

# SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DOS GASES DE EXAUSTÃO DOS SISTEMAS DE DESPOEIRAMENTO PRIMÁRIO DOS CONVERTEDORES BOF DA ARCELORMITTAL TUBARÃO

Rafael Sartim<sup>1</sup>

Vladimir Rangel Zanetti<sup>2</sup>

Ruben Carlos Pinasco<sup>3</sup>

Filipe Carvalho Pires<sup>4</sup>

## Resumo

Este trabalho tem por objetivo apresentar o modelo computacional gerado para simular o escoamento de gás nas coifas do sistema de despoeiramento primário dos convertedores LD da ArcelorMittal Tubarão. Motivado pelo histórico de falhas por desgaste nas paredes das coifas, procura-se compreender as características do escoamento para que se possam reduzir as taxas de desgaste. Para este estudo utiliza-se a ferramenta de Dinâmica dos Fluidos Computacional pelo emprego do software computacional ANSYS CFX II. Os resultados evidenciam que há basicamente dois mecanismos de desgaste nas coifas: (i) erosão devido à projeção do material particulado em alta velocidade na parede posterior da curva de saída da coifa; (ii) abrasão devido à descida do material particulado mais pesado no sentido contrário ao fluxo presente na zona de baixa velocidade na região de inclinação da coifa.

**Palavras-chave:** Converteedor LD; Simulação numérica; Escoamento; Desgaste.

## WASTE GAS COMPUTER SIMULATION OF BOF CONVERTES PRIMARY GAS DEDUSTING SYSTEMS OF ARCELORMITTAL TUBARÃO

### Abstract

A numerical simulation to simulate the fluid flow inside a BOF hood of the ArcelorMittal Tubarão converters is performed. Motivated by the historical failure due to wear in the walls of the hood the objective of the present work is to understand the flow structure, so that it can reduce wear rates. For this study a Computational Fluid Dynamics software ANSYS CFX II is used. The results show that there are basically two mechanisms of wear in the hoods: (i) erosion due the projection of the particulate material at high speed in the posterior wall of the output curve of the hood; (ii) abrasion due the falling down of the heavier particulate in the opposite direction to the flow in the region of low speed in the slope of the hood.

**Key words:** LD converter; Numerical simulation; Fluid flow; Wear.

## I INTRODUÇÃO

Os gases injetados durante o sopro de oxigênio em convertedores (BOF), juntamente com resultado das reações de oxidação e combustão do monóxido de carbono, são captados por uma coifa de resfriamento que conduz o gás ao sistema de lavagem de gás, denominado sistema de despoeiramento primário.<sup>(1)</sup> Os convertedores 01 e 02 da siderúrgica ArcelorMittal Tubarão (AMT)

apresentam um histórico de falhas frequentes devido ao desgaste em suas coifas. Os gases exauridos contêm uma grande quantidade de material particulado proveniente das reações ocorridas no interior do vaso do converteedor. Essas partículas são carregadas pelos gases em todo escoamento ao longo da coifa. Seu cisalhamento com a parede provoca níveis de desgaste acentuados em determinadas regiões. Visto que as paredes são compostas por tubos por onde passa água para conduzir calor e resfriar

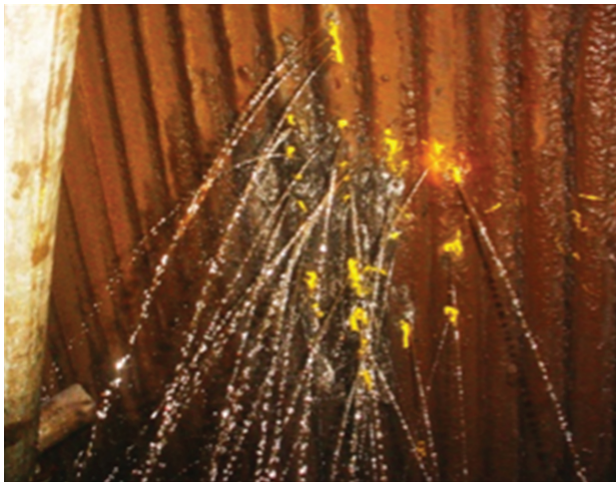
<sup>1</sup>Engenheiro Mecânico, MSc, Especialista de Engenharia Mecânica da ArcelorMittal Tubarão, Av. Brigadeiro Eduardo Gomes, 930, Jardim Limoeiro, Cep 29163 970, Serra, ES, Brasil. E-mail: rafael.sartim@arcelormittal.com.br

<sup>2</sup>Engenheiro Mecânico, Especialista de Engenharia Mecânica da ArcelorMittal Tubarão, Av. Brigadeiro Eduardo Gomes, 930, Jardim Limoeiro, Cep 29163 970, Serra, ES, Brasil. E-mail: vladimir.zanetti@arcelormittal.com.br

<sup>3</sup>Engenheiro Mecânico, Especialista de Engenharia Mecânica da ArcelorMittal Tubarão, Av. Brigadeiro Eduardo Gomes, 930, Jardim Limoeiro, Cep 29163 970, Serra, ES, Brasil. E-mail: J25024@amcontratos.com.br

<sup>4</sup>Engenheiro Mecânico, Av. Brigadeiro Eduardo Gomes, 930, Jardim Limoeiro, Cep 29163 970, Serra, ES, Brasil. E-mail: filipepires@gmail.com

os gases, esse desgaste acarreta furos nos tubos fazendo com que ocorra vazamento de água para dentro da coifa e, conseqüentemente, no interior do vaso do conversor (Figura 1). Tal situação é extremamente perigosa para o processo, pois a mistura entre a água e o banho de aço pode gerar uma possível reação podendo provocar acidentes e paradas de produção.



**Figura 1.** Foto do vazamento de água do feixes de tubos da parede da coifa devido a furos gerados por desgaste nos tubos.

Com intuito de se reduzir o desgaste nas paredes, torna-se necessária a compreensão do comportamento dos gases no escoamento ao longo da coifa. Por se tratar de um processo de alta complexidade metalúrgica, onde ocorrem diversos fenômenos físicos, existem poucos modelos matemáticos e dados sobre os valores de velocidade, trajetórias e temperaturas dos gases dentro do vaso e ao longo da coifa. Muitos estudos aplicados aos convertedores LD têm como objetivos: analisar a injeção de oxigênio no banho, os tipos e a geometria de lança, a injeção de argônio pelo fundo do conversor, o movimento do aço líquido durante o sopro e durante o basculamento do conversor entre outros, podendo-se citar Odenthal.<sup>(2)</sup> Entretanto, existem alguns trabalhos relacionados à análise do desgaste na parede de coifa de conversor LD.<sup>(3-5)</sup>

Medições em campo são bastante limitadas devido aos riscos do processo e ao alto custo. Nesse contexto, a ferramenta computacional DFC (Dinâmica dos Fluidos Computacional) desperta grande interesse, principalmente por envolver tempo e custos menores do que métodos experimentais, além da possibilidade vasta de solução dos mais variados fenômenos.

Baseado no histórico de falhas em coifas, o objetivo deste trabalho é investigar, por meio de simulação numérica, as características do comportamento fluidodinâmico dos gases de exaustão exauridos no sistema de

despoejamento primário dos convertedores LD da AMT. Especificamente, o trabalho é realizado em duas etapas. Na primeira, simula-se o escoamento no interior da coifa do conversor 01, visto que tanto sua geometria quanto seus parâmetros operacionais são semelhantes ao conversor 02. Na segunda etapa, simula-se o escoamento numa coifa de geometria semelhante ao conversor 03, porém com os parâmetros operacionais do conversor 01, com intuito de se avaliar o resultado de uma possível troca de geometria da coifa do conversor 01.

## 2 MODELAGEM MATEMÁTICA

### 2.1 Equações Governantes

As equações governantes utilizadas neste trabalho estão baseadas em três princípios físicos da dinâmica dos fluidos e que regem o comportamento das propriedades de um fluido newtoniano: (i) conservação da quantidade de movimento; (ii) conservação de massa; e (iii) conservação de energia, e descritas por:

(i) Equação da Conservação de Massa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

(ii) Equação da Quantidade de Movimento:

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i U_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} - \rho g \delta_{3i} \quad (2)$$

onde:

$$\tau_{ij} = 2\mu S_{ij} - \left( P + \frac{2}{3}\mu \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad (2)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (3)$$

(iii) Equação da Conservação de Energia:

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i h)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( k_c \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \Phi + \left( \frac{\partial p}{\partial t} + U_i \frac{\partial p}{\partial x_i} \right) + H \quad (4)$$

$$\frac{\partial h}{\partial x_i} = c_p \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (5)$$

onde:  $\mu$  = viscosidade molecular do fluido;  $g$  = constante gravitacional;  $x_i$  = componentes das coordenadas;  $U_i$  = componente da velocidade na direção  $i$ ;  $P$  = pressão;  $\rho$ ,  $\mu_{lam}$ ,  $c_p$  e  $k_c$  = massa específica, viscosidade molecular

do fluido, calor específico a pressão constante e a condutividade térmica do fluido, respectivamente;  $H$  = fonte de energia;  $\Phi$  = dissipação viscosa da energia;  $T$  = temperatura do fluido.

## 2.2 Modelagem da Turbulência

Para modelar os efeitos da turbulência no escoamento ao longo da coifa utiliza-se o modelo de turbulência  $\kappa$ - $\varepsilon$ . Esse modelo é escolhido pois, em simulações de escoamento em dutos, apresenta boa precisão e um baixo custo computacional em comparações a outros modelos de turbulência, tais quais  $k$ - $w$ , *Reynolds Stress Model* e *Large Eddy Simulation*.<sup>(7,8)</sup> Para condições estacionárias as equações de  $k$  (energia cinética turbulenta) e  $\varepsilon$  (dissipação da energia cinética turbulenta) são, respectivamente:

$$\frac{\partial(\bar{U}_j \kappa)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \frac{\mu_{\text{turb}}}{\rho \sigma_\kappa} \right) \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right] + P_\kappa + G_\kappa - \varepsilon \quad (7)$$

$$\frac{\partial(\bar{U}_j \varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \frac{\mu_{\text{turb}}}{\rho \sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] +$$

$$\frac{\varepsilon}{\kappa} (C_1 P_\kappa + C_3 G_\kappa) - C_2 \frac{\varepsilon^2}{\kappa}$$

onde:  $\sigma_\kappa$  e  $\sigma_\varepsilon$  = constantes empíricas;  $P_\kappa$  = produção de energia cinética turbulenta através das tensões de cisalhamento, como proposto por Kato e Launder;<sup>(6)</sup>  $G_\kappa$  é a produção de energia cinética turbulenta devido as forças de empuxo;  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$  e  $\sigma_\varepsilon$  = constantes empíricas.

## 2.3 Modelagem da Radiação

Os gases exauridos pelo sistema de despoeiramento primário entram na coifa a uma temperatura extremamente elevada em comparação à temperatura dos tubos da parede da coifa. Dessa forma, há um alto gradiente de temperatura gerando um fluxo de calor do gás para a parede. Podem-se considerar dois modos de transferência de calor para essa situação: convecção e radiação. A radiação térmica para esse tipo de aplicação é considerada como um fenômeno volumétrico, onde o meio absorve, emite e espalha energia radiante. Conforme estudo realizado por Galarça,<sup>(9)</sup> quanto maior o volume de gás num escoamento no interior de um tubo, maior é a transferência de calor por radiação térmica no sistema. Tal fato sugere que, para uma aplicação onde o volume de gás ultrapassa 100.000 m<sup>3</sup>/h num tubo com diâmetro superior a 3 m e temperatura próxima a 2.000°C, a transferência de calor por radiação seja significativa, ou mesmo, o modo principal de transmissão de calor.

A Equação 9 representa o transporte de radiação adicionado à equação de conservação de energia. Para resolvê-la, utiliza-se o modelo de Monte Carlo:

$$\frac{dl(r,s)}{ds} = kl_b(r) - kl(r,s) - \sigma_s l(r,s) + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int I_-(s_i) \Phi(s_i,s) d\Omega_i \quad (9)$$

onde:  $l$  = intensidade de emissão espectral;  $l_b$  = intensidade de emissão de corpo negro;  $K$  = coeficiente de absorção.

## 2.4 Condições de Contorno

O domínio computacional é representado pela geometria das coifas. São duas geometrias, uma para os convertedores 01 e 02, pois são equivalentes e outra para o convertedor 03. A coifa do convertedor 01, possui dois diâmetros diferentes. A coifa móvel localizada na regiões por onde entra o gás tem diâmetro de 3.770 mm, enquanto o restante da coifa, denominada de coifa fixa, 3.195 mm. A coifa do convertedor 03 tem diâmetro maior e único com valor de 4.330 mm (Figura 2).

A simulação computacional foi realizada com base nos dados operacionais coletados no sistema de monitoramento de processo da aciaria da ArcelorMittal Tubarão e são apresentados na Tabela I. O fluido considerado no domínio é o gás LDG. Na entrada, a vazão é de 194.000 Nm<sup>3</sup>/h e a temperatura de 1.800°C. Nas paredes considera-se uma temperatura constante de 100°C, com base em medições por termografia realizadas em campo.

**Tabela I.** Dados retirados do programa de monitoramento da aciaria da AMT

Dados	Valor	
Temperatura de saída do LDG	748, 048	[°C]
Vazão de gás LDG	194.929, 491	[Nm <sup>3</sup> /h]
Temperatura da água na entrada	90, 152	[°C]
Temperatura da água na saída	105, 110	[°C]
Vazão de água	1714, 127	[Nm <sup>3</sup> /h]

## 3 MÉTODO NUMÉRICO

As equações diferenciais parciais foram resolvidas pelo método dos volumes finitos<sup>(10,11)</sup> utilizando o pacote comercial ANSYS CFX 11. As equações foram discretizadas numa malha computacional não estruturada com 900.000 pontos nodais. O esquema de advecção foi o *high resolution* e o método iterativo para a solução do sistema


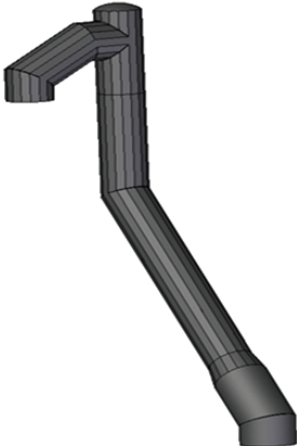
Coifa convertedor 03		Coifa convertedores 01/02	
			
Diâmetro da coifa móvel:	4330 mm	Diâmetro da coifa móvel:	3770 mm
Diâmetro da coifa fixa:	4330 mm	Diâmetro da coifa fixa:	3195 mm

Figura 2. Geometria das coifas dos convertedores 01, 02 e 03.

linear de equações está baseado na técnica *multigrid*.<sup>(12)</sup> Como critério de convergência especifica-se um resíduo médio quadrático (RMS menor que  $10^{-4}$ ) para as equações de conservação.

#### 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

As simulações foram realizadas em processamento paralelo divididas em 16 núcleos de 3,2 GHz e com 64 GB de RAM disponível. Cada simulação teve um tempo de 29 horas de processamento. Todos os resíduos mantiveram-se abaixo de  $10^{-4}$ .

Para validar os resultados, baseados nas condições de contorno extraídas de dados operacionais, utiliza-se o valor da temperatura medido por um termopar na região próxima à saída da coifa. O termopar fica posicionado a 200 mm de distância da parede, exatamente onde está o ponto azul localizado na Figura 3. O perfil de temperaturas calculado, mostrado na Figura 3, indica uma temperatura de 790°C nessa região. O valor é 5% mais alto do que aquele efetivamente medido pelo termopar conforme observado na Tabela 1. Isso representa boa confiabilidade no modelo matemático, visto que o erro é aceitável para aplicações industriais.

A avaliação do campo de velocidades é relacionada com as duas principais regiões de desgaste existentes. A Figura 4 apresenta estas duas regiões. A região I é a superfície inferior da região inclinada da coifa e a região 2 é a superfície superior da curva de saída.

Conforme apresentado na Figura 5, o escoamento ao longo da coifa tem velocidade máxima de 50 m/s na região da primeira curva de saída e, na entrada, encontra-se a uma velocidade média de 36 m/s. Na primeira curva

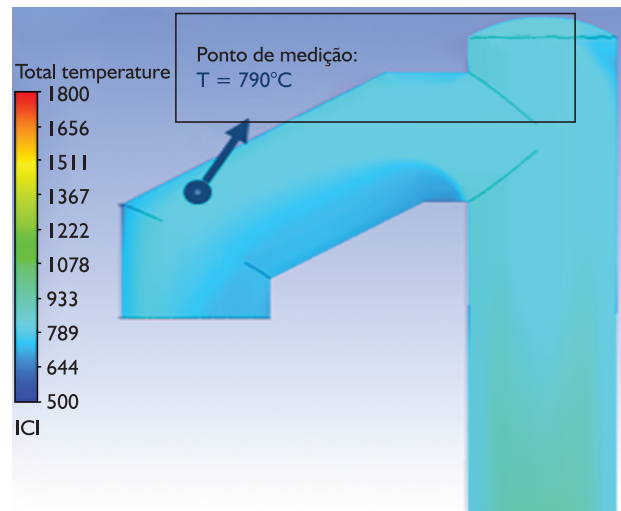


Figura 3. Perfil de temperatura na região de saída da coifa.

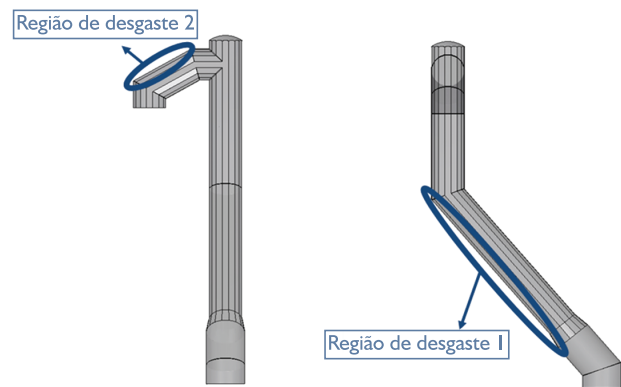
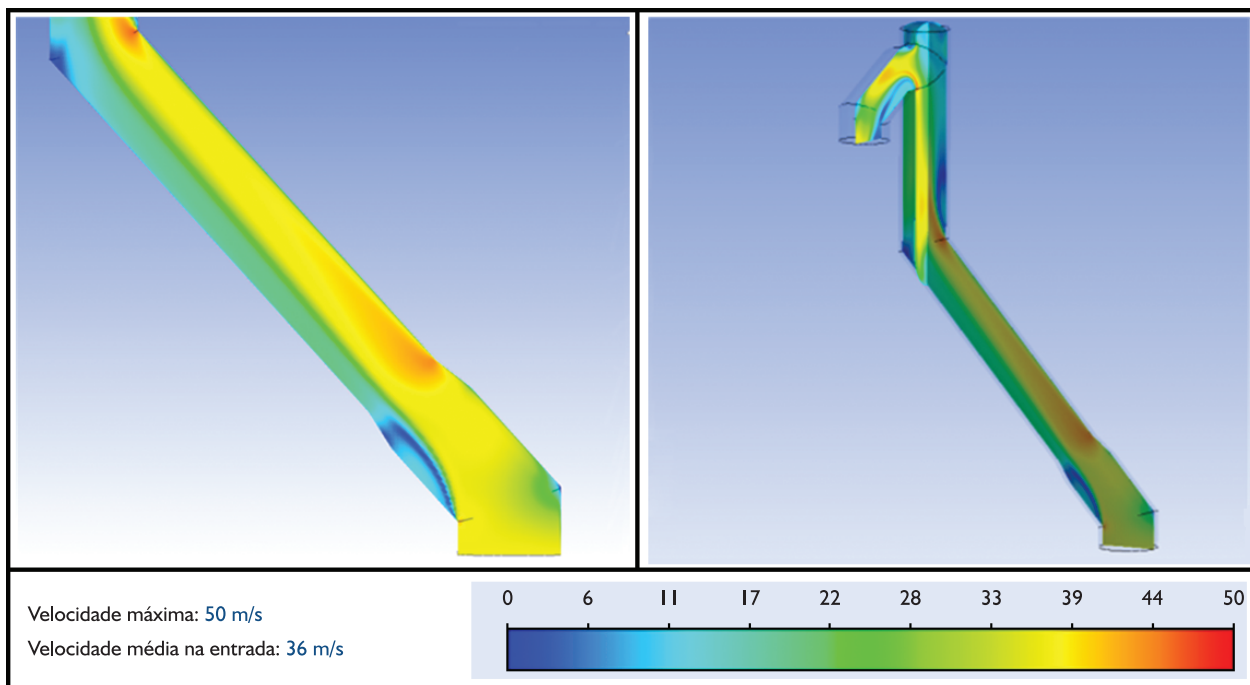


Figura 4. Regiões de maior desgaste nas coifas dos convertedores 01 e 02.



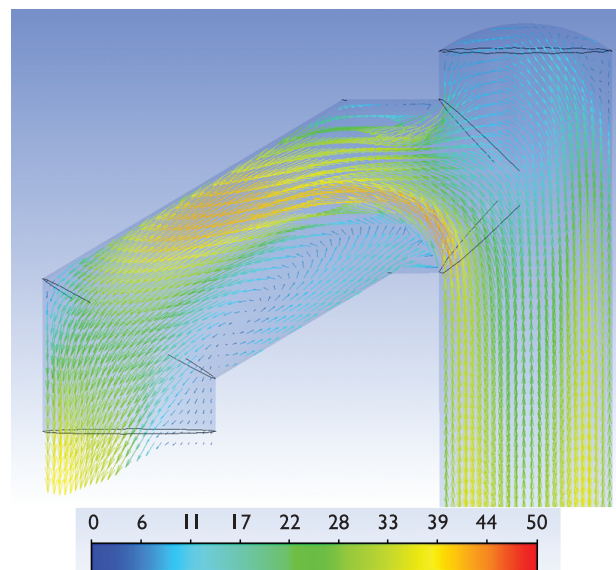
**Figura 5.** Campos de velocidade na região central da inclinação da coifa do convertedor 01.

ocorre um descolamento do escoamento gerando uma região de recirculação. Com a redução do diâmetro entre a coifa móvel e fixa, o escoamento recola eliminando a recirculação, porém, mantém uma zona de baixa velocidade na região inferior da inclinação. Tal fato sugere que nessa zona de baixa velocidade o escoamento não é capaz de gerar um arrasto suficiente para transportar todas as partículas contidas no gás, pois as partículas que saem do convertedor têm uma distribuição granulométrica bastante variada. Logo, o peso das partículas também varia. Dessa forma, as partículas mais pesadas caem ao longo da região de baixa velocidade e escorregam de volta para a entrada da coifa gerando um cisalhamento na parede localizada na região 1 de desgaste, provocando um desgaste por abrasão.

Na curva de saída, por ser acentuada, provoca uma projeção das partículas contra a parede posterior, pois a própria inércia das partículas não permite que elas acompanhem o desvio da trajetória do fluxo, causando grande cisalhamento na região 2 de desgaste (Figura 6).

Ao simular a geometria do convertedor 03, nas condições de operação do convertedor 01, as características do escoamento são similares. Por ter um diâmetro maior, a velocidade média na entrada é de 26 m/s e a velocidade máxima obtida chega a 30 m/s.

Na região de inclinação, observa-se a mesma recirculação devido à separação do escoamento na primeira curva. Entretanto, como não há variação de diâmetro, a recirculação se estende por toda a região inclinada o que sugere que ocorra o mesmo mecanismo de desgaste (Figura 7).



**Figura 6.** Campos de velocidade na região central da curva de saída da coifa do convertedor 01.

A curva de saída da geometria do convertedor 03 é mais acentuada em comparação ao convertedor 01. Conforme mostra a Figura 8, a projeção de material particulado na parede posterior deve ocorrer com potencial de intensidade ainda maior. Tal fato pode não acontecer, pois como a velocidade de entrada é menor, a coifa do convertedor 03 pode exaurir menos material particulado do que a coifa do convertedor 01, que possui uma velocidade maior na entrada.

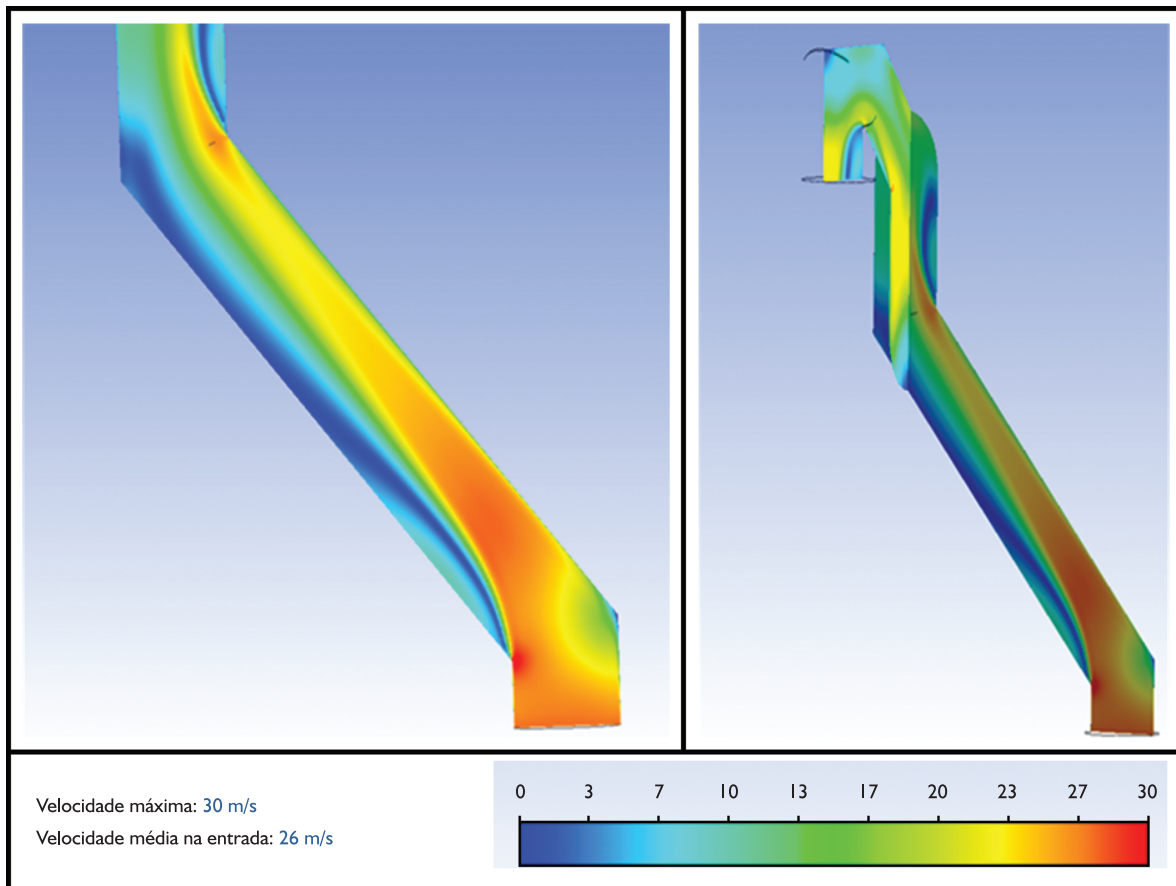


Figura 7. Campos de velocidade na região central da inclinação da coifa do convertedor 03.

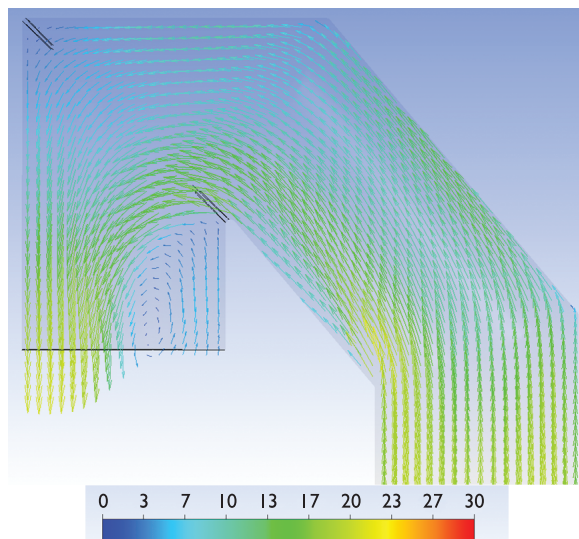


Figura 8. Campos de velocidade na região central da curva de saída da coifa do convertedor 03.

## 5 CONCLUSÕES

Por meio de simulação fluidodinâmica, é possível compreender que as regiões mais críticas devido ao desgaste estão diretamente relacionadas às características do escoamento de cada região.

Conforme apresentado na análise do escoamento, pode-se inferir que há basicamente dois mecanismos de desgaste nas coifas. Um é de erosão, devido ao contato de partículas em alta velocidade no sentido do fluxo de gás, e outro de abrasão, devido ao material particulado mais pesado que não é transportado pelo gás na zona de baixa velocidade, pois ele cae e desliza sobre a superfície da parede no sentido contrário ao fluxo de gás na região de desgaste I.

O desgaste por erosão deve ser significativamente reduzido com o aumento do diâmetro das coifas, e a correspondente redução de velocidade do gás, e com um possível aumento no raio de curvatura da região de saída.

Para a redução do desgaste abrasivo, deve-se avaliar a possibilidade de alterar a região de inclinação evitando a separação do escoamento e eliminando a zona de baixa velocidade. Também é importante investigar a utilização de materiais de alta resistência ao desgaste para revestimento das paredes.

## Agradecimentos

À ArcelorMittal Tubarão, pela oportunidade de desenvolver este trabalho.

## REFERÊNCIAS

- 1 ADAMS, R. W. *BOF steelmaking: introduction, theory and design*. Warrendale: Iron and Steel Society of the American Institute of Mining, 1982. v. 1.
- 2 ODENTHAL, H.-J. et al. Advantageous numerical simulation of the converter blowing process. *Iron & Steel Technology*, v. 4, n. 11, p. 71-89, Nov. 2007.
- 3 PHILLIPS, D.; ALMEIDA, C. Computational fluid dynamics (CFD) modeling in prolonging hood life. In: AISE - PROLONGING BOF HOOD LIFE, 1998, Nashville, TN. [S.n.t.].
- 4 FURTADO, R. G.; COSTA, E. R.. *Simulação do escoamento na coifa de despoeiramento primário do convertedor da aciaria da ArcelorMittal Tubarão utilizando CFD (computational fluid dynamics)*. 2007. 63 p. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, 2007.
- 5 PIRES, F. C. *Simulação do escoamento na coifa de despoeiramento primário do convertedor da aciaria da ArcelorMittal Tubarão utilizando CFD (Computational Fluid Dynamics)*. 2009. 50 p. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) ? Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, 2009.
- 6 KATO, M.; LAUNDER, B. E. The modeling of turbulent flow around stationary and vibrating square cylinders. In: SYMPOSIUM ON TURBULENT SHEAR FLOWS, 9., 1993, Kyoto, *Proceedings...* [S.n.t.]. p. 10.4.1-4.
- 7 MENTER, F. R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*, v. 32, n. 8, p. 1598-605, 1994. <http://dx.doi.org/10.2514/3.12149>
- 8 VIJAPURAPU, S.; CUI, J. Performance of turbulence models for flows through rough pipes. *Applied Mathematical Modelling*, v. 34, n. 6, p. 1458-66, June 2010. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apm.2009.08.029>
- 9 GALARÇA, M. M. *Transferência de calor combinando radiação e convecção no interior de dutos de geradores de vapor flamatubulares*. 2006. Dissertação (Mestrado em Engenharia mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2006.
- 10 PATANKAR, S. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. USA: Hemisphere Publishing Corporation, 1980.
- 11 MALISKA, C. R. *Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional*. Rio de Janeiro: LTC, 2004.
- 12 ANSYS Inc. *ANSYS CFX manual*. 2006.

Recebido em: 01/10/2010

Aceito em: 22/03/2012