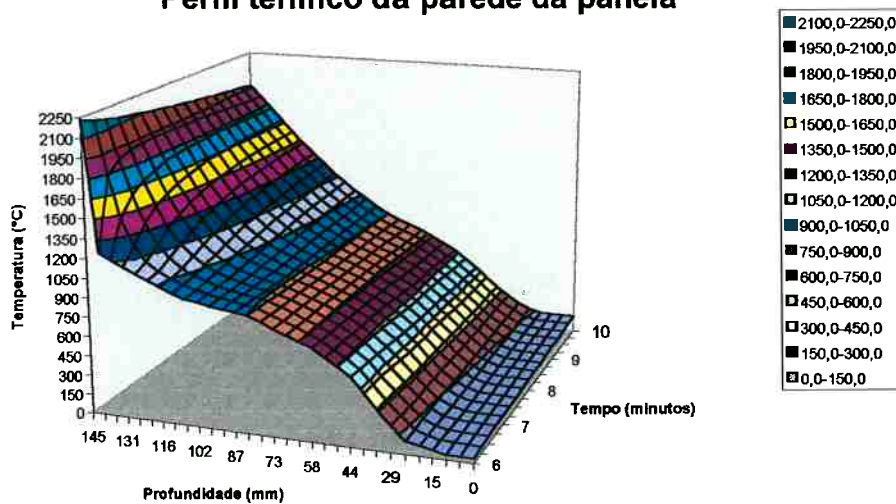


TRABALHO DE FORMATURA

Modelação das perdas térmicas em uma panela

Perfil térmico da parede da panela



Departamento de Engenharia Metalúrgica e de Materiais

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo

Dezembro de 1997

Aluno: Rafael Corrêa Sobral Caetano da Silva

Orientador: Prof. Cyro Takano

Co-orientador: Eng. João Batista Ferreira Neto

Local de realização do trabalho: Instituto de Pesquisas Tecnológicas - I.P.T.

Agradecimentos

Gostaria de agradecer o auxílio e empenho do orientador, Prof. Dr. Cyro Takano, e co-orientador, M.E. João Batista Ferreira Neto, para a solução dos problemas encontrados, assim como a ajuda dos meus companheiros de trabalho no Instituto de Pesquisas Tecnológicas na realização da parte experimental, e a Companhia Brasileira de Metalurgia e Mineração que financiou o trabalho.

RESUMO

Este trabalho procurou desenvolver um modelo matemático capaz de determinar a perda térmica de uma panela contendo diversas camadas de material refratário, sob diversas condições de operação.

O conhecimento prévio da perda térmica pode auxiliar na elaboração de balanços térmicos de processos que utilizem panelas como reator, evitando o descontrole do mesmo, principalmente quando trata-se de processos autógenos.

O modelo consiste na discretização das equações diferenciais, que determinam a transmissão de calor em regime transiente, através do esquema explícito. Sendo que as equações resultantes foram colocadas numa planilha de cálculo (Microsoft Excel).

Foi feita uma verificação experimental do modelo através da comparação da evolução do perfil térmico da parede de uma panela instrumentada com termopares, durante uma reação aluminotérmica, com a evolução do perfil prevista pelo modelo, mostrando a consistência do mesmo.

Através de simulações feitas no modelo verificou-se que a realização de um pré-aquecimento da panela antes da reação é fundamental para minimizar a perda térmica, podendo diminuí-la em 34%.

Verificou-se também que a utilização de tampa reduz a perda térmica, porém sua eficiência depende muito da geometria da panela e do volume ocupado pela mistura. Numa aluminotermia simulada numa panela de diâmetro médio de 480 mm e altura de 799 mm, com uma carga que corresponda a 37% do volume total da mesma, o uso de uma tampa refratária reduz a perda térmica em 5%, porém se utiliza-se uma carga correspondente a 100% do volume total a perda reduziria em aproximadamente 28%.

Índice analítico

<i>Agradecimentos</i>	<i>i</i>
<i>Resumo</i>	<i>ii</i>
<i>Índice analítico</i>	<i>iii</i>
<i>Índice de figuras</i>	<i>iv</i>
<i>Índice de tabelas</i>	<i>iv</i>
<i>Lista de símbolos</i>	<i>v</i>
1.Objetivo	1
2.Justificativa	1
3.Revisão Bibliográfica	2
3.1.Transmissão de calor	2
3.1.1.Condução	2
3.1.2.Radiação	5
3.1.3.Convecção	8
3.2.Métodos de discretização (diferenças finitas)	9
4.Modelação matemática	11
4.1.Banho metálico	12
4.2.Interior da parede refratária	13
4.3.Interface da carcaça de aço e atmosfera	13
4.4.Superfície interior da tampa	14
4.5.Interior da tampa e do fundo da panela	15
4.6.Interface da tampa e do fundo com a atmosfera	15
4.7.Modelo	16
5.Arranjo experimental	16
5.1.Panela	16
5.1.1.Material refratário	18
5.2.Reação aluminotérmica	20
6.Resultados e discussão	22
6.1.Aluminotermia de concentrado de nióbio com Fe-Al líquido	22
6.2.Aluminotermia realizada para verificação do modelo	22
6.3.Definição das entradas utilizadas para simulação do ensaio no modelo	23
6.4.Simulação do ensaio através da aplicação do modelo	27
6.5.Avaliação do efeito da presença da tampa sobre a perda térmica através da aplicação do modelo	31
6.6.Avaliação do efeito do pré-aquecimento sobre a perda térmica através da aplicação do modelo	32
6.7.Avaliação do efeito da escala da reação sobre a perda térmica através da aplicação do modelo	33
6.8.Avaliação do efeito da geometria da panela sobre a perda térmica através da aplicação do modelo	34
6.9.Avaliação de melhoria a curto prazo	34
7.Conclusões	35
8.Referências bibliográficas	37
Anexo I – Análise do melhor instante para o início da simulação	38
Anexo II – Estimativa da temperatura da superfície interna da parede da panela que não está em contato com o banho	41

Índice de figuras

Figura 3.1 - Elemento infinitesimal para realização do balanço térmico.	3
Figura 3.2 - Esquema para o cálculo do fator de vista.	6
Figura 3.3 - Fator de vista para dois discos diretamente opostos.	7
Figura 5.1 - Esquema da panela e posição dos termopares.	17
Figura 5.2 - Aspecto da panela com os termopares e conectores.	18
Figura 6.1 - Temperaturas dos termopares registrada durante o ensaio.	23
Figura 6.2 - Perfil inicial da panela utilizado na simulação do ensaio.	24
Figura 6.3 - Perfil inicial do fundo da panela utilizado na simulação do ensaio.	25
Figura 6.4 - Comparação da evolução da temperatura dos termopares registrada experimentalmente no ensaio de verificação (linhas finas) com a obtida pelo modelo (linhas grossas).	27
Figura 6.5 - Evolução da perda térmica durante o ensaio obtida pelo modelo com a contribuição das parcelas de transmissão de calor na perda.	28
Figura 6.6 - Evolução da temperatura do banho e da face interna da tampa obtida pelo modelo.	29
Figura 6.7 - Simulação da evolução do perfil térmico da parede da panela durante o ensaio.	29
Figura 6.8 - Simulação da evolução do perfil térmico do fundo da panela durante o ensaio.	30
Figura 6.9 - Simulação da evolução do perfil térmico da tampa da panela durante o ensaio.	30
Figura 6.10 - Efeito da tampa e do volume ocupado pela mistura na panela utilizada no ensaio sobre a perda térmica.	31
Figura 6.11 - Efeito do aumento de escala na perda térmica.	33
Figura 6.12 - Estudo do efeito da geometria da panela sobre a perda térmica.	34
Figura A.1 - Perfil inicial utilizado na simulação para verificação da resistência do refratário a propagação de calor.	38
Figura A.2 - Evolução da temperatura dos termopares utilizando o perfil proposto na figura A.1.	39
Figura A.3 - Evolução da temperatura dos termopares utilizando o perfil proposto na figura 6.2.	40
Figura B.1 - Efeito da temperatura da parede sobre o banho.	41
Figura B.2 - Tampa da panela com a face interna fundida.	42

Índice de tabelas

Tabela 3.1 - Valores aproximados de coeficientes de transmissão de calor médio.	8
Tabela 5.1 - Balanço térmico da reação de aluminotermia de concentrado de nióbio.	21
Tabela 6.1 - Dados de entrada e parâmetros do modelo.	26
Tabela 6.2 - Efeito do pré-aquecimento da panela sobre a perda térmica.	32

Lista de símbolos

q	quantidade de calor
k	condutividade térmica
c	calor específico
ρ	densidade
α	difusividade térmica
h	coeficiente de transmissão de calor convectivo
E	potência emissiva
σ	constante de Stefan-Boltzman
x, y, z	posição (coordenadas cartesianas)
r, \varnothing, z	posição (coordenadas cilíndricas)
t	tempo
\dot{q}	taxa de geração de calor
A	área de troca térmica
T	temperatura
V_B	volume do banho
F_{12}	fator de vista de uma superfície 1 para outra 2
A_P	área da parede em contato com o banho
A_F	área do fundo da panela
A_E	área externa da carcaça
A_S	área da superfície do banho
T_B	temperatura do banho
T_P	temperatura da superfície interna da parede em contato com o banho
T_A	temperatura ambiente ou da face interna da tampa
T_C	temperatura da superfície externa da carcaça
T_{TS}	temperatura da face interior da tampa
T_{PS}	temperatura da superfície interna da parede da panela que não está em contato com o banho
T_I	temperatura da interface da face externa da tampa e do fundo com a atmosfera
$F_{S \rightarrow T}$	fator de vista da superfície do banho para a face interior da tampa
$F_{S \rightarrow P}$	fator de vista da superfície do banho para a superfície interna da parede da panela que não está em contato com o banho
$F_{T \rightarrow P}$	fator de vista da face interna da tampa para a superfície interna da parede da panela que não está em contato com o banho
$F_{T \rightarrow S}$	fator de vista da face interna da tampa para a superfície do banho

1. Objetivo

Determinar a perda térmica de uma panela, com diversas camadas de refratário, sob diversas condições de pré-aquecimento e ciclos de operação.

Para estimar a perda térmica foi elaborado um modelo de perda térmica em regime transiente e confeccionada uma panela instrumentada com termopares para avaliação do mesmo.

2. Justificativa

O conhecimento da perda térmica de panelas ou reatores metalúrgicos empregados na produção de metais e ligas, é muito importante para a previsão da evolução térmica de operações como transporte de material líquido, refino de banhos metálicos e reações de redução (aluminotermia), realizadas neste tipo de reator.

No caso de reações aluminotérmicas, dependendo da quantidade de energia necessária e da perda térmica do reator pode-se variar parâmetros como as temperaturas de vazamento, temperatura de pré-aquecimento da panela e quantidade de mistura exotérmica (óxido e alumínio) necessária de modo a garantir que o processo seja autógeno.

3. Revisão bibliográfica

3.1. Transmissão de calor

A transmissão de calor ocorre quando existe uma diferença de temperatura entre duas regiões e a energia térmica do corpo mais quente é transportada para o corpo mais frio.

Existem três formas de transmissão de calor: condução, radiação e convecção. Na convecção, além da diferença de temperatura, existe a necessidade de haver transporte de massa entre as regiões que estão trocando calor.

3.1.1. Condução

Na transmissão de calor por condução, o calor é transmitido de uma região mais quente para uma mais fria dentro de um mesmo meio (sólido, líquido ou gasoso) ou entre dois meios diferentes, desde que haja contato físico entre estes.

O mecanismo de transmissão de calor, neste caso, é o choque entre os átomos ou moléculas do material, e a difusão de elétrons.

A quantidade de calor trocada por condução é dada pela expressão a seguir, proposta pelo cientista francês J.B.J. Fourier em 1822.

$$q = -k \times A \times \frac{dT}{dx} [1]$$

Onde: k é a condutividade térmica do material;

A é a área de troca térmica e

dT/dx é o gradiente de temperatura na superfície de troca.

Considerando um elemento infinitesimal na forma de um paralelepípedo com arestas dx , dy e dz paralelas e realizando um balanço de energia dado um intervalo de tempo dt (figura 3.1), temos a seguinte equação.

*Entrada de energia por condução em dt + Calor gerador internamente em dt
é igual a*

Saída de energia por condução em dt + Variação da energia interna em dt

$$(q_x + q_y + q_z).dt + q.(dx.dy.dz).dt = (q_{x+dx} + q_{y+dy} + q_{z+dz}).dt + c.\rho.dT.(dx.dy.dz) [2]$$

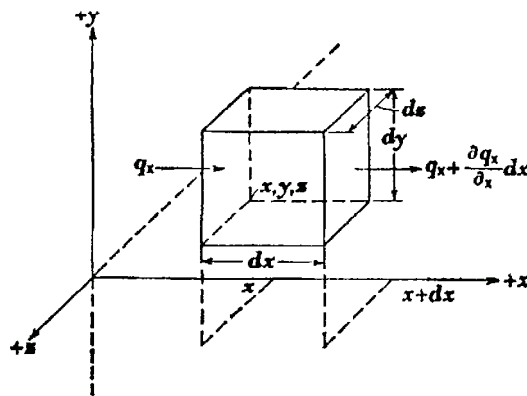


Figura 3.1 - Elemento infinitesimal para realização do balanço térmico⁽¹⁾.

Utilizando a expressão [1] de transmissão de calor por condução para a face do elemento infinitesimal perpendicular ao eixo x , temos que:

$$q_x = \left(-k \cdot \frac{dT}{dx} \right) . dy . dz [3]$$

Fazendo a expansão do termo q_x pela série de Taylor em torno de x e desprezando todos os termos exceto o primeiro, podemos obter a seguinte equação para o termo q_{x+dx} .

$$q_{x+dx} = \left[\left(-k \cdot \frac{dT}{dx} \right) + \frac{d}{dx} \left(-k \cdot \frac{dT}{dx} \right) . dx \right] . dy . dz [4]$$

Procedendo de maneira análoga para as outras coordenadas e substituindo as expressões [3], [4] e análogas na equação [2], temos que:

$$\frac{d}{dx}\left(k \cdot \frac{dT}{dx}\right) + \frac{d}{dy}\left(k \cdot \frac{dT}{dy}\right) + \frac{d}{dz}\left(k \cdot \frac{dT}{dz}\right) + \dot{q} = c \cdot \rho \cdot \frac{dT}{dt} [5]$$

Se a condutividade do material for igual em todos os pontos e não houver anisotropia, temos a seguinte equação, onde α é a difusividade térmica do material.

$$\frac{d^2 T}{dx^2} + \frac{d^2 T}{dy^2} + \frac{d^2 T}{dz^2} + \frac{\dot{q}}{k} = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{dT}{dt} [6]$$

Para muitos problemas, como o caso da panela onde existe uma simetria cilíndrica, o emprego de coordenadas cilíndricas é muito interessante. Por isso, a equação acima esta representada abaixo em coordenadas cilíndricas.

$$\frac{d^2 T}{dr^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{dT}{dr} + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{d^2 T}{d\phi^2} + \frac{d^2 T}{dz^2} + \frac{\dot{q}}{k} = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{dT}{dt} [7]$$

3.1.2. Radiação

A transmissão de calor por radiação é realizada através do transporte de energia por meio de ondas eletromagnéticas irradiadas de um corpo mais quente para um mais frio sem a necessidade de contato físico entre estes.

Este modo de transmissão depende muito da temperatura, sendo pouco importante para temperaturas em torno da ambiente. Existe uma expressão empírica levantada pelo físico Stefan, em 1879, para a quantidade de energia total irradiada por um corpo negro que esta apresentada abaixo.

$$E = \sigma \times T^4 [8]$$

Onde: E é potência emissiva do corpo negro;

σ é a constante de Stefan-Boltzmann ($5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$) e

T é a temperatura absoluta.

Um corpo negro é um material que absorve toda a energia incidente e irradia o máximo de energia em todos os comprimentos de onda.

Como os corpos reais não apresentam o comportamento de um corpo negro, definiu-se uma aproximação que é o conceito de corpo cinza. Neste a energia irradiada por todos os comprimento de onda é uma fração da energia irradiada pelo corpo negro, dada pela emissividade do corpo cinza.

Logo a quantidade de energia total irradiada por um corpo cinza é dada pela expressão abaixo, onde se introduziu a emissividade do corpo cinza.

$$E = \varepsilon \times \sigma \times T^4 [9]$$

Como na transmissão de calor por radiação existe dois corpos com temperaturas diferentes e com uma certa relação geométrica, deve-se utilizar a seguinte expressão.

$$q_r = \sigma \times A \times F \times (T_1^4 - T_2^4) [10]$$

Onde: q_r é a quantidade de calor perdida pelo corpo mais quente;

A é a área da superfície irradiante do corpo mais quente;

F é um fator que considera a geometria relativa e a emissividade das superfícies em questão.

T_1 e T_2 são respectivamente, a temperatura absoluta do corpo mais quente e mais frio.

Assumindo que as superfícies em questão comportem-se como um corpo negro, este coeficiente F seria o fator de vista entre as superfícies. O fator de vista representa a posição relativa entre as superfícies, ou seja, o quanto uma superfície pode “ver” a outra.

Considere duas superfícies que se comportem como um corpo negro de áreas A_1 e A_2 (figura 3.2). O fator de vista da superfície irradiante 1 para a superfície 2 é dado pela expressão [11].

$$F_{12} = \frac{\frac{1}{\pi} \int_{A_1} \int_{A_2} \frac{\cos \phi_1 \cdot \cos \phi_2}{r^2} dA_1 \cdot dA_2}{A_1} [11]$$

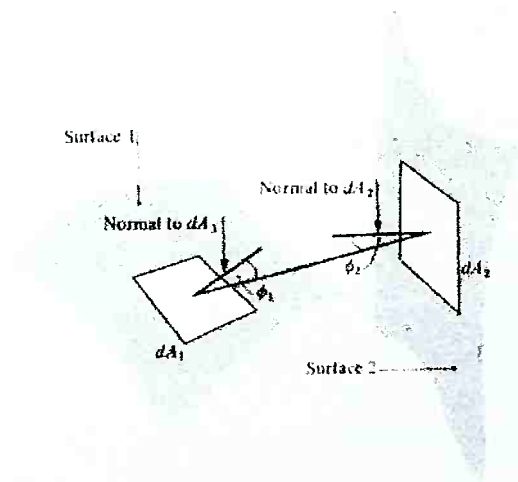


Figura 3.2 – Esquema para o cálculo do fator de vista⁽⁴⁾.

Porém, a integração deste tipo de equação geralmente é difícil e por isso existem ábacos e tabelas para diversos tipos de geometria. Na figura 3.3 verifica-se o exemplo do fator de vista para um disco que irradia calor para outro disco diretamente oposto a ele.

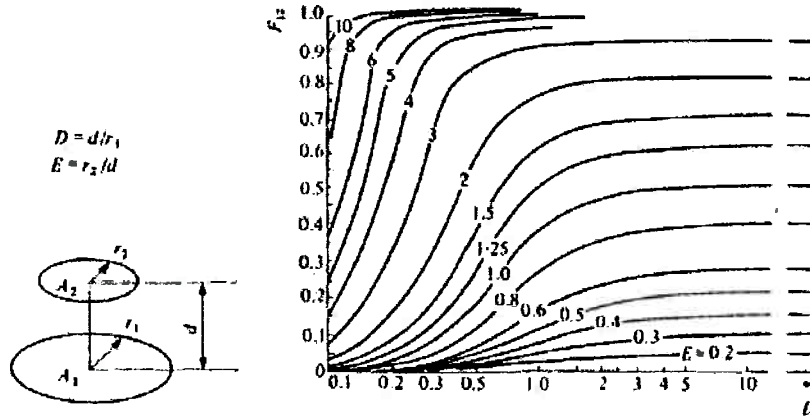


Figura 3.3 – Fator de vista para dois discos diretamente opostos⁽⁴⁾.

Existem algumas propriedades associadas ao fator de vista como, por exemplo, a que considera que a soma dos fatores de vista de uma superfície irradiante para toda as superfícies ao seu redor é igual a 1 (expressão 12), isto porque o fator de vista representa uma fração da energia que uma superfície irradia para a outra:

$$F_{12} + F_{13} + F_{14} + \dots + F_{1n} = 1 \quad [12]$$

Outra relação que é empregada, relaciona as áreas de cada corpo e seus fatores de vista:

$$A_1 \times F_{12} = A_2 \times F_{21} \quad [13]$$

3.1.3. Convecção

A transmissão de calor por convecção ocorre quando se tem transporte de calor devido ao transporte de massa causado pela movimentação de um fluido.

A convecção pode ser forçada se existir um fluxo forçado de fluido, ou natural se movimentação do fluido for decorrente das diferenças de densidade associadas ao gradiente térmico.

Isaac Newton, em 1701, propôs a seguinte expressão para a transmissão de calor por convecção entre uma superfície e um meio fluido.

$$q_c = \bar{h}_c \cdot A \cdot \Delta T \quad [14]$$

Onde: q_c é a quantidade de calor trocada por convecção;

\bar{h}_c é o coeficiente de transmissão de calor convectivo médio;

A é a área de troca térmica e

ΔT é a diferença de temperatura entre a superfície e o fluido.

Como o coeficiente de transmissão de calor convectivo médio é uma definição, pois não se baseia em uma lei fenomenológica da convecção, ele deve ser determinado experimentalmente, sendo para isto se utiliza o método de análise de números adimensionais.

Na tabela 3.1 estão apresentados valores normalmente utilizados para o coeficiente de transmissão de calor.

Tabela 3.1 - Valores aproximados de coeficientes de transmissão de calor médio⁽¹⁾.

Condição	\bar{h}_c (W/m ² .K)
Ar (convecção natural)	5 a 28
Vapor superaquecido ou ar (convecção forçada)	28 a 285
Óleo (convecção forçada)	57 a 1710
Água (convecção forçada)	285 a 11400
Água (ebulição)	2850 a 57000
Vapor (condensação)	5700 a 114000

3.2. Métodos de discretização (Diferenças finitas)

O procedimento usual para resolver equações diferenciais por diferenças finitas consiste na aproximação das derivadas da equação diferencial via truncamento de séries de Taylor⁽³⁾.

Segundo a definição de séries de Taylor⁽³⁾:

Seja $U(x,t)$ contínua, com $x \in \mathbb{R}$, $t > 0$ e $\Delta t > 0$, temos que:

$$U_{(x,t+\Delta t)} = U_{(x,t)} + \Delta t \cdot \frac{dU}{dt} + \frac{\Delta t^2}{2!} \cdot \frac{d^2U}{dt^2} + \frac{\Delta t^3}{3!} \cdot \frac{d^3U}{dt^3} + \theta(\Delta t^4) \quad [15]$$

$$U_{(x,t-\Delta t)} = U_{(x,t)} - \Delta t \cdot \frac{dU}{dt} + \frac{\Delta t^2}{2!} \cdot \frac{d^2U}{dt^2} - \frac{\Delta t^3}{3!} \cdot \frac{d^3U}{dt^3} + \theta(\Delta t^4) \quad [16]$$

Truncando-se as séries e manipulando-se as equações acima obtêm-se⁽³⁾:

a) Aproximação por diferenças finitas para frente:

$$\frac{dU}{dt} = \frac{U_{(x,t+\Delta t)} - U_{(x,t)}}{\Delta t} + \theta(\Delta t) \quad [17]$$

b) Aproximação por diferenças finitas para trás:

$$\frac{dU}{dt} = \frac{U_{(x,t)} - U_{(x,t-\Delta t)}}{\Delta t} + \theta(\Delta t) \quad [18]$$

c) Aproximação por diferença central:

$$\frac{dU}{dt} = \frac{U_{(x,t+\Delta t)} - U_{(x,t-\Delta t)}}{2 \cdot \Delta t} + \theta(\Delta t) \quad [19]$$

$$\frac{d^2U}{dt^2} = \frac{U_{(x,t+\Delta t)} - 2 \cdot U_{(x,t)} + U_{(x,t-\Delta t)}}{\Delta t^2} + \theta(\Delta t^2) \quad [20]$$

Para a determinação das equações para a variável x deve-se proceder de maneira análoga⁽³⁾.

Com substituição das expressões acima, desprezando os termos de segunda ou terceira ordem, na equação diferencial, obtêm-se as equações de diferenças finitas. Dependendo da aproximação utilizada pode-se ter um esquema explícito ou implícito⁽³⁾.

- ✓ Esquema explícito (diferenças à frente):

$$\left. \frac{dU}{dt} \right|_{x,t} = \frac{U_{(x,t+\Delta t)} - U_{(x,t)}}{\Delta t} \quad [21]$$

$$\left. \frac{d^2U}{dx^2} \right|_{x,t} = \frac{U_{(x-\Delta x,t)} - 2.U_{(x,t)} + U_{(x+\Delta x,t)}}{\Delta x^2} \quad [22]$$

- ✓ Esquema implícito (diferenças à atrás):

$$\left. \frac{dU}{dt} \right|_{x,t+\Delta t} = \frac{U_{(x,t+\Delta t)} - U_{(x,t)}}{\Delta t} \quad [23]$$

$$\left. \frac{d^2U}{dx^2} \right|_{x,t+\Delta t} = \frac{U_{(x-\Delta x,t+\Delta t)} - 2.U_{(x,t+\Delta t)} + U_{(x+\Delta x,t+\Delta t)}}{\Delta x^2} \quad [24]$$

Para uma função $U_{(x,t)}$, tal que $\frac{dU}{dt} = \frac{d^2U}{dx^2}$ e $\Delta x = L/n$, tem-se pelo esquema explícito que o valor da função U para o instante $t + \Delta t$ é dado em função dos valores de U no instante t , o que torna a sua resolução simples⁽³⁾.

No esquema implícito o valor da função U é dado em função dos valores de U nos pontos vizinhos no mesmo instante, o que torna necessário a resolução de um sistema linear de equações, tornando sua resolução um pouco mais elaborada. O sistema linear a ser resolvido possui $n+1$ incógnitas e $n-1$ equações, sendo as duas equações que faltam são geradas pelas condições de contorno⁽³⁾.

No uso de diferenças finitas, define-se que um sistema converge, quando ele é consistente e estável. Um sistema consistente é aquele que não apresenta erro de discretização, e o estável é aquele em que não ocorre propagação de erros pelo método de Von Newmann⁽³⁾.

Os esquemas implícitos e explícitos são consistentes, porém o implícito é incondicionalmente estável enquanto que o explícito não, pois depende dos intervalos de discretização utilizados. No caso do exemplo acima o esquema explícito é estável apenas para valores de $r = \Delta t / \Delta x^2$ inferiores a meio, isto resulta num número mínimo de interações para se chegar aos valores de U em um instante t desejado⁽³⁾.

4. Modelação matemática

O banho no interior de uma panela perde calor principalmente por condução para o material refratário da panela e por radiação pela superfície superior da mesma, caso não haja uma tampa.

A perda de calor por condução na interface do banho com o revestimento refratário é proporcional ao gradiente térmico nesta interface, que varia com o tempo devido ao encharque térmico da parede e do fundo da panela, pois não se tem um estado estacionário de transmissão de calor.

Isto torna necessário a utilização de um modelo em regime transiente, através da resolução de equações de segunda ordem que não possuem solução exata nas condições propostas, tornando necessário a utilização de um método numérico, tal como o de diferenças finitas.

Para a elaboração do modelo matemático foram feitas algumas aproximações, que estão listadas abaixo:

- ✓ O material líquido contido no interior da panela é homogêneo;
- ✓ Não existe gradiente térmico no interior do banho;
- ✓ A temperatura da superfície da parede da panela em contato com o banho líquido é igual a do banho.
- ✓ A temperatura da superfície interna da parede da panela na região em que esta não está em contato com o banho é constante.
- ✓ O fluxo de calor por condução na parede da panela seria aproximadamente igual ao fluxo de calor por condução numa panela cilíndrica com diâmetro igual ao diâmetro médio da panela e altura infinita.
- ✓ O fluxo de calor por condução no fundo e na tampa da panela é igual ao fluxo em uma placa infinita.

4.1. Banho metálico

A variação da temperatura do banho é dada pela transmissão de calor por condução pelas paredes laterais e fundo da panela, e pelo calor irradiado pela superfície do banho metálico para a parede da panela, que não está em contacto com o banho, e para o ambiente ou tampa (dependendo se a panela se encontra tampada ou não). Desta maneira podemos definir a equação a seguir:

$$\rho_B \times c_B \times V_B \times \frac{dT_B}{dt} = k_P \times A_P \times \left. \frac{dT_P}{dr} \right|_{\substack{\text{int erface} \\ \text{banho} \\ \text{parede}}} + k_F \times A_F \times \left. \frac{dT_F}{dx} \right|_{\substack{\text{int erface} \\ \text{banho} \\ \text{fundo}}} - \sigma \times A_S \times F_{S \rightarrow P} \times (T_B^4 - T_{PS}^4) - \sigma \times A_S \times F_{S \rightarrow T} \times (T_B^4 - T_A^4) \quad [25]$$

Onde o primeiro termo é o calor perdido pelo banho em dt , o segundo é o calor conduzido para a parede em dt , o terceiro é o conduzido para o fundo e o quarto é o irradiado para a parede da panela que não está em contacto com o banho. Se T_A for a temperatura ambiente, o quarto termo é o calor irradiado para o ambiente, mas se T_A for a temperatura da face interior da tampa este é o calor irradiado para a tampa.

Substituindo os termos diferenciais pelas expressões de diferenças finitas do esquema explícito na equação anterior, obtemos:

$$\begin{aligned} \rho_B \times c_B \times V_B \times \frac{T_{B(t+\Delta t)} - T_{B(t)}}{\Delta t} = & k_P \times A_P \times \frac{(T_{P(x+\Delta x, t)} - T_{P(x, t)})}{\Delta r} \\ & + k_F \times A_F \times \frac{(T_{F(x+\Delta x, t)} - T_{F(x, t)})}{\Delta x} - \sigma \times A_S \times (1 - F_{S \rightarrow T}) \times (T_{B(t)}^4 - T_{PS}^4) \\ & - \sigma \times A_S \times F_{S \rightarrow T} \times (T_{B(t)}^4 - T_A^4) \end{aligned} \quad [26]$$

Isolando o termo $T_{B(t+\Delta t)}$, temos:

$$\begin{aligned} T_{B(t+\Delta t)} = & \frac{k_P \times A_P \times \Delta t \times (T_{P(x+\Delta x, t)} - T_{P(x, t)})}{\rho_B \times c_B \times V_B \times \Delta r} + \frac{k_F \times A_F \times \Delta t \times (T_{F(x+\Delta x, t)} - T_{F(x, t)})}{\rho_B \times c_B \times V_B \times \Delta x} \\ & - \frac{\sigma \times A_S \times (1 - F_{S \rightarrow T}) \times \Delta t \times (T_{B(t)}^4 - T_{PS}^4)}{\rho_B \times c_B \times V_B} - \frac{\sigma \times A_S \times F_{S \rightarrow T} \times \Delta t \times (T_{B(t)}^4 - T_A^4)}{\rho_B \times c_B \times V_B} + T_{B(t)} \end{aligned} \quad [27]$$

4.2. Interior da parede refratária

A equação de transferência de calor no interior da parede refratária, considerando as simplificações feitas, simetria cilíndrica da panela e banho sem geração de calor, pode ser simplificada da equação [7] para a expressão a seguir:

$$\frac{dT}{dt} = \alpha_R \times \left(\frac{d^2T}{dr^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{dT}{dr} \right) \quad [28]$$

Substituindo os termos diferenciais pelas equações de diferenças finitas do esquema explícito, obtemos:

$$\frac{T_{(x,t+\Delta t)} - T_{(x,t)}}{\Delta t} = \alpha_R \times \frac{(T_{(x-\Delta x,t)} - 2 \times T_{(x,t)} + T_{(x+\Delta x,t)}))}{\Delta r^2} + \frac{\alpha_R}{r} \cdot \frac{(T_{(x+\Delta x,t)} - T_{(x,t)})}{\Delta r} \quad [29]$$

Isolando o termo $T_{(x,t+\Delta t)}$, temos:

$$T_{(x,t+\Delta t)} = \frac{\alpha_R \times \Delta t}{\Delta r^2} \times (T_{(x-\Delta x,t)} - 2 \times T_{(x,t)} + T_{(x+\Delta x,t)}) + \frac{\alpha_R \times \Delta t}{\Delta r \times r} \times (T_{(x+\Delta x,t)} - T_{(x,t)}) + T_{(x,t)} \quad [30]$$

4.3. Interface da carcaça de aço e atmosfera

A variação da temperatura da superfície da carcaça em contato com a atmosfera pode ser determinada, considerando o balanço térmico de uma casca cilíndrica de aço nesta região de modo que a variação de entalpia desta casca é dada pela diferença da quantidade de calor recebida do interior da panela por condução e perdida para a atmosfera por convecção. Com estas considerações pode-se definir a seguinte equação para este balanço.

$$\rho_C \times c_C \times \Delta r \times A_E \times \frac{dT_C}{dt} = -k_C \times A_E \times \frac{dT_C}{dr} \Big|_{\substack{\text{interface} \\ \text{carcaça} \\ \text{atmosfera}}} - A_E \times h \times (T_C - T_A) \quad [31]$$

Substituindo os termos diferenciais pelas equações de diferenças finitas do esquema explícito, obtemos:

$$\rho_C \times c_C \times \Delta r \times A_E \times \frac{(T_{(x,t+\Delta t)} - T_{(x,t)})}{\Delta t} = -k_C \times A_E \times \frac{(T_{(x,t)} - T_{(x-\Delta x,t)})}{\Delta r} - A_E \times h \times (T_{(x,t)} - T_A) \quad [32]$$

Isolando o termo $T_{(x,t+\Delta t)}$, temos:

$$T_{(x,t+\Delta t)} = -\frac{k_C \times \Delta t}{\rho_C \times c_C \times \Delta r^2} \times (T_{(x,t)} - T_{(x-\Delta x,t)}) - \frac{h \times \Delta t}{\rho_C \times c_C \times \Delta r} \times (T_{(x,t)} - T_A) + T_{(x,t)} \quad [33]$$

4.4. Superfície interior da tampa

A variação de temperatura na superfície da tampa é dada pelo fluxo de calor irradiado entre a tampa, a parede da panela que não está em contato com o banho e a superfície do banho, e pelo fluxo de calor conduzido para o interior da tampa. Isto está representado na equação a seguir, onde o primeiro termo é a variação de entalpia da casca interior da tampa, o segundo é o fluxo de calor para o interior da tampa, o terceiro é o fluxo de calor irradiado do banho e o quarto é o fluxo de calor irradiado para a parede da panela que não está em contato com o banho.

$$\rho_T \times c_T \times A_S \times dx \times \frac{dT_{ST}}{dt} = k_T \times A_S \times \frac{dT_T}{dx} \Big|_{\substack{\text{superfície} \\ \text{interna} \\ \text{da tampa}}} \quad [34]$$

$$- \sigma \times A_S \times F_{T \rightarrow P} \times (T_{TS}^4 - T_{PS}^4) - \sigma \times A_S \times F_{T \rightarrow S} \times (T_{TS}^4 - T_B^4)$$

Substituindo os termos diferenciais pelas equações de diferenças finitas do esquema explícito, obtemos:

$$\rho_T \times c_T \times A_S \times dx \times \frac{T_{TS(t+\Delta t)} - T_{TS(t)}}{\Delta t} = k_T \times A_S \times \frac{(T_{T(x+\Delta x,t)} - T_{TS(t)})}{\Delta x} \quad [35]$$

$$- \sigma \times A_S \times (1 - F_{B \rightarrow T}) \times (T_{TS(t)}^4 - T_{PS(t)}^4) - \sigma \times A_S \times F_{B \rightarrow T} \times (T_{TS(t)}^4 - T_{B(t)}^4)$$

Isolando o termo $T_{TS(t+\Delta t)}$ obtemos:

$$T_{TS(t+\Delta t)} = \frac{k_T \times \Delta t \times (T_{T(x+\Delta x, t)} - T_{TS(t)})}{\rho_T \times c_T \times \Delta x^2} - \frac{\sigma \times (1 - F_{B \rightarrow T}) \times \Delta t \times (T_{TS(t)}^4 - T_{PS(t)}^4)}{\rho_T \times c_T \times \Delta x} - \frac{\sigma \times F_{B \rightarrow T} \times \Delta t \times (T_{TS(t)}^4 - T_{B(t)}^4)}{\rho_T \times c_T \times \Delta x} + T_{TS(t)} \quad [36]$$

4.5. Interior da tampa e do fundo da panela

Aproximando o regime de transmissão de calor no interior da tampa e no fundo da panela pelo regime em uma placa plana infinita, pode-se simplificar a equação [6] para a seguinte:

$$\frac{d^2 T}{dx^2} = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{dT}{dt} \quad [37]$$

Substituindo os termos diferenciais pelas equações de diferenças finitas do esquema explícito, obtemos:

$$\frac{T_{(x, t+\Delta t)} - T_{(x, t)}}{\Delta t} = \alpha \times \frac{(T_{(x-\Delta x, t)} - 2 \times T_{(x, t)} + T_{(x+\Delta x, t)})}{\Delta x^2} \quad [38]$$

Isolando o termo $T_{(x, t+\Delta t)}$, temos:

$$T_{(x, t+\Delta t)} = \frac{\alpha \times \Delta t}{\Delta x^2} \times (T_{(x-\Delta x, t)} - 2 \times T_{(x, t)} + T_{(x+\Delta x, t)}) + T_{(x, t)} \quad [39]$$

4.6. Interface da tampa e do fundo com a atmosfera

Na interface da tampa ou do fundo da panela com a atmosfera tem-se uma equação muito parecida a obtida para a interface da parede da panela com a atmosfera, porém se deve tomar cuidado em se utilizar um coeficiente de transferência de calor apropriado.

$$T_{I(t+\Delta t)} = -\frac{k_I \times \Delta t}{\rho_I \times c_I \times \Delta x^2} \times (T_{I(t)} - T_{I-\Delta x(t)}) - \frac{h \times \Delta t}{\rho_I \times c_I \times \Delta x} \times (T_{I(t)} - T_A) + T_{I(t)} \quad [40]$$

4.7. Modelo

Utilizando as equações [27], [30], [33], [36], [39] e [40], considerando que $T_{B(t)}=T_{P(1,t)}=T_{F(1,t)}$, usando as propriedades físicas de cada refratário em cada nó correspondente e aplicando as condições iniciais é possível levantar a evolução do perfil térmico da parede, do fundo e da tampa da panela, assim como a temperatura do banho, a quantidade de calor perdida pelo mesmo por condução e radiação em todos os instantes.

Todas estas equações foram colocadas em uma planilha do programa Microsoft Excel, gerando uma programa capaz de levantar os dados citados anteriormente.

5. Arranjo experimental

5.1. Panela

A panela estudada apresenta uma certa conicidade tendo um diâmetro interno superior de 524 mm, inferior de 436 mm e uma altura interna de 799 mm.

A parede da panela apresenta 4 camadas de refratário, além da carcaça de aço. A parte que fica em contato com o banho é constituída por uma camada de tijolos de alumina-carbono com 60 mm de espessura, externamente a esta há uma camada de tijolos isolantes de 30 mm, seguido por placas isolantes de 15 mm, uma camada de cimento refratário de 30 mm e finalmente uma carcaça de aço de 10 mm. Os espaços existentes entre os tijolos foram preenchidos com uma massa de magnesia-carbono.

Foram colocados dez termopares, cinco do tipo K (Ni-Cr/Ni-Al) e cinco do tipo B (Pt-6%Rh/Pt-30%Rh), em diversas profundidades na parede da panela, para se registrar a variação do perfil térmico da parede. Estes termopares estão ligados a um conjunto de conectores para os cabos de compensação do registrador de temperatura.

Todos os termopares foram colocados a uma certa altura da panela, que se aproxima de onde ficará a interface metal escória em uma aluminotermia de 200 kg de concentrado de nióbio, com exceção de dois termopares do tipo B, colocados a uma distância de 102 mm da face externa da parede localizando-se acima e abaixo da posição dos demais (figuras 5.1 e 5.2).

Os termopares do tipo K foram colocados na região mais externa a distâncias de 50, 43, 22, 10, 0 mm da face externa da parede, enquanto que os do tipo B foram colocados na região mais interna a distâncias de 106, 84, 60 mm da face externa da parede.

A panela possui uma tampa composta de duas placas de isolantes de 15 mm de espessura cada, suportadas por uma chapa de aço de 2 mm. Nesta tampa foram colocados dois termopares do tipo K a 5 e 15 mm de distância da face externa da mesma, além de ter sido feito um orifício para se poder medir a temperatura da superfície do banho com um pirômetro óptico.

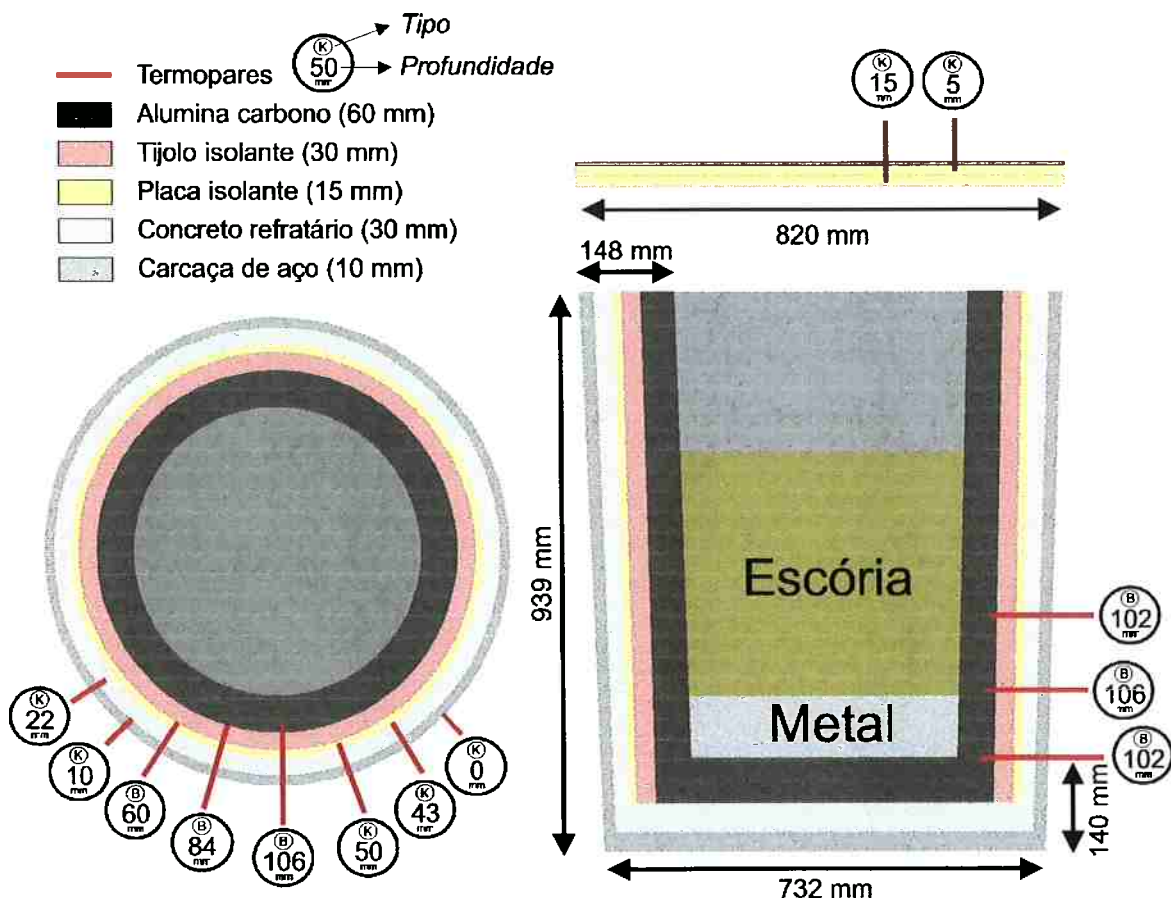


Figura 5.1 – Esquema da panela e posição dos termopares.



Figura 5.2 – Aspecto da panela com os termopares e conectores.

5.1.1. Material refratário

Tijolo de alumina-carbono

O tijolo de alumina-carbono foi escolhido para ficar em contato com o banho, porque ele apresenta uma boa resistência ao ataque de alguns tipos de escória agressivas, tal como o concentrado de nióbio.

Este material apresenta uma grande desvantagem que é a sua alta condutividade térmica, devido a presença de grafite em sua microestrutura.

Os valores das propriedades físicas, apresentados a seguir, foram obtidos através do fabricante, a Magnesita S.A., porém a mesma não possui dados sobre o calor específico, desta maneira foi considerado que o tijolo possui o mesmo calor específico da alumina⁽⁵⁾.

Densidade: 3,23 g/cm³

<u>Condutividade térmica:</u>	400°C	15,07 W/m.K
	600°C	12,90 W/m.K
	800°C	12,55 W/m.K

Calor específico: 1,35 J/g.K

Tijolo isolante silico-aluminoso

Os tijolos isolantes utilizados na panela são silico-aluminosos compostos aproximadamente de 80% de alumina sendo que o restante é na maioria sílica. Este material apresenta uma baixa condutividade térmica o que proporciona um bom isolamento da panela.

Os valores das propriedades físicas, apresentados a seguir, foram obtidos através do fabricante, a Magnesita S.A., porém a mesma não possui dados sobre o calor específico, desta maneira foi feita uma aproximação considerando a média ponderada entre os calores específicos da alumina⁽⁵⁾ e da sílica⁽⁵⁾. O nome comercial do tijolo é Alukor 70.

Densidade: 2,72 g/cm³

<u>Condutividade térmica:</u>	400°C	1,56 W/m.K
	600°C	1,47 W/m.K
	800°C	1,44 W/m.K

Calor específico: 1,39 J/g.K

Placa de isolante

A composição química da placa isolante utilizada na panela é 77,7% de SiO₂ e 19,7% Al₂O₃, sendo que devido a sua alta porosidade apresenta uma condutividade térmica muito baixa. Ela foi colocada externamente a camada de tijolos isolantes para evitar que ela atingisse temperaturas superiores a sua temperatura máxima de trabalho (1260°C), causando deterioração de suas propriedades.

Os valores das propriedades físicas, apresentados a seguir, foram obtidos através do fabricante, a Carborundum S.A., porém não existem dados sobre o calor específico, desta maneira foi feita uma aproximação, tal como no caso anterior. O nome comercial da placa é Duraboard SHD.

Densidade: 0,33 a 0,44 g/cm³

<u>Condutividade térmica:</u>	400°C	0,10 W/m.K
	600°C	0,13 W/m.K
	800°C	0,17 W/m.K

Calor específico: 1,51 J/g.K

Temperatura de fusão: 1760°C

Concreto refratário

O concreto refratário tem o propósito de assentar as placas isolantes sobre a carcaça, é do tipo silico-aluminoso, tal como o tijolo isolante. Devido a falta de dados sobre as propriedades deste concreto, foi considerado que ele possui propriedades semelhantes a do tijolo isolante, por se tratar também de um material silico-aluminoso.

Carcaça de aço

A carcaça é a parte estrutural da panela e suas propriedades físicas são muito bem conhecidas.

5.2. Reação aluminotérmica

Para verificar a validade do modelo matemático desenvolvido foi promovida uma reação de redução aluminotérmica de concentrado de nióbio líquido por uma liga Fe-Al líquida, utilizando a panela em estudo como reator.

Um processo aluminotérmico é um sistema heterogêneo que gera calor e apresenta um elevado gradiente térmico, fatos que o modelo elaborado não é capaz de considerar, sendo necessário fazer simplificações.

Pode-se avaliar que tal processo não é o mais adequado para a verificação do modelo, no entanto, o fato desta reação atingir temperaturas elevadas faz com que exista uma grande variação do perfil térmico da panela em um curto intervalo de tempo, o que permite levantar informações sem que ocorre a solidificação do material no interior da panela.

Para a realização da reação foi vazado na panela em estudo 86 kg de Fe-Al (55% Al) previamente fundido em um forno de indução, sendo que quando a temperatura do Fe-Al chegou a 1350°C, foi vazado 200 kg de concentrado de nióbio previamente fundido em um forno elétrico a arco sobre o Fe-Al contido na panela.

Após todo vazamento do concentrado de nióbio a panela foi tampada e se iniciou a medida de temperatura do banho com um pirômetro óptico de duas cores através de um orifício existente na tampa.

Durante todo o ensaio as temperaturas dos termopares foram registradas por um registrador conectado aos termopares através de cabos de compensação.

Desta forma foi possível levantar a evolução do perfil térmico da parede da panela durante a reação e compará-lo com o previsto pelo modelo.

Segundo o balanço térmico da reação (tabela 5.1) considerando o sistema adiabático e com temperatura de referência igual a 25°C, a entalpia contida no mesmo é de 979.871 kJ, o que representa uma entalpia específica de 3426 J/g de mistura aluminotérmica. A temperatura adiabática é 2429°C. Com base nos resultados do balanço térmico, o calor específico médio da mistura é 1,4 J/g.K. O balanço térmico foi obtido a partir de um modelo feito no I.P.T.

Tabela 5.1 – Balanço térmico da reação de aluminotermia de concentrado de nióbio.

IPT - DIMET - LPP					
Redução de óxido de nióbio por aluminotermia					
Concentrado de nióbio		Liga Fe-Nb		Entrada	
Massa (kg)	200	Massa (kg)	123	Calor de Reação (kJ)	416050 42,5%
Temperatura (°C)	1450	Temperatura (°C)	2429	Calor sensível do concentrado (kJ)	432639 44,1%
Excesso de Alumínio 15%		Composição em % massa		Calor sensível da liga Fe-Al (kJ)	131282 13,4%
		Nb	65,00	Entrada Total (kJ)	979871
		Fe	35,00	Saída	
Liga Fe-Al		Escória		Calor sensível da escória (kJ)	802884 81,9%
Massa (kg)	85,73	Massa (kg)	169	Calor sensível da liga Fe-Nb (kJ)	176387 18,1%
Temperatura (°C)	1350	Temperatura (°C)	2429	Perdas térmicas (kJ)	0 0,0%
Composição em % massa		Composição em % massa		Saída Total (kJ)	979871
Al	55,00	Al ₂ O ₃	52,71	Entrada - Saída (kJ)	
Fe	45,00	BaO	23,67		
Perdas térmicas		CaO	23,63		
(% da entrada)	0%				

Nos ensaios realizados no I.P.T. obteve-se a densidade do concentrado de nióbio (5,4 g/cm³) e da liga Fe-55%Al (5,1 g/cm³), o que representa uma densidade média de mistura de 5,3 g/cm³. Foi determinado também que o intervalo de solidificação do concentrado de nióbio está entre 1290 e 1300°C.

A temperatura de fusão da liga Fe-55%Al é 1150°C⁽⁶⁾.

6. Resultados e discussão

6.1. Aluminotermia de concentrado de nióbio com Fe-Al líquido

Em ensaios de aluminotermia realizados anteriormente, notou-se que durante o vazamento do concentrado de nióbio sobre o Fe-Al líquido a temperatura da mistura subia lentamente até a reação ser ativada termicamente, após tal período a temperatura se elevava rapidamente devido ao aumento da taxa de reação. Alguns instantes após a ativação, a reação era praticamente interrompida devido a razões termodinâmicas. Isto foi verificado através de medidas de temperatura com um pirômetro óptico e através de análises químicas de amostras de metal e escória retiradas durante a reação.

6.2. Aluminotermia realizada para verificação do modelo

Na aluminotermia realizada para verificação experimental do modelo, notou-se uma intensificação do calor irradiado pelo banho cerca de dois minutos após o início do vazamento de concentrado de nióbio, o que provavelmente indica o instante de ativação da reação.

Após o vazamento de todo o concentrado, a panela foi tampada e iniciou-se a medida da temperatura do banho com um pirômetro óptico através de um orifício existente na tampa da panela. No entanto, esta medida foi muito prejudicada pela dificuldade de direcioná-lo para a superfície do banho através do orifício existente na tampa e pela formação de uma camada solidificada sobre a superfície do banho, principalmente na região próxima a parede da panela.

A temperatura máxima registrada pelo pirômetro foi 2236°C, o que ocorreu um minuto depois da panela ser tampada.

Dois minutos e meio após a panela ser tampada, ela foi destampada para se iniciar o vazamento da liga e da escória produzida.

A evolução da temperatura dos termopares durante a reação está apresentada na figura 6.1, porém os termopares do tipo K a 0, 10 e 22 mm da face externa da parede apresentaram problemas de registro e por isso seus valores não estão apresentados. No entanto, verificou-se que os termopares a 0 e 10 mm estavam a 40°C no início do ensaio e a 100°C no fim, enquanto que o a 22 mm estava a 102°C no início e a 150°C no fim.

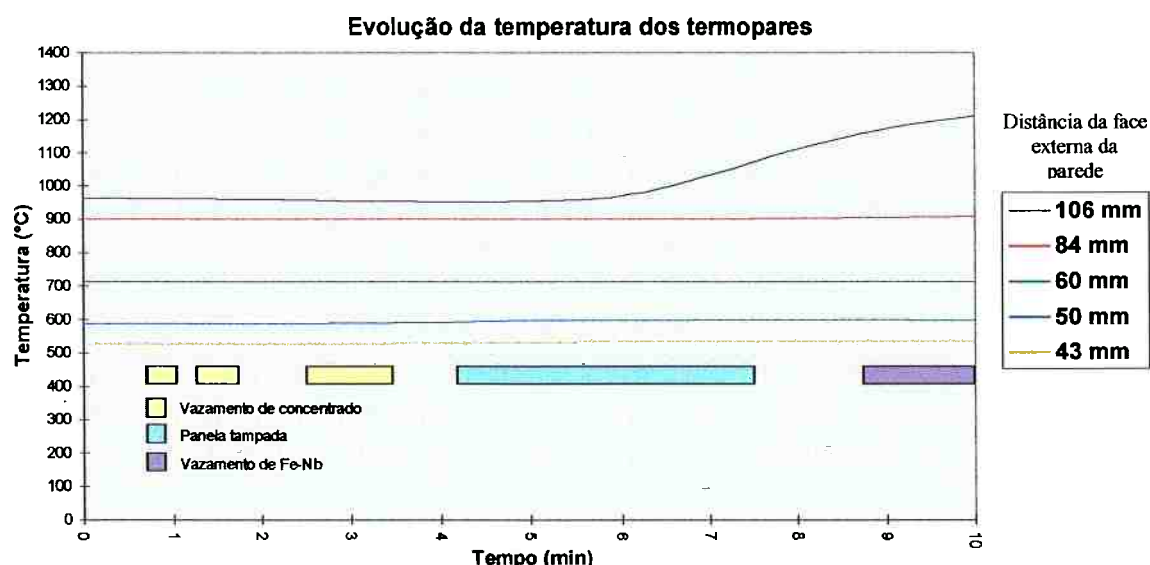


Figura 6.1 – Temperaturas dos termopares registradas durante o ensaio.

6.3. Definição das entradas utilizadas para a simulação do ensaio no modelo

Observar-se na figura 6.1, que o início do aumento da temperatura do termopar a 106 mm da face externa da parede ocorreu somente 5 minutos após o início do vazamento do concentrado ou 3 minutos após a intensificação do calor irradiado pelo banho.

Este retardo do aquecimento do termopar pode ter basicamente duas causas: a resistência do refratário a transmissão de calor, o que é pouco provável devido a alta condutividade térmica da alumina-carbono (refratário em questão), ou algum outro fator que impeça que o banho entre em contato com refratário, tal como a formação de uma camada solidificada na parede da panela.

A melhor maneira de simular a aluminotermia empregando o modelo, seria adotando como instante inicial o momento onde a reação já tenha terminado e não se tenha mais gradiente térmico, pois haveria uma situação próxima a proposta para a elaboração do modelo.

Através de simulações realizadas no modelo, verificou-se que o instante ideal para se iniciar a simulação seria no instante 6 minutos da escala de tempo apresentada na figura 6.1. As razões que levaram a tal conclusão estão apresentadas no Anexo I.

O perfil térmico apresentado na figura 6.2 é o perfil inicial da parede utilizado na simulação do ensaio. Os pontos vermelhos representam as temperaturas nos termopares da panela no instante 6 minutos e o ponto verde a temperatura da superfície da parede em contato com o banho, que foi adotada como sendo igual a temperatura de fusão do concentrado, ou seja 1300°C (Anexo I). Os pontos azuis foram definidos através da interpolação entre os pontos determinados (vermelhos e verde).

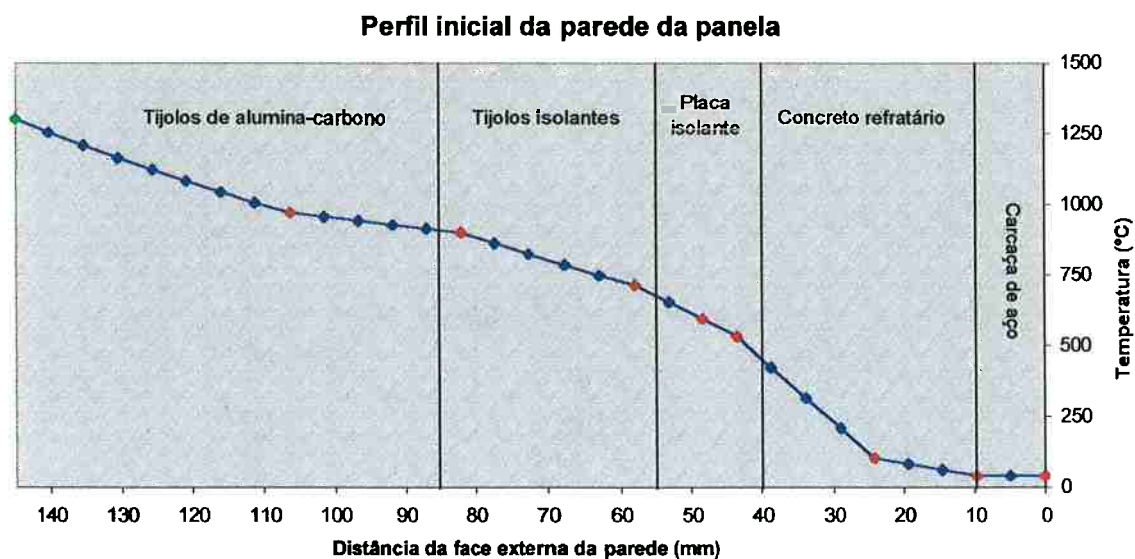


Figura 6.2 – Perfil inicial da parede da panela utilizado na simulação do ensaio.

Na figura 6.3 é apresentado o perfil térmico inicial do fundo utilizado na simulação do ensaio. Tal perfil foi obtido através da simulação por 5 minutos de um perfil inicial proporcional ao da parede, fixando-se a temperatura da superfície do fundo da panela em contato com o banho em 1300°C (ponto verde).

Perfil inicial do fundo da panela

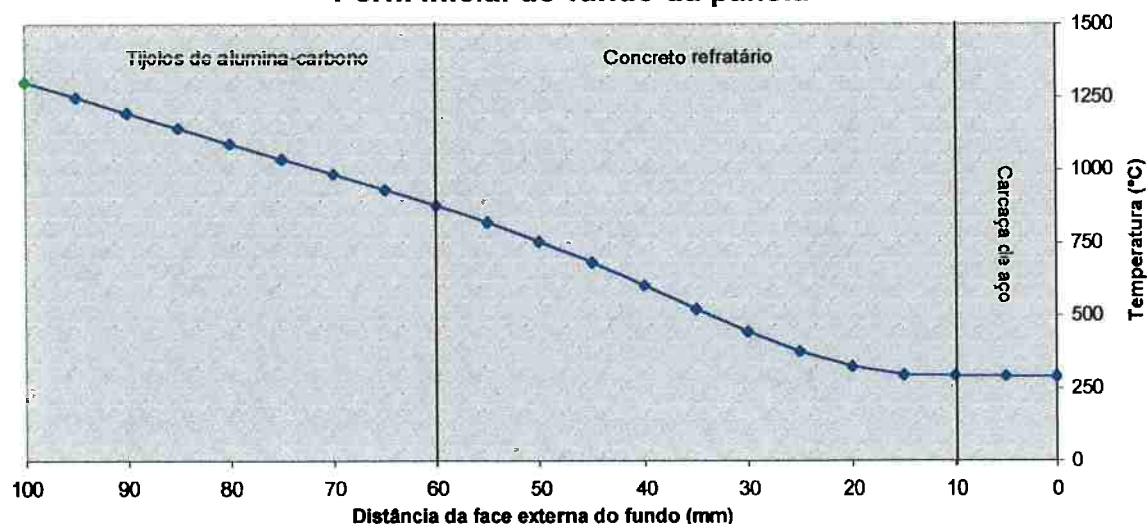


Figura 6.3 – Perfil inicial do fundo da panela utilizado na simulação do ensaio.

Como não foi possível determinar através do pirômetro óptico a temperatura do banho no instante escolhido para o início da simulação ($t=6$ minutos), foi adotada uma temperatura inicial do banho igual a temperatura máxima medida pelo pirômetro óptico (2236°C), o que ocorreu num instante próximo a este. Isto implica em uma perda térmica até o início da simulação de 110.396 kJ, o que representa 11,3% da entalpia inicial da mistura, pois a temperatura adiabática da reação é 2429°C .

Na tabela 6.1 estão apresentados os dados de entrada do modelo para a simulação do ensaio de aluminotermia.

Tabela 6.1 – Dados de entrada e parâmetros do modelo.

Dados da panela:		Propriedades do banho:					
Raio interno da panela (mm)	240	Temperatura de vazamento (°C)	2236				
Massa de metal líquido (kg)	286	Calor específico do metal líquido (J/g.K)	1,4				
Altura do banho (mm)	298	Densidade do metal líquido (g/cm3)	5,3				
Área do fundo (m2)	0,181						
Área da parede (m2)	0,450	Parâmetro de cálculo:					
H/D	0,62	dt (s)	0,3				
Propriedades do revestimento:							
	e (mm)	k (w/m.K)	c (J/g.K)	ρ (g/cm3)	α (m2/s)	r	dr
Parede da panela:	145						4,8
1° camada refratária	60	12	1,35	3,2	2,78E-06	0,04	
2° camada refratária	30	1,4	1,39	2,7	3,73E-07	0,00	
3° camada refratária	15	0,18	1,51	0,4	2,98E-07	0,00	
4° camada refratária	30	1,4	1,39	2,7	3,73E-07	0,00	
Carcaça	10	34,6	0,5	7,8	8,87E-06	0,11	dx
Fundo da panela:	100						5,0
1° camada refratária	40	12	1,35	3,2	2,78E-06	0,03	
2° camada refratária	50	1,4	1,39	2,7	3,73E-07	0,00	
Carcaça	10	34,6	0,5	7,8	8,87E-06	0,11	dx
Tampa da panela:							3,3
Material da tampa	50	0,18	1,51	0,4	2,98E-07	0,01	
Coeficiente de transferência de calor por convecção (w/K.m^2):							
Parede da panela	15						
Fundo da panela	15						
Tampa	15						
Fator de vista da tampa:	0,15						
Temperatura ambiente (°C):	25						
Temperatura da parede da panela que não está em contato com o refratário (°C):							1760
Constante de Stefan-Boltzman (w/m2.K4):				5,67E-08			

Nota-se na região destacada em vermelho da tabela 6.1, que na escolha do intervalo de discretização do tempo (dt), houve o cuidado de assegurar que todos os valores de $r = \alpha \cdot \Delta t / \Delta x^2$ (coluna ao lado das propriedades do refratário) fossem menores que meio, para propiciar que o sistema convergisse a uma solução.

Os coeficientes de transmissão de calor utilizados foram aproximados pela média do intervalo de valores apresentado na tabela 3.1 para convecção natural do ar. No entanto, isto não implica em um elevado erro pois, verificou-se que esta propriedade praticamente não afeta os resultados finais obtidos pelo modelo, devido a resistência da parede da panela à condução de calor.

O fator de vista da superfície do banho para a tampa foi calculado utilizando o ábaco apresentado na figura 3.3.

A temperatura da superfície interna da parede da panela que não está em contato com o banho varia durante a reação, porém para determinar tal variação seria necessário um modelo em três dimensões, o que não é objetivo do presente trabalho, dessa maneira

adotou-se uma temperatura fixa. Como esta temperatura não foi medida durante o ensaio, foi realizado um estudo para determinar qual seria a temperatura mais adequada (Anexo II), obtendo-se o valor de 1760°C.

6.4. Simulação do ensaio através da aplicação do modelo

O resultado da simulação da evolução da temperatura dos termopares durante o ensaio está apresentado na figura 6.4 (linhas grossas), sobreposto à evolução da temperatura dos termopares registrada durante o mesmo (linhas finas).

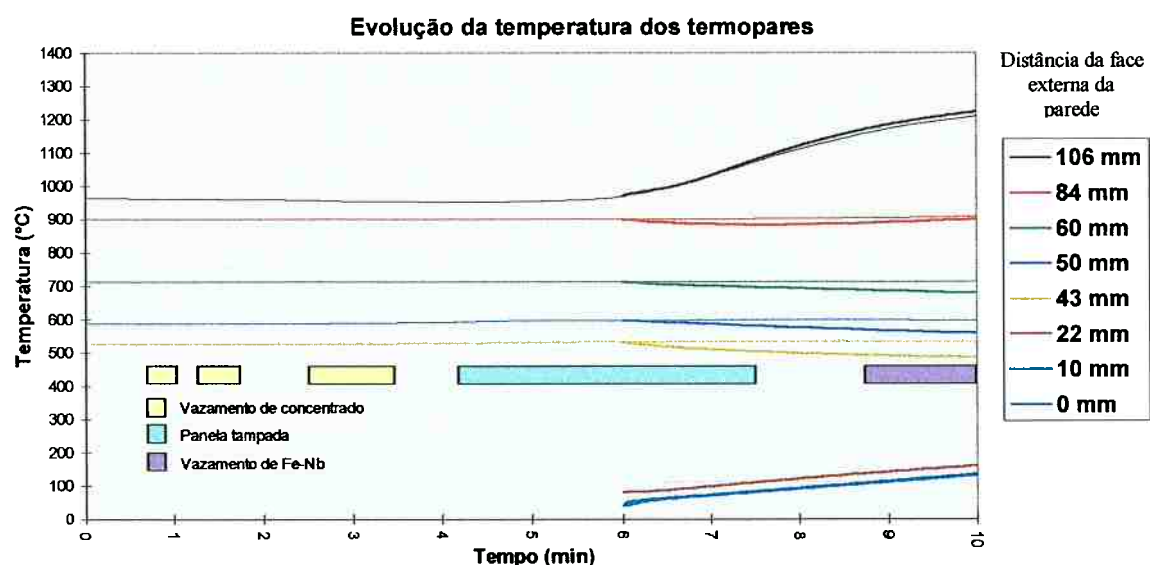


Figura 6.4 – Comparação da evolução da temperatura dos termopares registrada experimentalmente no ensaio de verificação (linhas finas) com a obtida pelo modelo (linhas grossas).

Observa-se que os resultados obtidos na simulação do modelo são muito próximos aos registrados. O pequeno desvio presente nos termopares a 60, 50 e 43 mm da face externa da parede é provavelmente devido a uma imprecisão na medida desta distância.

Os resultados experimentais para os termopares a 22, 10 e 0 mm da face externa da parede não estão apresentados devido a problemas durante o registro. Porém, como mencionado anteriormente, verificou-se que os termopares a 10 e 0 mm da face externa sofreram um aumento de temperatura de 40°C para 100°C e o a 22 mm de 102°C para 150°C, o que também é próximo do resultado obtido pelo modelo.

A evolução da perda térmica durante o ensaio de verificação obtida pelo modelo está apresentada na figura 6.5, juntamente com a contribuição de cada parcela da transmissão total de calor para esta perda.

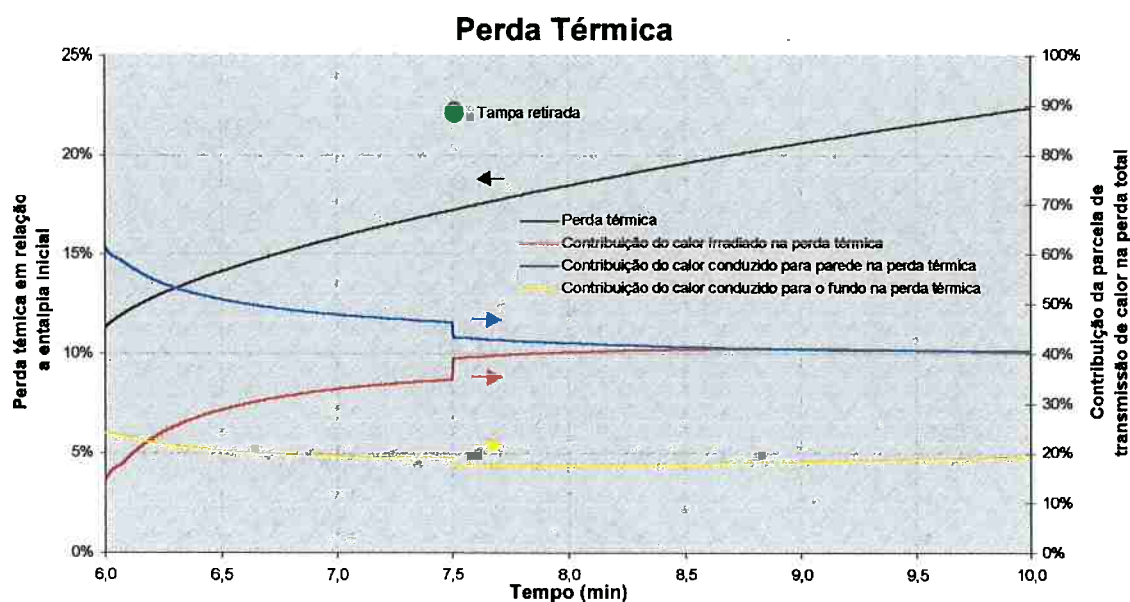


Figura 6.5 – Evolução da perda térmica durante o ensaio obtida pelo modelo com a contribuição das parcelas de transmissão de calor na perda.

Pode-se observar na figura 6.5 que, apesar da panela estar tampada no início da simulação, a contribuição da perda por radiação nesse período é elevada e que no instante em que a tampa é retirada ($t=7,5$ minutos) houve apenas um pequeno aumento desta contribuição.

Isto ocorre porque o fator de vista da superfície do banho para a face interna da tampa é muito reduzido, devido ao fato da panela estar muito vazia. Desta maneira o banho perde muito mais calor por radiação para a superfície interna da parede da panela que não está em contato com o banho e não para a tampa ou meio ambiente.

Segundo a figura 6.5, a perda térmica acumulada durante todo o ensaio foi de 22,5% da entalpia inicial da mistura, o que representa 220.470 kJ.

Na figura 6.6 tem-se a evolução da temperatura do banho e da face interna da tampa obtida pelo modelo. Verifica-se que a temperatura de vazamento calculada pelo modelo é 1964°C e que tende a existir um certo equilíbrio entre a temperatura da face interna da tampa e a da superfície interna da parede da panela que não está em contato com o banho, devido ao elevado fator de vista de uma para a outra.

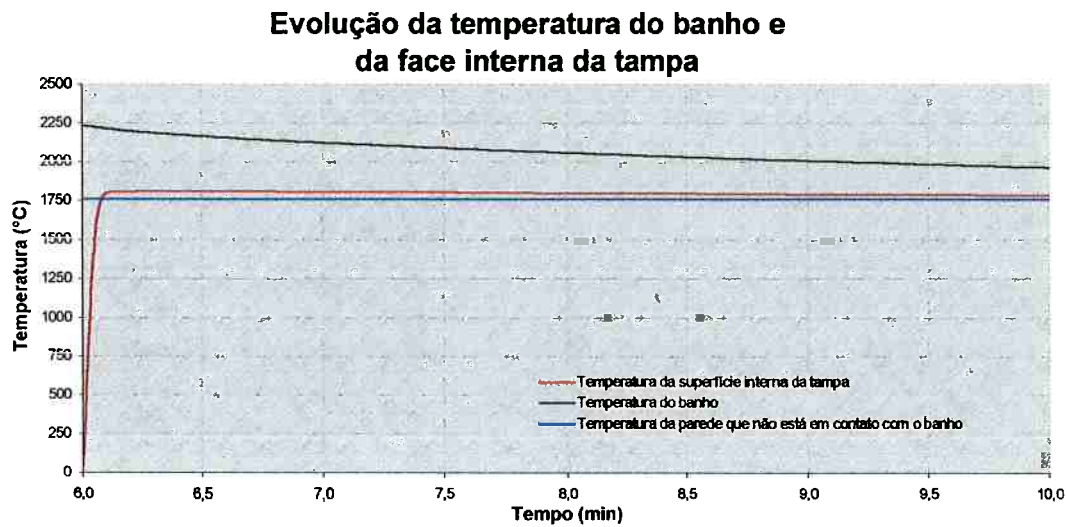


Figura 6.6 – Evolução da temperatura do banho e da face interna da tampa obtida pelo modelo.

Através da aplicação do modelo, são apresentadas nas figuras 6.7, 6.8 e 6.9, respectivamente, a evolução do perfil térmico da parede, do fundo e da tampa da panela durante o ensaio.

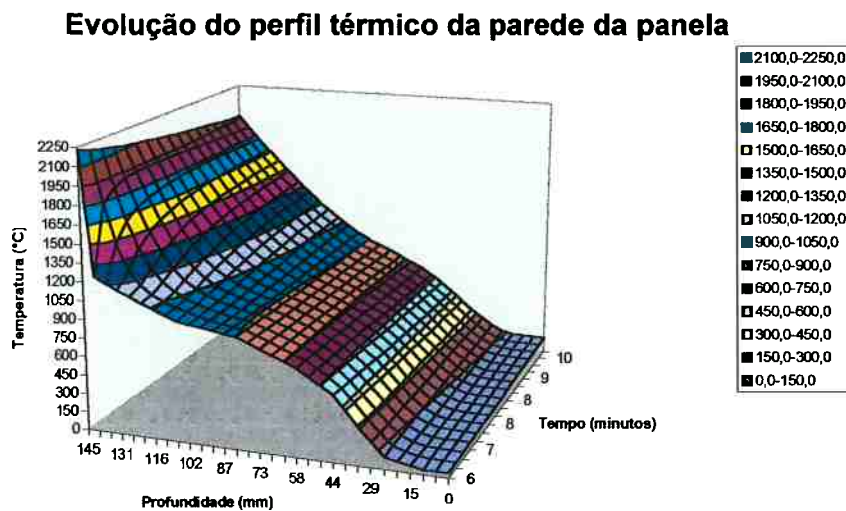


Figura 6.7 – Simulação da evolução do perfil térmico da parede da panela durante o ensaio.

Evolução do perfil térmico do fundo da panela

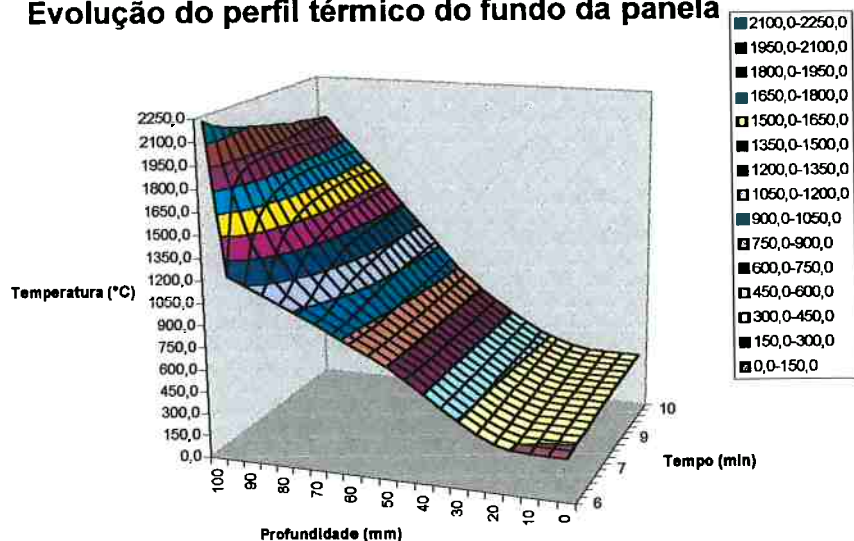


Figura 6.8 – Simulação da evolução do perfil térmico do fundo da panela durante o ensaio.

Evolução do perfil térmico da tampa da panela

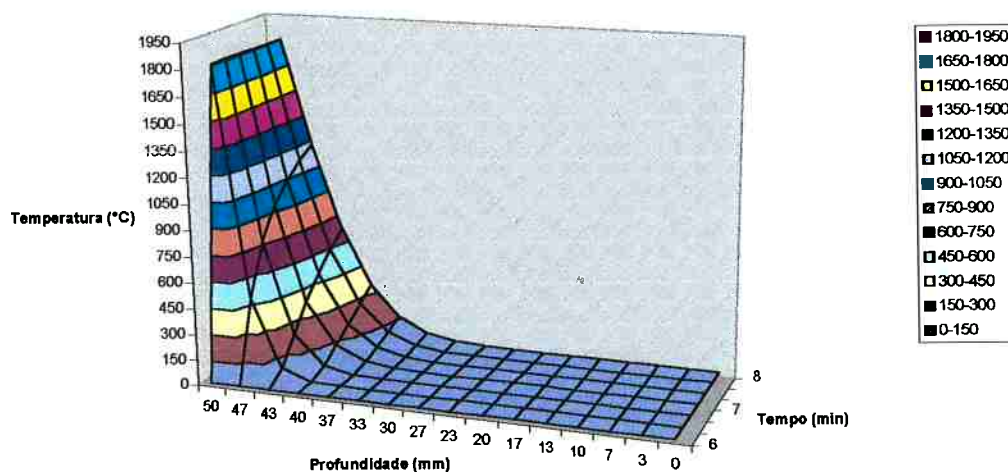


Figura 6.9 – Simulação da evolução do perfil térmico da tampa da panela durante o ensaio.

6.5. Avaliação do efeito da presença da tampa sobre a perda térmica através da aplicação do modelo

Para realizar um estudo do efeito da utilização da tampa sobre a perda térmica, foram realizadas simulações no modelo utilizando condições similares a do ensaio realizado, variando a massa de mistura contida na panela tampada ou não, e adotando um tempo de reação de cinco minutos.

O resultado deste estudo é apresentado na figura 6.10, onde pode-se observar que a tampa causa redução da perda térmica, sendo muito mais eficiente quando a panela está cheia. Isto ocorre porque quando a panela está menos cheia o fator de vista da superfície do banho para a tampa é muito pequeno, dessa maneira o calor é irradiado principalmente para a parede da panela que não está em contato com o banho.

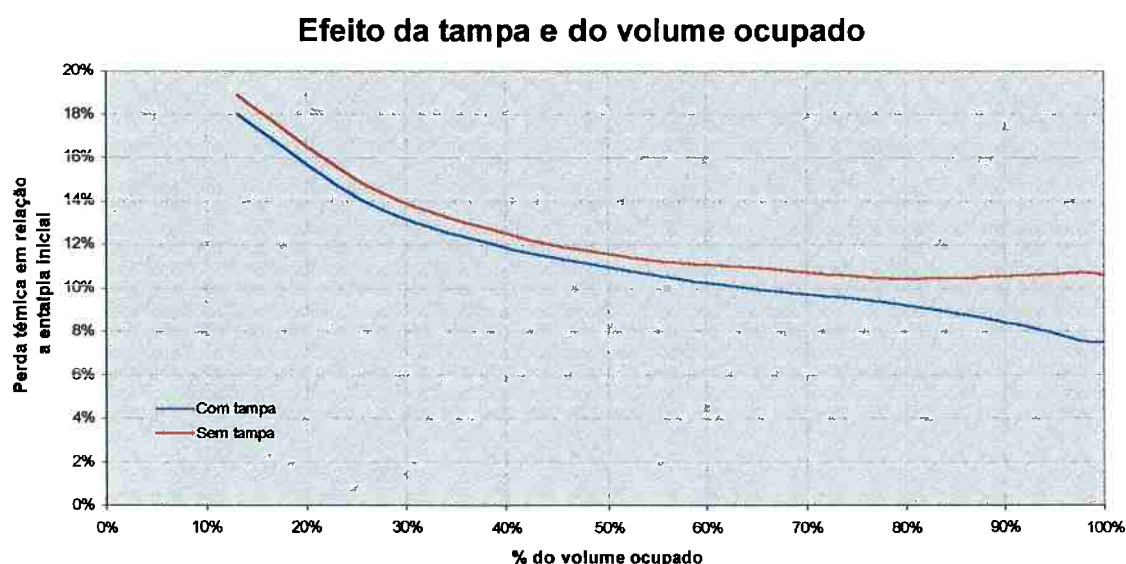


Figura 6.10 – Efeito da tampa e do volume ocupado pela mistura na panela utilizada no ensaio sobre a perda térmica.

6.6. Avaliação do efeito do pré-aquecimento sobre a perda térmica através da aplicação do modelo

No estudo do efeito do pré-aquecimento sobre a perda térmica foram feitas quatro simulações por um período de cinco minutos, utilizando condições similares a do ensaio realizado. Duas simulações com o mesmo pré-aquecimento existente no ensaio realizado com e sem tampa, e duas simulações considerando toda panela a 25°C com e sem tampa.

Os resultados destas simulações estão apresentados na tabela 6.2. Verifica-se que o pré-aquecimento é fundamental, pois ele reduz a perda térmica em 34%, além de diminuir a formação de uma camada solidificada de concentrado junto a parede interna da panela.

Tabela 6.2 – Efeito do pré-aquecimento da panela sobre a perda térmica.

	Perda térmica (% do calor de entrada)	
	Com pré-aquecimento	Sem pré-aquecimento
Com tampa	12,17%	18,48%
Sem tampa	12,80%	19,11%

6.7. Avaliação do efeito da escala da reação sobre a perda térmica através da aplicação do modelo

O efeito do aumento de escala da reação, foi estudado através de simulações durante um período de cinco minutos, utilizando panelas de diferentes capacidades com 50% do seu volume ocupado, mantendo a mesma relação entre o raio e a altura do banho da panela ensaiada. Os resultados de tais simulações estão apresentados na figura 6.11.

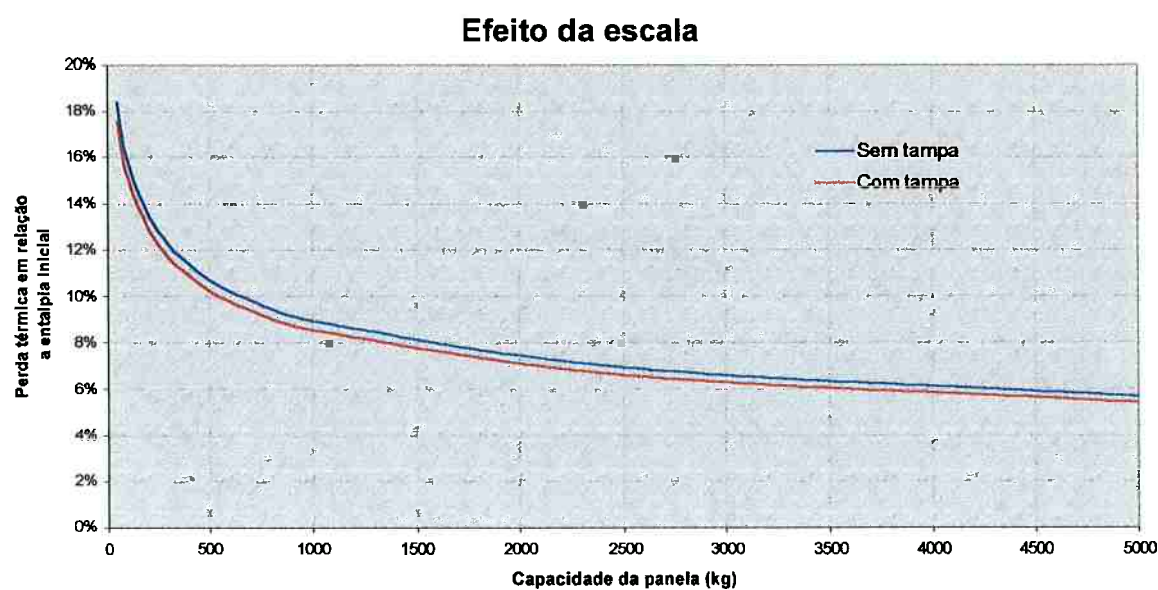


Figura 6.11 – Efeito do aumento de escala na perda térmica.

Pode-se notar na figura 6.11 que o aumento da escala de reação pode diminuir em até 65% a perda térmica (de 18% para 6% da entalpia inicial).

6.8. Avaliação do efeito da geometria da panela sobre a perda térmica através da aplicação do modelo

O efeito da geometria sobre a perda térmica foi estudado realizando diversas simulações durante um período de cinco minutos, utilizando uma carga fixa igual a do ensaio realizado em panelas com 50% do seu volume ocupado, variando apenas o raio das mesmas. Os resultados de tal estudo são apresentados na figura 6.12.

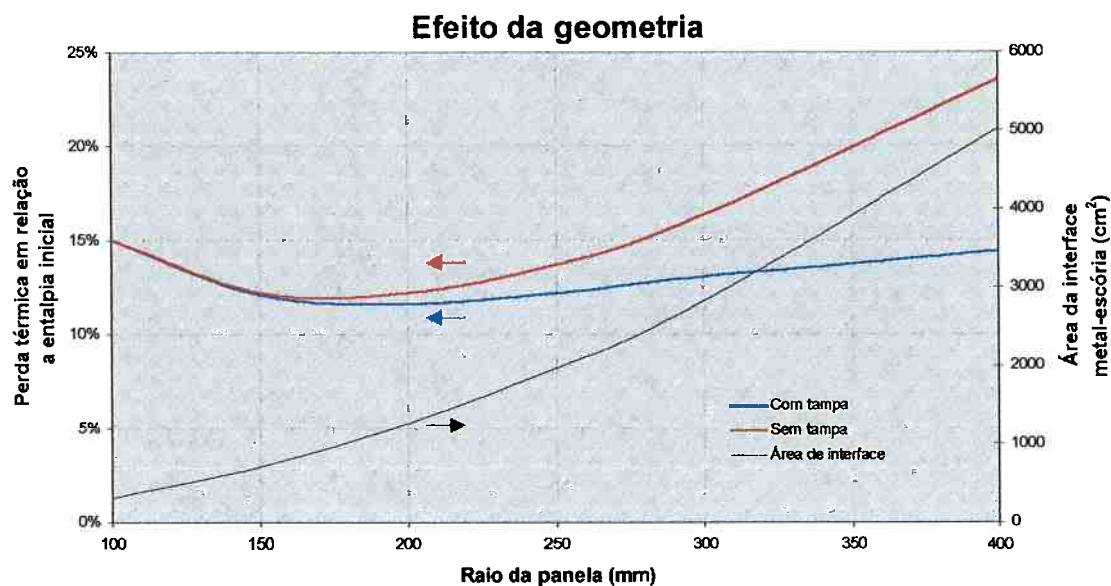


Figura 6.12 - Estudo do efeito da geometria da panela sobre a perda térmica.

Analisando a figura 6.12 observa-se que com o uso da tampa pode-se utilizar reatores com diâmetros maiores sem causar uma grande aumento da perda térmica, dessa maneira se aumenta a área de interface metal-escória, que é fundamental em um processo aluminotérmico.

6.9. Avaliação de melhoria a curto prazo

Um fator que se apresentou bastante desfavorável no realizado foi que apenas 37% do volume da panela estava ocupado. Se o ensaio fosse realizado utilizando uma carga de 383 kg de mistura (50% do volume ocupado), haveria uma diminuição da perda térmica da reação de 22,5% da entalpia inicial para 18,4% da mesma, representado um ganho energético importante.

7. Conclusões

O modelo apresentou consistência com os resultados experimentais, mostrando que ele é uma ferramenta útil para a previsão da perda térmica em operações realizadas numa panela desde que se levantem hipóteses adequadas para o problema. A sua capacidade de reproduzir uma situação real depende diretamente da qualidade dos dados experimentais coletados..

A coerência dos resultados mostrou que as hipóteses adotadas para a reação de aluminotermia foram razoáveis e podem ser utilizadas para reações similares com os reagentes no estado líquido em outras condições.

Através de simulações feitas com o modelo desenvolvido em condições similares às ensaiadas, verificou-se que:

- ✓ O pré-aquecimento da panela antes da reação é fundamental, pois, além de reduzir a perda térmica em 34%, diminui a formação de uma camada solidificada de concentrado na parede da panela.
- ✓ O volume ocupado pela mistura na panela é uma variável importante, pois com o aumento do volume ocupado pela mistura se minimiza a quantidade de calor irradiado para a parede que não está em contato com o banho, diminuindo a perda térmica. Havendo um aumento do volume ocupado de 37% para 50% diminui-se da perda em 18,2%.
- ✓ A presença de uma tampa conduz a um reduzido efeito na perda térmica para as condições ensaiadas, causando uma diminuição de apenas 5% na perda térmica total. O efeito da utilização da tampa em uma panela proporcional a ensaiada só é significativo quando a panela tiver mais de 80% do seu volume ocupado, o que representa um risco numa reação de aluminotermia com reagentes líquidos.
- ✓ O aumento do tamanho do reator também diminui a perda térmica devido ao aumento da massa térmica da mistura, sendo que um aumento de capacidade de 250 kg para 2500kg implica em uma diminuição da perda térmica de 46%.
- ✓ A utilização de reatores com uma elevada relação área de interface/volume, que favorecem a cinética da reação, elevou a perda térmica. Entretanto, tal perda pode ser minimizada através da utilização de uma tampa refratária. Aumentando em duas vezes a

área de interface metal-escória do reator a perda térmica se eleva 12% com tampa e 44% sem a mesma.

8. Referências bibliográficas

1. KEITH, F. **Princípios de transmissão de calor**. São Paulo, Edgar Blücher, 1969.
2. BENNETT, C.O.; MYERS, J.E. **Fenômenos de transporte**. São Paulo, McGraw-Hill, 1978.
3. LIMA, M.A. **Método numérico em escoamento de fluidos e em transferência de calor e de massa**. São Paulo, /Apostila/ 1997.
4. GEIGER, G.H.; POIRIER, D.R. **Transport phenomena in metallurgy**. Massachusetts, Addison-Wesley, 1972.
5. ROSENQUIVST, T. **Principles of extractive metallurgy**. McGraw-Hill, 1974.
6. HASEN, P.M. **Constitution of binary alloys**. McGraw-Hill, 1958.

Anexo I – Análise do melhor instante para o início da simulação

Como já foi discutido no trabalho a causa do retardo do aquecimento do termopar a 106 mm de distância da face externa da parede pode ser devido a resistência do refratário a transmissão de calor ou a formação de uma camada solidificada junto a parede da panela.

Para analisar a primeira hipótese (resistência do refratário a propagação de calor) foi feita uma simulação utilizando condições similares a da panela e o perfil térmico inicial apresentado na figura A.1, onde se utilizou as temperaturas registradas nos termopares para o instante do fim do vazamento do concentrado, considerando-se a temperatura da superfície da panela igual a do termopar mais interno.

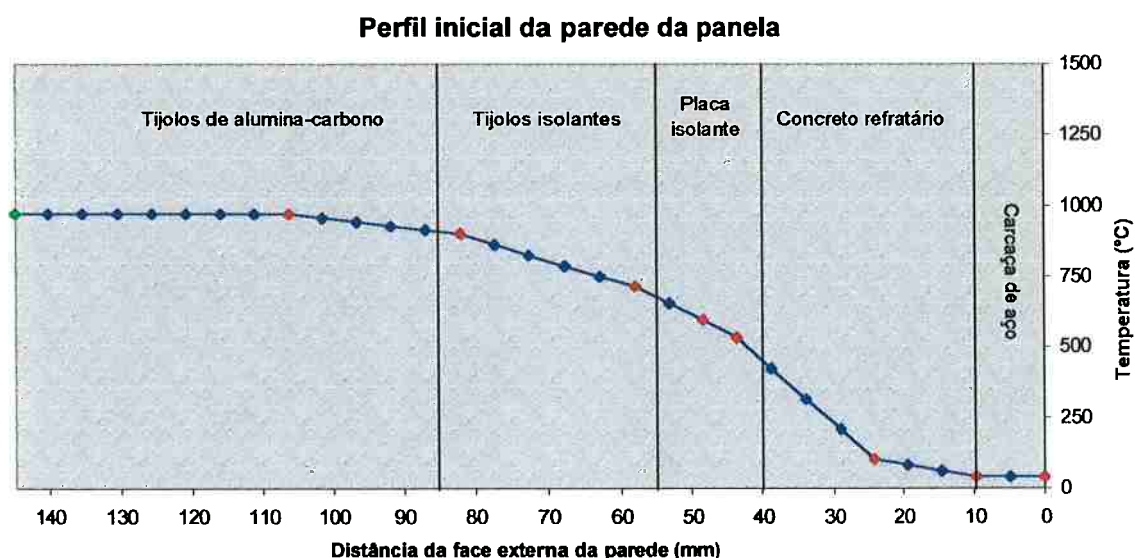


Figura A.1 – Perfil inicial utilizado na simulação para verificação da resistência do refratário a propagação de calor.

O resultado da evolução da temperatura dos termopares obtido em tal simulação está apresentado na figura A.2. Pode-se observar que o início do aquecimento do termopar a 106 mm de distância da face externa da parede, nesta condição, ocorre um minuto após o início da simulação, logo o retardo de 3 minutos para a aquecimento do mesmo termopar no ensaio realizado não foi devido a resistência do refratário a transmissão de calor.

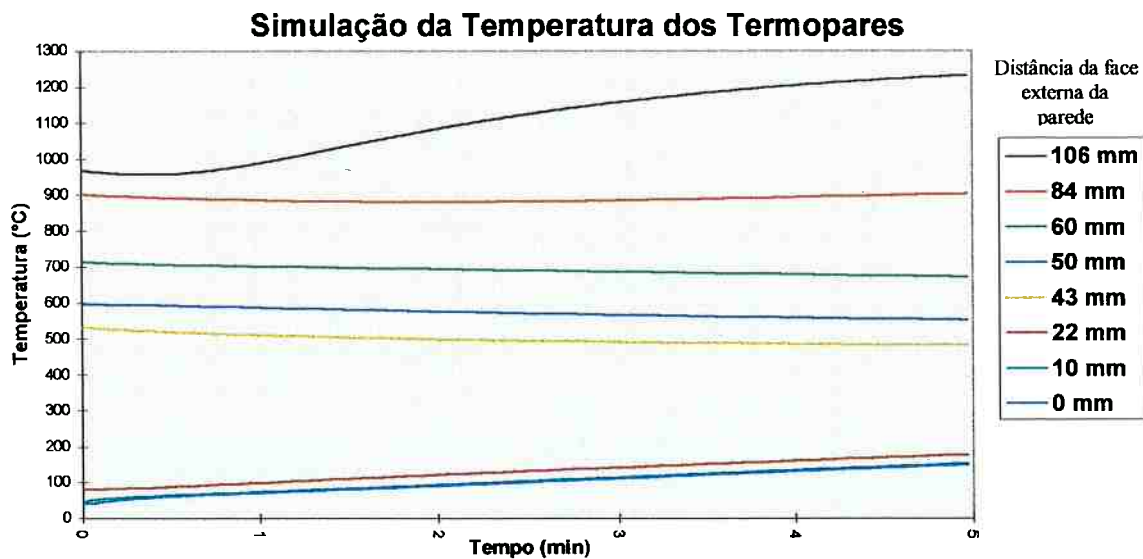


Figura A.2 – Evolução da temperatura dos termopares utilizando o perfil proposto na figura A.1.

Com base na verificação anterior, foi levantada a hipótese de que no início do vazamento do concentrado de nióbio se formava uma camada solidificada de concentrado, devido a baixa taxa de geração de calor e ao elevado gradiente térmico na periferia da panela nesse período.

Após a reação atingir ativação térmica e aumentar a taxa de geração de calor se inicia a fusão desta camada solidificada. No instante em que termina a fusão de toda a camada solidificada tem-se praticamente a finalização da reação tendo como consequência um banho mais homogêneo, com menor gradiente térmico.

Desta forma, o instante ideal para se iniciar a simulação seria quando ocorresse a fusão de toda a camada solidificada junto a parede. Nesta condição pode-se dizer que a temperatura da superfície da parede em contato com o banho é igual a temperatura de fusão do concentrado (1300°C).

Adotando esta hipótese, para verificar qual seria o instante em que se deveria iniciar a simulação do ensaio, foi feita uma simulação utilizando condições similares a da panela com o perfil térmico apresentado na figura 6.2, onde a temperatura da superfície interna da parede da panela é igual a temperatura de fusão do concentrado (1300°C). O resultado da evolução da temperatura dos termopares para tal simulação está apresentados na figura A.3.

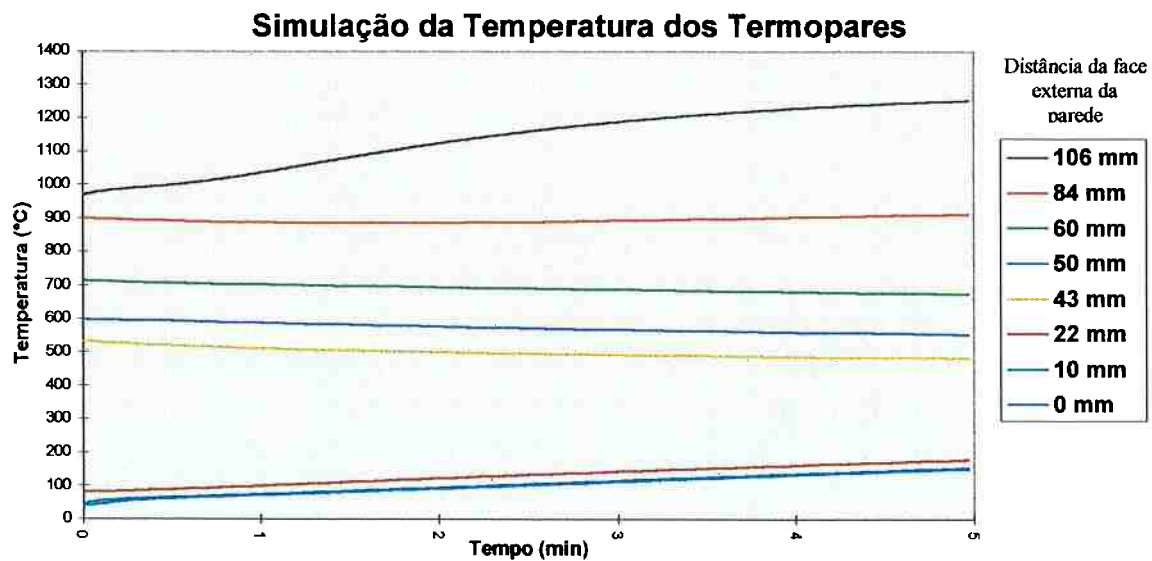


Figura A.3 – Evolução da temperatura dos termopares utilizando o perfil proposto na figura 6.2.

Observando a figura A.3, pode-se concluir que imediatamente após o banho entrar em contato com a parede da panela devido a fusão da camada solidificada, ocorre o aumento da temperatura do termopar a 106 mm de distância da face externa da parede.

Na figura 6.1, o início do aumento da temperatura do mesmo termopar ocorre no instante 6 minutos da escala de tempo apresentada, logo se iniciará a simulação neste instante considerando o perfil térmico inicial da panela apresentado na figura 6.2.

Anexo II – Estimativa da temperatura da superfície interna da parede da panela que não está em contato com o banho

A temperatura da superfície interna da parede da panela que não está em contato com o banho varia com o decorrer do ensaio, porém seria necessário um modelo em três dimensões para determinar tal variação, desta maneira adotou-se uma temperatura fixa.

Foi feita uma análise da influência de tal temperatura sobre a temperatura da face interior da tampa. O resultado desta análise é apresentado na figura B.1.

Efeito da temperatura da parede sobre o banho

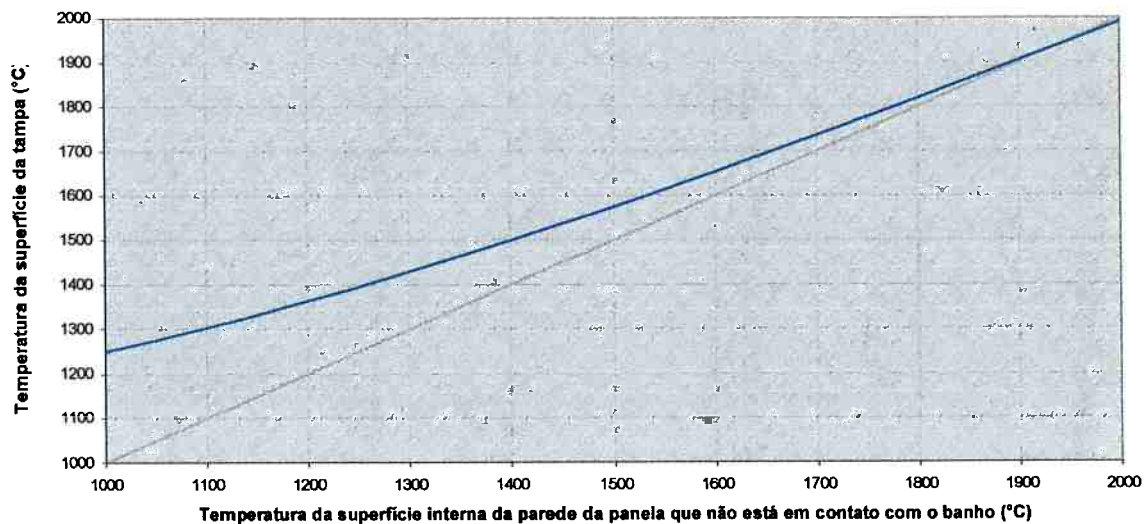


Figura B.1 – Efeito da temperatura da parede sobre o banho.

Deve-se observar na figura B.1 que existe uma tendência para o equilíbrio térmico entre a tampa e a superfície da parede da panela que não está em contato com o banho para temperaturas superiores a 1700°C. Como ocorreu fusão da face interior da tampa durante o ensaio (figura B.2) e a temperatura de fusão do material refratário da tampa é 1760°C, pode-se dizer que a temperatura da superfície interna da parede da panela que não está em contato com o banho deve ter atingido a mesma temperatura, logo adotou-se esta temperatura na simulação.



Figura B.2 – Tampa da panela com a face interna fundida.