

## ESCOAMENTOS BI-FÁSICO, SÓLIDO-AR, EM COMBUSTORES CICLÔNICOS

Rita Maria de Souza, ritamariasouza@gmail.com;

Luiz Claudio Marques, urbanu@hotmail.com;

Alan Mota Castelo, motacastelo@008@hotmail.com

Danielle Regina da Silva Guerra, daguerra@ufpa.br

Manoel Fernandes Martins Nogueira, mfmn@ufpa.br

Universidade Federal do Pará, Rua Augusto Corrêa, 01, CEP: 66.075-110, Belém, PA

**Resumo.** O fenômeno de combustão turbulenta de combustíveis sólidos é difícil de ser analisado mesmo com os mais sofisticados computadores, porém muitos equipamentos utilizam desse fenômeno para aumentar a eficiência da combustão, promovendo a queima total do combustível o que evita desperdícios, proporciona estabilidade de chama e diminui consideravelmente a emissão de poluentes por meio de recirculação dos gases da combustão. A análise da combustão ciclônica é bastante difícil devido à sobreposição dos efeitos do escoamento turbulento e das reações químicas exotérmicas no interior do combustor. Para auxiliar na compreensão e permitir o dimensionamento de combustores foi desenvolvido um modelo numérico do combustor utilizando o código Fluent v. 6.0. Com relação aos escoamentos reagentes turbulentos, a dinâmica dos fluidos computacional tem mostrado ter um grande potencial para resolução de problemas práticos de engenharia, utilizando modelos de aproximação de fração de mistura junto com o método PDF para tratar a interação cinética química-turbulência. No estudo realizado percebeu-se que a queima da mistura ar/combustível ocorre somente no primeiro terço do combustor e que ao longo do escoamento que a velocidade tangencial é reduzida a medida que a temperatura aumenta na direção axial, de maneira que os gases de combustão chegam majoritariamente com velocidade axial na saída do combustor, tornando-se necessário um estudo mais específico do escoamento, aperfeiçoando a modelagem da turbulência para se ter um conhecimento real do comportamento do escoamento ao longo do combustor. O Grupo de Energia, Biomassa e Meio Ambiente (EBMA), da UFPA, tem realizados trabalhos em combustores ciclônicos e está desenvolvendo um combustor ciclônico com parede d'água de forma que se possa aproveitar industrialmente o calor gerado na combustão. Através da análise do escoamento turbulento é possível encontrar as dimensões do reator de tal maneira a mater o escoamento rotacional ao longo do reator mantendo os gases e particulados a alta temperatura nas proximidades da parede para maximizar a transferência de calor dos gases quentes para otimizar a combustão e diminuir as dimensões da caldeira. Este trabalho apresenta os resultados da simulação numérica de um combustor ciclônico com parede adiabática mostrando a distribuição das velocidades axial, tangencial e radial bem como a distribuição de temperatura e concentrações decorrentes do processo reativo. Este trabalho é uma etapa intermediária para a simulação do escoamento numa caldeira ciclônica com parede d'água.

**Palavras-chaves:** Análise numérica, turbulência, escoamento reagente, combustores ciclônicos, biomassa energética.

### 1. INTRODUÇÃO

Atualmente é bem reconhecido o fato de que a combustão de partículas sólidas é mais eficiente quando estas partículas estão em suspensão, sendo a combustão ciclônica uma alternativa para aperfeiçoar o processo de combustão de sólidos. Os estudos sobre a combustão ciclônica são relativamente recentes e o número destes quando comparado com estudos relacionados a outras áreas é pequeno. Tal fato faz com que ainda existam muitas características importantes deste tipo de combustão que precisam ser analisadas e compreendidas para ter-se domínio deste tipo de processo.

O padrão de turbulência encontrado em combustores ciclônicos é um fator que contribui para tornar mais complexa a análise de tais dispositivos. A turbulência por si só, é provavelmente o fenômeno mais complexo encontrado na mecânica dos fluidos não reativos e a combustão mesmo sem turbulência é um processo intrinsecamente complexo envolvendo uma vasta gama de escalas de comprimento e de tempo de reação. O fenômeno de combustão turbulenta de combustíveis sólidos é difícil de ser analisado mesmo com os mais sofisticados computadores, pois associa fenômenos como alto nível de rotação no escoamento, ocorrência simultânea de volatilização e combustão heterogênea, escoamento bifásico, entre outros.

#### 1.1. Estado da arte de combustores ciclônicos

Na combustão ciclônica a queima acontece a uma pressão positiva ao invés da leve pressão negativa associada com os sistemas de combustão de carvão pulverizados. Fornalhas ciclônicas removem aproximadamente 70% dos produtos sólidos de combustão tipicamente como escória líquida e os restantes 30% seguem o fluxo através da região convectiva

e pela chaminé. Quando utilizada como fornalha de uma caldeira, a redistribuição dos produtos sólidos de combustão facilita o uso de caldeiras menores com taxas mais altas de liberação de calor e espaçamentos de tubos menores do que os sistemas convencionais. O volume do combustor ciclônico deve ser grande o bastante para permitir a queima do carbono fixo.

Segundo Ragland (1998) o combustor ciclônico é basicamente uma câmara cilíndrica na qual o combustível sólido particulado queima em um movimento ciclônico devido o ar que é introduzido tangencialmente no combustor. Esse tipo de injeção de ar provoca velocidades relativas gás-partícula elevadas, o que ocasiona elevados valores de coeficientes de troca de calor e massa, deste modo, taxas de combustão volumétrica muito intensas, da ordem de 4 a 8 MW/m<sup>3</sup> são alcançadas por Ushima (1998). Geralmente as superfícies deste tipo de combustor são cobertas com refratário, pois temperaturas de gás de cerca de 1650°C são registradas. Para Borman e Ragland (1998) esta temperatura é suficiente para derreter a cinza em uma escória fundida que se forma nas paredes do cilindro. O escoamento no interior deste tipo de combustor é dito fortemente rotacional (swirling). O vigor com que a ação ciclônica acontece, forçando as partículas para a parede do ciclone, facilita a combustão rápida que, segundo Tillman (1991), ocorre na camada limite perto da parede.

Syred et al (1974) apresenta um estudo sobre escoamentos rotacionais na combustão que ocorre em combustores Swirl e combustores ciclônicos. O foco do trabalho é o progresso na compreensão e uso de escoamentos rotacionais. Relata-se que o escoamento rotacional aumenta consideravelmente os limites de estabilidade da maioria das chamas, além de prover tempos de residência muito longos para a mistura ar/combustível. Este estudo demonstra que, ao contrário de muitas suposições prévias, o escoamento isotérmico não é frequentemente axi-simétrico, mas tridimensional transiente. Ainda segundo esta pesquisa, a entrada de combustível ou de ar estratificado ou estagiados pode ser usada para minimizar emissões de NOx e hidrocarbonetos nos combustores rotacionais.

Peres e et al.(2004) apresentou uma configuração de um ciclone, cuja configuração clássica consiste em um equipamento cone-cilíndrico que propicia o escoamento reverso do gás, sempre foi amplamente utilizado como separador de partículas de uma corrente gasosa. Encontram-se na literatura diversas variações geométricas dos cyclones típicos, também denominados ciclones de escoamento reverso, com o intuito de se obter altas eficiências de separação e menor queda de pressão. Além da clássica utilização como separador de partículas, o regime dinâmico em seu interior tem aumentado a viabilidade da utilização do ciclone como um equipamento de troca térmica, Baskakov et al.(1988), sendo encontrados importantes trabalhos nessa direção.

Com o constante aperfeiçoamento dos códigos computacionais comerciais disponíveis no mercado, os quais utilizam o método dos volumes finitos, tem sido viabilizada a simulação tridimensional de equipamentos de escoamento complexo como os ciclones. Os códigos comerciais mais empregados têm sido o CFX e o FLUENT. No entanto, no que se refere à utilização das técnicas de fluidodinâmica computacional na modelagem e simulação tridimensional de ciclones, encontram-se ainda poucos trabalhos na literatura, dentre os quais, podem ser destacados os de Cristea e Coghe (1998) e Slack et al(2000), os quais simularam ciclones utilizando o código FLUENT e Witt et al. (1999), Montavon et al. (2000) e Peres et al. (2002), que utilizaram o código CFX.

Simulações em 3-D do escoamento do gás com estudos numéricos sobre combustão ciclônica são muito recentes, o primeiro trabalho numérico encontrado durante a revisão foi o de Boysan et al (1986) que desenvolve um modelo matemático baseado na solução de diferenças finitas de equações de conservação de quantidade de movimento, entalpia e espécies para descrever o processo de combustão de carvão em fornalhas ciclônicas. Ainda em Boysan et al (1986) menciona-se que a comparação com os dados de eficiência de combustão não foi rigorosa, mas que nenhuma inconsistência principal surgiu. Em Parida et al (1990) se estudou experimentalmente em uma fornalha ciclônica horizontal a combustão de carvão. O carvão utilizado possuía cinzas com altas temperaturas de fusão. A taxa de liberação de calor, eficiência de combustão da fornalha e comportamento da escória foram investigados. Segundo o autor foi possível queimar carvão indiano que tem uma temperatura de fusão de cinza alta maior que 1400 °C. O desempenho do combustor só foi informado do ponto de vista da combustão.

No final da década de 90 os modelos numéricos baseados na fluidodinâmica computacional (CFD) começaram a aparecer com frequência, um exemplo disto é o trabalho de Bockelie et al (1998) que fez simulações de três tipos de fornalhas, sendo uma delas ciclônica. O sistema foi simulado utilizando um modelo de escoamento reagente CFD bifásico que empregava uma aproximação Euler-Lagrangiana. Através da comparação dos resultados preditos pelos modelos CFDs com dados experimentais foram constatados boas concordâncias tanto quantitativas quanto qualitativas. Segundo o autor, mediante os resultados encontrados foi possível avaliar as condições operacionais e estratégias de redução de NOx na fornalha ciclônica.

A alta eficiência de queima do combustor ciclônico é fruto das altas temperaturas de trabalho, tais temperaturas provocam a dissociação do nitrogênio atmosférico, que se combina com oxigênio ocasionando altas emissões de óxido de nitrogênio. Este fato restringe o uso de combustores ciclônicos, por isso praticamente todos estudos estão voltados para minimizar a emissão de tais poluentes. Segundo Borman e Ragland (1998) e Syred et al (1974) a combustão estagiada pode controlar a formação de óxido de nitrogênio durante combustão. O estudo de Cunha (2005) realizou uma análise teórica e numérica da combustão de biomassa particulada em um combustor ciclônico. O objetivo neste caso foi a determinação teórica do campo de temperatura e do campo de concentração de espécies no interior do combustor ciclônico e a obtenção de um modelo numérico com o uso do software Fluent v. 6.0. Foram utilizados os modelos de

turbulência RNG k-ε e RSM (Reynolds Stress Model) para comparação dos resultados. Com esse procedimento procurou-se ter uma visão mais próxima o possível das condições reais de escoamento interno do combustor de forma a poder-se analisar o processo. Ao final, analisou-se entre outras coisas, o modo de se obter baixos teores de poluentes como o CO, H<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub> nos produtos gasosos entre outros.

Trabalhos têm sido realizados no Grupo de Energia, Biomassa e Meio Ambiente (EBMA), da Universidade Federal do Pará, voltados a esse campo de aplicação e que têm fornecido resultados que viabilizam a sua continuação e complementação. Devem-se destacar os estudos realizados por Cunha (2005) e Akel (2008), pois através destes iniciou-se um novo projeto intitulado “ComCiclone3 – Desenvolvimento de uma câmara de combustão ciclônica para biomassa” no qual desenvolve-se a construção de um combustor ciclônico com parede d’água de forma que se possa aproveitar industrialmente o calor gerado na combustão. Este trabalho é uma etapa intermediária o dimensionamento da caldeira ciclônica. Nele é considerada a parede da fornalha como sendo adiabática. É feito inicialmente os cálculos para o escoamento isotérmico para entender o escoamento no interior do reator e a seguir simulado o escoamento reativo turbulento com parede adiabática. Os resultados apresentados serão a distribuição de velocidade axial, radial e tangencial para o escoamento isotérmico e reativo e a distribuição de temperatura e concentrações para o escoamento reativo.

## 2. FORMULAÇÃO TEÓRICA

Neste trabalho realizou-se a simulação do escoamento isotérmico (em três malhas diferentes) e a simulação do escoamento reagente turbulento utilizando os modelos de turbulência RNG k-ε e RSM.

### 2.1. Modelos de turbulência RNG k-ε e modelo das tensões de Reynolds RSM

O tratamento de escoamentos turbulentos é feito a partir das equações das médias de Reynolds, Eq. (1) e (2):

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{u}_i) = 0 \quad (1)$$

e

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \nu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \overline{u_i u_j} \right] \quad (2)$$

O modelo de turbulência k-ε tradicional emprega a hipótese de Boussinesq para relacionar as tensões de Reynolds ( $\overline{u_i u_j}$ ) aos gradientes de velocidade média  $\frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_i \bar{u}_j)$ . Na Eq. (3) mostra uma versão modificada da hipótese de Boussinesq para o caso de escoamento incompressível é dada por (Eaton et al, 1999):

$$-\rho \overline{u_i u_j} = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3)$$

Essa aproximação é usada no modelo k-ε, o que torna o custo computacional relativamente baixo associado com a computação da viscosidade turbulenta. Duas equações de transporte adicionais para a energia turbulenta, k, e sua taxa de dissipação, ε, são resolvidas. A variação do modelo chamada de RNG k-ε utiliza a técnica de eliminação de escalas aplicada às equações de Naviers-Stokes. As constantes e as funções que aparecem são obtidas teoricamente e não empiricamente. As quantidades escalares k e ε são calculadas a partir das equações de transporte Eq (4) e (5).

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon \quad (4)$$

e

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon}^* \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon}^* G_b) - C_{2\varepsilon}^* \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (5)$$

Sendo  $\mu_{eff}$  a viscosidade efetiva,  $\alpha_k$  inverso do número de Prandtl efetivo para k,  $\alpha_\varepsilon$  inverso do número de Prandtl efetivo para ε.  $C_{1\varepsilon}^*$ ,  $C_{2\varepsilon}^*$  são constantes do modelo que são iguais a 1,42 e 1,68 respectivamente (FLUENT, 2001). O termo  $G_k$  representa a geração de energia cinética turbulenta,  $G_b$  é a geração de turbulência devido o empuxo. O grau que ε é afetado pelo empuxo é determinado pela constante  $C_{3\varepsilon}^*$  e  $u$  é a componente perpendicular ao vetor gravitacional.

O procedimento de eliminação de escalas da teoria RNG resulta a viscosidade turbulenta que para altos números de Reynolds se resume a:

$$\mu_t = \mu_{t,0} f \left( \alpha_s, \Omega, \frac{k}{\varepsilon} \right) \quad (6)$$

Onde  $\mu_{t,0}$  é o valor da viscosidade turbulenta calculada sem a modificação de rotação,  $\Omega$  é um número de rotação característico avaliado dentro do Fluent, e  $\alpha_s$  é uma constante de rotação que assume diferentes valores dependendo se o escoamento é dominado por rotação ou não. O valor padrão de  $\alpha_s$  é 0,05. Para escoamentos dominados pela rotação valores de  $\alpha_s$  maiores podem ser utilizados.

No modelo das tensões de Reynolds são resolvidas as equações de transportes para cada um dos termos no tensor de tensão de Reynolds, e uma equação de determinação de escala adicional para  $\varepsilon$  é resolvida pela Eq. (7).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \overline{u_i u_j}) + C_{ij} = D_{T,ij} + P_{ij} + G_{ij} + \Phi_{ij} - \varepsilon_{ij} \quad (7)$$

Sendo  $C_{ij}$  o termo de convecção,  $D_{T,ij}$  o termo de difusão turbulenta,  $P_{ij}$  o termo de geração de tensão,  $G_{ij}$  o termo de produção de empuxo,  $\Phi_{ij}$  o termo de redistribuição de energia e  $\varepsilon_{ij}$  o termo de dissipação.

## 2.2. Modelagem da combustão

Com relação aos escoamentos reagentes turbulentos, a dinâmica dos fluidos computacional tem mostrado um grande potencial para resolução de problemas práticos de engenharia. O modelo utilizado para a aproximação de fração de mistura junto com o método PDF utiliza as equações de transporte para tratar a interação químico-turbulenta da mistura.

Se o sistema reagente for adiabático, valores instantâneos de frações de massa específica e temperatura, representados por  $\phi_i$ , dependem somente da fração de mistura instantânea. Em sistemas onde exista transferência de calor de, ou para, as partículas, que é o caso do combustor ciclônico, são caracterizados como não adiabática. Nesse sistema  $\phi_i$  depende também da entalpia instantânea  $H^*$ . Detalhe da relação funcional depende da descrição da química do sistema. Para este trabalho a descrição é feita utilizando o equilíbrio termoquímico.

A separação de tarefas entre o Fluent e o PrePDF são utilizados para a simulação do escoamento reagente. Em escoamento turbulento a escala de tempo de mistura é muito maior que a escala de tempo de reação, sendo a combustão limitada, ou controlada pela mistura. A descrição do movimento das partículas da combustão de sólidos no Fluent v.6.0 é realizada através de uma aproximação Lagrangiana. A dispersão das partículas devido à turbulência na fase gasosa é predita por dois modelos no Fluent 2001, o modelo stochastic tracking ou o modelo particle cloud. O modelo stochastic tracking inclui os efeitos das flutuações instantâneas da velocidade turbulenta na trajetória das partículas. Sendo os efeitos aleatórios da turbulência na dispersão das partículas contabilizados através do modelo Discrete Random Walk (DRW). O modelo particle cloud descreve a evolução estatística de uma nuvem de partículas sobre uma trajetória média. A concentração de partículas dentro da nuvem é representada por uma função de densidade de probabilidade Gaussiana sobre a trajetória média. A dispersão turbulenta das partículas na simulação pode ou não ser incluída na simulação, depende do usuário do software. As equações matemáticas que representam a dispersão de partículas devido à turbulência são apresentadas em detalhe no cap.19 do Tutorial do Fluent (2001).

À medida que a trajetória de uma partícula é computada, ela mantém trilha de calor, massa, e quantidade de movimento ganhado ou perdido pelo fluxo de partícula que segue aquela trajetória e estas quantidades podem ser incorporadas nos cálculos da fase contínua subsequente. Assim, enquanto a fase contínua sempre impacta a fase discreta, pode-se também incorporar o efeito das trajetórias de fase discretas na quantidade contínua. Isto é feito resolvendo as equações de fase sólida e gasosa alternadamente, realizando iterações entre ambas até que as soluções deixem de mudar.

## 3. ESTUDO DE CASO: SIMULAÇÃO NUMÉRICA DA COMBUSTÃO DE SERRAGEM EM COMBUSTOR CICLÔNICO

Para a modelagem da combustão realizou-se testes de sensibilidade de malha considerando um escoamento isotérmico. Tais testes não foram feitos para o caso do escoamento reagente turbulento, pois a malha considerada mais grossa para os testes no escoamento isotérmico já exigiam uma grande capacidade computacional. Assim, será apresentada a geometria do combustor simulada numericamente considerando um escoamento isotérmico e em seguida a mesma geometria considerando um escoamento reagente turbulento.

A altura da primeira camada “a”, o fator de crescimento representado pela razão “b/a”, o número total de camadas afetadas pelo fator de crescimento “n” e a espessura total “D” das camadas consideradas são alguns dos parâmetros utilizados para a construção da malha junto à parede.

Para avaliar o efeito da malha sobre os resultados foram utilizadas três malhas diferentes, identificadas de malha 1, malha 2 e malha 3. As malhas 1 e 3 foram feitas baseadas nos resultados do campo de velocidade. A malha 3 marca a perda, ou redução acentuada, de sensibilidade do campo de escoamento ao uso de malhas mais finas, já a malha 1 é a mais grossa que pode ser utilizada de modo que os resultados concordem qualitativamente com os resultados obtidos com a malha mais fina. A espessura da primeira camada (a) das malhas 2 e 3 ficou com 5mm de espessura, valor obtido a partir de algumas simulações. A dimensão na direção radial foi variada com um fator de crescimento (b/a) de 1,1 e 1,2 para as malhas 3 e 2 respectivamente. Para que fosse evitada uma densidade muito acentuada de elementos no centro do

combustor uma área circular foi malhada com volumes de tamanhos aproximadamente iguais. Na direção axial foi adotado um tamanho constante dos elementos.

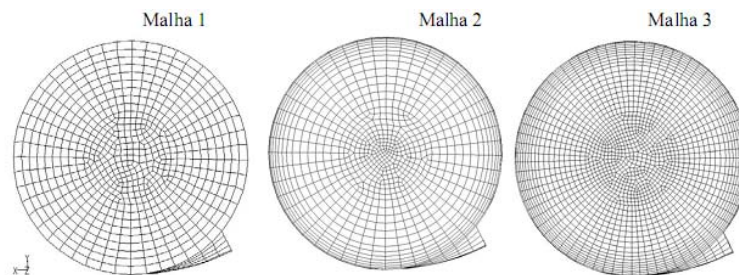


Figura 1. Vista inferior dos três tipos de malhas utilizadas

A qualidade geométrica da malha obtida pode ser verificada através de dois parâmetros: *EquiAngle Skew* e a razão de aspecto (*Aspect Ratio*). As características e identificação das três malhas utilizadas são mostradas na Tab. 1.

Tabela 1 - Características e identificação das malhas.

| Identificação da malha | Nº de elementos | Valor máximo <i>EquiAngle Skew</i> | Valor máximo razão de aspecto | a     |
|------------------------|-----------------|------------------------------------|-------------------------------|-------|
| Malha 1                | 44100           | 0,51                               | 5,2                           | 30 mm |
| Malha 2                | 88998           | 0,58                               | 11,6                          | 5 mm  |
| Malha 3                | 228381          | 0,54                               | 7,9                           | 5 mm  |

### 3.1. Simulação do escoamento isotérmico

Subdividiu-se em três volumes a geometria do combustor, como mostrado na Fig. 1. Essa subdivisão foi feita para facilitar a malhagem do domínio, mesmo sendo malha não estruturada. Para o domínio contínuo utilizou-se elementos com formato de hexaedros.

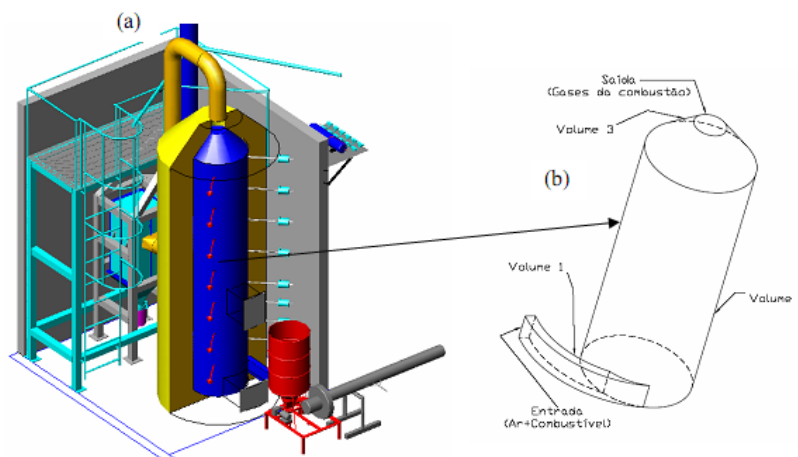


Figura 2. Combustor ciclônico em corte (a) geometria utilizada na simulação (b)

Para as condições de contorno foi considerada a condição de não deslizamento na parede do combustor, foi utilizada a função de parede de *Non-equilibrium* para o cálculo da velocidade média próxima a parede. Adotou-se uma vazão mássica de ar igual a 0,144 kg/s, aplicada através de um perfil de velocidade desenvolvido na área de entrada. Nesta mesma área também foi aplicado o valor da intensidade turbulenta  $I$  (que é definida como a razão da raiz-média-quadrada das flutuações de velocidade, “ $u'$ ”, e a velocidade de escoamento média “ $u$ ”) e comprimento de escala “ $L$ ” (que é a quantidade física relacionada ao tamanho dos maiores vórtices que contêm energia no escoamento turbulento) respectivamente igual a 10% e 0,0056. Na saída do combustor foi considerado um campo de pressão calculado pela Eq. (2):  $P_0$  igual a 101325 Pa, intensidade turbulenta de 10% e comprimento de escala de 0,25.

Inicialmente foi realizada uma simulação do escoamento no conduto de entrada de ar e biomassa. O perfil de velocidade de saída do sistema de alimentação foi aplicado na entrada do combustor.

As simulações numéricas foram realizadas no código computacional Fluent v.6.0. As equações governantes são integradas de forma conservativa em volumes de controle gerando um sistema de equações algébricas que será resolvido de forma iterativa pelo Fluent. Em todos os cálculos o *solver* foi ajustado para rodar com precisão dupla e o

critério de convergência escolhido foi de  $10^{-4}$ . Foram feitos cálculos utilizando diferentes modelos de turbulência em cada uma das três malhas. A convergência dos cálculos para o modelo RNG k- $\epsilon$  deu-se por volta de 500 a 600 iterações partindo de um cálculo convergido com o modelo k- $\epsilon$  tradicional. Já com relação ao modelo RSM a convergência foi atingida de 550 a 600 iterações partindo de uma solução obtida com o modelo RNG k- $\epsilon$ . Segundo a literatura o modelo RSM é superior para este tipo de escoamento, porém é computacionalmente mais dispendioso.

### 3.1.1. Resultados

Desde a entrada até a saída o escoamento se desenvolve no interior do combustor de maneira bastante complexa. Apesar de tal complexidade alguns estudos, tal como o de Fredriksson (1999) e de Hoekstra et al (1999), tem mostrado que as equações médias de Reynolds juntamente com o Modelo das Tensões de Reynolds conseguem modelar escoamentos ciclônicos de forma bastante satisfatória. Devido a este fato e também pela falta de dados experimentais os resultados com o modelo RSM serão tomados como de referência para análise do escoamento. Para a comparação dos resultados de campo de velocidade serão tomadas linhas radiais.

Perfis de velocidade axial e tangencial serão utilizados nas comparações do campo de velocidade. Ao todo são tomadas três linhas nas posições de 0,5 m, 2 m e 3,5 m ao longo da altura do combustor. Devido à natureza do escoamento estas componentes são as indicadas para comparação. Nas Fig. 3 e 4 são mostrados os perfis de velocidade axial e tangencial obtidos das simulações. O valor zero no eixo das abscissas indica o centro do combustor. Para as simulações feitas com o modelo RNG k- $\epsilon$ , os resultados mostrados nas Fig. 3 e 4 foram obtidos utilizando a constante de swirling,  $\alpha_s$ , igual a 0,05.

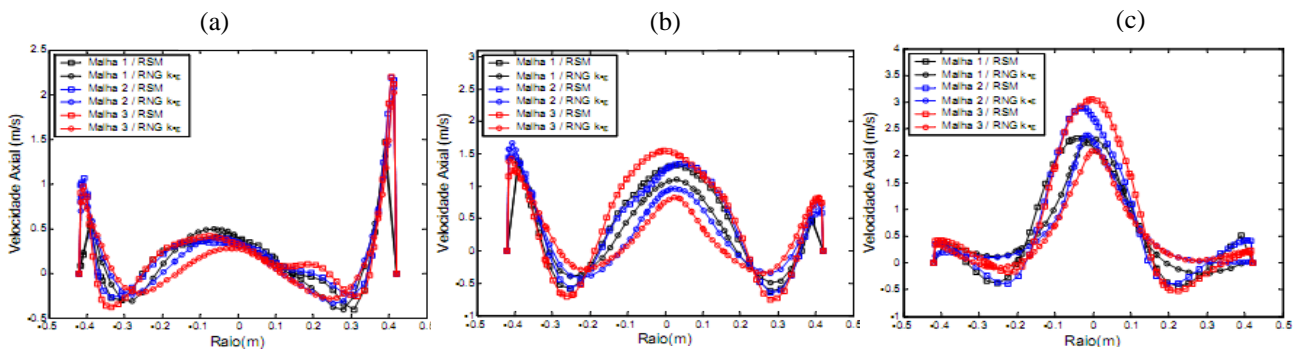


Figura 3 - Perfil de velocidade axial na linha 1 (a) na linha 2 (b) e na linha 3 (c).

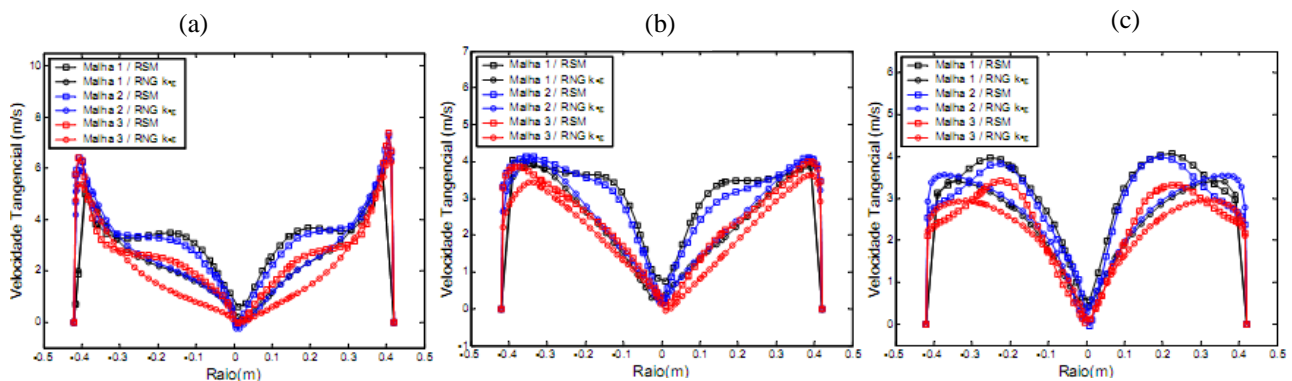


Figura 4 - Perfil de velocidade tangencial na linha 1 (a) na linha 2 (b) e na linha 3 (c)

Na linha 1 os perfis de velocidade axial e tangencial, com relação ao modelo RSM, se mostram pouco sensíveis à mudança de malha. Certa sensibilidade pode ser verificada quanto ao modelo RNG k- $\epsilon$ . A velocidade axial máxima fica localizada próxima da parede do combustor. A velocidade tangencial também é máxima na região próxima da parede, chegando próximo dos 7m/s e, como esperado, a velocidade tangencial no centro do combustor fica em torno de zero.

A partir das curvas apresentadas nas linhas 2 e 3 percebe-se que um fluxo ascendente se desenvolve nas regiões central e próxima da parede do combustor, já na região intermediária a estas duas regiões é verificado um fluxo descendente. À medida que o escoamento se desenvolve na direção axial, sentido de saída, o valor de velocidade axial na região central cresce e as velocidades próximas da região da parede diminuem. Uma diferença perceptível na predição entre os dois modelos pode ser notada na região central. Tomando o modelo RSM como referência e verificando as Fig. 3 e 4, nota-se que o modelo RNG k- $\epsilon$  tende a subestimar os valores de velocidade na região central



do combustor. Será mostrado mais adiante que esta tendência do modelo RNG k- $\epsilon$ , de subestimar os valores de velocidade axial, causa uma diferença significativa em relação ao modelo de tensões de Reynolds na predição da intensidade de rotação do escoamento.

É interessante notar que os refinamentos na malha fazem com que as curvas de velocidade axial para os dois modelos se afastem. No modelo RSM a tendência é de maiores valores de velocidade axial na região central enquanto que no modelo RNG k- $\epsilon$  existe uma tendência oposta. Outro ponto importante que pode ser observado na Fig. 5 é que a velocidade tangencial para o modelo RNG k- $\epsilon$  sempre é máxima na região próxima da parede, o que não está de acordo com os resultados do modelo RSM, que prevê que o valor máximo da componente tangencial se desloca para o centro do combustor a medida que o escoamento se aproxima da saída. Uma concordância razoável entre os modelos é verificada. O modelo RSM prevê valores de velocidade similares ao modelo RNG k- $\epsilon$ .

### 3.2. Simulação do escoamento reagente turbulento

A malha utilizada no escoamento isotérmico foi melhorada para que a convergência do escoamento reagente turbulento fosse alcançada, de modo que o Baixo *EquiAngle Skew* fosse menor que 0,9, moderada razão de aspecto inferior a 10, densidade de elementos adequada, mudança de volume gradual menor que 30% e ortogonalidade nos contornos. A malha do combustor ciclônico foi projetada para atender a todos estes requisitos. Na Fig. 5 é mostrada a malha, que possui 105000 volumes, em perspectiva. Como pode ser visto na Fig. 5(b) não foram feitos refinamentos próximos da parede como os que foram feitos nas malhas 2 e 3 utilizadas na simulação do escoamento isotérmico. y. O valor de “a” para a malha apresentada é 18mm.

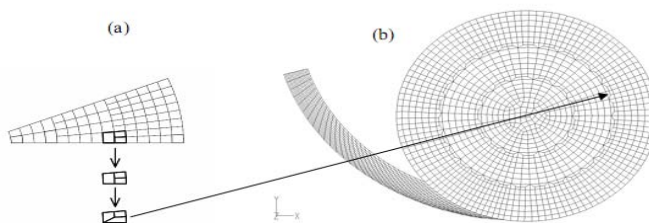


Figura 5 - O arranjo dos elementos na transição de camadas (a) e vista inferior da malha 2 pronta feita no Gambit (b).

Ao se utilizar fração de mistura/PDF para modelar o escoamento reagente turbulento no Fluent v 6.0 se torna necessário utilizar alguns cálculos previamente em outro programa chamado de prePDF, onde realiza-se a etapa de definição da composição química do combustível. A entalpia de formação do combustível é calculada a partir do seu poder calorífico e da sua composição atômica. A temperatura de entrada e o calor específico do combustível são utilizados para calcular a variação da entalpia sensível.

Os dados de entrada utilizados no prePDF são: As espécies químicas  $H_2O$ ,  $CO$ ,  $CO_2$ ,  $H_2$ ,  $CH_4$ ,  $C(s)$ ,  $C$ ,  $OH$ ,  $H$ ,  $O$ ,  $O_2$ ,  $N$ ,  $N_2$  que estão presentes no sistema reagente. As frações molares das espécies químicas do oxidante, considerando 21% de  $O_2$  e 79%  $N_2$ , e do combustível ( $C_2H_2N_2O$ ) obtida da análise elementar da biomassa; O poder calorífico inferior e o calor específico do combustível. A pressão do sistema igual a 101325 Pa e as temperaturas de entrada do combustível a 473 K e do oxidante a 308 K para o cálculo do equilíbrio termodinâmico, sabendo que a temperatura de entrada do combustível deve ser a temperatura no início da volatilização da biomassa. Com os dados de entrada, no prePDF, inicialmente é feito o cálculo para o sistema adiabático, para que se possa calcular a temperatura adiabática da chama. Tal temperatura está relacionada a fração de mistura estequiométrica,  $f_{st}$  (FLUENT, 2001). O valor encontrado para  $f_{st}$  foi de 0,133, e a temperatura para esta fração de mistura foi de 2114K. Como já foi dito, para o sistema adiabático todas as espécies, temperatura e massa específica estão relacionadas somente a fração de mistura,  $\phi_i = \phi_i(f)$ , pois, neste caso, é considerado um único valor de entalpia. Para o caso do sistema não adiabático, onde  $\phi_i = \phi_i(f, H^*)$ , uma faixa discreta de valores de entalpia é considerada no prePDF. Assim sendo, vai existir um gráfico como o da Fig. 6 associado a cada um dos valores de entalpia na faixa considerada.

Em seguida o Fluent realiza o cálculo da fração de mistura média, variância de fração de mistura e entalpia. No combustor ciclônico, devido à combustão não acontecer em um leito fixo a predição correta do campo de escoamento se torna muito importante. Isto porque as trajetórias das partículas sólidas dependem das forças de arrasto obtidas do campo de escoamento, e nestas trajetórias estão distribuídos de forma contínua os termos fonte de massa, de energia e de quantidade de movimento. A troca de calor nas temperaturas típicas registradas em uma fornalha possui uma parcela considerável devido à troca por radiação. Por isso uma correta predição deste tipo de troca também influência de forma decisiva nos resultados de combustão (ILBAS, 2005). São utilizados modelos de radiação P-1 e DO são extensamente utilizados na simulação de casos de combustão. Para verificar qual a concordância entre as predições dos modelos citados quatro casos de combustão foram simulados. A Tab. 3 apresenta os casos.

Tabela 3 - Identificação dos casos simulados.

| Modelos → | Modelo de turbulência |     | Modelo de Radiação |     |
|-----------|-----------------------|-----|--------------------|-----|
| Caso ↓    | RNG k-ε               | RSM | RNG k-ε            | RSM |
| C1        |                       | X   | X                  |     |
| C2        |                       | X   |                    | X   |
| C3        | X                     |     | X                  |     |
| C4        | X                     |     |                    | X   |

Para representar a dispersão turbulenta das partículas foi utilizado o modelo DRW. A massa das partículas foi distribuída em 76800 trajetórias. Troca de massa, energia e quantidade de movimento são consideradas entre gás e partículas durante o cálculo. A composição e os parâmetros da madeira utilizada são mostrados nas Tab. 4 e 5, respectivamente.

Tabela 4 - Composição química do combustível

| Análise elementar (%) |       | Análise imediata (%)              |       |
|-----------------------|-------|-----------------------------------|-------|
| C                     | 52,70 | Voláteis                          | 31,50 |
| H                     | 6,01  | Carbono fixo                      | 44,00 |
| O                     | 41,23 | Cinzas                            | 1,99  |
| N                     | -     | Umidade                           | 23,50 |
| Cl                    | -     | Poder calorífico inferior (MJ/kg) | 19,77 |

Tabela 5 - Parâmetros e propriedades utilizadas na simulação.

| Parâmetro                                       | Valor  | Fonte dos dados           |
|---|--|---------------------------|
| Taxa de escoamento de combustível               | 0,02 kg/s  | -                         |
| Taxa de escoamento de ar                        | 0,1475 kg/s  | -                         |
| Massa específica                                | 650 kg/m <sup>3</sup>                                      | -                         |
| Modelo de devolatilização (single rate)         | A=7e+7 s <sup>-1</sup><br>E=112964e+008 j/kg-mol           | Ragland and Aerts, 1991   |
| Modelo de combustão (kintics/diffusion-limited) | C <sub>1</sub> =5e-12; C <sub>2</sub> =0,002<br>E=79000000 | Valores padrões do Fluent |

Adotou-se as mesmas condições de contorno para quantidade de movimento utilizada no escoamento isotérmico ao se analisar a fase gasosa do escoamento reagente. Para energia, as paredes do combustor foram admitidas adiabáticas com emissividade igual a 0,7.

Tabela 7 - Fração molar média na saída do combustor.

|                  | C1       | C2       | C3       | C4       |
|------------------|----------|----------|----------|----------|
| X <sub>CO</sub>  | 0,000000 | 0,000757 | 0,003306 | 0,005203 |
| X <sub>CO2</sub> | 0,095864 | 0,104196 | 0,86722  | 0,095808 |
| X <sub>H2</sub>  | 0,000000 | 0,000139 | 0,001446 | 0,002085 |
| X <sub>N2</sub>  | 0,741980 | 0,737190 | 0,743040 | 0,736600 |
| X <sub>H2O</sub> | 0,065617 | 0,071579 | 0,060190 | 0,067010 |
| X <sub>O2</sub>  | 0,096611 | 0,086279 | 0,105411 | 0,093461 |

Na fase sólida, adotou-se uma distribuição discreta de dez diâmetros na faixa de 20 – 400µm. A posição inicial das partículas foi à área de entrada do escoamento, a velocidade inicial das partículas foi u<sub>x</sub>=1,97m/s, u<sub>y</sub>=-6,71m/s e u<sub>z</sub>=0, uma temperatura inicial de 308K, um coeficiente de restituição de 0,5 após a colisão das partículas com as paredes e a emissividade adotada para as partículas foi de 0,8, a do carbono dada em Ragland e Aerts (1991). Foram realizadas variações nos fatores de subrealxção da velocidade e da turbulência para evitar que os cálculos divergissem. Quanto ao critério de convergência, a soma dos resíduos absolutos em cada volume de controle, para todas as variáveis, foi controlada para ser menor que 10<sup>-4</sup>, exceto o resíduo da energia e da radiação para o qual o critério é 10<sup>-6</sup>. O tempo para que a convergência do cálculo fosse atingida foi de aproximadamente 7 dias para cada caso. Na Tab. 7 são mostrados os valores médios de fração molar das espécies CO, CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O e O<sub>2</sub> calculados na área de saída do combustor. Para o caso C1 não houve o registro de CO e H<sub>2</sub> na área de saída. Os valores molares de CO<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O e O<sub>2</sub> para cada caso possuem mesma ordem de grandeza, já os de CO e H<sub>2</sub> se diferenciam significativamente.

#### 4. DISCUSSÕES DOS RESULTADOS

Os resultados numéricos foram validados através da comparação dos resultados das frações molares, campo de temperatura e velocidade obtidas numericamente e experimentalmente ao longo do combustor. Na Fig. 6 são mostrados



campos de velocidade no plano longitudinal do combustor ciclônico. Pode-se constatar através dos vetores, Fig. 6 (a), que as maiores velocidades estão nas regiões central e próxima da parede do combustor. A componente tangencial de velocidade é elevada próximo da entrada e saída, Fig.6(c), e, a medida que o escoamento se aproxima da saída, os gases aceleram axialmente na região central do combustor, Fig. 6(b).

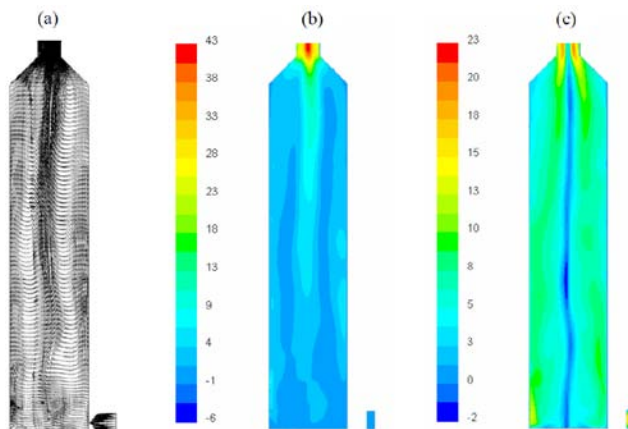


Figura 6 - Campo de vetores de velocidade (a) componente axial (b) e tangencial de velocidade (c)

Três curvas de temperatura são mostradas na Fig. 7. Como pode ser visto, a medida que os gases se aproximam da saída o perfil de temperatura tende a se uniformizar. Isto se deve a participação das paredes do combustor nas trocas térmicas, recebendo e emitindo radiação térmica promovendo uma homogeneização do campo de temperatura na direção radial. Os gradientes radiais são predominantes até o primeiro terço do combustor onde as liberações de calor devido às reações químicas são mais intensas.

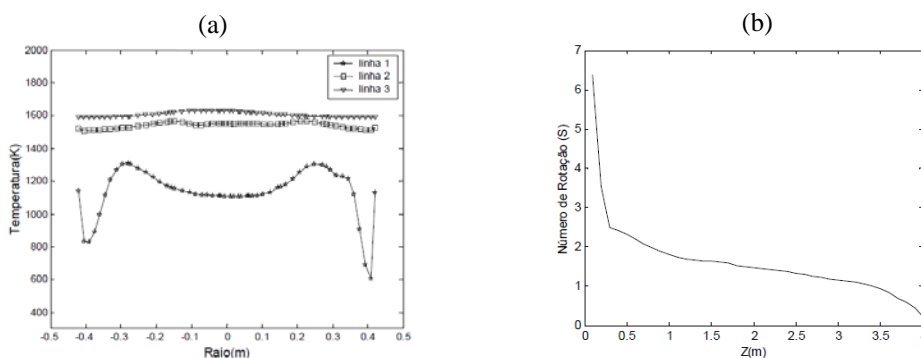


Figura 7 - Perfis radiais de temperatura (a) e intensidade de rotação (b)

#### 4. CONCLUSÃO

Como citado anteriormente, busca-se um método para evitar a formação de poluentes como o CO, H<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub> e uma das formas de se evitar a formação do CO e outros radicais livres é aumentando a velocidade de reação dessas espécies e para isso normalmente se eleva a temperatura adiabática de chama. No entanto quanto maior a temperatura adiabática, maior é formação de NO<sub>x</sub> nos produtos gasosos.

Sabe-se que o aumento da velocidade de reação é causado a partir de variações na concentração, pressão, colisão entre as espécies da mistura e que se o escoamento entra de forma laminar na câmara de combustão, se houver combustão será somente por difusão o que não consumirá todo o combustível. Um dos artifícios que se escolheu para que haja uma boa mistura ar/combustível é a inserção de ar com velocidade diferente da velocidade do combustível provocando turbulência. Assim mantendo a temperatura e pressão de entrada constante e aumentando o grau de agitação das moléculas é possível aumentar a velocidade com que as reações ocorrem, aumentando a velocidade do escoamento o que o torna mais turbulento.

O fenômeno de combustão turbulenta de combustíveis sólidos é difícil de ser analisado mesmo com os mais sofisticados computadores, porém muitos pesquisadores utilizam desse fenômeno para aumentar a eficiência da combustão, promovendo: a queima total do combustível o que evita desperdícios; proporciona estabilidade de chama por meio de recirculação dos gases da combustão, diminuindo consideravelmente a emissão de poluentes.

Conforme observado, o tempo de interação que esta intimamente ligada ao tamanho de malha, foi bastante elevado. Porém pode-se utilizar uma malha mais grossa na parte superior da área do combustor, devido a uma menor

complexidade do escoamento nessa região, bem como a redução da geometria do combustor, já que, percebeu-se que a queima da mistura ar/combustível ocorre somente no primeiro terço do combustor. Além de ser viável o uso de computação paralela e uso de equipamentos com maior taxa de processamento de modo que o tempo de interações seja reduzido, visto que para esta simulação utilizou-se computadores de processamento baixo, limitando a velocidade de processamento.

Observou-se que ao longo do escoamento a velocidade de rotação se extingue a medida que a temperatura aumenta na direção axial, sendo a velocidade da reação química inversamente proporcional a temperatura. A velocidade é composta pelas componentes axial, radial e tangencial e com o aumento da temperatura na direção axial faz com que a componente radial da velocidade diminua favorecendo a componente axial de maneira que os gases de combustão chegam majoritariamente com velocidade axial na saída do combustor, tornando-se necessário um estudo mais específico do escoamento, aperfeiçoando a modelagem da turbulência para se ter um conhecimento real do comportamento do escoamento ao longo do combustor.

Conhecendo a região de transição do escoamento rotacional para axial será possível encontrar o tamanho ideal para que esse a mudança do escoamento de rotacional para axial não ocorra. Para que a caldeira tenha uma boa eficiência é necessário ótima transferência de calor dos gases quentes através da parede, sendo necessário que o combustor da caldeira tenha o escoamento majoritariamente rotacional aumentando a taxa de transferência de calor, pois os gases estarão em sua maior parte em contato com a parede.

O escoamento rotacional que o combustor ciclônico nos proporciona é ideal, pois além de facilitar o contato das partículas sólidas de combustível com o ar tornando possível a reação química (pois as partículas estarão em suspensão) promovendo a queima completa das partículas, ele promove a recirculação dos radicais livres (CO, OH, H,...) mantendo a chama estável e diminuindo a emissão de poluentes. Para análise do escoamento da caldeira com parede d'água serão realizadas simulações numéricas executadas no código de fluidodinâmica computacional Fluent v.6.0 que possui modelos que possibilitam a simulação de escoamento de fluidos, transferência de calor, combustão, escoamentos multifásicos e reações químicas em múltiplos sistemas de referência em geometrias complexas.

## 5. REFERÊNCIAS

- Berkstresser, B.; Walz, A.; Michael, V.; Timothy, G., 2000, "Combustion Improvements While Controlling Emissions". In: Proceedings of 2000 International Joint Power Generation Conference, Miami Beach, Florida.
- Bockelie, M. J.; Eddings, E. G.; Adams, B. R.; Valentine, J. R.; Cremer, M. A.; Smith, P. J.; Davis, K. A.; Heap, M. P., 1998, "Computational Simulations of Industrial Furnaces". In: International Symposium on Computational Technologies for Fluid/Thermal/Chemical Systems with Industrial Applications, San Diego, California, USA.
- Borman, G. L.; Ragland, K. W., 1998, Combustion Engineering. McGraw-Hill, USA.
- Boysan, F.; Weber, R.; Swithenbank, J.; Lawn, C. J., 1986, "Modeling coal-fired cyclone combustors". Combustion and Flame, Vol. 63, pp. 73-86.
- Cunha, F. A., Nogueira, M. F. M.; Padilha, J. L., 2006, "Avaliação do tempo de Queima de Serragem em um Combustor Ciclônico". In: XXVII Iberian Latin American Congress on Computational Methods in Engineering - CILAMCE, 2006, Belém.
- Cristea, E. D.; Coghe, A.; Solero, G.; Conti, P., 1998, 3-D numerical computation and validation of high solid loading flow inside a gas cyclone separator. Proceedings of ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting, Washington DC.
- Fredriksson, C., 1999. Exploratory Experimental and Theoretical Studies of Cyclone Gasification of Wood Powder. Doctoral Thesis -Division of Energy Engineering, Department of Mechanical Engineering, Lulea University of Technology.
- Hoekstra, A.J.; Derksen, J.J., Van Den Akker, H.E.A., 1999, "An Experimental and Numerical Study of Turbulent Swirling Flow in Gas Cyclones". Chemical Engineering Science, Vol. 54, pp. 2055-2065.
- Kops, S. M. B.; Malter, P. C., 2004, Simulation and Modeling of Wood Dust Combustion in Cyclone Burners. Final Technical Report Prepared for U. S. Department of Energy.
- Parida, A.; Khuntia, S.; Murty, J. S., 1990, "Combustion of Coals with High Ash Fusion Temperatures in a Cyclone Furnace". Fuel, Vol. 69, pp. 1345-1349.
- Peres, A. P.; Meier, H.F.; Huziwara, W.K.; Mori, M., 2002, "Experimental Study and Advances in 3-D Simulation of Gas Flow in a Cyclone Using CFD". In: Johan Grievink; Jan Van Schijndel. (Org.) Computer-Aided Chemical Engineering, European Symposium on Computer Aided Process Engineering -12. Amsterdam: ELSEVIER, Vol. 10, pp. 943-948.
- Syred, N.; Beér, J. M., 1974, "Combustion in Swirling Flows: A review". Combustion and Flame, Vol. 23, pp. 143-201.
- Tillman, David A., 1991, The Combustion of Solid Fuels and Waste. ACADEMIC PRESS, INC. San Diego, California.
- Ushima, A. H. Combustão de Sólidos. In: IPT -Curso de Combustão Industrial -AET, 1998
- Vasconcelos, A. A. Nogueira, M. F. M.; Oliveira, A. G. P.; Padilha, J. L.; Cruz, D. O. A., 2006, "Análise e Comparação do Perfil de Temperatura de um Combustor Ciclônico Alimentado por Ar e Serragem". In: IV Congresso Nacional de Engenharia Mecânica -CONEM, 2006, Recife.