

PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UM GASIFICADOR DE BIOMASSA DE FLUXO CONCORRENTE

Samuel Martin¹, Jadir Nogueira da Silva², Ilda de Fátima Ferreira Tinôco³, Antônio Carlos Vieira⁴, Fábio Luis Zanatta⁵, Lucas Dutra Melo⁶.

RESUMO

Dentre as formas de conversão da biomassa em energia térmica, a gasificação apresenta-se como promissora. É o processo no qual, devido à restrição no fornecimento do ar para a combustão completa do combustível, é permitido apenas sua oxidação parcial a elevadas temperaturas, obtendo-se como consequência a produção de um gás combustível. Neste trabalho projetou-se e construiu-se um gasificador para tocos de lenha de fluxo concorrente e de pequena escala, ao qual foi acoplada uma câmara para combustão do gás produzido visando à geração de ar quente limpo, que pode, a exemplo, ser usado para secagem de produtos agrícolas e no aquecimento de instalações zootécnicas. Com base nos princípios e leis da termodinâmica para um sistema em regime permanente, pode-se concluir que o dimensionamento de gasificadores de biomassa de fluxo concorrente, a partir do balanço de massa e energia para o sistema como um todo e para o gasificador, combustor e misturador, em particular, mostrou-se tecnicamente viável; o proposto sistema gerador de calor foi de fácil construção, utilizando-se técnicas e materiais simples e de fácil aquisição, não exigindo mão-de-obra especializada.

Palavras chave: gasificador, gasificação de biomassa.

ABSTRACT

Projecting and constructing a downdraft biomass gasifier

The gasification is a promising way to convert the biomass into thermal energy, among several ones. It is the process in which only the partial oxidation of the fuel at high temperatures is allowed, due to the restriction in air supply for the complete combustion of this fuel, therefore obtaining the production of a combustible gas. So, a small-sized downdraft biomass gasifier was projected and constructed. A combustion chamber of the produced gas was coupled to this gasifier in order to generate clean hot air, which could be used for drying agricultural products and heating the zootechinic facilities. According to the thermodynamic principles and laws for a steady-state system, the dimensioning of the downdraft biomass gasifier based on mass and energy balance either for the whole system and particularly for the gasifier, combustor and mixer showed to be technically viable. In addition, the heat generating system under proposal was easily constructed, besides using simple techniques and materials that are easily acquired, therefore demanding no specialized labor.

Keywords: gasifier, biomass gasification.

Recebido para publicação em 03.11.2005

¹Doutorando, M.S., UFV, Viçosa - MG, e.mail: martinmuca@yahoo.com.br – (0XX31)3899-1923.

²Eng. Agrícola, Ph.D., Prof Titular, UFV, Viçosa - MG, e.mail: jadir@ufv.br – (0xx31)3899-1928.

³Eng. Agrícola, D.S., Prof. Adjunta, UFV, Viçosa - MG, e.mail: iftinoco@ufv.br

⁴Eng. Agrícola, M.S., Prof. Assistente, Depto de Física, UFV, Viçosa - MG, e.mail: acvieira@ufv.br

⁵Mestrando em Eng. Agrícola, UFV, Viçosa - MG, e.mail: fzanatta@vicosa.ufv.br

⁶Graduando em Eng. Agrícola, UFV, Viçosa - MG.

INTRODUÇÃO

Para o aquecimento do ar utilizado na secagem de produtos agrícolas, geralmente são utilizados dispositivos como fornalhas e queimadores, sendo as fornalhas de uso mais freqüente. As fornalhas de fogo indireto produzem ar quente próprio para secagem, devido o ar ser isento de impurezas e odores, porém apresentam baixa eficiência térmica e, muitas vezes, danos térmicos às grelhas e trocadores de calor. As fornalhas a fogo direto, apresentam a vantagem de ser de fácil construção, bem como maior eficiência térmica, porém o ar aquecido pode conter partículas e odores, os quais podem alterar a qualidade final do produto, desvalorizando-o. Em relação aos tipos de aquecimento de instalações animais em uso, atualmente no Brasil pode-se citar o aquecimento a lenha (com campânulas ou fornalhas com trocadores de calor), o aquecimento a gás (utilizando-se gás liquefeito de petróleo), o aquecimento elétrico e o aquecimento com combustíveis alternativos.

Reatores para gasificação de biomassa, associados a combustores do gás produzido, também são utilizados na geração de ar quente para diversos fins, porém, são ainda pouco difundidos no País. A gasificação é definida como o processo de conversão da biomassa, ou de qualquer combustível sólido, em um gás energético, por meio da oxidação parcial em temperaturas elevadas, utilizando-se valores entre 20 a 40 % da quantidade teórica de ar (Sánchez et al., 1997). Em outras palavras, restringe-se a entrada de ar a certos valores de tal modo que ocorram, além de reações de oxidação (completa e parcial), principalmente reações de redução, promovendo a formação de gás combustível.

Ocorre em quatro etapas básicas: secagem, pirólise, redução e oxidação ou combustão. Cada uma em zonas distintas dentro do reator, em seqüência determinada por características do projeto. Quanto à espessura das camadas de cada zona e, principalmente, das zonas de oxidação e redução, estas são variáveis para cada caso. Segundo Mendes et al. (1998), a zona de oxidação pode variar de 10 a 15 cm de espessura e a zona de redução em torno de 20 cm. Ponte Filho (1988), ao citar vários

autores, menciona que as alturas das zonas de oxidação e de redução dos gasificadores de leito fixo são, em média, 15 e 80 cm respectivamente. Nos gasificadores de fluxo concorrente, a zona de oxidação vem logo após a zona de pirólise, enquanto a zona de redução antecede a zona de remoção de cinzas, o que o deixa mais sensível à umidade do combustível (em comparação com os gasificadores de fluxo contracorrente). Em geral, operam em sistema de sucção. Com a alimentação do combustível pelo topo do reator, a alimentação do ar é feita em fluxo descendente (mesmo sentido do fluxo do combustível), passando pelas zonas de oxidação e redução. Isto propicia que alcatrões e voláteis provenientes da zona de pirólise sejam direcionados a passar pela zona de oxidação, onde serão destruídos, termicamente, produzindo gás isento dos mesmos (Mendes et al., 1998). A Figura 1 ilustra os modelos concorrente e contracorrente e a disposição das respectivas zonas.

Para o aumento da utilização de uma nova tecnologia, é necessário que esta seja mais eficiente, esteja disponível e seja, comparativamente, preferida às tradicionais utilizadas, conforme as condições regionais e operacionais.

De acordo com Leung et al. (2004), a gasificação da biomassa é tecnologia eficiente e avançada para extração de energia e tem recebido atenção crescente no mercado de energia. Dentre suas utilizações, os autores citam: equipamentos de secagem e caldeiras (em substituição ao carvão e óleo), aplicação em cozinhas domésticas e geração de energia elétrica. Em trabalho recente sobre a gasificação de biomassa com fluxo contracorrente para aquecimento de ar, para secagem de produtos agrícolas, Santos (2003) concluiu que o gasificador atendeu aos propósitos esperados, disponibilizando ar quente e limpo, próprio para uso em secagem de produtos agrícolas e com potencial de utilização em outras aplicações com boa eficiência térmica.

Silva et al. (2000), testando um gasificador/combustor a cavacos de lenha de fluxo contracorrente, na secagem de café despulpado, concluíram que o uso de cavacos de lenha é viável, como combustível para esta aplicação.

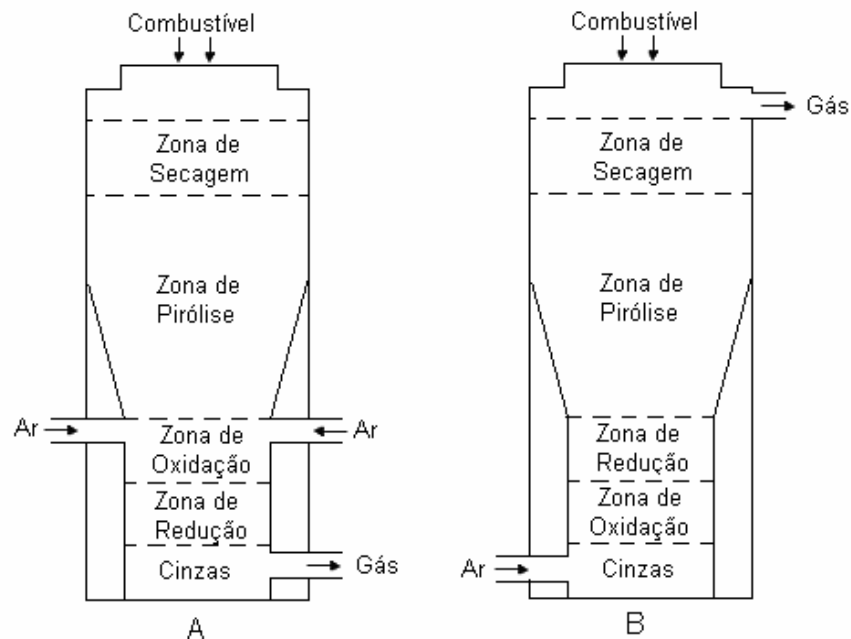


Figura 1. Disposição das zonas de reação em um gasificador modelo concorrente (A) e contracorrente (B).

Alguns recentes estudos realizados com gasificadores envolvem: gasificação da biomassa – um substituto dos combustíveis fósseis para geração de calor; utilização de resíduos de madeira e lenha como alternativa para geração de energias renováveis, utilizando um gasificador de fluxo concorrente; simulação de um gasificador concorrente para a secagem de chá; e investigação experimental de um gasificador concorrente para biomassa (Dasappa et al., 2003; Wander, 2001; Jayah et al., 2003; Zainal et al., 2002).

Vale salientar que projetos de sistemas específicos, para utilização de biomassa com fins energéticos, requerem pleno conhecimento sobre as propriedades físicas e químicas do biocombustível. Um gasificador ideal deverá ter capacidade para produzir um gás combustível limpo e de boa qualidade, a partir de diferentes combustíveis, bem como trabalhar eficientemente, dispensando a necessidade de atenção constante, responder rapidamente às alterações de carga, ser barato e durável (Sánchez et al., 1997).

Este trabalho teve como objetivo geral dimensionar e construir um gasificador de biomassa de fluxo concorrente de pequena escala, com uma câmara de combustão do gás visando à geração de ar quente limpo

para secagem de produtos agrícolas e outros fins.

MATERIAL E MÉTODOS

Para o dimensionamento do reator, foram necessários estudos prévios sobre o comburente e o combustível a ser utilizado no processo de gasificação.

O ar ambiente foi considerado comburente, devido o fato de a maioria dos processos industriais de combustão utilizar o mesmo como fonte de oxigênio. No Quadro 1, é apresentada a composição em base volumétrica utilizada.

Foram estimadas as condições críticas de trabalho, referentes ao comburente, sendo a temperatura do ar ambiente (T_a) crítica de $10\text{ }^\circ\text{C}$, a umidade relativa (UR) crítica de 70% e a pressão total (Pt) a pressão atmosférica ao nível do mar ($101,325\text{ kPa}$). Utilizou-se o programa Grapsi (Melo et al., 2004) e determinaram-se as propriedades psicrométricas do ar ambiente (exceto entalpia). Foram feitas as devidas correções para o cálculo da massa específica do ar úmido, empregando-se a Equação 1.

$$Me_u = \frac{1 + W_a}{Ve_s} \quad (1)$$

em que,

Me_u = massa específica do ar úmido, em kg.m^{-3} ;

W_a = razão de mistura do ar úmido, em g.kg^{-1} ; e

Ve_s = volume específico do ar seco, em $\text{m}^3.\text{kg}^{-1}$.

O valor da entalpia do ar ambiente seco (h_a) para a temperatura de 10 °C (283,15 K) foi extraído da tabela das propriedades termodinâmicas do ar (Van Wylen et al., 2003), em quilo Joule por quilograma de ar seco, havendo, portanto, necessidade de transformá-la para a unidade de ar úmido, conforme Equação 2.

$$h_u = h_a + W_a h_{va} \quad (2)$$

em que,

h_u = entalpia do ar ambiente úmido, em kJ.kg^{-1} ;

h_a = entalpia do ar ambiente seco, em kJ.kg^{-1} ; e

h_{va} = entalpia de vaporização da água, extraída de tabelas termodinâmicas, em

função da pressão e temperatura crítica, em kJ.kg^{-1} .

O combustível utilizado para o dimensionamento do reator foi lenha de eucáipto, com massa específica estimada em 400 kg.m^{-3} (Santos, 2003) e umidade estimada em 20 % base úmida. A composição elementar da lenha de eucáipto, por umidade de massa, foi estimada, conforme Vlassov (2001) (Quadro 2).

Com esta composição elementar em unidade de massa e de acordo com as equações citadas por Lopes (2002), calculou-se o poder calorífico superior (PCS), o poder calorífico inferior (PCI) e o poder calorífico inferior úmido (PCI_u), considerado o de trabalho.

Após a realização das estimativas de poder calorífico do combustível, efetuou-se o cálculo do ar teórico (estequiométrico). Este cálculo foi feito com base na análise elementar do combustível e por meio de cálculos estequiométricos da combustão. Determinou-se a relação N_2/O_2 do ar ambiente, em unidade de volume, obtendo $79/21 = 3,76$.

Quadro 1. Composição do ar ambiente, em % de volume e massa

Elemento	Volume (%)	Massa (%)
O_2	21,0	23,2
N_2	79,0	76,8

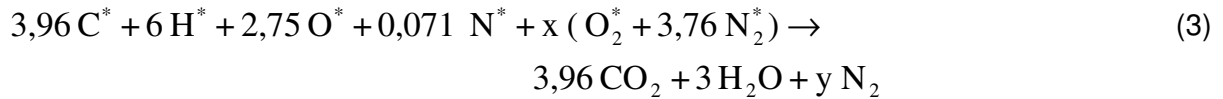
Fonte: Van Wylen et al. (2003).

Quadro 2. Estimativa da composição elementar típica da lenha de eucáipto, base seca, em unidade de massa e volume

Unidade	C (%)	H (%)	O (%)	N (%)
Massa	47,50	6,00	44,00	1,00
Volume	3,96	6,00	2,75	0,07

Fonte: Vlassov (2001).

Considerando uma massa de 100 kg de lenha de eucalipto (base seca), a estequiometria da reação de combustão pode ser escrita como:



em que,

- C^* = Número de mols de carbono no combustível, em 100 kg de lenha (base seca);
- H^* = Número de mols de hidrogênio no combustível, em 100 kg de lenha (base seca);
- O^* = Número de mols de oxigênio no combustível, em 100 kg de lenha (base seca);
- N^* = Número de mols de nitrogênio no combustível, em 100 kg de lenha (base seca);
- X = número de moléculas de O_2 necessárias para a combustão estequiométrica do combustível; e
- Y = número de moléculas de N_2 necessárias para a combustão estequiométrica do combustível.

Balço de massa e energia

Com base nos princípios e leis da termodinâmica para um sistema em regime permanente e conforme a disposição dos

equipamentos no sistema, realizaram-se os balanços de massa e energia para o sistema como um todo e para o gasificador, combustor e misturador em particular (Figura 2).

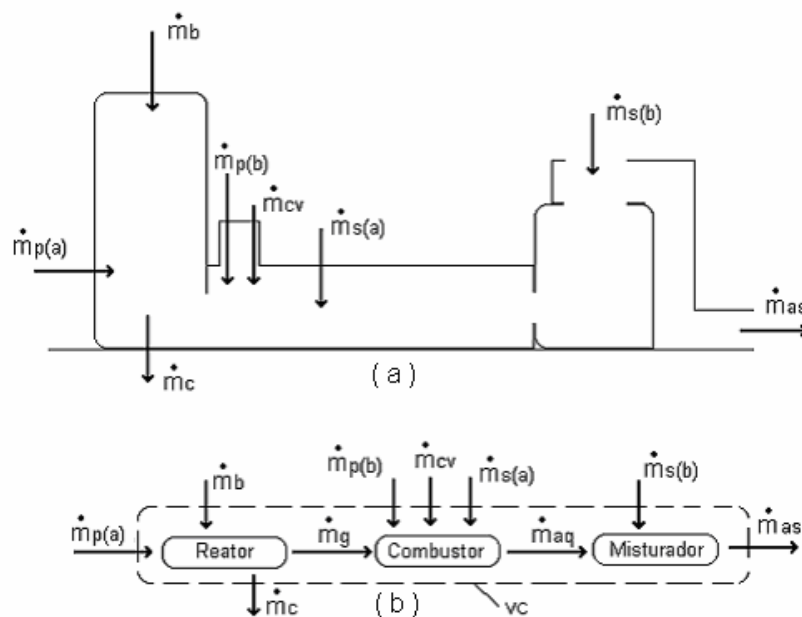


Figura 2. Gasificação de biomassa; (a) = Esquema do Sistema; (b) = definição do volume.

Utilizando o volume de controle apresentado na figura 2a, pode-se equacionar o balanço de massa conforme Equação 4:

$$\dot{m}_{p(a)} + \dot{m}_b + \dot{m}_{p(b)} + \dot{m}_{cv} + \dot{m}_{s(a)} + \dot{m}_{s(b)} = \dot{m}_c + \dot{m}_{as} \quad (4)$$

em que,

$\dot{m}_{p(a)}$ = vazão mássica de ar primário no reator, em kg.h^{-1} ;

\dot{m}_b = vazão mássica de lenha, em kg.h^{-1} ;

$\dot{m}_{p(b)}$ = vazão mássica de ar primário no combustor, em kg.h^{-1} ;

$$\dot{m}_{p(a)} h_u + \dot{m}_b \text{PCI}_u + \dot{m}_{p(b)} h_u + \dot{m}_{cv} \text{PCI}_{cv} + \dot{m}_{s(a)} h_u + \dot{m}_{s(b)} h_u + \dot{Q}_{v.c.} = \dot{m}_c \text{PCI}_c + \dot{m}_{as} h_{uas} \quad (5)$$

em que,

h_u = entalpia do ar ambiente úmido, em kJ.kg^{-1} ;

PCI_u = poder calorífico inferior úmido, em kJ.kg^{-1} ;

PCI_{cv} = poder calorífico inferior do carvão, em kJ.kg^{-1} ;

PCI_c = poder calorífico inferior das cinzas, em kJ.kg^{-1} ;

h_{uas} = entalpia do ar de secagem úmido, em kJ.kg^{-1} ; e

$\dot{Q}_{v.c.}$ = taxa de transferência de calor entre o sistema e o meio, kJ.s^{-1} .

Para o reator, os balanços de massa (Equação 6) e energia (Equação 7) são definidos como:

$$\dot{m}_{p(a)} + \dot{m}_b = \dot{m}_c + \dot{m}_g \quad (6)$$

$$\dot{m}_{p(a)} h_u + \dot{m}_b \text{PCI}_u + \dot{Q}_{v.c.} = \dot{m}_c \text{PCI}_c + \dot{m}_g \text{PCI}_g \quad (7)$$

em que,

\dot{m}_g = vazão mássica do gás combustível produzido no reator, em kg.h^{-1} ; e

\dot{m}_{cv} = vazão mássica de carvão, em kg.h^{-1} ;

$\dot{m}_{s(a)}$ = vazão mássica de ar secundário no combustor, em kg.h^{-1} ;

$\dot{m}_{s(b)}$ = vazão mássica de ar secundário no misturador, em kg.h^{-1} ;

\dot{m}_c = vazão mássica das cinzas, em kg.h^{-1} ; e

\dot{m}_{as} = vazão mássica do ar de secagem, em kg.h^{-1} .

Para o balanço de energia, foi desconsiderada a energia utilizada por dispositivos eletromecânicos, sendo escrito por meio da Equação 5.

\dot{m}_g = poder calorífico inferior do gás combustível produzido no reator, em kJ.kg^{-1} .

Para o combustor, os balanços de massa (Equação 8) e energia (Equação 9) são definidos como:

$$\dot{m}_g + \dot{m}_{p(b)} = \dot{m}_{aq} \quad (8)$$

$$\dot{m}_g \text{PCI}_g + \dot{m}_{p(b)} h_u + \dot{Q}_{v.c.} = \dot{m}_{aq} h_{aq} \quad (9)$$

em que,

\dot{m}_{aq} = vazão mássica de ar quente, em kg.h^{-1} ; e

h_{aq} = entalpia do ar quente, em kJ.kg^{-1} .

Para o misturador, os balanços de massa (Equação 10) e energia (Equação 11) são definidos como:

$$\dot{m}_{aq} + \dot{m}_{s(b)} = \dot{m}_{as} \quad (10)$$

$$\dot{m}_{aq} h_{aq} + \dot{m}_{s(b)} h_u + \dot{Q}_{v.c.} = \dot{m}_{as} h_{uas} \quad (11)$$

Estimou-se a potência do reator requerido em 80 kW, valor este aproximado para as fornalhas de pequeno porte, e a eficiência do reator de 70 %. Com estes dados, calculou-se a potência gerada pelo reator, por meio da Equação 12.

$$\eta = \frac{\dot{Q}_s}{\dot{Q}_e} \quad (12)$$

em que,

η = eficiência do reator, em decimal;

\dot{Q}_s = taxa de energia total de saída do reator, em kJ.h^{-1} ; e

\dot{Q}_e = taxa de energia total de entrada no reator, em kJ.h^{-1} .

Empregando a Equação 12, calculou-se a energia total de saída do reator. Sabendo a energia de saída necessária e desconsiderando-se o poder calorífico das cinzas, por meio do balanço de energia do reator (Equação 7), calculou-se a massa real de ar e a massa real de combustível a ser consumida, por hora, para a potência desejada, considerando-se o fator de ar igual a 30 %. Por meio do balanço de massa do reator (Equação 6), calculou-se a vazão mássica de gás produzido, considerando que as cinzas correspondem a 1,5 % da massa do combustível seco. A massa específica média do gás combustível foi estimada em $1,3 \text{ kg.m}^{-3}$. Como a energia de saída do reator está toda concentrada no gás, pode-se calcular o poder calorífico inferior do gás úmido, em unidade de volume e em unidade de massa.

Estimou-se a velocidade mínima do gás, ao passar pela grelha, como sendo um valor próximo ao de entrada de ar primário no reator, utilizando-se como referência $0,5 \text{ m.s}^{-1}$. Como se tem a vazão em $\text{m}^3.\text{h}^{-1}$ do gás combustível produzido no reator, determinou-se a abertura requerida na grelha. Adotou-se a proporção de superfície aberta em relação a superfície total da grelha de 40 %, a fim de calcular a área total necessária da grelha, o que equivale também à área da base do reator projetado. Sabendo que, em condições de combustão completa da lenha, tem-se que a Equação 13, calculou-se a vazão mássica de ar primário para o combustor,

estimando-se o excesso de ar em 20 %, ou seja, $FA_c = 120 \%$, para a queima completa do gás (Payne e Chandra, 1985) (Equação 14).

$$\dot{m}_b m_{au}^{tu} FA_{est} = \dot{m}_{p(a)} + \dot{m}_{p(b)} \quad (13)$$

$$\dot{m}_b m_{au}^{tu} FA_c = \dot{m}_{p(a)} + \dot{m}_{p(b)} \quad (14)$$

em que,

FA_{est} = fator de ar estequiométrico, decimal; e

m_{au}^{tu} = massa teórica de ar úmido, kg.kg^{-1} .

FA_c = fator de ar do combustor, equivalente a 1,2 (decimal).

Para efeito do cálculo da vazão mássica do ar quente que sai do combustor, desconsiderou-se a vazão mássica de ar secundário. Assim, ao invés da Equação 15, empregou-se a Equação 16.

$$\dot{m}_g + \dot{m}_{p(b)} + \dot{m}_{s(a)} = \dot{m}_{aq} \quad (15)$$

$$\dot{m}_g + \dot{m}_{p(b)} = \dot{m}_{aq} \quad (16)$$

Por meio do balanço de energia feito a partir da Equação 16, calculou-se a entalpia do ar quente, em kJ.kg^{-1} , estimando-se a eficiência do combustor em 100 %. Com base no balanço de massa do misturador (Equação 10), determinou-se a massa de ar secundário necessária, de tal modo que a temperatura do ar de secagem fosse $100 \text{ }^\circ\text{C}$. Portanto, as propriedades do ar de secagem foram calculadas, considerando-se um aquecimento do ar ambiente até a temperatura do ar de secagem, desconsiderando-se a umidade contida no combustível.

Com relação ao balanço de massa e energia, pode-se deduzir por meio das equações 17 e 18 a Equação 19, sendo que por meio desta calculou-se vazão mássica de ar secundário necessário no sistema. De posse destes dados, calculou-se a vazão mássica do ar de secagem do sistema.

$$\dot{m}_{aq} + \dot{m}_{s(b)} = \dot{m}_{as} \quad (17)$$

$$\dot{m}_{aq} h_{aq} + \dot{m}_{s(b)} h_u = \dot{m}_{as} h_{uas} \quad (18)$$

$$\dot{m}_{aq} h_{aq} + \dot{m}_{s(b)} h_u = (\dot{m}_{aq} + \dot{m}_{s(b)}) h_{uas} \quad (19)$$

Construção do sistema gerador de calor

A construção do sistema iniciou-se pela base de suporte do reator, a qual também teve a função de cinzeiro. Sobre duas paredes de tijolos refratários foi colocada a grelha, estrutura esta que recebeu, posteriormente, revestimento externo de tijolo de barro. Sobre a grelha foram colocadas três manilhas feitas de cimento, areia e brita, colocadas uma sobre a outra. Posteriormente, essas manilhas de concreto foram revestidas, internamente, com tijolo refratário. Cada manilha tinha 0,50 m de altura e diâmetro interno de 0,60 m, sendo que na manilha mediana encontravam-se 8 aberturas de diâmetro de 0,05 m, distribuídas uniformemente para entrada do ar primário no reator. O gás produzido era succionado pelo sistema de ventilação, sendo forçado a passar pela grelha, chegando à câmara de combustão.

Na câmara de combustão, foi colocada uma célula de queima, na qual era colocado carvão vegetal, que servia como chama-piloto para o gás proveniente do reator. Toda a câmara de combustão estava revestida com tijolo refratário, tendo também as três entradas de ar primário para o combustor e uma janela de vidro temperado, a qual permitia a visualização do gás em combustão. Logo após a célula de queima, encontrava-se um tubo metálico, o qual tinha a função de manter a queima do gás ao longo do mesmo, devido possíveis variações no comprimento da chama do gás em combustão.

Ao longo do cano de metal, foi construída a estrutura de tijolo, na qual havia quatro aberturas para a entrada de ar secundário, servindo, assim, também como trocador de calor. Em suma, o ar quente de saída do combustor era a mistura do produto da combustão do gás com o ar do trocador de calor, o qual fazia parte do combustor.

O ar quente proveniente do combustor passava para o misturador, sendo que, na parte superior encontrava-se a abertura de ar secundário, cuja função era permitir a regulação da temperatura do ar de secagem. Ao sair do misturador, o ar de secagem era conduzido até o sistema de ventilação, por um duto retangular construído de tijolo. Ao sair da câmara de mistura, o ar de secagem era succionado por um ventilador centrífugo.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Dimensionamento

Os resultados obtidos para os valores, calculados durante o desenvolvimento do sistema, são apresentados no Quadro 3. Durante o dimensionamento, levou-se em consideração a potência do reator requerido de 80 kW (o que equivale a 80 kJ.s^{-1}). Alterando o tempo de segundos para horas, tem-se o equivalente a $288.000 \text{ kJ.h}^{-1}$.

Quadro 3. Resultados dos valores calculados durante dimensionamento do sistema

Parâmetros	Propriedade	Valor
a) Propriedades do ar ambiente a 10 °C, seco e úmido (UR = 70 %).	h_a (kJ.kg^{-1})	283,60
	Ve_s ($\text{m}^3.\text{kg}^{-1}$)	0,81
	W_a (g.kg^{-1})	0,00532
	Me_u (kg.m^{-3})	1,24
	h_u (kJ.kg^{-1})	297,00
	Ve_u ($\text{m}^3.\text{kg}^{-1}$)	0,80
b) Poder calorífico para a lenha de eucalipto	PCS (kJ.kg^{-1})	16.751,37
	PCI (kJ.kg^{-1})	15.433,77
	PCI _u (kJ.kg^{-1})	11.859,01

c) Massa e volume de ar estequiométrico e de ar para que ocorra a gasificação (unidade de massa)	Fator de ar 100% (kg.kg ⁻¹)	5,63
	Fator de ar 30% (kg.kg ⁻¹)	1,69
	Fator de ar 100 % (kg.kg ⁻¹)	4,50
	Fator de ar 30 % (kg.kg ⁻¹)	1,35
d) Massa e volume de ar estequiométrico e de ar para que ocorra a gasificação (unidade de volume)	Fator de ar 100% (m ³ .kg ⁻¹)	4,53
	Fator de ar 30% (m ³ .kg ⁻¹)	1,36
	Fator de ar 100 % (m ³ .kg ⁻¹)	3,63
	Fator de ar 30 % (m ³ .kg ⁻¹)	1,09
e) Energia total de saída do reator	$\dot{Q}_{saída}$ (kJ.h ⁻¹)	411.420
f) Massa real de ar e a massa real de combustível a ser consumida por hora	$\dot{m}_{p(a)}$ (kg.h ⁻¹)	45,26
	\dot{m}_b (kg.h ⁻¹)	33,53
g) Vazão mássica e volumétrica do gás produzido	\dot{m}_g (kg.h ⁻¹)	78,39
	\dot{V}_g (m ³ .h ⁻¹)	60,3
h) Poder calorífico inferior do gás úmido (em unidade de volume e massa)	PCI _g (kJ.m ⁻³)	4.770
	PCI _g (kJ.kg ⁻¹)	3.670
i) Abertura, área total e raio da grelha	Abertura (m ²)	0,0335
	Área total da grelha (m ²)	0,08375
	Raio da grelha (m)	0,1632
j) Vazão mássica e volumétrica do ar primário no combustor	$\dot{m}_{p(b)}$ (kg.h ⁻¹)	135,84
	$\dot{V}_{p(b)}$ (m ³ .h ⁻¹)	109,32
k) Vazão mássica de ar quente que sai do combustor	\dot{m}_{aq} (kg.h ⁻¹)	214,23

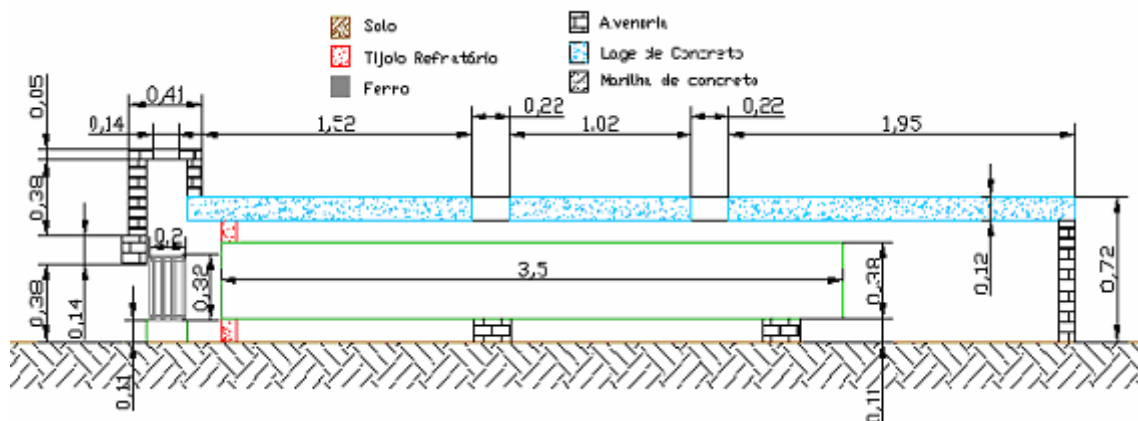


Figura 4. Vista transversal do combustor, com suas respectivas medidas, em metros.

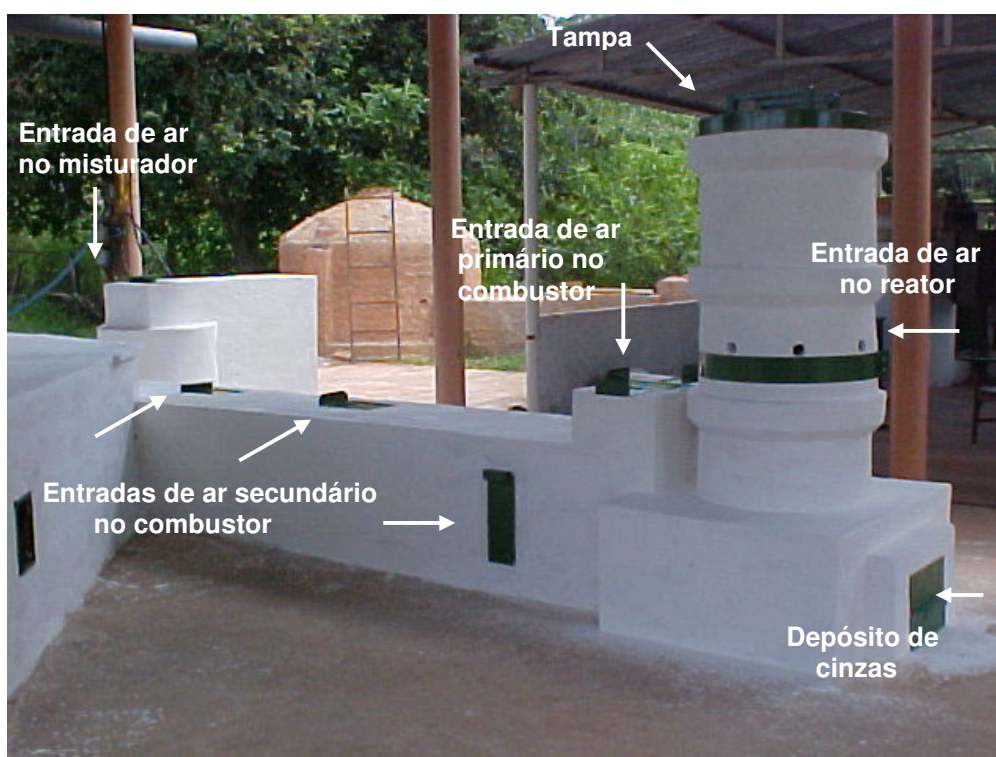


Figura 5. Sistema gerador de calor pronto para ser avaliado.

A câmara de mistura, na qual entra o ar proveniente do combustor e do trocador de calor, tem importância fundamental na regulagem da temperatura do ar de saída do ventilador (ar de secagem). Na Figura 5, apresenta-se o sistema gerador de calor pronto para ser avaliado.

Com o objetivo de verificar o ajuste da altura da câmara de reação ao sistema de aquecimento proposto, foram realizados dois ensaios preliminares com tocos de lenha de eucalipto. Nestes, avaliou-se apenas a temperatura do ar de secagem. Observou-se

que as temperaturas do ar de secagem mantiveram-se em valores próximos a 160 °C (para a altura da zona de reação de 0,76 m), resultado da excessiva produção de gás pelo reator. Assim, optou-se em reduzir a altura da zona de reação, colocando-se internamente uma nova grelha (sobreposta a já existente) com altura total de 0,30 m, a qual resultou na redução da altura da zona de reação de 0,76 m para 0,46 m. Como consequência, a temperatura do ar de secagem diminuiu para valores em torno dos 100°C, pretendidos no projeto do sistema.

CONCLUSÕES

De acordo com os resultados, conclui-se:

- O dimensionamento de gasificadores de biomassa de fluxo concorrente, a partir do balanço de massa e energia para o sistema como um todo e para o gasificador, combustor e misturador, em particular, mostrou-se tecnicamente viável;
- O proposto sistema gerador de calor foi de fácil construção, utilizando-se técnicas e materiais simples e de fácil aquisição, não exigindo mão-de-obra especializada;
- Recomenda-se, como próxima etapa, a realização de testes efetivos a fim de avaliar a eficiência, operação e durabilidade do sistema.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- DASAPPA, S.; SRIDHAR, H.V.; SRIDHAR, G.; PAUL, P.J.; MUKUNDA, H.S. Biomass gasification - substitute to fossil fuel for heat applicaton. **Biomass & bioenergy**. England, v. 25, Issue 6, p. 637-649, 2003.
- JAYAH, T.H.; AYE, L.; FULLER, R.J.; STEWART, D.F. Computer simulation of a downdraft wood gasifier for tea drying. **Biomass & bioenergy**. England, v. 25, Issue 4, p. 459-469, 2003.
- LOPES, R.P. **Desenvolvimento de um sistema gerador de calor com opção para aquecimento direto e indireto do ar**. Viçosa: 2002. 220 p. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) - Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, 2002.
- LEUNG, D.Y.C.; YIN, X.I.; WU, C.Z. A rewiew on the development and commercialization of biomass gasification technologies in China. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**. England, v. 8, Issue 6, p. 565-580, 2004.
- MELO, E.C.; LOPES, D. de C.; CORRÊA, P.C. GRAPSI – Programa computacional para o cálculo das propriedades psicrométricas do ar. **Energia na Agricultura**. Viçosa, v. 12, n. 2, p. 154-162, 2004.
- MENDES, L.M.; SILVA, J.R. da; TRUGILHO, P.F. **Gaseificação de carvão vegetal ou madeira para geração de energia em pequena escala**. Lavras: UFLA/FAEPE, 1998.
- PAYNE, F. A.; CHANDRA, P.K. Mass Balance for biomass gasifier-combustor. **Transaction of the ASAE**, USA, v. 28, n. 6, p. 2037-2041, 1985.
- PONTE FILHO, F. **Gasificadores de leito fixo: análise e modelo para otimização de projetos e pesquisas**. Brasília: Ed. do centro gráfico do senado federal, 1988. (Universidade Federal do Rio Grande de Sul).
- SÁNCHEZ, C.G.; LORA, E.S.; GÓMES, E.O. **Gaseificação**. *IN*: CORTEZ, L.A.B.; LORA, E.S. **Tecnologias de conversão energética da biomassa**. Manaus: EDUA/EFEI. 1997. p 255-347.
- SANTOS, I. da S. dos. **Reator de gaseificação de biomassa em fluxo contracorrente**. 2003. 76 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) - Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, 2003.
- SILVA, J.N. da; SAIKI, E.T.; VILARINHO, M.C.; SOBRINHO, J.C. **Gasificador/combustor a cavacos de lenha na secagem de café despulpado**. *IN*: ENCONTRO NACIONAL DE ENERGIA NO MEIO RURAL, 3º – AGRENER 2000, Campinas. **Anais...** Campinas, 2000.
- VAN WYLEN, G.J.; SONNTAG, R.E.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da termodinâmica**. São Paulo: Edgard Blücher Ltda, 2003. (Tradução da 6ª edição americana).
- VLASSOV, D. **Combustíveis, combustão e câmaras de combustão**. Curitiba: Editora da UFPR, 2001.
- WANDER, P.R. **Utilização de resíduos de madeira e lenha como alternativas de energia renováveis para o desenvolvimento sustentável da região nordeste do estado do Rio Grande do Sul**. Porto Alegre: 2001. 106 p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, 2001.
- ZAINAL, Z.A.; RIFAU, A.; QUADIR, G.A.; SEETHARAMU, K.N. Experimental investigation of a downdraft biomass gasifier. **Biomass & bioenergy**. England, v. 23, Issue 4, p. 283-289, 2002.