

COMPARAÇÃO ENTRE RESULTADOS EXPERIMENTAIS E TEORICOS DE UM FLUXO REATIVO NUM COMBUSTOR CICLÔNICO

Adriano Akel Vasconcelos

Campus Universitário do Guamá, Lab. de Eng. Mecânica - LABGAS, Sala 5. Belém-PA-Brasil, CEP: 66075-110
akel@ufpa.br

Antonio Geraldo de Paula Oliveira

Campus Universitário do Guamá, Lab. de Eng. Mecânica - LABGAS, Sala 5. Belém-PA-Brasil, CEP: 66075-110
ageraldo@ufpa.br

Jessé Luis Padilha

Campus Universitário do Guamá, Lab. de Eng. Mecânica - LABGAS, Sala 3. Belém-PA-Brasil, CEP: 66075-110
jessepilha@hotmail.com

Manoel Fernandes Martins Nogueira

Campus Universitário do Guamá, Lab. de Eng. Mecânica; Sala 202. Belém-PA-Brasil, CEP: 66075-110
mfmn@ufpa.br

Daniel Onofre de Almeida Cruz

Campus Universitário do Guamá, Lab. de Eng. Mecânica; Sala 204. Belém-PA-Brasil, CEP: 66075-110
doac@ufpa.br

Resumo. A otimização dos parâmetros construtivos de um combustor ciclônico permite a combustão eficiente de serragem em suspensão, maximizando a taxa de consumo de biomassa e minimizando o volume do combustor e as taxas de emissão de gases poluentes para a atmosfera. Este trabalho avalia a eficiência de um combustor ciclônico de 84cm de diâmetro e 4m de altura, construído no laboratório de vapor da UFPa, devidamente instrumentado para medir os perfis de temperatura, tanto na parede interna da câmara de combustão quanto na saída do combustor. Os resultados obtidos foram confrontados com simulações computacionais, utilizando-se o pacote computacional Fluent V 6.2.16. Foram realizadas dois regimes de queima para razões de equivalência diferentes. Os resultados estão apresentados na forma de gráficos que mostram os perfis de temperatura para as dadas razões de equivalência.

Palavras chave. combustor ciclônico, Fluent, combustão de biomassa .

1. Introdução

São grandes os números de queimadores de biomassa aplicados a indústrias madeireiras na Região amazônica. Grande parte deles queima resíduos de madeira lentamente e com alta produção de poluentes, tais como o CO e hidrocarbonetos. A combustão ciclônica é uma solução tecnicamente viável, de bom desempenho e adequado para substituir a queima convencional, além de possuir a vantagem de poder operar com diversos tipos de combustíveis como cavacos e casca de madeira (USHIMA, 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 na mesma. 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, desta forma as taxas de combustão volumétrica são muito intensas, da ordem de 4 a 8 MW/m³ (USHIMA, 1998). Geralmente as superfícies deste tipo de combustor são cobertas com refratário, pois a temperatura dos gases fica em torno de 1650°C. Esta temperatura é suficiente para derreter a cinza e transforma-la em uma escória fundida nas paredes do cilindro (BORMAN e RAGLAND, 1998). 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) relata 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 demonstrou que ao contrário de muitas suposições prévias, o escoamento isotérmico não é freqüentemente axi-simétrico mas tridimensional transiente.

Kops et al (2004) relatou modelagem e simulação da queima de pó de madeira em queimadores ciclônicos. As características operacionais de um queimador de pó típico foram analisadas através de simulação numérica tridimensional utilizando o pacote comercial CFD Fluent, onde foram examinadas as características do escoamento, assim como as principais espécies e campos de temperatura.

Este trabalho apresenta resultados de medições experimentais do perfil de temperatura longitudinal, na parede de um combustor cilíndrico real queimando serragem na presença de ar para duas razões de equivalência ($\Phi=1,0$ e $\Phi=$

0,7). Para a primeira foram obtidos resultados de simulações numéricas efetuadas pelo código computacional Fluent V6.2.16 no laboratório de Engenharia Mecânica da UFPA.

2. Combustor ciclônico, e aparatos de medição.

O combustor, conforme mostrado na Fig. 1, pode ser dividido em três partes: a primeira é o sistema de alimentação ar/serragem seguido da câmara de combustão e finalmente o sistema de limpeza dos gases de exaustão. O sistema de alimentação ar/serragem é constituído de duas entradas: uma para combustível (serragem) e outra para oxidante (ar atmosférico), as quais desembocam em uma única seção de alimentação onde os elementos citados se misturam e são injetados na câmara de combustão. O tanque de combustível é cilíndrico, aberto no topo por onde se deposita a biomassa e com um pequeno rasgo retangular no fundo por onde a serragem é induzida à seção de alimentação. Este tanque possui na parte interna, no fundo, um conjunto de pás giratórias que estão acopladas a um motor elétrico localizado logo abaixo do reservatório pelo lado de fora. Essas pás promovem uma mistura da serragem e também possibilitam com que essa biomassa seja direcionada ao rasgo no fundo, caindo em um duto que possui uma rosca sem-fim em seu interior. Acionada por outro motor, esta rosca empurra o combustível para se misturar com o ar no duto de sucção.

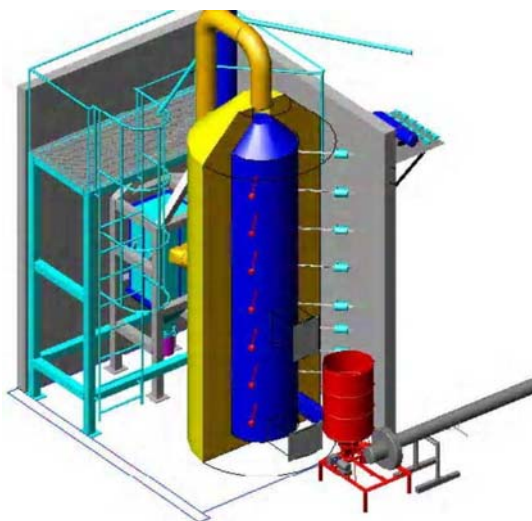


Figura 1: Representação gráfica do combustor ciclônico do EBMA

Ao lado e ligeiramente abaixo do tanque de reserva da biomassa fica um tubo de 150 mm de diâmetro no qual uma das extremidades está livre para a atmosfera e a outra está ligada a um ventilador centrífugo que succiona o ar de alimentação. Esse ar é misturado a serragem ao passar pelo ventilador e essa mistura é injetada tangencialmente dentro da câmara de combustão.

A câmara de combustão é basicamente constituída por uma torre de tijolos maciços de argila fixados por uma argamassa de cimento refratário, cimento comum, barro e areia. Esta estrutura apresenta-se em geometria cilíndrica com 840mm de diâmetro interno e 1660mm de diâmetros externo. Em sua base existem duas aberturas: a entrada da mistura ar/serragem e uma janela de inspeção. Ao longo da parede do combustor estão dispostos 7 orifícios onde estão alocados 7 termopares tipo S com liga de platina (90%) + Ródio (10%) e platina pura (-) distantes 50cm entre si, numerados de cima para baixo de 1 à 7, estando o primeiro a 3,5 e o sétimo a 0,5m do fundo do combustor.

No topo do combustor foi adicionada uma estrutura com vergalhões de aço e tijolos que possibilitaram um formato cônico ao cume do forno por onde sai um tubo que leva os gases e particulados ao sistema de filtragem, o qual é composto por coletores ciclônicos projetados para reter partículas em suspensão com dimensões maiores de 5 microns. Estas partículas são depositadas por gravidade em um reservatório acoplado abaixo dos filtros e os gases são liberados para a atmosfera.

Através do Centro de Comando e Monitoramento (CCM) é possível monitorar e controlar o sistema de alimentação ar/serragem e ainda registrar as temperaturas medidas em cada termopar.

3. Procedimento experimental

Primeiramente o ensaio experimental visava gerar dados para comparação com os resultados numéricos que tinham sido obtidos. Esses resultados indicavam que a razão ar/serragem de alimentação deveria ser tal que estivesse próxima da razão estequiométrica, ou seja, para um fluxo de ar de 0,2565kg/s seria usado 0,03963kg/s de biomassa. Porém este

procedimento gerou elevadas temperaturas no interior da câmara, comprometendo sua estrutura física, causando alterações na estrutura da parede.

Para reduzir a temperatura optou-se por efetuar medidas experimentais com a razão de equivalência de alimentação igual a 0,72, ou seja, uma mistura com excesso de ar. A razão dessa escolha foi devido à estabilidade da queima e limpeza dos gases efluentes do combustor. Nessa condição o fluxo de ar era de 0.2565kg/s e o de serragem era de 0.03051kg/s. O forno foi mantido sob alimentação estável por quatro horas e as temperaturas foram registradas no CCM. O queimador operava a pressão levemente superior a pressão atmosférica e o ar de alimentação tinha sua temperatura variando entre 28 e 32°C.

4. Caracterização da biomassa utilizada

A serragem foi obtida junto a serrarias na região metropolitana de Belém que trabalham com madeira pós-secagem. A granulometria da serragem foi determinada nos laboratórios da UFPA através da distribuição de Rossin-Rammler sendo obtido os seguintes diâmetros: $d_{min} = 20\mu m$, $d_{max} = 400\mu m$, $d = 184\mu m$ e $n = 2.64$.

A caracterização da biomassa usada foi determinada no Laboratório de Energia, Biomassa e Meio Ambiente, EBMA, da UFPA onde foram obtidas suas propriedades físicas conforme as tabelas abaixo.

Tabela 1. Propriedades físicas da Biomassa na base mássica.

Análise Elementar (%)		Propriedades físicas (%)	
C	52,70	Voláteis	31,5
H	6,01	Carbono fixo	44
O	41,23	Cinzas	1,99
N	-	Teor de Umidade	23,5
Cl	-	PCS(MJ/kg)	19,77

A tabela 2 mostra as Propriedades físicas adotadas para Biomassa e suas respectivas referências.

Tabela 2. Propriedades físicas adotadas para Biomassa na base mássica.

Propriedades físicas		Referências
Densidade (kg/m ³)	500	Ragland (1991)
Calor Específico (J/kg-K)	1.760	Van Wvlen (1993)
Condutividade térmica(W/m-K)	0,173	Ragland (1998)
Temperatura de Pirolise (K)	473	Ushima (1998)

5. Modelagem matemática

As simulações numéricas foram executadas no código de fluidodinâmica computacional Fluent v.6.2.16. o qual possui modelos que possibilitam a simulação de escoamento de fluidos, transferência de calor, combustão, escoamentos multifásicos e reações químicas em múltiplos sistemas de referência e com geometrias complexas. Neste código as equações governantes são resolvidas utilizando o método de volumes finitos em um sistema de malhas não-estruturadas. No método de volumes finitos as equações diferenciais governantes são integradas de forma conservativa em volumes de controle, gerando desta forma um sistema de equações algébricas. Este sistema de equações é resolvido no Fluent de forma iterativa. Por isso, antes de iniciar uma simulação deve-se prover os cálculos com uma estimativa inicial para a solução do campo de escoamento, quanto melhor for a estimativa inicial mais rápido será alcançada a solução desejada.

Os cálculos para malha na entrada do combustor foram iniciados com um campo de velocidade na direção axial, o que agilizou os cálculos. Foram utilizados os modelos para altos números Reynolds devido os mesmos estarem mais desenvolvidos e, para suprir certas deficiências do cálculo próximo da região de parede, foram utilizados modelos de leis de parede empíricas. Como sugere (Fluente 2003) para os fluxos com número de vórtices alto foi empregada a

metodologia PRESTO para interpolação aplicada a equação de pressão. O esquema de *upwind* de segunda-ordem foi aplicado à equação de impulso, modelo turbulento, fração de mistura e fração de discrepância de mistura. SIMPLES foi o algoritmo aplicado para acoplar pressão e velocidade. O modelo adotado para troca de calor por radiação foi o DO (ordenada discreta). Para emissividade das partículas foi adotado um fator de espalhamento igual 0.9 (FLUENT. 2003). Perto da parede do combustor usou-se função de parede para computar a velocidade, temperatura e campos de concentração de espécies. Esta região vai ortogonal da parede até a metade do volume adjacente da malha.

Antes do cálculo de combustão devem ser processados dados que contribuirão para o cálculo da rotina de Pré-PDF. Este é um pré-processo que pede uma lista de espécies trabalhando juntamente com a composição elementar delas, propriedades térmicas das substâncias química, poder calorífico inferior, calor específico e a temperatura de entrada. O Pré-PDF usa esta informação para calcular a fração molar, entalpia de formação, concentrações de equilíbrio e entalpia para todas as espécies nas condições de entrada. Os dados de saída são tabulados em valores de fração de massa, densidade e temperatura para todas as espécies como função da media de fração de massa, variando a entalpia.

O escoamento turbulento foi simulado utilizando os modelos de tensão de Reynolds (RSM) e a combustão foi simulada utilizando o modelo de fração de mistura.

5.1. Modelo das tensões de Reynolds (RSM)

Neste modelo são resolvidas equações de transporte para cada um dos termos no tensor de tensão de Reynolds. Além disso, uma equação de determinação de escala adicional (para ϵ) também é resolvida (FLUENT. 2001). As equações de transporte do modelo das tensões de Reynolds são dadas por:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\overline{\rho u_i u_j}) + C_{ij} = D_{T,ij} + P_{ij} + G_{ij} + \Phi_{ij} + \epsilon_{ij} \quad (1)$$

onde a convecção é dada por $C_{ij} = \frac{\partial}{\partial x_k}(\overline{\rho u_k u_i u_j})$; a difusão turbulenta é calculada por

$D_{T,ij} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\overline{\rho u_k u_i u_j u_k} + p(\delta_{ij} \overline{u_i} + \delta_{ik} \overline{u_j}) \right]$; a geração de tensão é $P_{ij} = -\rho \left(\overline{u_i u_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \overline{u_j u_k} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right)$; a

produção de empuxo pode ser obtida por $G_{ij} = -\rho \beta \left(\overline{g_i u_j \theta} + \overline{g_j u_i \theta} \right)$; e ainda a redistribuição de energia por

$$\frac{\partial}{\partial t}(\overline{\rho u_i u_j}) + \Phi_{ij} = p \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \text{ e finalmente a dissipação dada por } \epsilon_{ij} = 2\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k}.$$

Os termos C_{ij} e P_{ij} podem ser calculados, já os termos $D_{T,ij}$, G_{ij} , Φ_{ij} e ϵ_{ij} necessitam de modelagem para que as equações possam ser resolvidas, sendo esta modelagem descrita no manual do Fluent (2003).

O termo de difusão turbulenta é simplificado como:

$$D_{T,ij} = \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial u_i u_j}{\partial x_k} \right) \quad (2)$$

onde a viscosidade turbulenta é calculada como $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$ e $\sigma_k = 0,82$.

5.2. Modelo de combustão: fração de mistura

Este método é baseado na solução para a equação de transporte de dois escalares conservados nomeados de fração de mistura, f e sua variação $\overline{f'^2}$, obtido em um formulário PDF, onde as flutuações dos escalares é supostamente conservada. Para um sistema de combustível/oxigênio a fração de mistura é definida como:

$$f = \frac{m_c}{m_c + m_{Ox}} \quad (2)$$

Onde m_c é a massa de combustível m_{Ox} a massa de oxidante.

5.3. Equações matemáticas

Para fluxo turbulento têm-se uma difusão de massa turbulenta de grande ordem. Em todo caso é razoável considerar que a difusividade térmica é igual à difusão molecular, onde o número de Lewis = 1 (FLUENT 2003). e conseqüentemente todas as equações de conservação reduzem-se somente a uma função: a da fração média da mistura \bar{f}

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{f}) + \nabla(\rho \bar{v} \bar{f}) = \nabla \left(\frac{\mu_t}{\sigma_t} \nabla \bar{f} \right) + S_m \quad (3)$$

onde \bar{v} é a velocidade, ρ é a uma densidade do ar, μ_t é a viscosidade turbulenta, σ_t é o número de Prandtl. A manutenção do termo fonte S_m é devida unicamente à transferência mássica das partículas contínuas na fase gasosa. O modelo de fração de mistura \bar{f}^2 requer também uma solução vinda da seguinte equação de conservação obtida:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\rho \bar{f}^2 \right) + \nabla \left(\rho \bar{v} \bar{f}^2 \right) = \nabla \left(\frac{\mu_t}{\sigma_t} \nabla \bar{f}^2 \right) + C_g \mu_t (\nabla^2 \bar{f}) - C_d \rho \frac{\epsilon}{k} \bar{f}^2 \quad (4)$$

onde $f' = f - \bar{f}$ é a flutuação temporal, f , σ_t , C_g e C_d são constantes com valores 0,85, 2,86 e 2,0, definidos respectivamente no manual FLUENT 2003. ϵ e k são respectivamente a taxa de eddy dissipation e a energia cinética turbulenta.

Os valores médios escalares devidos sua variação durante as flutuações turbulentas tais como a concentração, a densidade e a temperatura da espécie, foram avaliados com a ajuda da PDF. Esta função descreve a flutuação do tempo devido os efeitos da reação química e do fluxo turbulento. Neste trabalho a PDF foi modelada como uma função beta de dois momentos, $p(f)$, dado para a seguinte expressão:

$$p(f) = \frac{f^{\alpha-1} (1-f)^{\beta-1}}{\int_0^1 f^{\alpha-1} (1-f)^{\beta-1} df} \quad (5)$$

onde: $\alpha = \bar{f} \left[\bar{f}(1-\bar{f}) / \bar{f}^2 - 1 \right]$ e $\beta = (1-\bar{f}) \left[\bar{f}(1-\bar{f}) / \bar{f}^2 - 1 \right]$

5.4. Modelagem para o fluxo da fase sólida

O FLUENT descreve as equações de Lagrange para o fluxo da fase sólida e mudando as propriedades durante sua transição para a fase gasosa o mesmo é calculado por um jogo de equações diferenciais ordinárias que representam as equações de conservação de massa, impulso e energia. Nesta descrição, as propriedades da fase sólidas são condições iniciais para começar o cálculo. Os resultados dos cálculos são: o fluxo de calor e a transferência de massa, que na fase sólida e na dispersão da fase gasosa são determinados pelo modelo estocástico. As equações de aquecimento, volatilização e oxidação de carbono são integradas pelo caminho da partícula que foi calculada. O cálculo começa com a secagem da partícula, que em seguida volatiliza e finalmente oxida e se transforma em carvão, sendo a oxidação o processo que dura mais tempo (Ragland et al. 1998). O modelo adotado para descrever o volatilização é uma reação de primeira ordem com uma única taxa cinética.

$$-\frac{dm_p}{dt} = k \left[m_p - (1 - f_{v,0}) m_{p,0} \right] \quad (6)$$

Onde m_p é a massa de partícula temporal (kg), $f_{v,0}$ são as frações mássicas de voláteis contidas nas partículas $m_{p,0}$ é a massa inicial da partícula (kg). k é a constante [s^{-1}] seguindo a definição de Arrhenius para a taxa constante: $k = A_1 \cdot e^{-(E/RT)}$. Neste trabalho A_1 e E são definidos respectivamente como $7,0s-1E+7$ e $1.2964E+8$ J/kgmol (Ragland 1998).

A reação de superfície é para as espécies de oxidantes e espécies de produtos contidos na fase gasosa (Neste trabalho, foi adotado um modelo controlado pela competição entre cinemática química ou difusão de espécies) sendo a reação heterogênea na superfície da partícula representada pela equação:

$$\frac{dm_p}{dt} = -A_p P_{ox} \frac{D_0 \mathfrak{R}}{D_0 + \mathfrak{R}} \quad (7)$$

Onde A_p é a área superficial da partícula (πd_p^2), P_{ox} é a pressão parcial do oxidante de uma partícula. A taxa cinética $\mathfrak{R} = C_2 e^{-(E/RT_p)}$ incorpora os efeitos de reação química na superfície interna da partícula de carvão, resíduo de volatilização de biomassa e difusão de poro ($C_2 = 2E-3$). A difusão do oxidante gasoso para a superfície da partícula é determinada por,

$$D_0 = C_1 \left[\frac{(T_p - T_\infty)}{2} \right]^{0.75} / d_p \quad (8)$$

Onde T_p é a temperatura de partícula é. T_∞ é a temperatura fluida local e C_1 é a difusão de massa onde a mesma foi considerada com o valor de $5E-12$ adotada.

5.5 Geometria da malha

Foram obtidos todos os parâmetros físicos necessários a partir do combustor ciclônico real, sendo a malha desenvolvida com o auxílio do software Gambit. A dimensão do primeiro volume adjacente à parede foi ajustada para 1mm, os volumes subseqüentes aumentavam de tamanho com um fator de 1,1. Com isso a malha do combustor ficou com um total de 173.079 volumes, Fig. 2(a). As paredes sólidas também foram inseridas no combustor, Fig. 2(b). Para tornar mais real a entrada do escoamento no domínio uma parte maior do duto de alimentação de ar foi considerada na malha, figura 2(c).

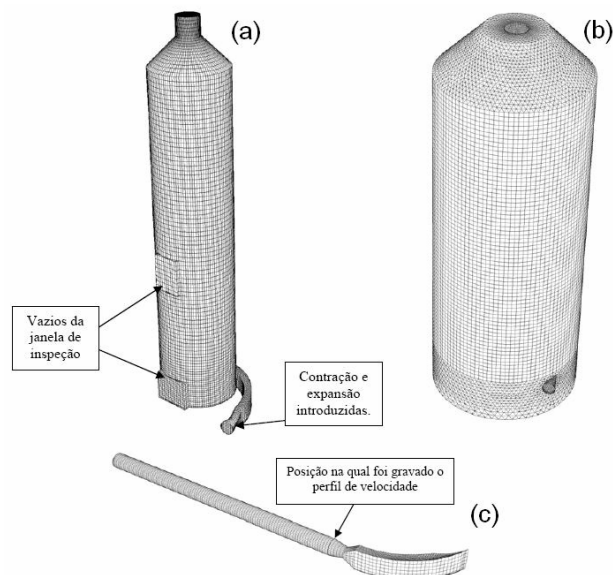


Figura 2: Malha computacional – Câmara (a); parede (b) e entrada (c).

5.6. Estratégias para obter a convergência das simulações

O cálculo começou sem o modelo de radiação. Depois que o cálculo convergiu, o modelo de radiação foi adicionado e então executado novamente com o cuidado para obter reduções sucessivas através dos fatores de sub-

relaxamento para evitar divergência. Foram utilizadas 76.800 trajetórias para as partículas sólidas, porque quanto mais alto o número de trajetórias melhor a estabilidade do cálculo (Fluente 2003).

Os critérios de convergência para cada volume de controle foram referentes à adição de resíduos absolutos para cada parâmetro, devendo este ser menor que 10^{-4} com exceção desta regra para os resíduos de energia e radiação, pois estes obedeciam a critérios que os resíduos fossem menores que $1,5 \times 10^{-6}$.

6. Condições de contorno e parâmetros físicos e químicos.

Nenhuma condição de deslizamento foi adotada na parede do Combustor, que era tido como adiabático. foram assumidas fração de mistura e discrepâncias de relação serragem/ar tendendo para zero. O perfil de velocidade de ar na entrada era tido como turbulento com uma escala de 0,00609 e intensidade turbulenta de 5%. Na saída, a intensidade turbulenta foi assumida também 5%, e um diâmetro hidráulico que 0.25 m e seu perfil de pressão avaliaram pela seguinte expressão.

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\rho v_{\theta}^2}{r} \text{ e } p(r = 0) = p_0 \quad (9)$$

onde r é a distância radial do combustor ao centro v_{θ} é o componente tangencial da velocidade e p_0 é a pressão no centro, assumiu-se ser a pressão atmosférica (101.325 kPa). foram adotadas 76.800 trajetórias para as partículas sólida durante o cálculo, sendo adotado que partículas que batiam nas paredes de forno voltam com 50% de seu impulso ao fluxo gasosos.

7. Resultados obtidos

Para a condição de combustão com $\Phi_{\text{méd}} = 1,016$ foram obtidos perfis de temperatura axial na região próxima a parede segundo medidas experimentais conforme obtidas (CUNHA, 2005) mostrado na Fig. 3. as temperaturas mostradas representam uma média retirada entre um intervalo de operação em que o combustor ciclônico apresentava um regime de operação estável.

Perfil Axial de Temperatura Exp. para $\Phi = 1,016$

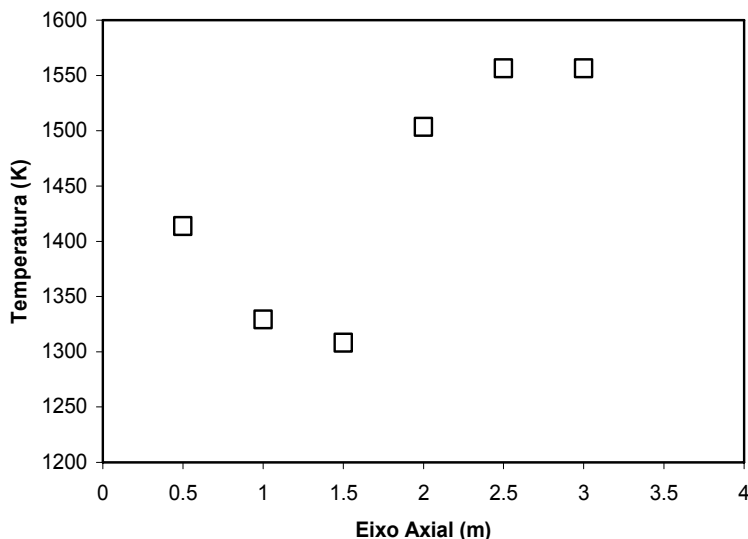


Figura 3: Perfil axial de temperatura obtido experimentalmente.

Para as condições citadas acima tem-se os seguintes dados computacionais do perfil de temperatura axial na região próxima a parede obtidos de simulação no software Fluent comorme mostrado por (CUNHA, 2005) na Fig. 4

Perfil Axial de Temperatura Comp. para $\Phi = 1,016$

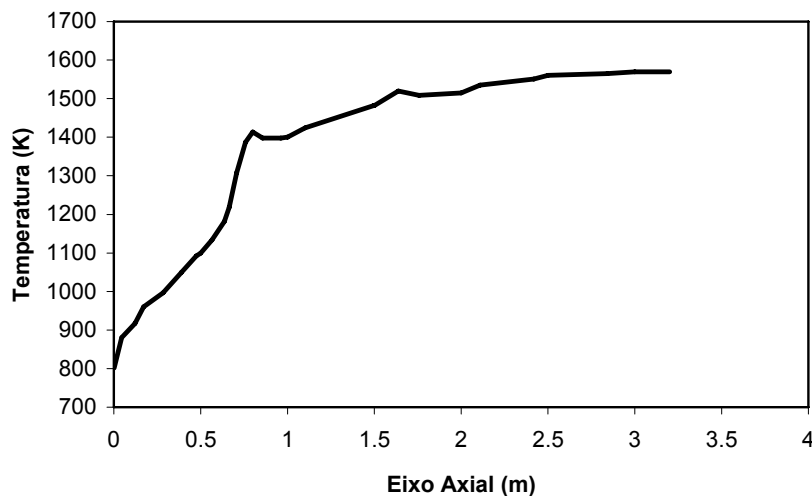


Figura 4: Perfil axial de temperatura calculado computacionalmente

Para uma segunda condição de combustão $\Phi_{\text{méd}} = 0,720$ foram obtidos os seguintes resultados experimentais do perfil de temperatura axial na região próxima a parede do combustor conforme mostrado na Fig. 5. Resultados computacionais para esta condição não foram obtidos devido dificuldade de convergência dos cálculos.

Perfil Axial de Temperatura Exp. para $\Phi = 0,720$

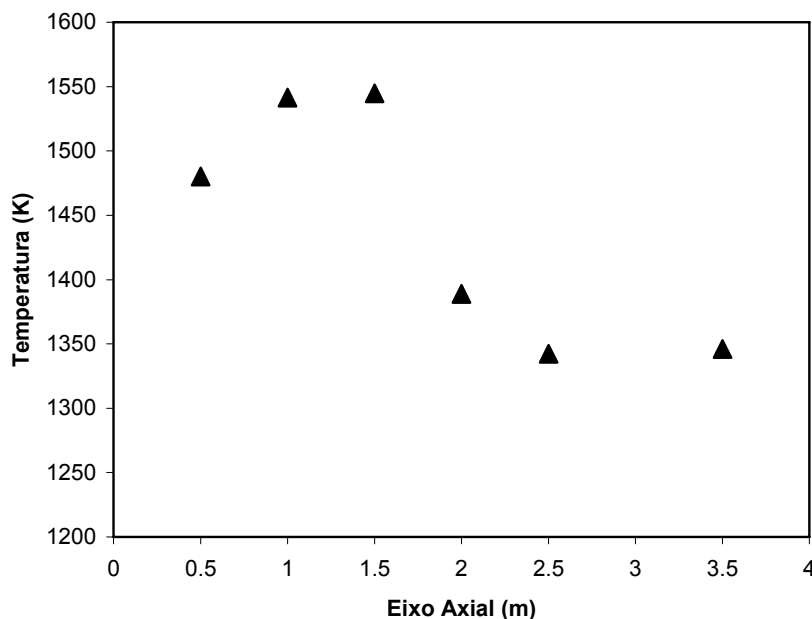


Figura 5: Perfil axial de temperatura obtido experimentalmente.

8. Conclusões

Com os resultados obtidos até o momento pode-se verificar que a utilização do código computacional fluente para prever a temperatura de combustão da serragem dentro do combustor ciclônico é promissora conforme pode ser observado na Fig. 6 que apresenta boas concordâncias de resultados no perfil de temperatura próximo a parede na metade superior do combustor.

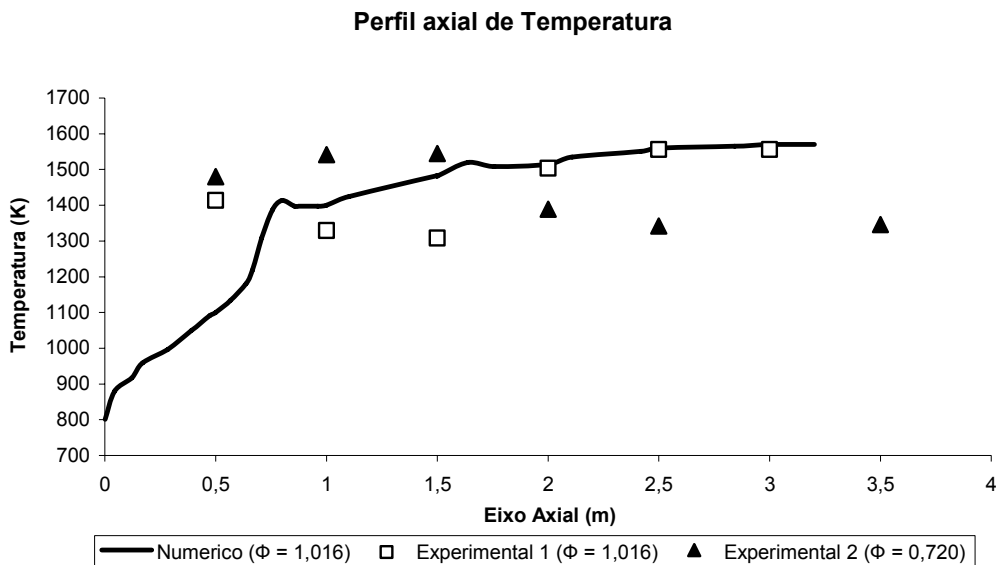


Figura 6: Comparativo dos perfis axiais de temperatura

As discordâncias dos resultados na metade inferior indicam que o modelo utilizado não foi capaz de prever de forma favorável os resultados provenientes do que se chama de região de secagem e pirólise indicadas por estarem a temperaturas inferiores. Tal diferença pode ser fruto da má estimativa da taxa de liberação de calor das partículas, que neste trecho, deve estar mais associado à taxa de volatilização das mesmas. Além disso, como a entrada do escoamento no domínio se aproxima a um jato de parede, as leis de parede utilizadas podem estar inserindo erro na predição da troca de calor na região afetada pelo jato.

Com a redução da razão de equivalência de $\Phi_{\text{méd}} = 1,016$ para $\Phi_{\text{méd}} = 0,720$ pode-se verificar que as a região de combustão está na metade inferior do combustor conforme mostrado na Fig. 6. Esta mudança pode ter influência do escoamento, razão de equivalência, diâmetro da partícula de biomassa, etc, mas análises mais precisas só podem ser realizadas com resultados numéricos para a segunda razão de equivalência.

9. Agradecimentos

Os autores agradecem o apoio do CNPq no financiamento do projeto Câmara de Combustão Ciclônica para Resíduos da Indústria Madeireira, através do processo n.º. 401105/2004-O, a Rede Nacional de Combustão e a Guenther Krieger Filho pelo apoio e discussões esclarecedoras.

10. Referências

- BOYSAN, F. WEBER, R. SWITENBANK, J. LAWN. C. J. Modeling coal-fired cyclone combustors. *Combustion and Flame*, v. 63, p. 73-86. 1986.
- CUNHA, F. A. D. Análise Experimental e Simulação Numérica da Combustão de Serragem em um Combustor Ciclônico. Engenharia Mecânica, UFPA, Belém, 2005.
- KOPS, S. M. B. MALTER, P. C. Simulation and Modeling of Wood Dust Combustion in Cyclone Burners. Final Technical Report Prepared for U. S. Department of Energy, 2004. 140
- MALISKA, C. R., Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional. 2 ed. Rio de Janeiro: LTC. 2004.
- RAGLAND, K. W. AERTS, D. J.; BAKER, A. J. Properties of Wood for Combustion Analysis. *Bioresource Technol.* v. 37, p. 161-168. 1991.
- RAGLAND, K. W; BOERGER, C. B. BAKER, A. J. A model of chunkwood combustion. *Forest Products Journal*. v. 38, p. 27-32. February 1988.
- RAGLAND, K. W. BORMAN, G. L. *Combustion Engineering*. McGraw-Hill, USA. 1998.
- RAGLAND, K. W YANG, Jing-Tang. Combustion of Millimeter Sized Coal Particles in Convective Flow. *Combustion And Flame*. v. 60, p.285-297. 1985.
- RENDEIRO, G. Técnicas de Medidas em Termo-ciências — Notas de Aula. Universidade Federal do Pará. Centro Tecnológico. Departamento de Engenharia Mecânica. 1999.

SYRED, N. BEER, J. M. Combustion in Swirling Flows: A review. *Combustion and Flame*, v. 23. p. 143- 201, 1974.

USHIMA. A. H. Combustão de Sólidos. In: IPT - Curso de Combustão Industrial - AET, 1999.

USHIMA. A. H., 2000. Curso de Combustão Industrial., Brasil.

VAN WYLEN, G. J.: SONNTAG. R. E. Fundamentos da Termodinâmica Clássica. Edgard Blucher, 1976.

FLUENT Inc., 2003. FLUENT 6.1, User's Guide Volume., vol. 1-4. Lebanon, USA.

FREDRIKSSON, CHISTIAN, 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.

URNS. S. R., 2004. An Introduction to Combustion., McGraw-Hill. USA..

COMPARISON BETWEEN EXPERIMENTAL AND CALCULATION RESULTS FOR A REACTIVE FLOW IN A CYCLONE FURNACE

Adriano Akel Vasconcelos

Campus Universitário do Guamá, Lab. de Eng. Mecânica - LABGAS, Sala 5. Belém-PA-Brasil, CEP: 66075-110
akel@ufpa.br

Antonio Geraldo de Paula Oliveira

Campus Universitário do Guamá, Lab. de Eng. Mecânica - LABGAS, Sala 5. Belém-PA-Brasil, CEP: 66075-110
ageraldo@ufpa.br

Jessé Luis Padilha

Campus Universitário do Guamá, Lab. de Eng. Mecânica - LABGAS, Sala 3. Belém-PA-Brasil, CEP: 66075-110
jessepilha@hotmail.com

Manoel Fernandes Martins Nogueira

Campus Universitário do Guamá, Lab. de Eng. Mecânica; Sala 202. Belém-PA-Brasil, CEP: 66075-110
mfmn@ufpa.br

Daniel Onofre de Almeida Cruz

Campus Universitário do Guamá, Lab. de Eng. Mecânica; Sala 204. Belém-PA-Brasil, CEP: 66075-110
doac@ufpa.br

Abstract

Cyclone sawdust combustor promotes a more efficient combustion in a small reaction volume when compared with a fixed bed furnace. It is due the fact that the processes of drying, volatilization and combustion occur in a fluidized bed condition. This advantage rises interest in sawmills industries but difficulties to develop efficient designs has restrained an application of cyclone sawdust furnaces in large scale. In order to obtain an optimized design for this kind of furnace, which has a sophisticated flow pattern, the commercial CFD code Fluent CFD can be applied to simulate the reactive flow if experimental data is available to validate the calculation results. To obtain experimental data, a cyclone combustors was built at the EBMA laboratory with 4m height and 80cm of internal diameter and instrumented to obtain the gases longitudinal temperature, at the wall and at the furnace gas exit. FLUENT Code was used to define the optimum constructive and flow parameters for sawdust/air cyclone combustor, and the FLUENT numerical outputs were compared with experimental results. Numerical and experimental values of temperature were compared for two different inflow lean air/sawdust ratios.

Keywords: Cyclone combustor, Fluent, Biomass combustion