

## SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE CÂMARAS DE COMBUSTÃO PARA TRATAMENTO TÉRMICO DE METAIS

**André Bergel**

Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Av. Paulo Gama, 110, Porto Alegre, RS, CEP: 90040-060, Fone: (51) 3308.6000  
andrebergel84@yahoo.com.br

***Resumo:** Este trabalho tem como objetivo apresentar os resultados do estudo de métodos numéricos de simulação de fornos de aquecimento para tratamento térmico de materiais. Estas câmaras necessitam de distribuições uniformes de temperatura, com a finalidade de obter melhores distribuições das características finais do material tratado. Foram considerados modelos de combustão, turbulência e radiação, encontrados no software de simulação ANSYS CFX 10.0. As mudanças mais críticas aconteceram nos modelos de radiação, que são importantes devido às características dos fornos. Após as simulações, concluiu-se que os modelos de radiação alteraram significativamente os resultados, sendo, portanto, muito importante a sua escolha correta.*

***Palavras-chave:** Combustão, Sistemas Térmicos, Gás Natural, Câmaras de Combustão, ANSYS CFX.*

### 1. INTRODUÇÃO

O aquecimento de materiais no interior de câmaras de combustão é um processo importante nos dias de hoje e uma distribuição correta da transferência de calor é fundamental para a obtenção de uma microestrutura homogeneizada. A obtenção desses parâmetros depende fundamentalmente do projeto da câmara, que passa pelo processo de simulação numérica computacional, que tem a finalidade de avaliar o funcionamento da câmara nos seus vários regimes de trabalho, desde o aquecimento inicial da câmara, um processo transiente e extremamente difícil de ser estudado, até o regime estacionário, quando os campos de velocidade e temperatura não mais se alteram com o tempo.

Este trabalho foi baseado no estudo de uma câmara de combustão retangular possuindo três queimadores de gás, localizados na parte superior da câmara. O software de simulação utilizado foi o ANSYS CFX 10.0, juntamente com o software ANSYS ICEM CFD 10.0, utilizado na criação da geometria e da malha não-estruturada. O ANSYS CFX 10.0 possui vários modelos de combustão, radiação, turbulência, etc, os quais são indicados para certas ocasiões, podendo gerar problemas se não forem bem escolhidos e implementados.

O modelo de combustão utilizado durante este trabalho foi o “Eddy Dissipation”, aliado ao modelo de turbulência  $\kappa$ - $\epsilon$ . A principal alteração foram os modelos de radiação, que resultaram nas maiores diferenças de temperaturas e velocidades, como se verá adiante.

### 2. MODELAGEM NUMÉRICA

Todos os modelos presentes neste programa de simulação são conjuntos de equações propostos por autores, experimentados e, posteriormente, corrigidos, muito difundidos em livros e artigos.

#### 2.1 Modelo de Combustão

O modelo de combustão utilizado foi o Eddy Dissipation, que se baseia no princípio de que a reação química ocorre mais rápida do que os fenômenos de transporte envolvidos, os produtos são formados instantaneamente, sem as muitas reações intermediárias.

A equação de transporte de um componente  $I$  com fração mássica  $Y_I$  é:

$$\frac{\partial(\rho * Y_I)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho * u_j * Y_I)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_{Ieff} \frac{\partial Y_I}{\partial x_j} \right) + S_I \quad (1)$$

Onde  $S_I$  é devido à reação química envolvendo o componente  $I$  e pode ser calculada pela seguinte fórmula:

$$S_I = W_I * \sum_{k=1}^k (v''_{kI} - v'_{kI}) * R_k \quad (2)$$

Onde  $R_k$  é a taxa elementar de realização da reação  $k$ , este diz que a razão com que a reação ocorre é diretamente proporcional ao tempo necessário para que os reagentes se misturem em nível molecular. Se o escoamento é turbulento, a mistura é determinada pelas propriedades dos turbilhões, e sua taxa é inversamente proporcional à energia cinética turbulenta,  $\kappa$ , e diretamente proporcional a sua dissipação,  $\varepsilon$ .

$$\text{Taxa de Mistura} \propto \frac{\varepsilon}{\kappa} \quad (3)$$

Este conceito de controle da reação é aplicado em muitos problemas. No modelo Eddy Dissipation, a taxa de realização da reação  $\kappa$  é calculada pela menor de duas expressões, a primeira limita os reagentes e a segunda limita os produtos:

$$R_k = A * \frac{\varepsilon}{\kappa} * \min \left( \frac{[I]}{v'_{kI}} \right) \quad (4)$$

$$R_k = A * B * \frac{\varepsilon}{\kappa} * \left( \frac{\sum_P [I] * W_I}{\sum_P v''_{kI} * W_I} \right) \quad (5)$$

Nessas equações,  $I$  é a concentração molar do componente,  $P$  significa que todos os produtos são levados em conta durante o somatório.

## 2.2 Modelo de Turbulência:

Turbulência é a flutuação aleatória de pressões, direções e velocidades, dos fluidos em estudo, ao longo do tempo. Este processo é complexo, tridimensional e transiente. Este fenômeno ocorre para altos números de Reynolds, dado por:

$$\text{Re} = \frac{\rho^* V^* d}{\mu} \quad (6)$$

As equações de Navier-Stokes descrevem os escoamentos turbulento e laminar, porém, devido a enorme variedade de escalas de comprimento e velocidades gerados nestes, às vezes menores que o próprio volume de controle considerado, utilizam-se modelos de duas equações. Nestes modelos as escalas de comprimento e velocidade são resolvidas utilizando equações de transporte separadas, daí o nome modelos de duas equações:

O modelo  $\kappa$ - $\varepsilon$  faz uma hipótese de difusão no gradiente, para relacionar as tensões de Reynolds à velocidade média e à viscosidade turbulenta. A viscosidade turbulenta é definida como o produto da velocidade turbulenta e a escala de comprimento turbulenta.

Equações de conservação de energia cinética,  $\kappa$ , e sua dissipação,  $\varepsilon$ :

$$\bar{u}^* \frac{\partial}{\partial x} (\rho^* \kappa) + \bar{v}^* \frac{\partial}{\partial y} (\rho^* \kappa) = \bar{\nabla} \cdot \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \right) * \bar{\nabla} \cdot \kappa \right) + P_\kappa - \rho_\varepsilon \quad (7)$$

$$\bar{u}^* \frac{\partial}{\partial x} (\rho^* \kappa) + \bar{v}^* \frac{\partial}{\partial y} (\rho^* \kappa) = \bar{\nabla} \cdot \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) * \bar{\nabla} \cdot \varepsilon \right) + C_{1,\varepsilon} * \frac{\varepsilon}{\kappa} * P_\kappa - C_{2,\varepsilon} * \frac{\varepsilon^2}{\kappa} \quad (8)$$

Onde:  $C_{1,\varepsilon}$  e  $C_{2,\varepsilon}$  são constantes empíricas do modelo de turbulência,  $\sigma_\kappa$  e  $\sigma_\varepsilon$  representam os respectivos números de Prandtl da energia cinética turbulenta e sua dissipação, e  $P_\kappa$  a produção ou dissipação de energia cinética turbulenta, definida como:

$$P_\kappa = \mu_t * \left( 2 * \left( \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial \bar{u}}{\partial r} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right)^2 + 2 * \left( \frac{\partial \bar{v}}{\partial r} \right)^2 + 2 * \left( \frac{\bar{v}}{r} \right)^2 \right) \quad (9)$$

### 2.3 Modelos de Radiação:

Neste trabalho foram estudados três modelos de radiação e foram feitas simulações aplicando-se cada um deles e produzindo diferenças nos resultados, que serão mostrados posteriormente.

Existem duas características da radiação que a tornam complicada de ser utilizada. Uma delas é sua natureza espectral, que faz com que a maioria dos corpos reais não absorva toda a radiação que incide sobre eles, pois esta possui vários comprimentos de onda e direções. Duas idealizações são feitas neste sentido, a de corpo negro e de corpo cinzento. Um corpo negro é aquele que absorve toda a radiação incidente, não importando o comprimento de onda e nem a direção. O corpo cinzento é uma idealização mais real, nele, os valores da absorvidade espectral,  $\alpha_\lambda$ , e da emissividade espectral,  $\varepsilon_\lambda$ , são independentes do comprimento de onda ao longo das regiões espectrais de irradiação e de emissão.

Absorvidade é definida como a razão entre a radiação absorvida pela superfície e a radiação absorvida por um corpo negro a mesma temperatura. Emissividade é a razão entre a radiação emitida pela superfície do corpo e a emitida por um corpo negro a mesma temperatura.

A segunda característica fundamental da radiação é sua natureza direcional, distribuindo, de forma não-linear, a radiação emitida e refletida. Aqui a idealização fica por conta da suposição de superfície difusa, ou seja, que emite a mesma intensidade de radiação em todas as direções.

A equação de transferência de radiação espectral é uma equação integro-diferencial de primeira ordem para  $I_\nu$  em uma direção  $s$ , e é escrita como:

$$\frac{dI_\nu(r, s)}{ds} = -(K_{av} + K_{sv})I_\nu(r, s) + K_{av}I_b(\nu, T) + \frac{K_{sv}}{4\pi} \int_{4\pi} dI_\nu(r, s')\Phi(s * s')d\Omega' + S \quad (10)$$

Onde:

$\nu$  – frequência

$r$  – vetor posição

$s'$  – vetor direção

$s$  – distância

$K_a$  – coeficiente de absorção

$K_s$  – coeficiente de espalhamento

$I_b$  – intensidade de emissão do corpo negro

$I_\nu$  – intensidade de radiação dependente da posição, ( $r$ ), e da direção, ( $s$ ).

$T$  – temperatura local absoluta

$\Omega$  – ângulo sólido

$\Phi$  – função espalhamento

$S$  – termo fonte de intensidade de radiação

Cada modelo de radiação propõe alguma aproximação para as dependências direcional e espectral. As aproximações direcionais dão conta dos modelos de radiação aqui estudados, e a aproximação espectral aqui utilizada foi a de um corpo cinza, para todas as simulações.

O modelo P1, também chamado de aproximação diferencial, é uma simplificação da equação de transporte de radiação. Ele assume que a intensidade de radiação é isotrópica, ou seja, independente da direção ou posição no espaço. Este modelo, então, envia, para qualquer direção, a mesma intensidade de radiação.

O modelo DTM (Discrete Transfer Model), resolve a equação de transferência radiante em todo o domínio  $\Omega$ . Ele assume que o espalhamento ocorre isotropicamente, simplificando o termo integral dentro da equação de transferência radiante. A equação, então, pode ser reescrita como:

$$\frac{dI_\nu(r, s)}{ds} = -(K_{av} + K_{sv})I_\nu(r, s) + K_bI_b(\nu, T) + \frac{K_{sv}}{4\pi} \int_{4\pi} I_\nu(r, s')d\Omega' + S \quad (11)$$

O último modelo estudado, Monte Carlo, assume que a intensidade de radiação é proporcional ao fluxo de fótons angular diferencial, e nós podemos imaginar o campo de radiação como um gás de fótons. Para este gás,  $K_a$  é a probabilidade por unidade de comprimento de um fóton ser absorvido em uma dada frequência. Portanto, a intensidade de radiação média é proporcional a distância percorrida por um fóton até atingir a posição  $r$ .

### 3. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

Foram pesquisados diversos tamanhos de fornos para aquecimento de materiais. Foram consultados alguns fabricantes, que disponibilizavam os seus catálogos, e escolhido um modelo retangular, medindo 2mx1mx1m. Possuindo três queimadores de combustível, dos quais não foram obtidas informações. As informações sobre os queimadores foram obtidas diretamente do próprio fabricante do queimador.

Foram consideradas seis condições de entrada, três de ar atmosférico para a combustão, e três de combustível, no caso metano. Foi configurado que na entrada de ar entraria 23,2% de  $O_2$ , e na

entrada de combustível, 100% de CH<sub>4</sub>. Para a determinação da quantidade de combustível e ar consumido durante o processo, utilizou-se valores determinados pelo fabricante, que eram de 41 kg/hr de combustível e 9,2 m<sup>3</sup>/min de ar atmosférico, que foram distribuídos igualmente nos três queimadores.

Um parâmetro muito importante na combustão é a relação ar/combustível, pois ela é um fator muito importante para que ocorra a queima completa. Uma relação ar combustível abaixo da mínima resulta em queima incompleta e geração de gases nocivos ao meio ambiente. Excesso de ar resulta no seu aquecimento desnecessário, com perda de eficiência do processo. A relação ar/combustível utilizada aqui foi de 13,19 kg Ar/kg Combustível.

A quantidade mínima de ar, necessário para a combustão de todo o metano que entra pelo queimador, é dado pelas fórmulas:



Esta quantidade calculada é chamada de ar teórico, ou seja, é a mínima quantidade de ar necessário para que todo o combustível seja queimado. Porém não é o que se observa na prática, visto que, para que a combustão completa ocorra, é necessária uma boa mistura entre o oxigênio e o metano utilizado. Usualmente utiliza-se mais ar do que o necessário, variando de 5% a 10%.

As paredes foram consideradas adiabáticas, cinzas, não-deslizantes, ou seja, velocidade nula junto à parede. A base do forno, onde estaria o material a ser aquecido foi considerado como tendo uma temperatura de 700K, que é a temperatura em que a maioria dos aços recebe o seu tratamento térmico.

Nestes modelos de combustão não é considerada a formação de NO<sub>x</sub> e SO<sub>x</sub>, a fim de simplificar os cálculos. Não são considerados os efeitos da gravidade no modelo de turbulência. As equações 12 referenciam a reação química que é calculada neste modelo de combustão. Um desenho do forno é mostrado na Figura 1.

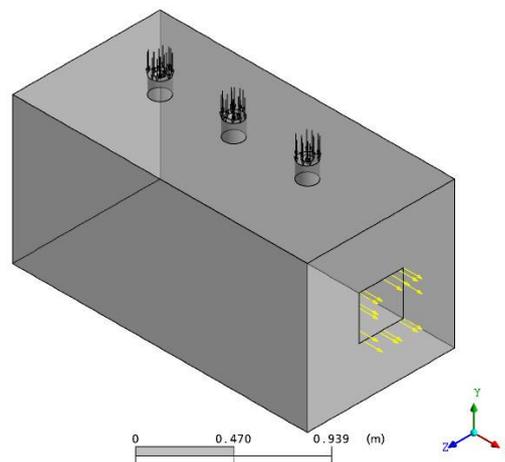


Figura 1: Forno com as condições de contorno já estabelecidas.

A Figura 2 mostra o detalhe da malha não-estruturada em um dos queimadores simulados.

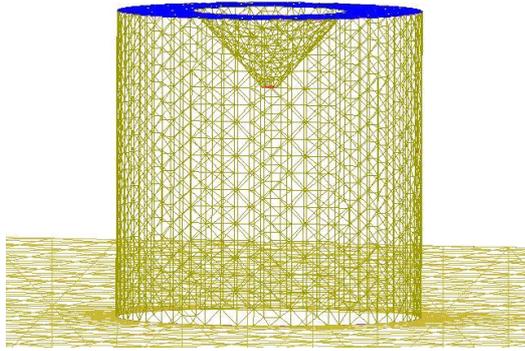


Figura 2: Detalhe da malha não-estruturada no bico injetor.

A malha não estruturada utilizada nas simulações é composta de aproximadamente 1,2 milhões de volumes.

## 4.RESULTADOS

O principal resultado aqui procurado é o fluxo de calor trocado com o material a ser aquecido. Este fluxo é composto pelos fluxos radiante e convectivo. Cada um deles é parte importante na transferência de calor, e serão analisados separadamente.

### 4.1 Fluxo de Calor Convectivo

Este fluxo de calor é devido à convecção forçada gerada pela circulação de gases. Em ambientes a baixas temperaturas ele é o principal responsável pelas trocas térmicas, porém em fornos de altas temperaturas, seu efeito pode ser da mesma ordem de grandeza da radiação.

O fluxo de calor convectivo depende basicamente do coeficiente de transferência de calor por convecção,  $h$ , e este por sua vez é dependente do número de Reynolds, mostrado anteriormente, e do número de Prandtl, dado a seguir:

$$\text{Pr} = \frac{C_p * \mu}{k} \quad (13)$$

O número de Reynolds depende basicamente da velocidade dos gases no interior da câmara e da viscosidade local do fluido, e esta é forte dependente da temperatura. O número de Prandtl é uma razão entre a viscosidade do fluido e sua condutividade térmica.

As Figuras 3, 4 e 5, apresentam o fluxo de calor convectivo para os três modelos de radiação, visando analisar a influência do modelo de radiação na troca de calor por convecção.

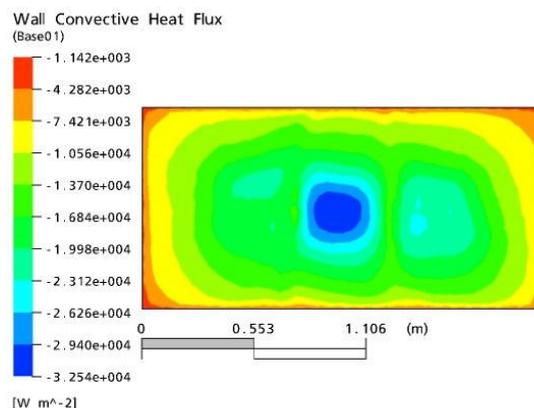


Figura 3: Fluxo de calor convectivo para o modelo P-1.

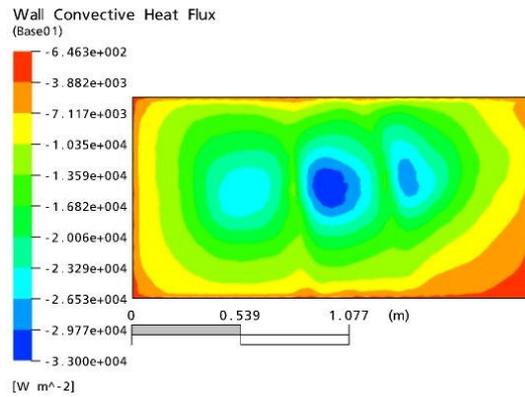


Figura 4: Fluxo de calor convectivo para o modelo DTM.

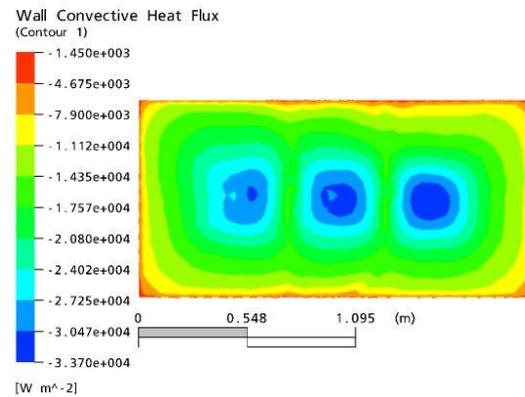


Figura 5: Fluxo de calor convectivo para o modelo Monte Carlo.

Notam-se pequenas diferenças do fluxo de calor convectivo. A diferença observada se dá principalmente pela variação da viscosidade, que é forte dependente da temperatura dos gases. E essa temperatura, nas paredes e na base, varia conforme o modelo de radiação empregado.

## 4.2 Fluxo de Calor Radiante

O fluxo de calor radiante é muito importante neste estudo, pois o seu valor varia de uma a duas ordens de grandeza do respectivo fluxo de calor convectivo. As Figuras 6 a 8, a seguir, mostram essa diferença.

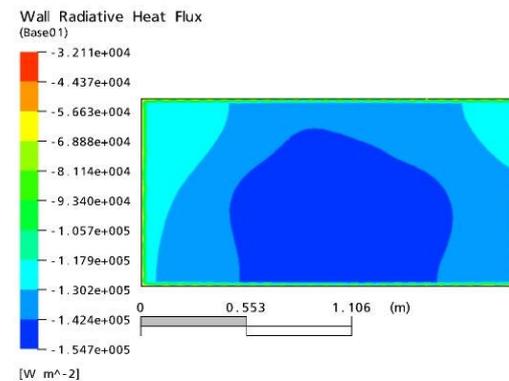


Figura 6: Fluxo de calor radiante para o modelo P-1.

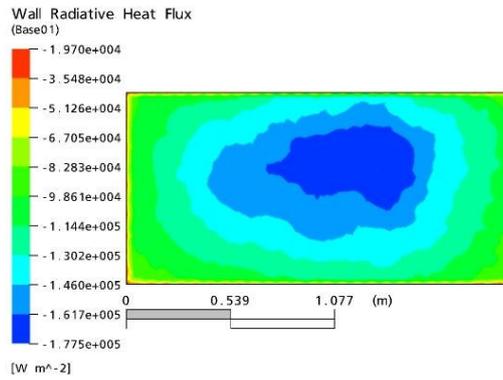


Figura 7: Fluxo de calor radiante para o modelo DTM.

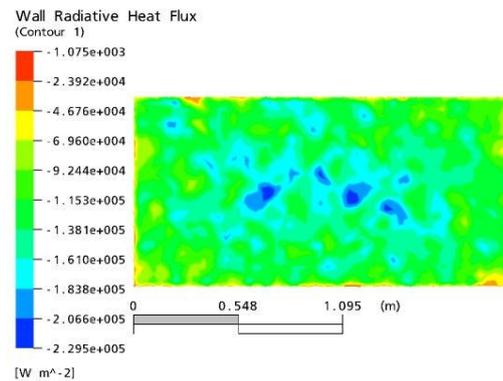


Figura 8: Fluxo de calor radiante para o modelo Monte Carlo.

### 4.3 Coeficientes Globais de Transferência de Calor

O Coeficiente global de transferência de calor é dado pela seguinte fórmula:

$$\frac{1}{U_G} = \frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_R} \tag{14}$$

Onde  $U_G$  é o coeficiente global de transferência de calor,  $h_c$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção e  $h_R$  é o coeficiente de transferência de calor por radiação. O coeficiente global dá uma noção do fluxo de calor total trocado por metro quadrado da superfície em questão.

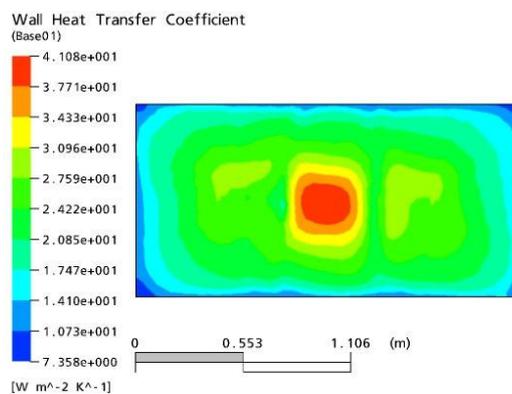


Figura 9: Coeficiente de transferência de calor global para o modelo P-1.

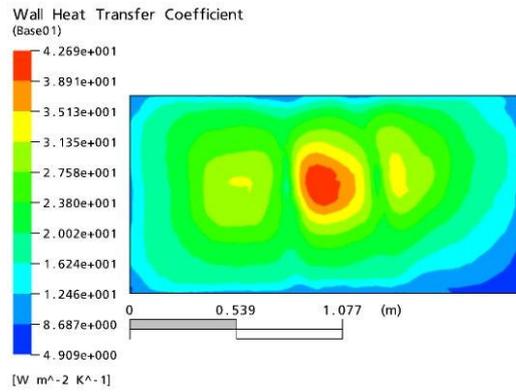


Figura 10: Coeficiente de transferência de calor global para o modelo DTM.

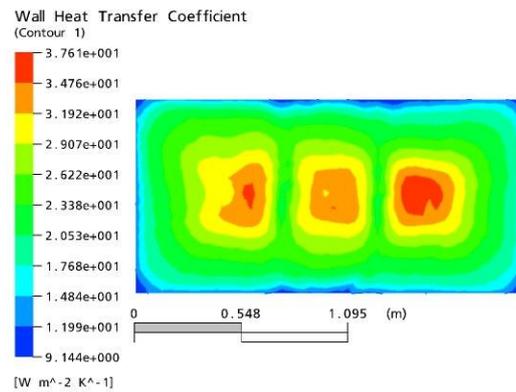


Figura 11: Coeficiente de transferência de calor global para o modelo Monte Carlo.

#### 4.4 Campo de velocidades

Agora veremos os campos de velocidades para cada um dos modelos estudados, eles apresentam poucas diferenças. Mas explicam o porquê das variações na transferência de calor por convecção na base da câmara.

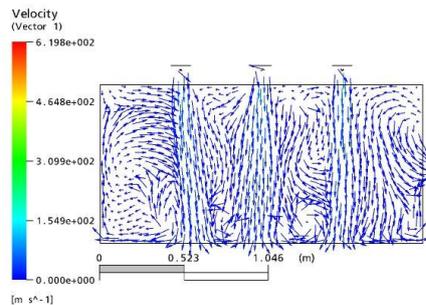


Figura 16: Campo de velocidades do modelo P-1.

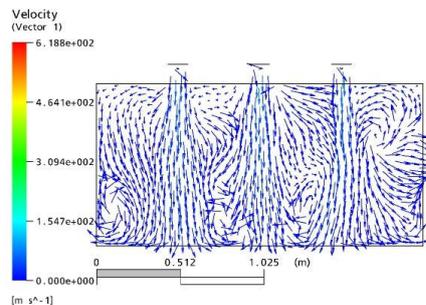


Figura 17: Campo de velocidades do modelo DTM.

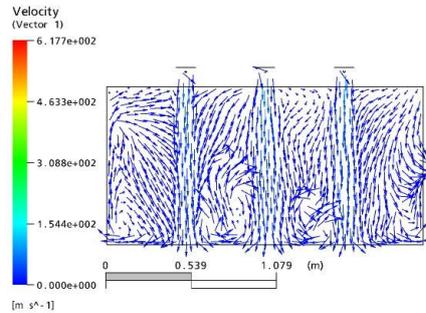


Figura 18: Campo de velocidades do modelo Monte Carlo.

Aqui se observa o porquê nas diferenças dos fluxos de calor convectivos, embora tenhamos alterado apenas os modelos de radiação. Nota-se que existe muita recirculação de gases na câmara, e esse maior contato com as paredes gera uma diferença de temperatura dos gases entre os modelos, devido às diferenças na troca de calor radiante. Esta diferença de temperatura altera a viscosidade dos gases, alterando o Reynolds e, conseqüentemente, o coeficiente de transferência de calor.

## 5. CONCLUSÕES

Neste trabalho, concluímos que é de grande importância uma boa escolha dos modelos empregados na simulação numérica. Modelos mal empregados podem causar desvios significativos dos resultados, ocasionando ineficiência, projetos de custos excessivos, etc.

O modelo de radiação mostrou-se muito importante, influenciando até mesmo na troca de calor por convecção. Este fato, resultante da recirculação dos gases quentes dentro da câmara, não estava previsto quando foram iniciadas as simulações, e mostrou diferenças significativas nos resultados.

## 6. REFERÊNCIAS

CFX, 2002, "CFX User's Manual".

Incropera, F. e De Witt, D., 1992, "Fundamentos da Transferência de Calor e Massa", LTC, Brasil.

Wan Willen, G. J., Sonntag, E.R. e Bornake, C., 1998, "Fundamentos da Termodinâmica", Edgar Blücher Ltda, Brasil.

## NUMERIC SIMULATION OF COMBUSTION CHAMBERS FOR THERMAL MATERIAL TREATMENT

**André Bergel**

Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Av. Paulo Gama, 110, Porto Alegre, RS, CEP: 90040-060, Fone: (51) 3308.6000  
andreibergel84@yahoo.com.br

**Abstract:** *This work has as aim to present the results of the study of numerical methods of heating ovens simulation for the thermal material treatment. These chambers need uniform temperature distributions, with the purpose to obtain better final characteristics of the treated material. Models of combustion, turbulence and radiation were considered, found in the software of simulation ANSYS CFX 10.0. The most critical changes happened in the radiation models, which are important due to the characteristics of the ovens. After the simulations, it was concluded that the radiation models modified the results significantly, being, therefore, very important its correct choice.*

**Keywords:** *Combustion, Thermal Systems, Natural Gas, Combustion Chambers, ANSYS CFX.*