo térmico, utilizando os métodos de radiação líquida (Net-Radiation Method), incluindo o meio participante, e de análise concentrada no leito, com ele é possível o entendimento e avaliação dos processos de troca de calor. A segunda abordagem utiliza métodos da dinâmica dos fluidos computacional (CFD). Utilizando modelos de turbulência, combustão, trocas de calor e radiação, este modelo é capaz de estimar o perfil de velocidade e temperatura no interior da câmara de combustão e forno.

A seguir estão apresentados os métodos e as simplificações utilizadas para a criação do modelo térmico, e a estratégia adotada para criação do modelo em CFD. São apresentados alguns resultados obtidos mostrando a capacidade dos modelos para estimar o comportamento do forno.

2. O Forno

A geometria do forno em estudo é mostrada de forma simplificada na fig. 1, e a fig. 2 mostra a geometria utilizada no modelo de CFD.

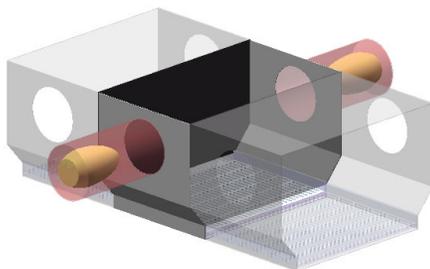


Figura 1 - Geometria simplificada de um grupo de queima

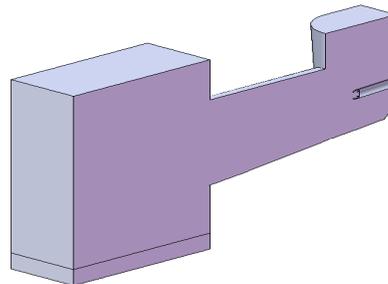


Figura 2 - Geometria do modelo de CFD, representando 1/4 do forno

Neste forno há um fluxo de gases entrando, verticalmente, na câmara de combustão, e outra entrada de gases pelas superfícies 7 e 8, correspondentes às saídas dos queimadores. O leito de pelotas é representado pela superfície 2 e as demais superfícies são paredes. A geometria utilizada para esta modelagem foi simplificada e numerada como mostra a fig. 2.

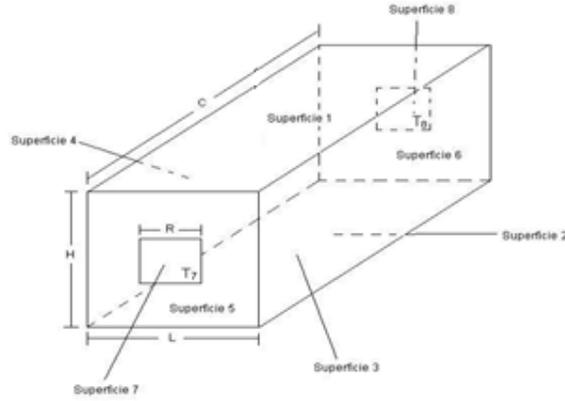


Figura 3 - Esquema no modelo utilizado

3. Modelagem Analítica

Para a modelagem deste forno são feitas algumas hipóteses, que viabilizam o uso dos métodos apresentados.

Cada superfície do invólucro é considerada isotérmica e caracterizada por uma radiosidade e irradiação uniformes. Considera-se que os efeitos das propriedades direcionais, são suficientemente desprezíveis nos resultados esperados. Portanto, tratam-se as superfícies como emissores e absorvedores difusos. Resumindo-se as hipóteses utilizadas:

- A temperatura é uniforme;
- As propriedades superficiais são uniformes;
- A emissividade (ϵ_λ), a absorvidade (α_λ) e a refletividade (ρ_λ) são independentes do comprimento de onda e direção de tal forma que $\epsilon(T_A) = \alpha(T_A) = 1 - \rho(T_A)$;
- Toda a energia é emitida e refletida difusamente;
- O fluxo de energia incidente e refletido é uniforme para cada área individual.

A seguir são apresentados os métodos utilizados.

3.1 Radiação

O método utilizado, para avaliar a radiação neste modelo, é conhecido na literatura como *Net-Radiation Method* para invólucros. Este método é baseado no fluxo de calor líquido em cada superfície, a partir do balanço de radiação para cada superfície e da equação para a radiosidade, radiação que deixa a superfície. Então o problema radiativo usou-se as eq. abaixo

$$q_k = \frac{\epsilon_k}{1-\epsilon_k} (\sigma T_k^4 - q_{o,k}) \quad (1)$$

$$q_k = q_{o,k} - \sum_{j=1}^N (q_{o,j} F_{kj} \bar{\tau} + e_{b,g} F_{kj} \bar{\alpha}) \quad (2)$$

onde, q_k é a taxa líquida de transferência de calor radiativa, dada em W/m^2 , na superfície k , $q_{o,k}$ é a radiosidade, dada em W/m^2 , e $F_{i,k}$ é o fator de forma, dada em W/m^2 .

Lembrando que $e_{b,g}$ como o poder emissivo de corpo negro a temperatura do gás, F_{jk} os fatores de forma. Tem-se que $\bar{\alpha} = 1 - \bar{\tau}$. Onde $\bar{\tau}$, a transmissividade média do gás, $\bar{\alpha}$, a absorvidade média do gás. Então para um meio que absorve totalmente a radiação, $\bar{\alpha} = 1$ e $\bar{\tau} = 0$.

Resolvendo estas duas equações simultaneamente, obtêm-se valores de temperatura e balanços líquidos em cada superfície do forno. Deve-se fornecer uma condição de contorno para cada superfície, que pode ser a temperatura, a radiosidade ou o calor líquido.

Se uma superfície for considerada negra a partir da eq. (4), tem-se que $q_{o,k} = \sigma T_k^4$. Se a temperatura for conhecida, então o termo $q_{o,k}$ é conhecido para essa superfície, o número de equações simultâneas a ser resolvidas para k é reduzido por um.

Um balanço de energia no meio relaciona a temperatura do meio, T_g , e a energia fornecida, Q_g , por outros meios que não seja radiação com o invólucro. Do balanço de energia em todo o invólucro obtêm-se a energia que deve ser fornecida ao gás por outros meios, por exemplo, combustão, para mantê-lo a temperatura T_g , dada por:

$$Q_g = -\sum_{j=1}^N A_k q_k \quad (3)$$

3.2 Radiação de Gases

Os gases possuem propriedades radiativas diferenciadas em relação a sólidos ou líquidos, pois estes podem emitir ou absorver em alguns intervalos de comprimento de onda. A radiação gasosa é concentrada em intervalos de comprimentos de ondas específicos (chamadas bandas). Além disso, a radiação gasosa não é um fenômeno de superfície, mas sim um fenômeno volumétrico.

A determinação do fluxo de calor radiante de um gás para uma superfície, apesar dos efeitos complicados espectral e direcional inerentes em tais cálculos, envolve a utilização de um procedimento simplificado. Hottel (1967) desenvolveu um método para o cálculo da emissividade total de um gás. A radiação emitida por um gás por unidade de área da superfície é representado como:

$$q_g = \varepsilon_g \sigma T_g^4 \quad (4)$$

onde a emissividade do gás ε_g foi determinada pela correlação dos dados disponíveis, ou seja, a partir da temperatura do gás, das pressões parciais dos componentes desse gás e do comprimento médio de feixe (L_e).

$$\varepsilon_g = C_{CO_2} \cdot \varepsilon_{CO_2} + C_{H_2O} \cdot \varepsilon_{H_2O} - \Delta\varepsilon \quad (5)$$

A eq. (9) apresenta um ajuste de curva, para pressão atmosférica, dos ábacos e pode ser utilizado para modelagem computacional, realizada no presente trabalho.

$$\varepsilon_i(p_a L, p, T_g) = \varepsilon_0(p_a L, T_g) \frac{\varepsilon}{\varepsilon_0}(p_a L, p, T_g) \quad (6)$$

onde, ε_i é a emissividade do gás individual, p_a , a pressão parcial do gás, L , o comprimento médio do feixe, T_g , a temperatura absoluta do gás, e ε_0 , a emissividade do gás individual no estado de referencia (pressão atmosférica, $p_a \rightarrow 0$ e $p_a L > 0$). O lado direito da eq. (9) é calculado pelas expressões:

$$\varepsilon_0(p_a L, T_g) = \exp \left[\sum_{i=0}^M \sum_{j=0}^N c_{ij} \left(\frac{T_g}{T_0} \right)^j \left(\log_{10} \frac{p_a L}{(p_a L)_0} \right)^i \right] \quad (7a)$$

e,

$$\frac{\varepsilon}{\varepsilon_0}(p_a L, p, T_g) = \left\{ 1 - \frac{(a-1)(1-P_E)}{a+b-1+P_E} \exp \left[-c \left(\log_{10} \frac{(p_a L)_m}{p_a L} \right)^2 \right] \right\} \quad (7b)$$

Com a temperatura de referencia para o gás, $T_0=1000K$, c_{ij} constantes e os fatores a, b, c, P_E e $(p_a L)_m/p_a L$ dados pela tab. 1.

Tabela 1 - Constantes correlacionadas para equação da emissividade de gás, reprodida de Baukal (2000).

	H ₂ O			CO ₂			
<i>M, N</i>	2,2			2,3			
$c_{00} \dots c_{N0}$	-2.2118	-1.1987	-0.035596	-3.9893	-2.7669	-2.1081	-0.39163
$\vdots \quad \vdots$	-0.85667	-0.93048	-0.14391	-1.2710	-1.1090	-1.0195	-0.21897
$c_{0M} \dots c_{NM}$	-0.10838	-0.17156	-0.045915	-0.23678	-0.19731	-0.19544	-0.044644
P_E	$(p + 2.56 p_a / \sqrt{t}) / p_0$			$(p + 0.28 p_a) / p_0$			
$(p_a L)_m / (p_a L)_0$	13.2t ²			0.054/t ² , t < 0.7 0.225t ² , t > 0.7			
<i>a</i>	2.144, t < 0.75 1.888 - 2.053 log ₁₀ t, t > 0.75			1 + 0.1/t ^{1.45}			
<i>b</i>	1.10/t ^{1.4}			0.23			
<i>c</i>	0.5			1.47			

Source: Leckner (1972).

Tendo calculados as emissividades individuais usamos a eq. (8) para calculo da emissividade total, com a superposição de bandas ($\Delta\varepsilon$) dado por:

$$\Delta\varepsilon = \left(\frac{\xi}{10.7+101\xi} - 0.0089\xi^{10.4} \right) \left(\log_{10} \frac{(p_{H_2O} + p_{CO_2})L}{(p_a L)_0} \right)^{2.76} \quad (8)$$

e,

$$\xi = \frac{p_{H_2O}}{p_{H_2O} + p_{CO_2}} \quad (9)$$

3.3 Convecção

Para estimar a troca de calor por convecção, é necessário conhecer o coeficiente de convecção médio (\bar{h}) para o gás escoando através do leito de pelotas. Para este caso, considera-se o leito de pelotas como um leito fixo. Existem muitas correlações que foram desenvolvidas para diferentes formatos, tamanhos e massas específicas do arranjo das partículas na literatura. Segundo Incropera (2003), uma das correlações que têm sido recomendada, e será utilizada para este modelo, para escoamento de gás em um leito de esferas, é da forma:

$$\varepsilon j_H = 2,06 Re_D^{-0,575} \quad (10)$$

onde o termo j_H é o fator j de Colburn.

O número de Reynolds (Re_D) na eq. acima é definido em função do diâmetro da esfera e da velocidade a montante que existiria no canal vazio sem o enchimento do leito.

$$Re_D = \frac{V_{ar} D_{pelota}}{\nu} \quad (11)$$

O fator j_h de Colburn, definido para valores do número de Prandtl entre 0,6 e 60, e o número de Stanton (St) são definidos como:

$$j_H = St Pr^{2/3} \quad St = \frac{h}{\rho V_{ar} c_p}$$

Então, substituindo as relações acima na eq. 15, e isolando o coeficiente de convecção, resulta:

$$\bar{h} = 2,06 \frac{\rho V_{ar} c_p}{\varepsilon Pr^{2/3}} Re_D^{-0,575} \quad (12)$$

3.4 Análise Concentrada

Para avaliar as temperaturas de entrada e saída do leito de pelotas no modelo, avaliou-se as condições térmicas transientes no interior dos sólidos, devido a processos de troca de calor. Este processo pode ser avaliado pela aplicação da conservação de energia em qualquer instante t .

$$-(q''_{conv} + q''_{rad}) A_{s(c,r)} = \rho V c \frac{dT}{dt} \quad (13)$$

onde $A_{s,r}$ é a área da superfície de troca por radiação, $A_{s,c}$ é a área da superfície de troca por convecção, ρ é a densidade da pelota, V é o volume de uma pelota e c é o calor específico da pelota.

O calor trocado por convecção é dado pela eq. (19), com o coeficiente de convecção dado pela eq. (17).

$$q''_{conv} = \bar{h} (T - T_\infty) \quad (14)$$

A eq.18 é uma equação ordinária não-homogênea, de primeira ordem e não-linear, que não pode ser integrada diretamente para obter uma solução exata. Com algumas simplificações. Como o coeficiente de convecção é médio ele independe do tempo. Resolvendo a eq. 18, fazendo mudanças de variáveis e integrando, obtendo-se:

$$\frac{T - T_\infty}{T_i - T_\infty} = e^{-at} - \frac{b/a}{T_i - T_\infty} (1 - e^{-at}) \quad (15)$$

onde, T_i é a temperatura da pelota da superfície superior do leito na entrada da região de queima, T_∞ é a temperatura dos gases, t é o tempo de residência da pelota, $a = \bar{h} A_{s,c} / \rho V c$ e $b = q''_{rad} A_{s,r} / \rho V c$.

4. Aplicação e dados utilizados

Devido a dificuldades de obtenção de informações precisas do forno da usina de Vitória-ES, foi montando um conjunto de dados que representam a aplicação do modelo. Tão logo a Vale forneça mais detalhes da geometria do forno e condições de operação, os cálculos poderão ser imediatamente refeitos. Alguns dados de entrada foram retirados de Seshadri (1986).

4.1 Forno

A partir das visitas feitas à usina de Vitória-ES, e do trabalho de Seshadri (1986) adotaram-se os seguintes valores para as dimensões e condições de operação de uma seção da região de queima do forno:

Parâmetro	Valor	Parâmetro	Valor
H	1,8m	V_{ar}	1,5m/s
L	1,8m	D_p	0,012m
C	3,0m	ε	0,38
R	0,6m	T_i	500 C
H_{pel}	0,2m	T_{∞}	1300 C
		T_g	1300 C

O tempo de residência das pelotas na região de queima é calculado a partir das dimensões do forno e velocidade da grelha, $t = 54$ segundos.

4.2 Gás

A concentração de CO₂ e H₂O no gás foi avaliada a partir de um software fornecido por Turns (2000), considerando a combustão de gás natural (CH₄), com 20% de excesso de ar. Fornecendo a entalpia de combustão do CH₄, $h = -74831.0$ kJ/kmol de combustível. Encontram-se os valores para fração molar de CO₂ e H₂O:

$$H_2O: 0.18807517$$

$$CO_2: 0.06279999$$

Usando os valores acima e a formulação analítica apresentada para a emissividade do gás, obtem-se que:

$$\varepsilon_{gás} = 0.2758$$

A emissividade da fuligem adotada, devido à falta de parâmetros confiáveis para o cálculo adequado, como sendo:

$$\varepsilon_{soot} = 0.6$$

Então a emissividade total do gás com fuligem:

$$\varepsilon_{gás+soot} = 0.56$$

4.3 Coeficiente de Convecção

Como base para comparação dos resultados obtidos, utilizou-se o artigo de Seshadri (1986), onde são apresentados valores para o coeficiente de convecção médio. O artigo mostra vários métodos para cálculo do coeficiente de convecção.

Comparando um dos valores apresentados por Seshadri com o resultado obtido, feita a devida converção de unidades.

Coeficiente calculado	Coeficiente da literatura
$\bar{h}v_{conv} = 1,55 \times 10^4 \text{ cal/m}^3 \text{ s } ^\circ\text{C}$	$\bar{h}v_{seshadri} = 1,65 \times 10^4 \text{ cal/m}^3 \text{ s } ^\circ\text{C}$

5. Resultados

Com a aplicação do modelo proposto no presente relatório, chegou-se aos resultados mostrados a seguir, para a transferência de calor no forno e na camada superficial de pelotas do leito.

5.1 Temperatura superficial do leito

A temperatura superficial do leito de pelotas, em função do tempo e consequentemente em função da posição das pelotas no interior do forno, foi obtida experimentalmente por Seshadri (1986). Estes resultados são reproduzidos no

gráfico abaixo. Observa-se que na zona de queima a temperatura, próxima a superfície, indicada por T_2 , do leito de pelotas está em aproximadamente 1300°C.

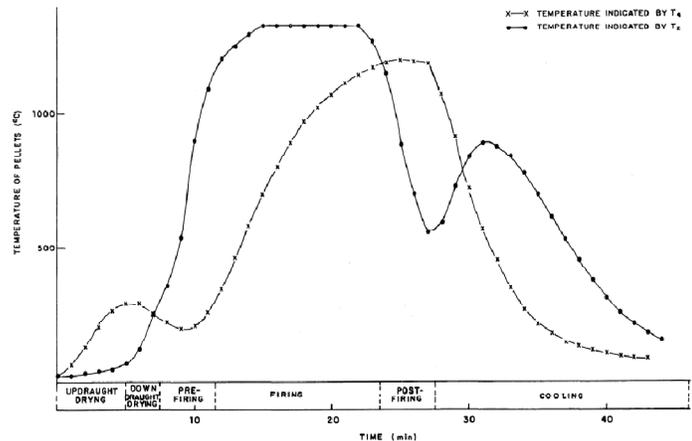


Figura 1 - Temperatura medida no leito de pelotas, segundo Seshadri (1986).

Aplicando o modelo desenvolvido neste relatório, a temperatura de saída do leito de pelotas, no primeiro estágio de queima, foi de aproximadamente $T_2 = 1473 K$.

A temperatura média do leito:

- $T_2 = 1122 K$

As temperaturas encontradas para as paredes, foram aproximadamente:

- $T_1 = 1500 K$
- $T_3 = 1500 K$
- $T_4 = 1500 K$
- $T_5 = 1600 K$
- $T_6 = 1600 K$

5.2 Quantidade de calor transferida

A quantidade de calor transferida ao leito de pelotas por convecção encontrado e a troca de calor por radiação para o leito:

- $Q_{conv} = 500 kW$
- $Q_{rad} = 1 MW$

Aqui vale lembrar que as áreas, de trocas de calor por radiação e por convecção, são diferentes. No caso a área superficial de uma pelota é quatro vezes maior que a área projetada, usada para radiação. Outro fator que deve ser levado em conta é a temperatura do gás para convecção considerada como a mesma temperatura para radiação de gás, fato que não deve ser verdadeiro. Para uma avaliação mais precisa da convecção deve-se obter através de dados experimentais a temperatura dos gases que atravessam o leito. O gráfico abaixo mostra a dependência praticamente linear entre a temperatura do gás atravessando o leito e o calor trocado por convecção.

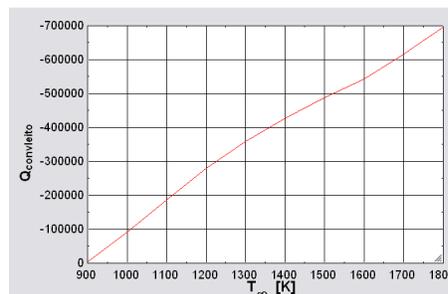


Figura 2 - Gráfico do calor trocado por convecção em função temperatura do gás.

6. Sensibilidade do modelo para os valores adotados

O modelo foi testado fazendo-se uma variação paramétrica dos valores que foram adotados neste projeto. Um dos principais parâmetros que produzem grandes alterações no modelo é a temperatura do gás. A influência da temperatura do gás e da emissividade.

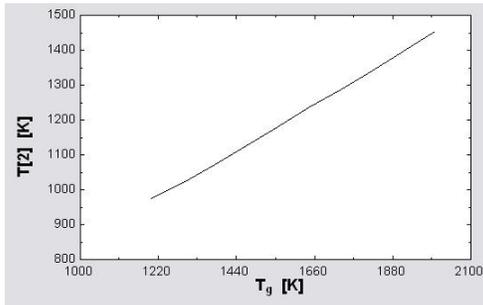


Figura 4 - Influência da temperatura do gás na temperatura do leito de pelotas T2.

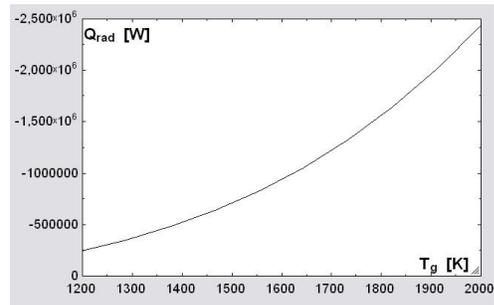


Figura 3 - Influência da temperatura do gás na troca de calor por radiação.

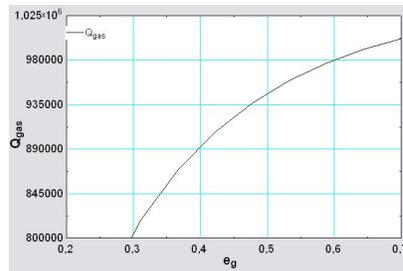


Figura 5- Calor líquido trocado pelo gás em função da emissividade do gás total incluindo fuligem.

7. Modelo de CFD

A dinâmica dos fluidos computacional baseia-se nas leis de conservação das propriedades físicas, tais como a conservação da massa, a conservação de momento (Segunda lei de Newton) e a conservação da energia (Primeira lei da Termodinâmica). Com as respectivas equações mostradas a seguir.

Conservação de massa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{v}) = 0 \quad (16)$$

Conservação de momentos:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla(\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla(\vec{\tau}) + S_m \quad (17)$$

Conservação da energia:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla(\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla \cdot (k_{\text{eff}} \nabla T - \sum_i h_i \vec{J}_i + (\vec{\tau}_{\text{eff}} \cdot \vec{v})) + S_h \quad (18)$$

7.1 Combustão e radiação

O processo de combustão do gás metano, pode ser modelado utilizando o modelo de fração de mistura. Este modelo utiliza um fator escalar para estimar a concentração de um determinado componente em todos os pontos do domínio. Este escalar f é definido, Z_i sendo a fração de um elemento.

$$f = \frac{Z_i - Z_{i,ox}}{Z_{i,fuel} - Z_{i,ox}} \quad (19)$$

A radiação foi modelada utilizando o primeiro modelo da série *P-N*, o modelo P-1. Que considera as superfícies difusas, assumindo a hipótese de radiação cinza. Um cuidado deve ser tomado na análise dos resultados pois este modelo tende a super dimensionar os fluxos radiativos. Este modulo fornece o fluxo de energia radiativa calculada pela equação abaixo.

$$q_r = -\Gamma \nabla G \quad (20)$$

Com o termo Γ , definido em função dos coeficientes de absorção, calculados a partir do método de soma de gases cinzas.

$$\Gamma = \frac{1}{3(a + \sigma_s) - c\sigma_s} \quad (21)$$

7.2 Turbulencia k-epsilon

Os valores de k e ε vêm diretamente das equações diferenciais de transporte para a energia cinética turbulenta e a taxa de dissipação.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{U} k) = \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + p_k - \rho \varepsilon \quad (22)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{U} \varepsilon) = \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} p_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) \quad (23)$$

O modelo de turbulência $k-\varepsilon$ é adequado para modelar escoamentos com recirculações, mas não é capaz de modelar escoamentos com índice de swirl.

8. Resultados do modelo CFD

A geometria e a malha gerada para a simulação estão representadas abaixo. Esta geometria representa ¼ do forno, aproveitando a simetria, para diminuir o numero de elementos da malha. Na geração da malha tomou-se o cuidado de calcular a altura adequada para a primeira camada de prismas, que irá garantir a validade da lei parede do modelo de turbulência.

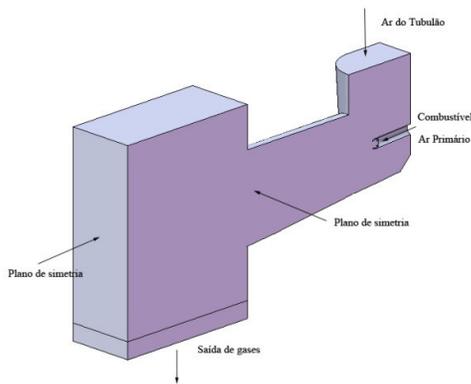


Figura 7 Geometria utilizada.

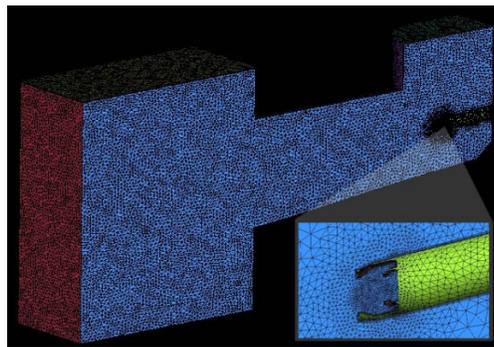


Figura 6 - Malha gerada com detalhe do bico.

Para as simulações foi utilizando o software comercial Ansys Fluent v6.3.26. As condições de contorno, apresentadas na tabela abaixo, foram obtidas a partir dos dados fornecidos pela Vale, referentes ao forno da Usina 1, e a partir da literatura.

Tabela 2 - Condições de contorno

Temperaturas dos fluidos (K)	
Ar do tubulão	1173
Ar Primário	300
GN	300
Pressões (Pa)	
Pressão na saída do forno	-1500
Pressão de operação	101325
Vazões Mássicas (kg/s)	
Ar do tubulão	36,19
Ar Primário	0,5
Combustível (GN)	0,075

O campo de velocidades e temperatura estão mostrados nos gráficos abaixo.

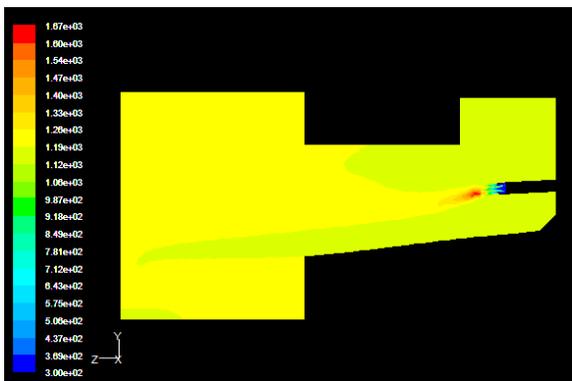


Figura 9 - Perfil de temperaturas

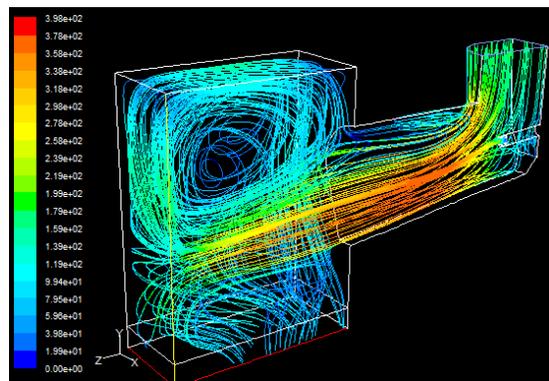


Figura 8 - Campo de velocidade com linhas de corrente

Alguns valores médios podem ser obtidos a partir do pos-processador do Fluent. Alguns valores de interesse são apresentados na tabela abaixo.

Tabela 3 - Resultados

Parâmetro	Valor obtido
Fluxo de calor por radiação para o leito	475 kW/m ²
Temperatura média dos gases	1200 K
Temperatura média do leito	1190 K

9. Conclusão

A partir dos resultados deste modelo obtiveram-se as temperaturas das paredes do forno. Estas ficaram muito próximas da temperatura do gás, como se estivesse em equilíbrio com o gás no volume interno do forno. Este resultado pode ser explicado pelo uso de apenas um grande volume envolvendo o gás no interior do forno, e considerando fluxo de calor nulo nessas paredes. O modelo apresenta bons resultados, se os dados de entrada forem cuidadosamente escolhidos, obedecendo às restrições dos modelos.

O modelo CFD também apresentou bons resultados coerentes com a condição de operação do forno. Bastando levar em consideração alguns cuidados referentes a convergência dos métodos.

A comparação entre o modelo CFD e o modelo analítico não foi realizada pois as condições de contorno utilizadas foram diferentes portanto resultando em valores diferentes para as trocas de calor.

Sendo assim os modelos apresentados podem ser utilizados para estimar as trocas de calor no interior do forno. Não foi possível dizer qual modelo representa melhor o comportamento do forno pois eles não foram validados com dados experimentais.

10. Referências

- Baukal, Charles E., Jr, "HEAT TRANSFER IN INDUSTRIAL COMBUSTION", CRC Press, Boca Raton, New York, 2000.
- Bejan, A. and Kraus, A. D., "HEAT TRANSFER HANDBOOK", John Wiley & Sons, Inc., New Jersey, 2003.
- Hottel, H. C. and Sarofim, A. F., "RADIATIVE TRANSFER", McGraw Hill, New York, 1967.
- Incropera, F. P., DeWitt, D. P., "FUNDAMENTOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA", 5ª Edição, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 2003.
- Seshadri, V., Pereira, R. O. S., "COMPARISON OF FORMULAE FOR DETERMINING HEAT TRANSFER COEFFICIENT OF PACKED BEDS", Transactions ISIJ, Vol. 26, 1986.
- Siegel, R. and Howell, J. R., "THERMAL RADIATION HEAT TRANSFER", 4th Ed., Taylor and Francis, New York, 2002.
- Tien, C. L. and Yuen, W. W., "A SIMPLE CALCULATION SCHEME FOR THE LUMINOUS-FLAME EMISSIVITY", Department of Mechanical Engineering, University of California, Berkeley, 1977.
- Turns, S. R., "AN INTRODUCTION TO COMBUSTION", 2ª edição, McGraw Hill, 2000.
- Versteeg, H. K. e Malalasekera, W. 2007. "AN INTRODUCTION TO COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS – THE FINITE VOLUME METHOD". 2ª Edição. s.l. : Prentice Hall Inc, 2007.
- Fluent, Inc. 2008. FLUENT INC – USERS SERVICE CENTER. [Online] 2008. [Citado em: 20 de Novembro de 2008.] <http://www.fluentusers.com/>.

Abstract: *This paper aims to develop a thermal model for understanding and evaluation of the heat transfer process inside an iron ore pelletization furnace. Two models were developed and tested, one from the Net-Radiation Method with a concentrated analysis, and another with computational fluid dynamics (CFD) models. The results obtained with these models shows the behavior of the heat fluxes, and the velocity and temperature profiles from the variation of the boundary conditions of the models, which represents the operating condition of the plant.*

Keywords: *Industrial furnace, heat transfer, radiation, CFD.*