

## PERDAS TÉRMICAS E ESTRATIFICAÇÃO TÉRMICA EM UMA PANELA DE ACIARIA\*

Izabela Diniz Duarte<sup>1</sup>  
Filipe Menezes Torres<sup>1</sup>  
Carlos Antônio da Silva<sup>2</sup>  
Itavahn Alves da Silva<sup>2</sup>  
Eliana Rodrigues Ferreira<sup>3</sup>  
Varadarajan Seshadri<sup>4</sup>

### Resumo

Perdas térmicas decorrem do armazenamento do aço líquido em panelas. O controle da temperatura do aço líquido é condição essencial para se obter um produto final de alto nível de qualidade. Este trabalho buscou avaliar a transferência de calor a partir do aço para o refratário da panela e para a camada de escória, utilizando um modelo numérico (Computational Fluid Dynamics). As perdas de calor dão origem a correntes de convecção dentro do banho e a consequência típica desse fenômeno é a estratificação térmica. Foi avaliada a influência de parâmetros tais como espessura da camada de escória, tipo de revestimento refratário e a temperatura de encharque. As perdas térmicas para o refratário lateral e do fundo da panela se mostraram maiores que as perdas térmicas para a camada de escória. Nas condições estudadas a espessura de camada de escória não apresenta influência significativa sobre as perdas, ao contrário do tipo de refratário e temperatura de encharque.

**Palavras-chave:** Aciaria; Perdas térmicas; Modelamento matemático.

### THERMAL LOSSES AND THERMAL STRATIFICATION IN A STEEL LADLE

#### Abstract

Thermal losses are one of the consequences from storing liquid steel in ladles. Controlling liquid steel temperature is essential for achieving a product with high quality. This study evaluates heat transfer from the steel to the refractory of the ladle and the slag layer, using a numerical (Computational Fluid Dynamics) model. Heat losses result in natural convection inside the bath and the typical consequence is the thermal stratification. The results from this study have been compared with data available in the literature and may be used as a guide for forecasting ladle steel temperature. The influence of different parameters such as thickness of the slag layer, type of refractory and the soaking temperature has been taken in consideration. Heat losses to the wall and bottom refractories are larger than thermal losses to the slag layer. Thermal losses are not strongly affected by slag layer thickness; the main influence is due to refractory type and initial soaking temperature.

**Keywords:** Steelmaking; Ladle heat losses; Mathematical modeling.

<sup>1</sup> Engenheira(o) Metalurgista, Mestranda(o) em Engenharia de Materiais, Redemat, Universidade Federal de Ouro Preto, Ouro Preto, MG, Brasil.

<sup>2</sup> Engenheiro Metalurgista, Dr. Professor do DEMET, Universidade Federal de Ouro Preto, Escola de Minas, Ouro Preto, Minas Gerais, Brasil.

<sup>3</sup> Engenheira Mecânica, Dr. Professor do DECAT, Universidade Federal de Ouro Preto, Escola de Minas, Ouro Preto, Minas Gerais, Brasil.

<sup>4</sup> Engenheiro, Dr. Ing. Professor, DEMET - UFMG.

## 1 INTRODUÇÃO

Para se alcançar, na etapa de lingotamento, a temperatura desejada para cada tipo de aço, é necessário levar em consideração o tipo de refratário da panela, seu estado térmico antes de entrar no ciclo de panelas, e as propriedades térmicas do aço e da escória.

As perdas térmicas através do refratário são influenciadas pelas propriedades físicas e dimensão do revestimento, além do seu perfil de temperatura antes do vazamento. Este perfil de temperatura é decorrente de todo o histórico térmico da panela. Devido ao contato entre o banho de aço e revestimento da panela há absorção de calor pelo revestimento refratário. Calor também é perdido pelo aço através da escória que fornece uma camada de isolamento parcial sobre a superfície do aço líquido, Duarte et al. [1].

É desejável que a temperatura do aço vazado da panela ao distribuidor não varie consideravelmente, de forma a se obter uma pequena variação na temperatura do aço contido no distribuidor durante o lingotamento, Tripathi et al. [2].

As perdas de calor do aço líquido são parte de um processo transitório, que dão origem a correntes de convecção naturais dentro do banho. As consequências desse fenômeno são isoterms planas dentro do banho caracterizando a estratificação térmica, Pan e Bjorkman [3].

É desejável obter, portanto, um campo térmico homogêneo na panela de modo que a temperatura no distribuidor não varie durante o vazamento da panela, Ganguly e Chakraborty [4]. A estratificação térmica geralmente provoca variações na temperatura e em casos extremos pode causar uma solidificação do aço no bocal da válvula, na parte inferior da panela, Rodrigues [5].

Os modelos térmicos apresentados neste trabalho são úteis para a otimização do processo e especialmente importantes como guias para a escolha dos materiais usados como revestimento das panelas após uma previsão das perdas térmicas a partir do aço para os refratários (tanto das paredes quanto do fundo da panela) e para a camada de escória.

## 2 MATERIAIS E MÉTODOS

O método empregado neste trabalho levou em consideração um modelo de panela baseado na configuração e dimensões de uma panela real em escala industrial. De modo a simplificar o modelo, o formato cônico da panela foi descartado e utilizou-se um formato cilíndrico, onde o refratário possui espessura constante ao longo da parede e do fundo da panela, como mostra a Figura 1.

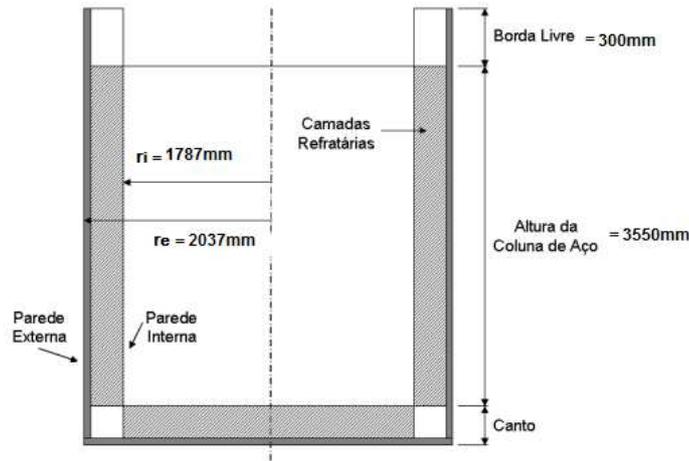


Figura 1: Desenho esquemático do modelo considerado.

Para o modelo computacional utilizou-se software Ansys/CFX, considerando o revestimento refratário como monolítico, com espessura constante e sem a presença da carcaça metálica. A condutividade térmica e a difusividade térmica do refratário são consideradas independentes da temperatura.

O processo de trocas térmicas é por natureza transiente, induzindo correntes de convecção natural no aço líquido. O escoamento de fluidos, distribuição espacial dos campos de velocidade e pressão são retratados pelas equações de Navier-Stokes, tal que (equações 1, 2, 3 e 4):

Equação da continuidade:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho u = 0 \quad (1)$$

Equação de conservação de quantidade de movimento:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu_l + \mu_t) \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \rho g \quad (2)$$

Equação da energia:

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho h u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \frac{k}{C_p} + \frac{\mu_t}{\sigma_h} \right) \frac{\partial h}{\partial x_j} \right] \quad (3)$$

Viscosidade turbulenta:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4)$$

Onde:  $\rho$ =densidade,  $t$ =tempo,  $u$ =velocidade média,  $x$ =coordenada em uma determinada direção,  $h$ =energia interna,  $P$ =pressão,  $g$ =aceleração da gravidade,  $k$ =energia cinética de turbulência,  $\varepsilon$ =taxa de dissipação de energia cinética de turbulência,  $C_p$ =calor específico,  $\mu_l$  e  $\mu_t$  =respectivamente, viscosidade laminar viscosidade turbulenta,  $i$  e  $j$ =índices cartesianos.

O modelo de turbulência considera as equações diferenciais seguintes (equações 5 e 6):

Equação para energia cinética de turbulência

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon \quad (5)$$

Equação da taxa de dissipação de energia cinética de turbulência:

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\mu} \frac{\varepsilon}{k} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - C_{2\rho} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (6)$$

Onde:  $\sigma_k$  =número de Prandtl para energia cinética de turbulência,  $\sigma_\varepsilon$  =número de Prandtl para a taxa de dissipação da energia de turbulência.

Considerando o ciclo da panela dentro da aciaria, após o processo de injeção de gás pelo fundo ao final do refino secundário, admitiu-se temperatura do aço uniforme e igual a  $T_m=1650^\circ\text{C}$ ; admitiu-se que no instante inicial o banho estava quiescente, estático. Na interface metal refratário se aplica a condição inicial:

Em  $t=0$ :  $T_w = T_b = T_m = 1650^\circ\text{C}$

Para se determinar as condições térmicas de escória e refratário foi assumido que se estabelece um gradiente térmico transiente dentro do refratário, que a temperatura do mesmo varia com posição e tempo, sendo descrito pela equação de transferência por condução (equação 7), a qual é dada em coordenadas cilíndricas bidimensionais:

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = K \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad (7)$$

Onde:  $T$ = temperatura,  $t$ =tempo,  $\rho$ =densidade,  $C_p$ =calor específico,  $k$ =condutividade térmica,  $r$  e  $z$  são direções coordenadas.

Na fronteira entre a superfície externa do refratário e o ambiente circundante se observa convecção e radiação, aplicando-se a condição inicial:

Em  $t=0$ :  $T_w = T_b = 700^\circ\text{C}$ ,  $T_e = 25^\circ\text{C}$

O fluxo de calor pode ser calculado através da equação 8. O primeiro termo na equação ao lado direito representa a transferência de calor por convecção e o segundo termo representa a transferência de calor por radiação.

$$-K \frac{\partial T}{\partial r} = h_{we} (T_w - T_e) + \varepsilon_w \sigma (T_w^4 - T_e^4) \quad (8)$$

Onde:  $K$ =condutividade térmica,  $T_w$ =temperatura do refratário,  $T_e$ =temperatura ambiente,  $\varepsilon_w$ =emissividade do refratário,  $\sigma$ =constante de Stefan-Boltzman,  $h_{we}$ =coeficiente de convecção entre o refratário e o ambiente,  $r$ =coordenada na direção de transferência.

Na fronteira entre o aço e a escória se observa condução de calor, para a qual se aplica a condição inicial:

Em  $t=0$ ,  $T_s = T_m = 1650^\circ\text{C}$

A escória fornece uma camada isolante sobre a superfície do aço líquido prevenindo as perdas por radiação direta a partir do aço. O calor transportado através da camada de escória ocorre por difusão (equação 9), tal que:

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = K \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad (9)$$

Onde:  $\rho$ =densidade,  $C_p$ =calor específico,  $T$ = temperatura,  $t$ =tempo,  $K$ =condutividade térmica,  $z$ = direção coordenada.

O fluxo de calor do aço, no topo da panela, está diretamente atrelado à espessura da camada e escória, tal que uma maior espessura de escória incorre em menores perdas térmicas do banho. Isto é, uma camada de escória mais espessa atua como um isolante térmico e faz com que o aço apresente comportamento estratificado mais rapidamente. Aplica-se a condição inicial:

Em  $t=0$ ,  $T_s = T_m = 1650^\circ\text{C}$ ,  $T_e = 25^\circ\text{C}$

O fluxo de calor transferido do topo da camada de escória para a atmosfera é:

$$-K \frac{\partial T}{\partial r} = h_{se} (T_s - T_e) + \varepsilon_s \sigma (T_s^4 - T_e^4) \quad (10)$$

Onde:  $k$ =condutividade térmica,  $T$ =temperatura,  $T_s$ =temperatura da escória,  $T_e$ =temperatura ambiente,  $\sigma$ =constante de Stefan-Boltzman,  $h_{se}$ =coeficiente de convecção entre a escória e o ambiente circundante,  $\varepsilon_s$ =emissividade da escória.

No modelo considerado a convecção natural ocorre em dois sistemas distintos, dentro do banho de aço; na região de contato carcaça da panela / ambiente e na

região de contato escória / ambiente. Nestes casos é necessário o conhecimento do valor do coeficiente de convecção para quantificar o fluxo térmico.

Valores de coeficiente de convecção podem ser obtidos (equação 11) a partir de adimensional de Nusselt e outros grupos relevantes ao fenômeno.

$$h = \frac{NuK}{L} \quad (11)$$

Onde:  $h$ =coeficiente de convecção,  $Nu$ =número de Nusselt,  $K$ =condutividade térmica,  $L$ =comprimento característico.

Para placas verticais, que correspondem às paredes interna e externa da panela, foi aplicada a correlação de Churchill e Chu, apud Incropera, 2008<sup>(6)</sup> (equação 12).

$$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra_L^{\frac{1}{6}}}{\left[ 1 + \left( \frac{0,492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad (12)$$

Onde:  $Ra_L$ = adimensional de Rayleigh,  $Pr$ = adimensional de Prandtl.

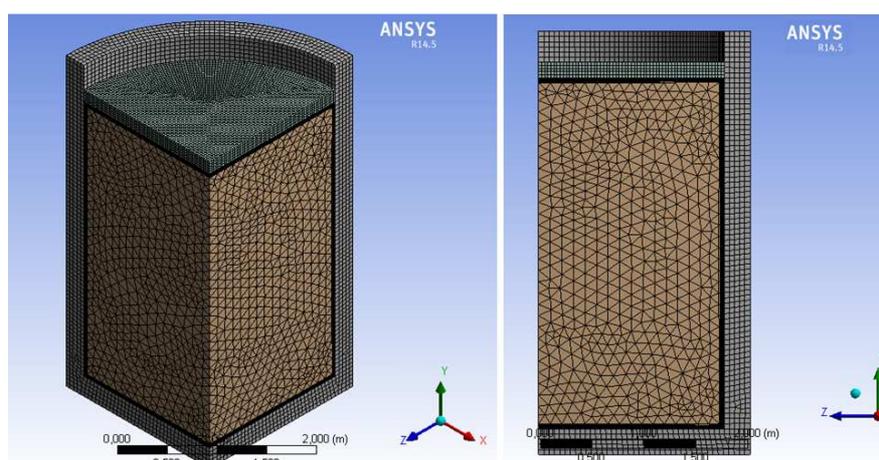
Considerando a superfície horizontal como a camada de escória e o fluido como o ar ambiente, aplicam-se as correlações recomendadas em termos de número de Nusselt médio (equação 13):

$$Nu = 0,54Ra_L^{\frac{1}{4}} \quad (10^4 \leq Ra \leq 10^7) ; Nu = 0,15Ra_L^{\frac{1}{3}} \quad (10^7 \leq Ra \leq 10^{11}) \quad (13)$$

Para o fundo da panela, na superfície de contato entre panela e atmosfera foi empregada a relação (equação 14):

$$Nu = 0,27Ra_L^{\frac{1}{4}} \quad (10^5 \leq Ra \leq 10^{10}) \quad (14)$$

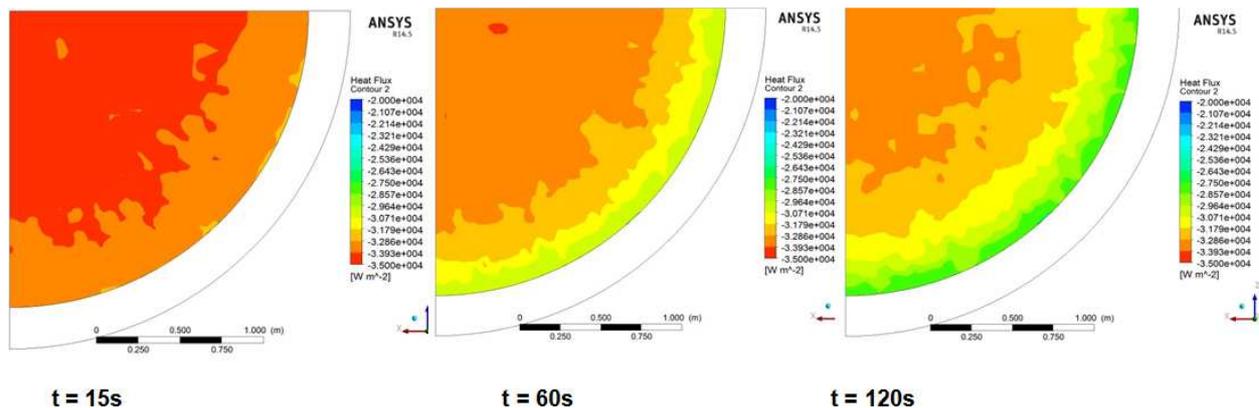
O modelo computacional foi constituído por três corpos: refratário (estado físico sólido), aço (estado físico líquido) e escória (estado líquido sólido). De modo a simplificar o tempo de simulação e devido ao formato radial do esboço, a panela foi reduzida a uma fatia de um quarto do seu tamanho total sem que houvesse perdas de informações como mostrado na Figura 2.



**Figura 2:** Esboço do modelo a) vista isométrica e b) detalhe da malha utilizada na escória, banho de aço e refratário.

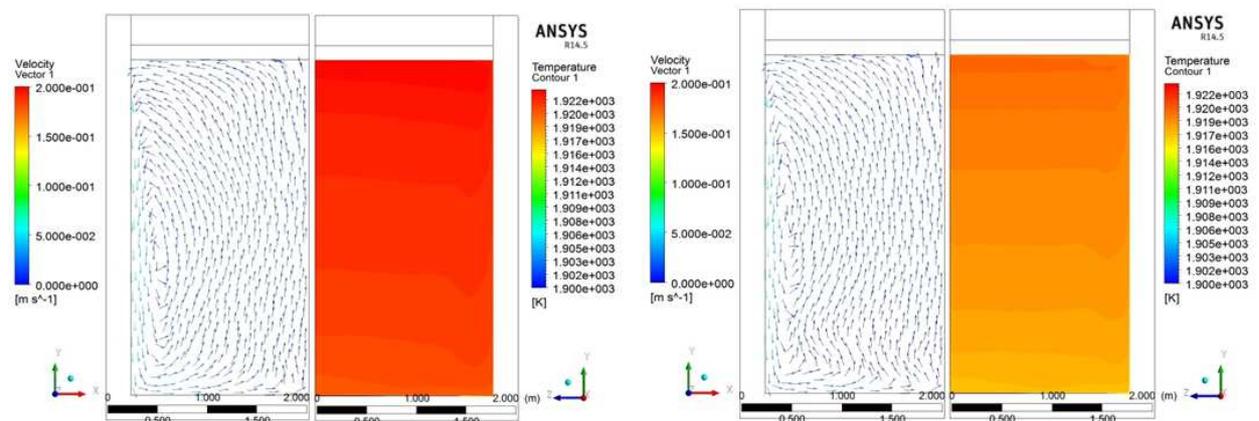
### 3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Analisou-se com base no modelo exposto o fluxo de calor na superfície da escória de topo como mostrado na Figura 3. A temperatura inicial da escória foi de 1650°C e a temperatura do ar atmosférico foi de 25°C. Nos instantes iniciais, o fluxo de calor na superfície da escória é mais intenso devido ao gradiente de temperatura entre a mesma e o ar ambiente. Gradualmente, porque as perdas por radiação diminuem com o decréscimo da temperatura superficial, ocorre decaimento do fluxo de calor, o qual tende a se estabilizar.



**Figura 3:** Fluxo de calor na superfície da escória após a) 15s; b) 60s e c) 120s.

Perdas de calor do aço líquido, tanto para o refratário da panela quanto para a escória, dão origem a correntes de convecção natural dentro do banho e consequência desse fenômeno é a estratificação térmica do aço líquido. O fenômeno de convecção natural está representado pelos vetores de velocidade e a estratificação térmica está representada nas camadas com diferentes temperaturas dentro do banho, Figura 4. Nota-se que inicialmente, as correntes de convecção natural são categorizadas por altas velocidades o que estimula a homogeneização térmica. Contudo, ao longo do tempo a estratificação térmica torna-se evidente, distinguida pela presença de isotermas planas, exceto nas proximidades da parede da panela onde o fluxo de calor é maior.

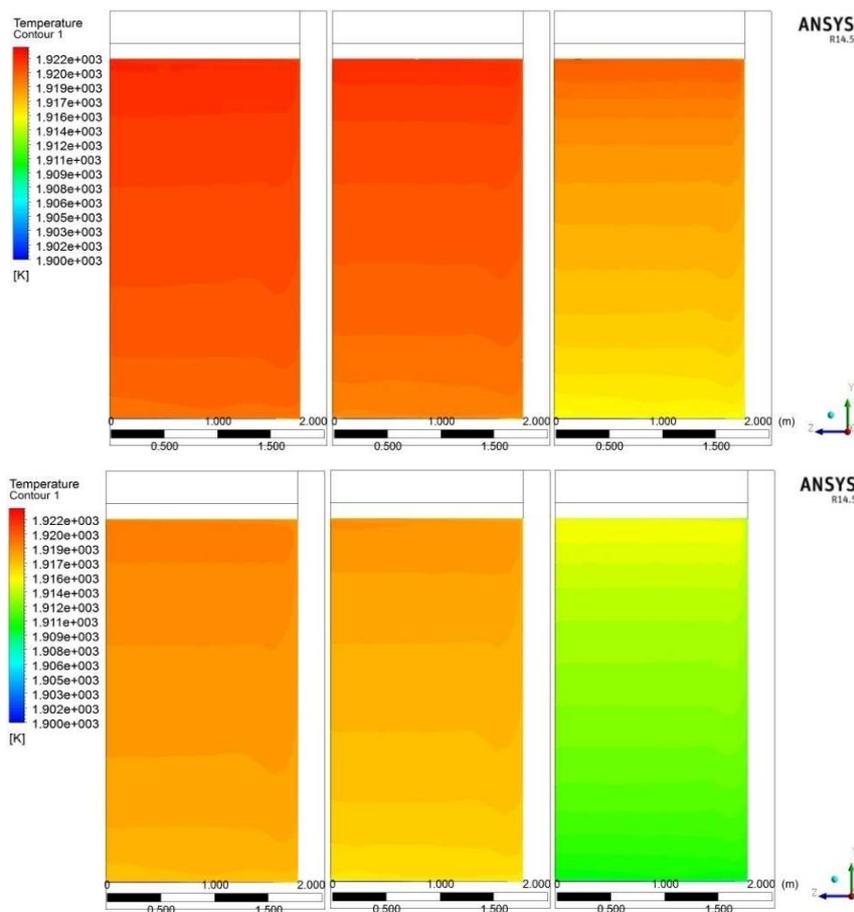


**Figura 4:** Vetores de velocidade e gradiente de temperatura: a) após 300s; b) após 900s.

Perto das paredes, o fluido, estando a menor temperatura e sendo mais denso, afunda sob a influência da gravidade, produzindo-se assim uma camada mais fria (e, portanto, mais densa) de aço na parte inferior da panela. O campo de velocidades

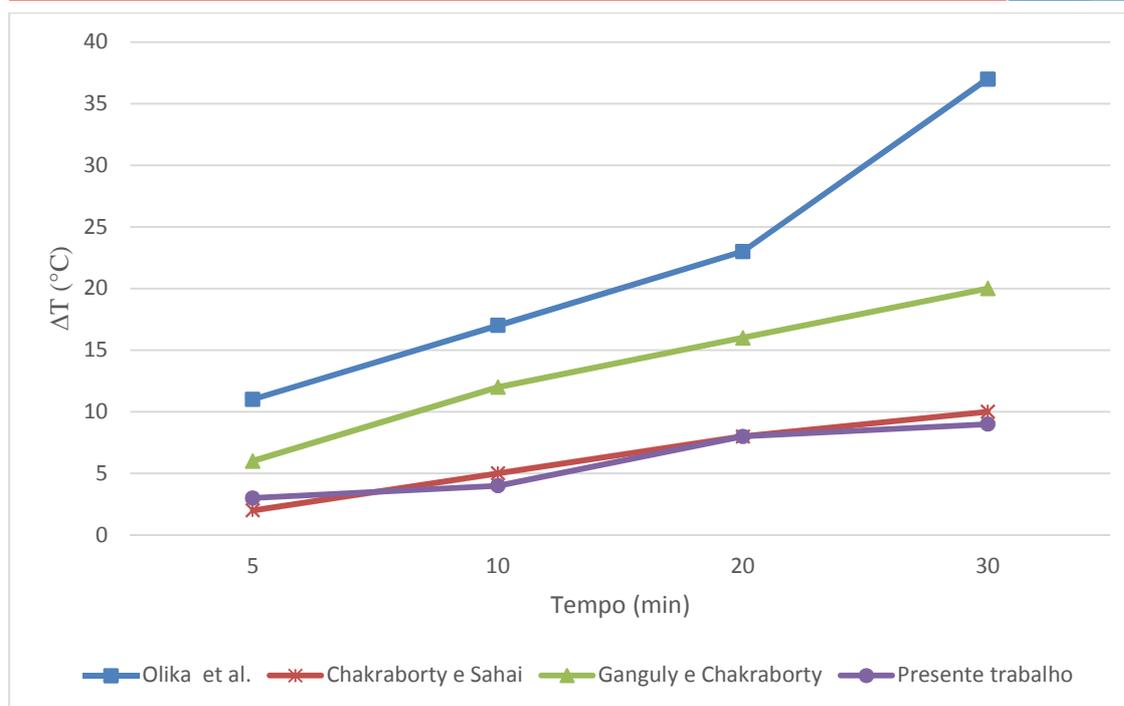
da linha central mostra um fluxo ascendente de aço quente, devido à sua menor densidade. A energia cinética turbulenta tem, portanto, um valor máximo próximo às paredes laterais e um baixo valor no centro da panela.

Foram considerados três diferentes revestimentos refratários dolomítico; aluminoso e de alta alumina Figura 5. Devido ao elevado calor específico e densidade do revestimento refratário de alta alumina ocorre um maior armazenamento de calor neste revestimento; o que melhora sua resistência ao choque térmico e ao desgaste por termoclase. Consequentemente a quantidade de calor perdida pelo aço para o revestimento de alta alumina é menor que para os demais tipos de refratários considerados.



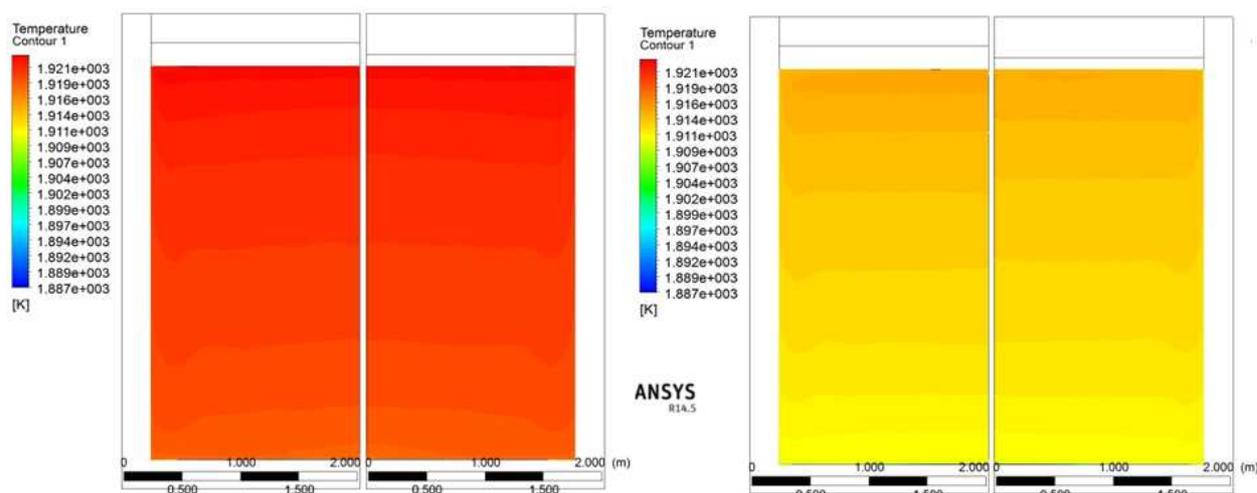
**Figura 5:** Gradientes térmicos para panela com refratário dolomítico, aluminoso e alta alumina respectivamente: a) após 600s; b) após 1200.

A estratificação térmica, que é função do tempo, é mostrada na Figura 6 comparando-se a diferença de temperatura do aço líquido em duas posições distintas dentro banho, perto da superfície em contato com a escória e próximo ao fundo da panela, ambas as posições considerando a parte central do banho. Foram analisados os resultados obtidos por outros autores e são perceptíveis as diferenças, que se devem principalmente em função das condições de contorno utilizadas e das considerações feitas. O presente trabalho levou em consideração o tipo de refratário como sendo o aluminoso e a diferença de temperatura ao longo do tempo se aproxima dos resultados encontrados no trabalho de Chakraborty e Sahai [7].



**Figura 6:** Comparação da estratificação térmica ao longo do tempo para o presente trabalho e demais autores Olika et al. [8], Chakraborty e Sahai [7], Ganguly e Chakraborty [4].

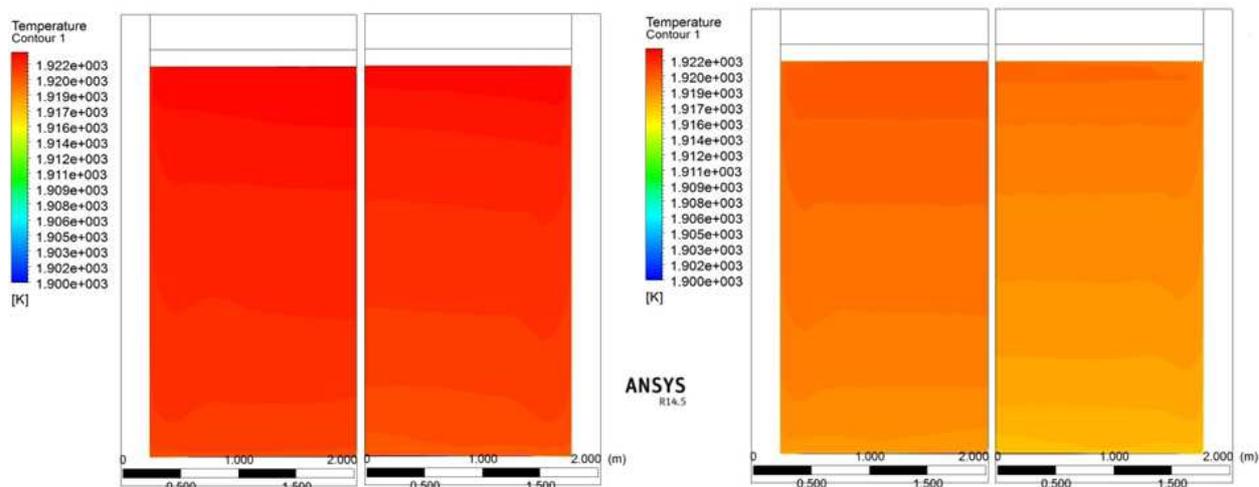
No que se refere à espessura da camada de escória de cobertura da panela, o seu efeito de barreira isolante minora as perdas térmicas do aço líquido. Por isso, o aumento da espessura da camada de escória decresce as perdas térmicas, Figura 7. Nota-se que a diferença de temperatura média do banho para um dado tempo, comparando uma panela com 100mm de escória e 200mm de escória, é demasiadamente pequena pois a perda de calor através do topo é pequena e a temperatura média do banho não cai significativamente.



**Figura 7:** Gradiente de temperatura do aço líquido em uma panela com 200mm de escória e 100mm de escória respectivamente: a) após 300s; b) 1200s.

A quantidade de energia armazenada nas camadas refratárias pode ser associada ao índice de encharque. Quanto maior for o calor retido, melhor é o estado térmico da panela e, conseqüentemente, menor será a perda térmica do aço líquido. Foram consideradas duas temperaturas de encharque iniciais para o refratário 700°C e

900°C. Figura 8. Maiores gradientes térmicos são observados quando a temperatura de encharque é menor.



**Figura 8:** Gradientes térmicos para diferentes temperaturas de encharque do refratário 900°C e 700°C respectivamente a) após 300s; b) após 900s.

## 4 CONCLUSÃO

Os resultados obtidos permitiram concluir que:

As perdas térmicas da panela de aciaria são maiores nas regiões de contato com revestimento refratário do que com a escória sendo que a parede lateral da panela é a principal responsável pelas perdas térmicas, o que pode ser atribuída à sua maior área de contato com o aço líquido;

A quantidade de calor absorvida e, conseqüentemente armazenada, pelo refratário varia de acordo com o tipo de refratário utilizado na panela. Suas propriedades determinam a passagem e armazenagem maior ou menor de calor em suas camadas afirmando a importância de uma boa escolha do material refratário a ser adotado.

A quantidade de calor absorvida e, conseqüentemente armazenada, pelo refratário também varia com um a temperatura de encharque. O fluxo de calor para uma panela com uma temperatura de encharque menor é significativamente maior em função do maior gradiente térmico. Isto ressalta a necessidade de pré-aquecimento de panelas novas no ciclo da aciaria.

A camada de escória mostra-se como uma barreira contra as perdas térmicas diretas pela superfície do banho, porém a espessura da camada de escória mostra pouca influência sobre a quantidade de calor perdida.

## Agradecimentos

À FAPEMIG, CAPES e CNPq pelo apoio financeiro.

## REFERÊNCIAS

- 1 Duarte ID, Silva CA, Silva IA, Ferreira ER, Pereira AL, Seshadri V. Modelamento matemático das perdas térmicas em panelas de aciaria. 45° Seminário de Aciaria - Internacional; Porto Alegre, RS. 25 a 28 de maio/2014.

- 2 Tripathi A, Saha JK, Singh JB, Ajmani SK. Numerical Simulation of Heat Transfer Phenomenon in Steel Making Ladle. ISIJ International, v.52, n.9, p.1591 – 1600. 2012.
- 3 Pan Y, Björkman B. Physical and Mathematical Modelling of Thermal Stratification Phenomena in Steel Ladles. ISIJ International, vol.42, n.6, p.614 – 623. 2002.
- 4 Ganguly S, Chakraborty S. Numerical Investigation on Role of Bottom Gas Stirring in Controlling Thermal Stratification in Steel Ladles. ISIJ International, v.44, n.3, p.537 – 546. 2004.
- 5 Rodrigues EF. Análise e simulação de um ciclo de panela de aciaria, 236p. Tese, Doutorado – Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, Brasil. 1998. Programa de Pós-graduação em Engenharia Metalúrgica e de Minas.
- 6 Incropera FP, Dewitt DP. Fundamentos de Transferência de Calor e Massa, 6a edição, LTC - Livros Técnicos e Científicos, Editora S. A., R. J. 2008.
- 7 Chakraborty S, Sahai Y. Effect of Slag Cover on Heat Loss and Liquid Steel Flow in Ladles before and during Teeming to a Continuous Casting Tundish. Metallurgical Transactions B, v.23B, p. 135-150. 1992.
- 8 Olika B, Pan Y, Bjorkman B, Grip CE. Numerical Simulation and Industrial Investigation on the Melt Stratification Phenomena in Ladles Holding Molten Steel. Scandinavian Journal of Metallurgy, v.25, p.18-26. 1996.