

ROBERTO PRECCI LOPES

DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA GERADOR DE CALOR COM OPÇÃO
PARA AQUECIMENTO DIRETO E INDIRETO DE AR

Tese apresentada à **Universidade Federal de Viçosa**, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, para obtenção do título de “**Doctor Scientiae**”.

VIÇOSA
MINAS GERAIS – BRASIL
2002

ROBERTO PRECCI LOPES

DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA GERADOR DE CALOR COM OPÇÃO
PARA AQUECIMENTO DIRETO E INDIRETO DE AR

Tese apresentada à **Universidade Federal de Viçosa**, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, para obtenção do título de "**Doctor Scientiae**".

APROVADA: 25 de outubro de 2002.

Prof. Adílio Flauzino de Lacerda Filho
(Conselheiro)

Prof. Afonso Mota Ramos
(Conselheiro)

Prof. Luis Otávio Nunes da Silva

Dr. Sérgio M. Lopes Donzeles

Prof. Juarez de Sousa e Silva
(Orientador)

Ao meu pai, pelo exemplo deixado,

A minha mãe, pelo carinho,

Aos meus irmãos, pelo apoio e pela amizade,

DEDICO.

A minha esposa Mônica,

A minhas filhas Alice e Isabela

OFEREÇO.

AGRADECIMENTO

A Deus pai, que permitiu que minha vida continuasse.

À Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro – UFRRJ/PICDT/IT/DE, pela oportunidade de realização do curso.

À Universidade Federal de Viçosa/Departamento de Engenharia Agrícola, por permitir a realização e a conclusão deste trabalho.

Ao Consórcio Brasileiro de Pesquisa e Desenvolvimento do Café - CBP&D e ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico – CNPq, pelo financiamento desta pesquisa.

À Fundação de Amparo a Pesquisa do Estado de Minas Gerais - FAPEMIG, pela bolsa de iniciação científica cedida ao estudante Carlos Eduardo Mello Monteiro, que muito contribuiu para a realização deste trabalho.

Ao professor Juarez de Sousa e Silva, pela orientação, pelos ensinamentos, pela confiança, amizade e compreensão.

Ao pesquisador Sérgio M. Lopes Donzeles, pela amizade, disponibilidade e pelas sugestões.

Aos professores conselheiros, Adílio Flauzino de Lacerda Filho, Afonso Mota Ramos e Delly de Oliveira Filho, pelas valiosas críticas e sugestões.

Aos colegas da Pós-graduação, das áreas de Energia e Armazenamento, e aos funcionários do Setor de Armazenamento e Processamento de Produtos Agrícolas, Silas, Francisco “Chiquinho”, José Raimundo, Sebastião “Catitú”, Edson e “Inhame”, pela colaboração na montagem do experimento.

À Coordenadoria de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior – CAPES, pela bolsa de estudo.

À equipe do Dr. Sérgio Almeida de Oliveira e ao Hospital da Beneficência Portuguesa, pelo excelente trabalho, e a todos que, direta ou indiretamente, tornaram possível a realização deste curso.

CONTEÚDO

	Página
RESUMO.....	xiii
ABSTRACT.....	xv
1. INTRODUÇÃO.....	01
2. REVISÃO DE LITERATURA.....	04
2.1. A biomassa como fonte de energia.....	04
2.2. Combustíveis.....	06
2.2.1. Lenha.....	09
2.2.2. Carvão vegetal.....	11
2.2.2.1. Composição química.....	12
2.2.2.2. Poder calorífico.....	14
2.2.2.3. Granulometria.....	14
2.2.2.4. Massa específica.....	15
2.3. Combustão.....	16
2.3.1. Velocidade das reações de combustão.....	18
2.3.2. Combustão da madeira.....	20
2.3.3. Combustão do carvão.....	21
2.3.4. Ar teórico ou estequiométrico.....	26
2.3.5. Coeficiente de excesso de ar.....	28
2.3.6. Massa dos gases resultantes da combustão.....	32
2.3.7. Os três T's da combustão.....	35
2.4. Fornalhas.....	37

2.4.1. Fornalhas com aquecimento direto do ar (fogo direto).....	38
2.4.2. Fornalhas com aquecimento indireto do ar (fogo indireto).....	39
2.4.3. Dimensionamento de fornalhas.....	40
2.4.3.1. Considerações iniciais.....	40
2.4.3.2. Parâmetro para cálculo do volume da câmara de combustão.....	44
2.4.3.3. Parâmetro para cálculo da grelha.....	45
2.4.3.4. Considerações finais.....	48
2.4.4. Ciclone.....	49
2.4.5. Eficiência térmica.....	50
2.4.5.1. Balanço de massa.....	52
2.4.5.2. Balanço de energia aplicado a processos reativos.....	55
2.5. Gerador de vapor (Caldeira).....	65
2.6. Trocador de calor.....	69
3. MATERIAL E MÉTODOS.....	72
3.1. Local.....	72
3.2. Fornalha a carvão vegetal para aquecimento direto do ar.....	72
3.2.1. Construção da fornalha.....	72
3.2.1.1. Célula de queima.....	77
3.2.1.2. Ciclone.....	79
3.2.1.3. Ventilador.....	82
3.2.1.4. Princípio de funcionamento da fornalha na opção de aquecimento direto do ar.....	84
3.2.2. Instrumentação da fornalha.....	85
3.2.2.1. Sensores de temperatura.....	86
3.2.2.2. Posicionamento das sondas termométricas.....	88
3.2.2.3. Medição da velocidade do ar comburente e da vazão do ar aquecido.....	92
3.2.2.4. Medida da pressão estática na câmara de combustão.....	98
3.2.3. Preparo do combustível.....	98
3.2.3.1. Medida da granulometria e do tamanho médio do carvão	

vegetal.....	99
3.2.3.2. Medida dos teores de carbono fixo, materiais voláteis e cinzas – análise imediata.....	99
3.2.3.3. Medida do poder calorífico.....	99
3.2.3.4. Medida do teor de água do carvão vegetal.....	99
3.2.3.5. Medida da massa específica do carvão vegetal.....	100
3.2.4. Parâmetros relativos à combustão.....	100
3.2.4.1. Cálculo do coeficiente de excesso de ar.....	100
3.2.4.2. Determinação da vazão mássica dos gases na saída da fornalha.....	101
3.2.4.2.1. Determinação da vazão mássica dos gases de combustão por balanço material (método simplificado).....	102
3.2.4.2.2. Determinação da vazão mássica dos gases de combustão pela estequiometria.....	103
3.2.4.3. Cálculo da eficiência térmica da fornalha.....	104
3.2.4.3.1. Eficiência térmica, com base na massa de gases úmidos, calculada por balanço material (método simplificado).....	104
3.2.4.3.2. Eficiência térmica, com base na massa de gases úmidos, obtida pela estequiometria.....	104
3.2.4.4. Cálculo da potência, carga térmica volumétrica e taxa de combustão.....	105
3.2.4.5. Cálculo da energia disponibilizada pelos gases na saída da fornalha.....	106
3.3. Sistema para aquecimento indireto do ar.....	106
3.3.1. Gerador de vapor.....	106
3.3.1.1. Instrumentação da caldeira.....	111
3.3.2. Trocador de calor compacto.....	116
3.3.3. Princípio de funcionamento da fornalha na opção de aquecimento indireto do ar.....	119
3.3.4. Eficiência térmica global do sistema.....	120
3.4. Ensaaios experimentais.....	121

3.4.1. Testes com a fornalha a carvão vegetal no aquecimento direto do ar.....	121
3.4.1.1. Efeito da variação da vazão mássica de ar comburente sobre o desempenho da fornalha.....	122
3.4.1.2. Efeito do tamanho da célula de queima sobre a energia disponibilizada na saída da fornalha.....	122
3.4.1.3. Avaliação do desempenho da fornalha sob diferentes vazões e temperaturas do ar aquecido.....	123
3.4.1.4. Efeito da temperatura do ar comburente sobre o desempenho da fornalha.....	123
3.4.1.5. Efeito da colocação de defletores na câmara de combustão, sobre a temperatura dos gases e do ar aquecido.....	124
3.4.2. Testes com o sistema na opção de aquecimento indireto do ar.....	125
3.4.2.1. Teste com o sistema utilizando a fornalha a carvão vegetal.....	125
3.4.2.2. Teste com o sistema utilizando a fornalha interna da caldeira (lenha como combustível).....	126
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	127
4.1. Desempenho da fornalha com aquecimento direto do ar.....	127
4.1.1. Efeito da variação da vazão mássica de ar comburente sobre o desempenho da fornalha.....	127
4.1.1.1. Relação da temperatura de combustão e da vazão mássica de ar comburente, com a porcentagem de abertura do registro de controle de ar primário.....	128
4.1.1.2. Relação da taxa de liberação de energia na câmara de combustão e da carga térmica volumétrica, com a vazão mássica de ar comburente.....	132
4.1.1.3. Relação da taxa de combustão ou de carregamento com a vazão mássica de ar comburente.....	135
4.1.1.4. Relação entre o consumo de combustível e a vazão	

mássica de ar comburente.....	136
4.1.1.5. Efeito sobre a temperatura dos gases e do ar aquecido.....	138
4.1.1.6. Efeito sobre o coeficiente de excesso de ar.....	139
4.1.2. Avaliação da capacidade de liberação de energia da fornalha em função do tamanho da célula de queima.....	141
4.1.2.1. Variação da energia disponibilizada na saída da fornalha em função do tamanho da célula de queima, e da vazão mássica de ar comburente.....	142
4.1.2.2. Relação entre a temperatura dos gases na saída da fornalha e a vazão mássica de ar comburente.....	144
4.1.2.3. Relação da temperatura do ar aquecido com a vazão mássica de ar comburente.....	144
4.1.2.4. Efeito da colocação de defletores na câmara de combustão sobre a temperatura do ar aquecido.....	147
4.1.3. Avaliação do desempenho da fornalha sob diferentes vazões e temperaturas do ar aquecido.....	148
4.1.3.1. Variação da pressão estática na câmara de combustão.....	149
4.1.3.2. Variação do consumo de combustível em função da vazão e da temperatura do ar aquecido.....	150
4.1.3.3. Avaliação da eficiência da fornalha sob diferentes cargas térmicas para aquecimento do ar.....	153
4.1.3.4. Variação do consumo de combustível medido e estimado em função da vazão e da temperatura do ar aquecido.....	158
4.1.3.5. Variação da taxa de combustão.....	160
4.1.3.6. Variação da taxa de liberação de energia e da carga térmica volumétrica, em função da demanda de energia para aquecimento do ar, em diferentes vazões e temperaturas	162

4.1.3.7. Efeito da colocação de defletores sobre o desempenho da fornalha.....	164
4.1.3.8. Efeito da temperatura do ar comburente sobre as temperaturas dos gases, na saída da fornalha, e do ar aquecido.....	166
4.1.3.9. Recomendações finais quanto ao uso de células de queima em fornalhas a carvão vegetal, para aquecimento direto do ar.....	169
4.1.3.10. Algumas considerações sobre a qualidade da combustão.....	171
4.1.4. Características do combustível.....	173
4.1.4.1. Granulometria e diâmetro médio do carvão vegetal.....	173
4.1.4.2. Massa específica a granel.....	174
4.1.4.3. Análise imediata.....	174
4.1.4.4. Poder calorífico superior.....	175
4.1.4.5. Poder calorífico inferior.....	175
4.2. Desempenho do sistema com aquecimento indireto do ar.....	176
4.2.1. Funcionamento do sistema com fornalha a carvão vegetal....	177
4.2.1.1. Variação da temperatura no percurso dos gases, entre a saída da fornalha externa e a entrada no feixe tubular, e dos gases na descarga da caldeira.....	177
4.2.1.2. Variação da temperatura do fluido quente (vapor saturado úmido), no trocador de calor compacto, e do ar aquecido.....	178
4.2.1.3. Aproveitamento da entalpia dos gases na saída da caldeira.....	182
4.2.2. Funcionamento do sistema com a fornalha interna da caldeira (lenha como combustível).....	184
4.2.2.1. Variação da temperatura no percurso da chama, na saída da câmara de combustão e dos gases na entrada e na saída do feixe tubular (entrada na chaminé).....	184
4.2.2.2. Variação da temperatura do fluido quente (vapor saturado úmido) e do ar aquecido.....	186

4.2.2.3. Paralelo entre o funcionamento do sistema utilizando lenha e carvão vegetal como combustível.....	189
5. RESUMO E CONCLUSÕES.....	191
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	196
APÊNDICE.....	203

BIOGRAFIA

Roberto Precci Lopes, filho de Antônio de Souza Lopes e Aracy Precci Lopes, nasceu em Muriaé, Estado de Minas Gerais, em 29 de julho de 1959.

Em 1984, graduou-se em Engenharia Agrícola pela Universidade Federal de Viçosa.

Em 1988, concluiu o curso de Mestrado em Engenharia Agrícola na Universidade Federal de Viçosa, na área de Pré-Processamento e Armazenagem de Produtos Agrícolas.

Trabalhou como professor na Faculdade de Agronomia de Itumbiara, Faculdade de Agronomia e Zootecnia de Uberada e na Universidade de Uberada. Atualmente, é professor na Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro, no Departamento de Engenharia.

Em outubro de 1998, iniciou o curso de Doutorado em Engenharia Agrícola na Universidade Federal de Viçosa, na área de Energia na Agricultura, concluindo o curso em outubro de 2002.

RESUMO

LOPES, Roberto Precci, D.S., Universidade Federal de Viçosa, outubro de 2002. **Desenvolvimento de um sistema gerador de calor com opção para aquecimento direto e indireto de ar.** Orientador: Juarez de Sousa e Silva. Conselheiros: Adílio Flauzino de Lacerda Filho, Afonso Mota Ramos e Delly Oliveira Filho.

Um sistema gerador de calor, com opção para aquecimento direto e indireto de ar, foi desenvolvido e avaliado para uso em secadores de grãos ou na desidratação de produtos que requeiram ar “puro”, como frutas e hortaliças. O sistema foi composto por uma fornalha a carvão vegetal, um trocador de calor compacto e uma pequena caldeira horizontal, com opção para funcionamento a lenha ou a carvão. Para avaliar a fornalha no aquecimento direto do ar, nas vazões de 25, 40, 55 e 70 m³.min⁻¹, foram testados quatro tamanhos de células de queima. A temperatura máxima atingida pelo ar foi de 120 °C na vazão máxima do sistema. A potência térmica máxima, liberada na câmara de combustão, foi de 113,4 kW e a carga térmica volumétrica de 567 kW.m⁻³. O rendimento da fornalha variou entre 72,6 e 92,8 %, em função da carga térmica solicitada para o aquecimento do ar. A fornalha apresentou as seguintes características: alimentação constante de combustível na célula de queima, queima contínua e regular do combustível na câmara de combustão, manutenção da temperatura do ar aquecido e facilidade do controle da combustão. No aquecimento indireto do ar, utilizou-se vapor d’água saturado úmido como fluido térmico para transferência de energia para o ar, via trocador de calor. Utilizou-se lenha como fonte de energia na fornalha interna da

caldeira (tiragem natural) e carvão vegetal na fornalha externa (tiragem induzida). A eficiência térmica com carvão foi de 45,2 % no aquecimento de 94,1 m³.min⁻¹ de ar com temperatura ambiente de 30,5 °C e UR de 47,8 % para 62,1 °C, com consumo de 14,6 kg.h⁻¹ de carvão vegetal. A eficiência térmica com lenha foi de 86,5 % no aquecimento de 94,9 m³.min⁻¹ de ar com temperatura ambiente de 20,1 °C e UR de 87,1 % para 55,5 °C, com consumo de 17,7 kg.h⁻¹ de lenha. Apesar da menor eficiência com o uso de carvão vegetal, o sistema com este combustível permite economia de mão-de-obra na operação de secadores de produtos agrícolas e a possibilidade de aproveitamento da entalpia dos gases de escape, para utilização em aquecimento direto de ar.

ABSTRACT

LOPES, Roberto Precci, D.S., Universidade Federal de Viçosa, October of 2002. **Development of a heat generator system with direct and indirect air heating option.** Advisor: Juarez de Sousa e Silva. Committee members: Adílio Flauzino de Lacerda Filho, Afonso Mota Ramos and Delly Oliveira Filho.

A heat generator system with direct and indirect air heating option was developed and evaluated for use in grains dryers and dehydration of fruits and vegetables which request "pure" drying air. The system was composed by a charcoal furnace, a compact heat exchange and a small horizontal boiler, able to operate with firewood or charcoal. To evaluate the furnace with direct air heating option, whit airflows rates of 25, 40, 55 and 70 m³.min⁻¹ were tested four sizes burning cells. The maximum temperature reached by the air was 120 °C in the maximum airflow rate. The maximum thermal potency liberated in the combustion chamber, was 113,4 kW and the volumetric thermal load 567 kW.m⁻³. The furnace thermal efficiency varied between 72,6 and 92,8%, due to the thermal load needed to heat the air. The furnace presented the following characteristics: constant fuel feeding in the burning cell, continuous and regular fuel burning in the combustion chamber, maintenance of the heated air temperature and easy combustion control. For the indirect air heating, humid saturated water vapor was used as medium to heat the air, through a heat exchange. Firewood was used as energy source in the internal furnace (natural draft chimney) and charcoal in the external furnace by induced draft fan. The thermal efficiency with charcoal was 45,2% for an airflow of 94,1

$\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, an ambient air temperature of $30,5 \text{ }^\circ\text{C}$, a relative humidity of $47,8\%$, with a final air temperature of $62,1 \text{ }^\circ\text{C}$ and charcoal consumption of $14,6 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$. The thermal efficiency with firewood was $86,5\%$ for an airflow of $94,9 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, ambient air temperature of $20,1^\circ\text{C}$, relative humidity $87,1\%$, final air temperature of $55,5 \text{ }^\circ\text{C}$ and firewood consumption of $17,7 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$. In spite of the smallest efficiency with the use of charcoal, the burning of this material reduces labor in the operation of agricultural dryers and make possible the use of the exhaust gases enthalpy, for direct air heating.

1. INTRODUÇÃO

Apesar do avanço tecnológico ocorrido no final do século passado, a biomassa continua responsável pela sustentação de grande parte da humanidade. Segundo SCHEER (2002), a biomassa representa cerca de 14 % da energia consumida no mundo e, para muitos países, constituem a principal fonte de energia.

Para a conservação pós-colheita de muitos produtos, a secagem é uma operação imprescindível e requer maior consumo de energia durante o pré-processamento. Comumente, o aquecimento do ar utilizado nas operações de secagem provém da energia térmica produzida pela queima de biomassa em dispositivos conhecidos como fornalhas.

No meio rural, a lenha e os resíduos agrícolas são as principais biomassas utilizadas para este fim. O carvão vegetal, embora apresente potencial para este tipo de utilização, é pouco empregado. Observa-se, com relação à lenha, que as fornalhas, em geral, apresentam excessivas perdas de calor, consomem grande quantidade de combustível, não dispõem de mecanismo de controle da combustão e apresentam ineficientes controles para a temperatura do ar de secagem. Além destes aspectos, a lenha, quando de má qualidade e não adequadamente seca, produz fumaça ao queimar, causando desconforto e deixando cheiro ou gosto no produto. Conclui-se, portanto, que, embora seja um combustível muito utilizado, a lenha requer fornalhas bem dimensionadas e critérios bem definidos para o seu uso (tamanho e qualidade da lenha, umidade, etc).

O carvão vegetal reúne uma série de vantagens sobre a lenha, o que o torna adequado para utilização em fornalhas, para a secagem de produtos agrícolas. Por ser um combustível oriundo da pirólise da madeira, grande parte dos compostos fenólicos são eliminados durante o processo de carbonização, fazendo com que este combustível apresente uma taxa mínima de fumaça e odor durante a queima (BADGER, 1999).

Apesar destas vantagens, o uso do carvão para o aquecimento do ar, na secagem de grãos, tem sido pouco utilizado. Acredita-se que as principais razões para este fato se devam ao processo usualmente adotado na sua produção que, além de primitivo, demanda tempo, mão-de-obra, disponibilidade de tecnologia de baixo custo para sua combustão em pequenas fornalhas e, principalmente, o desconhecimento das vantagens deste combustível como fonte de energia para a secagem de produtos agrícolas.

Para a obtenção de um produto com qualidade, é necessário assegurar a pureza do ar de secagem, o que requer uma fonte limpa de energia ou fornalhas dotadas de trocadores de calor. Alguns combustíveis, como o gás natural e o GLP, atendem a este requisito e têm sido introduzidos na secagem de produtos agrícolas no Brasil, mesmo o país não seja auto-suficiente na produção destes combustíveis. Para a maioria das propriedades rurais, o custo com o transporte, a garantia de fornecimento do combustível e a incerteza dos preços tornam esta opção altamente vulnerável. Por estas razões, a energia da biomassa, principalmente a proveniente da lenha, do carvão vegetal e de resíduos agrícolas, constitui a opção energética mais indicada para produtores e agroindústrias.

As fornalhas a fogo indireto apresentam, além de outras vantagens, a facilidade do controle da temperatura do ar de secagem, quando utilizam trocadores de calor com fluidos térmicos. Atualmente, tem-se empregado caldeiras a vapor para o aquecimento indireto do ar, na secagem de café. Embora seja uma tecnologia disponível e que resulta em produto de boa qualidade, esta é acessível somente aos grandes cafeicultores. O elevado custo de implantação da caldeira e o grande volume de café exigido não permitem que os pequenos e médios produtores possam usufruir desta tecnologia como uma das opções para proporcionar melhorias na qualidade do café. O desinteresse das grandes indústrias de equipamentos em desenvolver

sistemas de pequeno porte, compatíveis com o volume de produção dos pequenos cafeicultores, é facilmente entendido por se tratar de equipamentos cujo retorno econômico não é vantajoso em relação aos de grande capacidade, assim as indústrias de pequeno porte é que teriam melhores condições de atender a este segmento da cafeicultura. Portanto, necessário se faz o estudo da viabilidade técnica e econômica desta tecnologia, para uso em unidades de pré-processamento de pequeno porte, a fim de que fabricantes de equipamentos e cafeicultores se sintam motivados a adotá-la.

As fornalhas utilizadas para o aquecimento do ar, durante a secagem de produtos agrícolas, permitem apenas uma opção para o aquecimento do ar, cuja preferência se dá, no caso de café descascado ou despulpado, pelo aquecimento indireto, por não apresentar riscos à qualidade do produto. Entretanto, quando utilizada para a secagem de café em casca, esta forma de aquecimento apresenta-se ineficiente sob o ponto de vista da utilização racional da energia. A utilização de uma fornalha com opção para aquecimento direto e/ou indireto do ar de secagem, que atenda aos tipos e à finalidade do produto, que possibilite obter a qualidade final desejada e que permita a utilização eficiente do combustível, contribuirá para o uso racional da energia na secagem de produtos agrícolas, além de proporcionar a oferta de alimentos com qualidade para um mercado cada vez mais exigente.

Considerando-se: a) os poucos estudos sobre o desenvolvimento de fornalhas para a queima de carvão vegetal, utilizadas para a secagem de produtos agrícolas; b) as vantagens que o carvão apresenta como combustível para uso na secagem; c) o potencial de produção desta matéria-prima no Brasil; d) ser o carvão uma fonte renovável de energia; e) a disponibilidade de tecnologia moderna e o baixo custo para produção de carvão no local de utilização; f) a importância da qualidade do ar para a secagem de alimentos; e g) a necessidade de se estudar um sistema de aquecimento de ar que utilize racionalmente a energia durante a secagem de produtos agrícolas, desenvolveu-se este trabalho com o objetivo de estudar um sistema gerador de calor, com opções para o aquecimento direto e indireto do ar, para secagem de produtos como: café cereja descascado, frutas, hortaliças, sementes, grãos e alimentos “in natura”.

2. REVISÃO DE LITERATURA

2.1. A biomassa como fonte de energia

A biomassa é uma fonte renovável de energia tão antiga quanto a própria história da civilização. Sua produção contínua tem sustentado a humanidade, fornecendo-lhe alimentos, fertilizantes, madeiras, combustíveis, fibras e produtos químicos.

Embora a energia da biomassa, a eólica e a solar tenham sido as primeiras fontes de energia exploradas pelo homem, a energia da biomassa ainda hoje é responsável pela sustentação de uma grande parte da humanidade. Como fonte de energia, ela tem participação importante em países industrializados, como Finlândia e Suécia, onde é responsável por 19 e 16 % da energia, respectivamente (EMBASSY OF SWEDEN, 2000; STATISTICS FINLAND, 2000). O Brasil apresenta um dos maiores índices de produtividade florestal do mundo, $30 \text{ m}^3(\text{ano.ha})^{-1}$, Quadro 1. A lenha, que já teve participação de 32,4 % na Matriz Energética Brasileira, em 1971, participa hoje com aproximadamente 10,0 % da oferta interna de energia (BRASIL, 2000).

Segundo COSCARELLI (2001), o Brasil tem condição única para criar um programa energético de biomassa capaz de recompor a produção rural, aproveitando a infra-estrutura das propriedades, aumentando sua renda e viabilizando a manutenção e a criação de empregos, por meio de programas de

produção de álcool em pequenos alambiques e, ou plantação de pequenas florestas energéticas para produção de lenha e carvão.

Quadro 1 - Produtividade florestal e absorção de CO₂ em alguns países

País	Produtividade florestal	Absorção de CO ₂
	m ³ (ha.ano) ⁻¹	t(ha.ano) ⁻¹
Finlândia	05	4,0
Portugal	10	8,0
EUA	15	12,0
África do Sul	18	14,4
Brasil	30	24,0

Fonte: ASSIS (2001).

A esse respeito Giuliano Grassi, citado por SCHEER (2002), relatou que para obter o rendimento energético equivalente a um Terawatt-hora com gás natural necessita-se de 250 empregados; com petróleo, necessita-se de 260; com carvão, de 270 e com energia nuclear, de 70. Se, em substituição a estas fontes de energia, utiliza-se combustíveis sólidos extraídos de culturas ou de massa florestal, serão necessários 1145 e 1000 empregados, respectivamente. Além de gerar mais empregos, a tecnologia para geração de energia elétrica por biomassa é de capital não intensivo, diferente, por exemplo, da geração com energia nuclear.

O Brasil possui características especialmente adequadas para a produção de biomassa para fins energéticos: clima tropical úmido, terras disponíveis, mão-de-obra rural carente de oportunidade de trabalho e nível tecnológico compatível. Constata-se, portanto, que a utilização da biomassa como fonte de energia é uma alternativa altamente compatível com a realidade brasileira. É justamente o meio rural o local por excelência para produção, conversão e utilização desta matéria-prima como fonte de energia para os mais

variados fins, em especial como combustível para queima em fornalhas para secagem de produtos agrícolas.

2.2. Combustíveis

Combustíveis são substâncias que, em condições favoráveis de temperatura e pressão, são capazes de, ao reagirem com o oxigênio do ar, produzir energia na forma de luz e calor, como consequência de reações químicas com o carbono, hidrogênio e enxofre. Os combustíveis são caracterizados pelas suas propriedades físico-químicas e são encontrados na forma natural ou artificial.

O poder calorífico é a principal característica dos combustíveis e refere-se à quantidade de energia liberada durante a combustão completa de uma unidade de massa ou de volume de um combustível.

Quando, na medição do poder calorífico, considera-se o calor latente de condensação para todo o vapor d'água formado pela combustão do hidrogênio presente no combustível, tem-se o PCS (poder calorífico superior), mas quando este não é considerado tem-se o PCI (poder calorífico inferior) do combustível. Como no ambiente de combustão o vapor d'água não se condensa e todo produto resultante da combustão do hidrogênio permanece em estado de vapor, na prática adota-se, nos cálculos, o poder calorífico inferior (J. OCÓN, 1967; LIMA, 1974; LORA, HAPP e CORTEZ, 1997).

O poder calorífico superior é medido, experimentalmente, em calorímetros, entretanto, na ausência deste, pode-se estimar com boa aproximação o PCS a partir da composição elementar do combustível, na base seca, e da entalpia de reação dos elementos combustíveis com o oxigênio, utilizando-se a fórmula de Dulong:

$$PCS = 33774 C + 141744 \left(H_2 - \frac{O_2}{8} \right) + 9238 S \quad (1)$$

em que

PCS - poder calorífico superior, kJ.kg^{-1} de combustível seco;

C - fração de carbono do combustível, $\text{kg de carbono.kg}^{-1}$ de combustível seco;

H₂ - fração de hidrogênio do combustível, kg de hidrogênio.kg⁻¹ de combustível seco;

O₂ - fração de oxigênio do combustível, kg de oxigênio.kg⁻¹ de combustível seco; e

S - fração de enxofre do combustível, kg de enxofre.kg⁻¹ de combustível seco;

Da mesma forma, na ausência da composição elementar do combustível, mas conhecendo-se o PCS, pode-se estimar a composição elementar do combustível a partir da equação 1 (GOMIDE, 1984).

O PCI é determinado analiticamente a partir da equação a seguir (BAZZO, 1995, CHANDRA e PAYNE, 1986), subtraindo do PCS a entalpia de vaporização da água devido ao vapor d'água formado na reação do hidrogênio com o oxigênio:

$$\text{PCI} = \text{PCS} - 2440 (9\text{H}_2) \quad (2)$$

em que

PCI - poder calorífico inferior, kJ.kg⁻¹ de combustível seco;

2440 - entalpia de vaporização da água, kJ.kg⁻¹ de água na temperatura de referência de 25°C; e

9H₂ - parcela de vapor d'água formado pela combustão do hidrogênio.

Um dos parâmetros de maior influência sobre o poder calorífico dos combustíveis é o teor de água. A umidade aumenta a energia necessária à pré-ignição e diminui o calor liberado pela combustão. Nos cálculos referentes à avaliação da eficiência térmica, com base no consumo de combustível úmido, o poder calorífico inferior, calculado pela equação 2, deve ser corrigido para a composição elementar na base úmida considerando ainda a umidade presente no combustível, de acordo com a expressão (CAMARGO, 1990):

$$PCI_u = PCS (1 - U_{bu}) - 2440 [9 H_2 (1 - U_{bu}) + U_{bu}] \quad (3)$$

em que

PCI_u - poder calorífico inferior, kJ.kg^{-1} de combustível úmido; e

U_{bu} - fração de água no combustível úmido, kg.kg^{-1} ;

Uma característica indesejável dos combustíveis é o teor de cinzas, resíduo sólido resultante da combustão. Este componente é prejudicial por obstruir o fluxo de ar comburente nas grelhas, aumentar o teor de carbono não convertido nas cinzas, fundir-se em temperaturas elevadas, onerar o custo de transporte do combustível, atacar quimicamente refratários e aumentar as perdas referentes à entalpia “sensível” da própria cinza arrastada para fora do equipamento (CAMARGO, 1990; J. OCÓN, 1967). Como a combustão se processa a temperatura elevada, é importante conhecer o comportamento das cinzas para evitar os inconvenientes mencionados.

Os combustíveis utilizados como fonte de energia para aquecimento de ar compreendem dois grupos: o dos combustíveis fósseis e o da biomassa. Os combustíveis do primeiro grupo são fontes de energia esgotáveis, cujos preços estão sujeitos às oscilações do mercado internacional; os do segundo grupo são provenientes de fontes renováveis, as quais podem ser encontradas no próprio local de utilização. Diferentemente dos combustíveis fósseis, a biomassa, por não conter praticamente enxofre, permite produzir uma mistura gasosa, sem propriedades corrosivas e propícia à secagem de produtos agrícolas.

Na escolha do combustível a ser utilizado em fornalhas, devem-se considerar as vantagens e desvantagens de cada um e analisar questões como a quantidade de calor produzido, custo, segurança, condições de armazenamento e transporte, emissão de poluentes, disponibilidade de combustível, mão-de-obra para manipulação, efeitos sobre a qualidade do produto, facilidade do controle da combustão, equipamentos necessários (queimador, tipo de fornalha), etc.

2.2.1. Lenha

A lenha é a madeira picada ou desdobrada em pedaços de tamanhos adequados para serem aproveitadas como combustível ou transformadas em carvão. Em 1990, aproximadamente 40 % da população mundial (cerca de dois bilhões de pessoas), fizeram uso da madeira e do carvão vegetal como fonte de energia para aquecimento e principalmente para cocção de alimentos (BADGER, 1999).

No Brasil, com a proibição pelo Conselho Nacional do Petróleo (CNP), em janeiro de 1980, da utilização de derivados do petróleo na secagem de produtos agrícolas, os queimadores a gás ou a óleo diesel, nos secadores, foram substituídos por fornalhas a lenha ou resíduos agrícolas. A exploração irracional da lenha, naquela época, contribuiu para o desmatamento, cujas conseqüências são hoje sentidas.

Atualmente, a utilização da madeira, principalmente se proveniente de reservas nativas, está em vias de encerramento. A partir da década de sessenta, a atividade florestal ganhou impulso com os incentivos fiscais, transformando-se num ramo dinâmico, capaz de gerar riqueza de modo permanente, além de proporcionar estabilidade e bem-estar social (MAGALHÃES, 2001).

Uma das preocupações dos consumidores de lenha é a garantia de suprimento e a economia da sua utilização. A implantação de reflorestamentos (florestas energéticas) surge como alternativa que, além de contribuir para a geração de empregos, permite utilizar áreas impróprias à agricultura e à pecuária.

A massa específica da lenha varia entre 250 e 450 kg.m⁻³, dependendo da espécie e da umidade (ANDRADE, 1982). Quanto menor sua umidade, melhor a combustão e maior seu poder calorífico. No Quadro 2 é apresentado poder calorífico inferior de algumas espécies de madeira.

Quadro 2 - Poder calorífico inferior de algumas espécies de madeira seca

Espécie	PCI (kJ.kg ⁻¹)	Fonte
Cedro	18092	1
Cipestre	21474	1
Carvalho	19527	1
Eucalipto	19255	2
Pinho	20511	2

Fonte: (1) DINIZ, (1981).

(2) MITRE, (1982).

A composição elementar da lenha em base seca apresenta os seguintes valores médios: carbono 47,5 %, hidrogênio 6,0 %, oxigênio 44,0 %, nitrogênio 1,0 % e cinzas 1,5 % (VLASSOV, 2001) e a análise imediata, a seguinte composição: materiais voláteis 70,0 a 75,0 %, carbono fixo 20,0 a 27,0 % e cinzas 0,5 a 2,0 % (DINIZ, 1981).

De acordo com ANDRADE et al. (1984), podem-se enumerar as seguintes vantagens e desvantagens do uso da lenha como fonte de energia:

Vantagens

- ainda é o combustível mais barato, tanto por unidade de massa quanto por unidade de energia;
- não exige mão-de-obra qualificada para seu uso, gerando emprego e fixação do homem ao campo;
- apresenta baixo teor de cinza e enxofre nos gases de combustão; e
- possibilita armazenagem em espaço livre e aberto.

Desvantagens

- exigência de mão-de-obra intensiva, elevando o custo final do produto, principalmente em regiões onde a mão-de-obra tem preço elevado;
- exige planejamento para o uso racional;
- ocupa grandes espaços ao ser armazenada;
- fornecimento irregular devido às grandes quantidades exigidas e ao aumento da demanda;

- é de difícil manipulação se comparada aos combustíveis fósseis, líquidos e gasosos; e
- apresenta poder calorífico inferior ao dos combustíveis fósseis.

2.2.2. Carvão vegetal

O carvão vegetal é obtido por meio da pirólise da madeira. Mediante a aplicação de calor, sob limitação de oxigênio, desdobram-se os componentes da madeira em elementos gasosos (gases não condensáveis), líquidos pirolenhosos (condensáveis) e em resíduo sólido, que é o carvão vegetal. Na Figura 1 são indicadas as porcentagens em peso seco destas frações na carbonização de *Eucalyptus grandis*, na temperatura de carbonização a 500 °C (ALMEIDA, 1982).

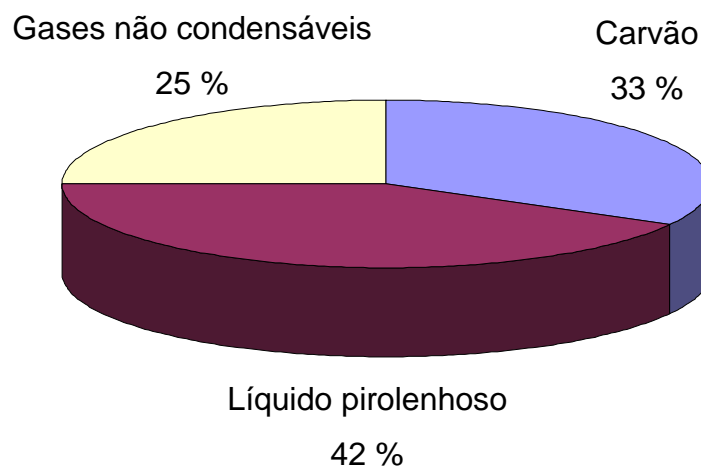


Figura 1 - Produtos da pirólise a 500 °C de *Eucalyptus grandis*.

A qualidade do carvão a ser obtido depende da espécie e da umidade da madeira, do tamanho das peças a serem enfiadas e do método de carbonização. Na escolha da madeira, deve-se dar preferência às mais densas por produzirem carvões com densidade mais elevada. A umidade da madeira deve ser inferior a 25 %. O carvão com qualidade deve ser denso, pouco friável e de granulometria uniforme. Quimicamente, deve possuir alta porcentagem de carbono fixo e baixo teor de cinzas.

Existem vários tipos de fornos para a carbonização da madeira, sendo comuns os de superfície. O rendimento neste tipo de forno é de 1 m³ de carvão para cada 1,7 estères de lenha de eucalipto (JUVILLAR, s.d.). O rendimento gravimétrico da carbonização varia de 25 a 33 % em fornos convencionais de produção de carvão. Segundo a Organização das Nações Unidas para Alimentação e Agricultura, 400 milhões de metros cúbicos de madeira são convertidos anualmente em carvão (BADGER, 1999).

Embora pouco utilizado como fonte de energia para a secagem de produtos agrícolas, o carvão vegetal apresenta-se adequado para este fim pelas seguintes razões:

- por ser proveniente da pirólise da madeira, grande parte dos compostos fenólicos são eliminados durante o processo de carbonização;
- apresentar poder calorífico superior ao da lenha;
- ser de fácil manuseio e estocagem;
- apresentar baixos teores de cinzas, finos e enxofre;
- facilidade de obtenção em ampla faixa granulométrica;
- apresentar boa fluidez por gravidade possibilitando a utilização em sistemas com alimentação contínua;
- controle fácil da combustão e da temperatura do ar aquecido; e
- apresentar baixas taxas de fumos e odor ao queimar.

Com o desenvolvimento de novas fornalhas para o uso do carvão vegetal e de novas tecnologias para fabricá-lo no próprio local de utilização, em fornos tipo “container”, em um período de 8 a 10 horas de carbonização (PIMENTA e BARCELLOS, 2000), seu uso deverá ser incrementado para a secagem de produtos agrícolas, com possibilidade de aproveitamento dos resíduos oriundos da própria lavoura (p. ex.: proveniente da receita de café).

2.2.2.1. Composição química

A composição química do carvão pode ser conhecida por meio das análises elementar e imediata. A análise elementar quantifica os teores de carbono, hidrogênio, oxigênio, enxofre e nitrogênio (se presentes) e outros elementos. Pela análise imediata determinam-se a umidade, matérias voláteis,

carbono fixo e cinzas, cujas determinações são feitas segundo a norma da ABNT NBR 8112/83 Carvão vegetal - análise Imediata.

O parâmetro de maior influência na composição química do carvão vegetal é a temperatura de carbonização. Pela Tabela 1 observa-se que o aumento da temperatura de carbonização aumenta o teor de carbono fixo, mas diminui o rendimento em carvão. Os demais elementos, hidrogênio e oxigênio, são afetados de maneira inversa.

O teor de materiais voláteis é variável com a temperatura de carbonização, diminuindo com o aumento desta (Tabela 2).

Tabela 1 - Composição química elementar do carvão vegetal e rendimento em carvão, em função da temperatura de carbonização

Temperatura de carbonização °C	Composição elementar (%)			
	Teor de carbono	Teor de hidrogênio	Teor de oxigênio	Rendimento gravimétrico
200	52,3	6,3	41,4	91,8
300	73,2	4,9	21,9	51,4
400	82,7	3,8	13,5	37,8
500	89,2	3,1	6,7	31,0
600	92,3	2,6	5,2	29,1
700	92,8	2,4	4,8	27,8
800	95,7	1,0	3,3	26,7
900	96,1	0,7	3,2	26,6
1000	96,6	0,5	2,9	26,8
1100	96,4	0,4	3,2	26,1

Fonte: OLIVEIRA, GOMES e ALMEIDA (1982b).

Tabela 2 - Teor de carbono fixo e materiais voláteis, em função da temperatura de carbonização.

Temperatura de Carbonização, °C	Análise química imediata (%)			Rendimento em carvão (%)
	Carbono fixo	Materiais voláteis	Cinzas	
300	61,86	36,57	1,57	44,49
375	69,45	28,67	1,88	36,42
450	76,42	21,87	1,71	32,79
525	80,34	17,15	2,50	30,05
600	87,09	11,30	1,44	28,63

Fonte: ALMEIDA (1983).

2.2.2.2. Poder calorífico

O poder calorífico do carvão vegetal está associado à temperatura de carbonização. Quando carbonizado a 400 °C, o poder calorífico inferior é de 31.047 kJ kg⁻¹ (MENDES, GOMES e OLIVEIRA, 1982). O carvão, por ser friável, produz finos devido a sua quebra durante a produção, transporte e manuseio, chegando a 20 % do total produzido. A compactação de finos de carvão, pela utilização de ligantes, permite a obtenção de briquetes de elevado poder calorífico que, quando usados em fornalhas lhes, confere elevada autonomia e combustão com maior produção de energia.

2.2.2.3. Granulometria

A granulometria e o diâmetro médio das partículas são características importantes no projeto de equipamentos que utilizam carvão vegetal. Durante a combustão, a granulometria tem importância por estar relacionada com a superfície específica da partícula, uma vez que a reação de combustão é um fenômeno que ocorre primeiramente na superfície do material. Uma maior

superfície por unidade de massa de carvão permite reações rápidas devido à maior área de carbono exposta ao calor e ao oxigênio.

Existem vários métodos para se expressar a granulometria. Para o carvão vegetal, a Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) adota o método de peneiras padrões, prescrita na norma NBR 7402/82. Os resultados das análises granulométricas são expressos em termos de porcentagens ponderais acumuladas do carvão vegetal retido em peneiras de diferentes malhas. A mesma norma prescreve, a partir da análise granulométrica, a determinação do tamanho médio das partículas, segundo a equação:

$$T_m = [B (a - c) + C (b - d) + \dots + L (k - m) + 100] 0,005 \quad (4)$$

em que

T_m - tamanho médio das partículas, mm;

a, b, c, d, ..., j, k, l, m - abertura da malha, mm, em ordem decrescente; e

B, C, D, ... J, K, L - porcentagem acumulada da massa retida.

2.2.2.4. Massa específica

Um dos parâmetros de importância na manipulação do carvão vegetal refere-se à massa específica a granel. Numericamente, este parâmetro representa a quantidade de carvão, expressa em quilograma, contido em um volume de um metro cúbico.

O valor da massa específica do carvão é variável com a granulometria devido aos espaços vazios contidos no volume do recipiente. Segundo OLIVEIRA, GOMES e ALMEIDA (1982a), a massa específica do carvão vegetal varia entre 200 e 300 kg.m⁻³.

Para a determinação da massa específica de carvão vegetal, a Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) prescreve a norma NBR 6922/81. A determinação consiste no enchimento de uma caixa, com dimensões internas de 600 x 600 x 600 mm, com carvão vegetal proveniente de uma amostra representativa do lote de carvão cuja massa específica se deseja conhecer.

A massa por unidade de volume é calculada pela equação:

$$D = \frac{M_2 - M_1}{V} \quad (5)$$

em que

D – massa específica, kg.m^{-3} ;

M_1 – massa da caixa vazia, kg;

M_2 – massa da caixa cheia, kg;

V – volume da caixa, m^3 .

2.3. Combustão

Denomina-se combustão uma série de reações químicas exotérmicas entre o oxigênio e os elementos combustíveis, como: carbono, hidrogênio e enxofre, presentes no combustível (ANDRADE, 1982; SOUZA, 1980). Para a liberação máxima de energia térmica, é necessário converter os elementos oxidáveis – que reagem com o oxigênio - em substâncias ou compostos que não sejam mais oxidáveis.

A energia liberada na reação, denominada entalpia de reação ou de combustão, constitui o parâmetro de maior interesse na prática.

Uma boa combustão deve liberar toda energia química do combustível, de tal modo que as superfícies circundantes o absorvam de forma uniforme, estável e contínua, com o mínimo de perdas devido à combustão incompleta por falta de ar, à umidade do combustível, ao processo de turbulência ineficiente ou à mistura inadequada combustível-comburente. Na maioria dos casos, o oxigênio é fornecido pelo ar atmosférico, sendo, por esta razão, denominado ar comburente, que, juntamente com o combustível, constitui os produtos reagentes da reação. Os produtos resultantes¹ são uma mistura gasosa de CO_2 , CO, SO_2 , H_2 , vapor d'água, N_2 e, em excesso, O_2 . As cinzas constituem o resíduo sólido da combustão, juntamente com algum resíduo de

¹ A composição e a concentração dependem do tipo de combustível e da qualidade da combustão. O N_2 presente no combustível e no ar comburente não reage no processo.

carbono presente nas cinzas ou nos gases (fuligem). Na Figura 2 são ilustrados reagentes e produtos comumente encontrados em uma combustão.

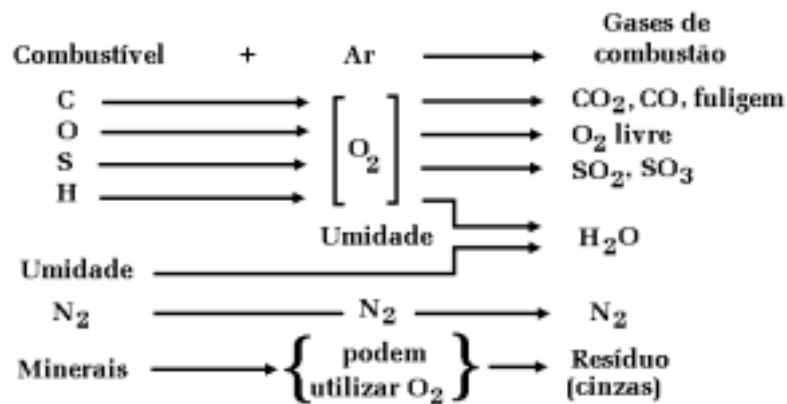


Figura 2 - Reagentes e produtos da combustão.

As principais reações químicas que ocorrem devido a oxidação de um combustível, constituído essencialmente por carbono, hidrogênio e enxofre, são apresentadas no Quadro 3.

Quadro 3 - Principais reações químicas envolvidas na oxidação dos elementos combustíveis C, H e S e entalpia padrão de reação (ΔH_r°)

Reagentes	Produtos da reação	Entalpia padrão da reação ^o kJ.kg ⁻¹
C + O ₂	→ CO ₂	- 33.613
C + ½ O ₂	→ CO	-10.004
CO + ½ O ₂	→ CO ₂	- 23.609
2H ₂ + O ₂	→ 2H ₂ O _(líquida)	-143.000
S + O ₂	→ SO ₂	- 9.259

Fonte: LIMA (1974).

As reações nas quais aparecem monóxido de carbono nos produtos são ditas incompletas e trazem prejuízos quanto ao aproveitamento energético do combustível. Quando o carbono entra em combustão, com formação de CO,

as reações deixam de liberar $23.609 \text{ kJ.kg}^{-1}$ de carbono presente no combustível, o que equivale a aproximadamente 70 % de seu efeito térmico.

2.3.1. Velocidade das reações de combustão

Para que se faça o controle da combustão, é necessário controlar a cinética das reações químicas de combustão, mas para isto é necessário, também, conhecer os fatores que afetam as reações, como pressão, concentração dos reagentes e temperaturas.

A cinética das reações de combustão é caracterizada pela velocidade da reação química (v), que expressa a quantidade (mol ou kg) de substâncias que reagem por unidade de tempo. Para uma reação do tipo $aA + bB$ a velocidade da reação química é expressa por:

$$v = k [A]^a [B]^b \quad (6)$$

em que

- v - velocidade da reação química, $\text{mol} \cdot (\text{m}^3 \cdot \text{s})^{-1}$, ou $\text{kg} \cdot (\text{m}^3 \cdot \text{s})^{-1}$;
- A, B - elementos reagentes;
- $[A], [B]$ - concentração dos reagentes, $\text{mol} \cdot \text{m}^{-3}$ ou $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$;
- a, b - número de moles dos reagentes; e
- k - constante da reação, s^{-1} , para reação de primeira ordem, e $\text{m}^3 \cdot (\text{mol} \cdot \text{s})^{-1}$, para reação de segunda ordem.

Na reação heterogênea (gás-sólido), a concentração do reagente sólido é constante, sendo a velocidade de reação dependente da concentração do gás (oxigênio) na superfície do combustível sólido. Desta forma, pode-se escrever (VLASSOV, 2001):

$$v = k [O_2]^{\text{sup}} \quad (7)$$

em que

- $[O_2]^{\text{sup}}$ - concentração de oxigênio na superfície do carbono, $\text{mol} \cdot \text{m}^{-3}$ ou $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$.

² O sinal negativo significa que o sistema libera energia para a vizinhança.

De acordo com as equações (6) e (7), conclui-se que a velocidade de reação é função direta das concentrações dos reagentes e que se a concentração de oxigênio for pequena, a velocidade de reação será pequena.

Durante a reação, as concentrações de reagentes diminuem e a velocidade cai, segundo um modelo exponencial. Para manter constante a taxa de combustão, é necessário manter as concentrações dos componentes, repondo-os continuamente na zona de combustão. Este aspecto é importante nos projetos de fornalhas, no que diz respeito ao sistema de abastecimento de combustível na câmara de combustão.

Sob concentrações constantes, a velocidade de combustão depende da constante de reação calculada pela equação:

$$k = k_0 e^{-\frac{E_a}{RT}} \quad (8)$$

em que

k_0 – constante (mesma unidade de k);

E_a – energia de ativação, $J.kmol^{-1}$;

R – constante universal dos gases, $J.(kmol.K)^{-1}$; e

T – temperatura absoluta, K .

Na expressão acima, pode-se observar dois fatores fundamentais para o desempenho da reação: a energia de ativação e a temperatura.

A energia de ativação é a energia limiar necessária para “ativar” as moléculas dos reagentes, permitindo assim a reação (PIMENTEL e SPRATLEY, 1978). Quanto maior a energia de ativação, menor a velocidade de reação. Desta forma, é necessário “ativar” as moléculas dos reagentes antes da reação, aumentando sua energia pelo aumento da temperatura. O pré-aquecimento do combustível e do ar comburente são fatores importantes para este processo.

Na Figura 3 é apresentada, para uma reação exotérmica, a mudança em função do tempo, do nível energético da mistura combustível – produtos da combustão. O ponto 1 corresponde a um nível energético inicial da mistura combustível insuficiente para iniciar a reação química. Para atingir a “elevação”

correspondente ao “estado ativado” (ponto 2), é necessário conduzir para a mistura uma energia de ativação, o que pode ser feito pelo aquecimento da mistura. Neste aspecto, o projeto de câmara de combustão deve propiciar as condições necessárias para que o combustível atinja o nível energético necessário para desencadear as reações. Uma vez alcançada a energia de ativação, a reação se completa, liberando o calor de reação. O nível energético, no fim da reação, corresponde ao ponto 3.



Figura 3 - Níveis de energia envolvidos numa reação exotérmica.

De acordo com a equação 8, existe uma relação exponencial nítida entre a velocidade de reação e a temperatura, da qual pode-se concluir que a velocidade de reação aumenta com a temperatura. As variações de temperatura, ocorridas no ambiente (temperatura do ar comburente), têm efeito sobre este processo, devendo ser compensada por um pré-aquecimento antes da admissão na câmara de combustão.

2.3.2. Combustão da madeira

A combustão da madeira tem início com a decomposição da biomassa, pela ação do calor, e ocorre em uma seqüência de fases: secagem, pirólise/gaseificação, ignição de substâncias voláteis e combustão do carbono fixo. Ao entrar em contato com o calor da fornalha, a madeira sofre um processo de secagem que ocorre de fora para dentro e que requer um certo tempo, que é maior para os pedaços maiores. Durante este processo, a

temperatura permanece baixa devido à evaporação da água do combustível. Após a secagem, a elevação de temperatura faz com que os voláteis se desprendam durante o processo de pirólise e gaseificação. Os processos de evaporação e destilação acima absorvem calor da fornalha. A geração de calor acontece na queima do carbono fixo e dos voláteis. Por ser alto o teor de voláteis, é produzida uma chama longa na combustão (Figura 4a e b). Enquanto os voláteis são queimados no estado gasoso, o carbono fixo resultante é queimado sobre a grelha quando a temperatura atinge valores entre 400 e 550 °C (BARROS e VASCONCELOS, 2001) .

Em uma fornalha, estas fases ocorrem simultaneamente, pois sua alimentação é constante, havendo interferência de uma fase na outra, como, por exemplo, a interferência do vapor d'água que se desprende no primeiro estágio com a destilação que ocorre no segundo e assim por diante, trazendo como consequência oscilações de temperatura na câmara de combustão.



Figura 4 - (a) Combustão da lenha na fornalha interna de uma caldeira. (b) Vista em detalhe mostrando a queima de voláteis.

2.3.3 Combustão do carvão

Embora o mecanismo que rege as reações de combustão seja o mesmo, o modo como se processa a queima do combustível varia de acordo com o tipo de sistema de alimentação, com a espessura da camada de combustível e com o diâmetro da partícula. Para um sistema de alimentação contínuo de combustível, dentro de uma unidade de queima denominada célula

de combustível, o processo tem início com a secagem do combustível à medida que este flui em direção à célula de combustão. Tal secagem se dá pela ação do calor transmitido por condução entre os pedaços de combustível, pelas paredes aquecidas do depósito em contato com o combustível e pela radiação emitida pelo combustível incandescente na célula de queima. Com o aumento da temperatura, os voláteis se desprendem e, ao se aquecerem e se misturarem com o oxigênio do ar comburente, entram em ignição. Parte da energia liberada é utilizada no aquecimento do combustível e do excesso de ar.

O calor para a combustão provém de quatro fontes:

- da condução do carvão incandescente no interior da célula de queima;
- da alta temperatura dos gases difundidos no interior do leito incandescente;
- da radiação das chamas e dos gases quentes no interior da câmara de combustão; e
- do calor irradiado pelas paredes da câmara de combustão.

O ar comburente, ao fluir pelas aberturas da grelha e difundir-se pelo interior do leito de combustível, faz com que o oxigênio, ao entrar em contato com a superfície do combustível incandescente, reaja com o carbono e, sob excesso de ar, forme dióxido de carbono, a uma taxa tão elevada quanto a de suprimento de ar. Por ser a combustão um processo superficial e rápido, o oxigênio é logo consumido³. Neste processo os produtos da combustão podem formar uma capa sobre as partículas de carbono ainda não oxidadas. A velocidade com que o ar atinge a célula de queima (turbulência) ajuda na remoção desta capa, expondo o carbono ao oxigênio do ar. No projeto de fornalhas é fundamental garantir a turbulência no interior da câmara de combustão para o contato íntimo do combustível com o comburente e remoção daquela camada sobre o combustível. Após ter completado as reações de combustão, as cinzas remanescentes passam pelo fundo da célula de queima depositando-se no cinzeiro. Na Figura 5 (a e b) é ilustrada uma célula de queima com carvão vegetal em combustão.

³ A reação de combustão, por ser muito rápida, não permite que o oxigênio penetre em profundidade na partícula, sendo consumido nas camadas superficiais (USHIMA, 1996).



(a)



(b)

Figura 5 - (a) Carvão vegetal em combustão, numa célula de queima abastecida por gravidade. (b) Queima dos voláteis desprendidos durante a combustão.

O mecanismo de combustão de carvão é complexo e influenciado pela sua composição. Uma abordagem simplificada do mecanismo que rege a combustão do carbono fixo pode ser feita considerando-se um escoamento turbulento do agente gaseificador sobre o combustível e mais próximo da superfície deste, uma camada laminar de espessura δ , Figura 6, por onde ocorre a difusão molecular do oxigênio para a superfície da partícula.

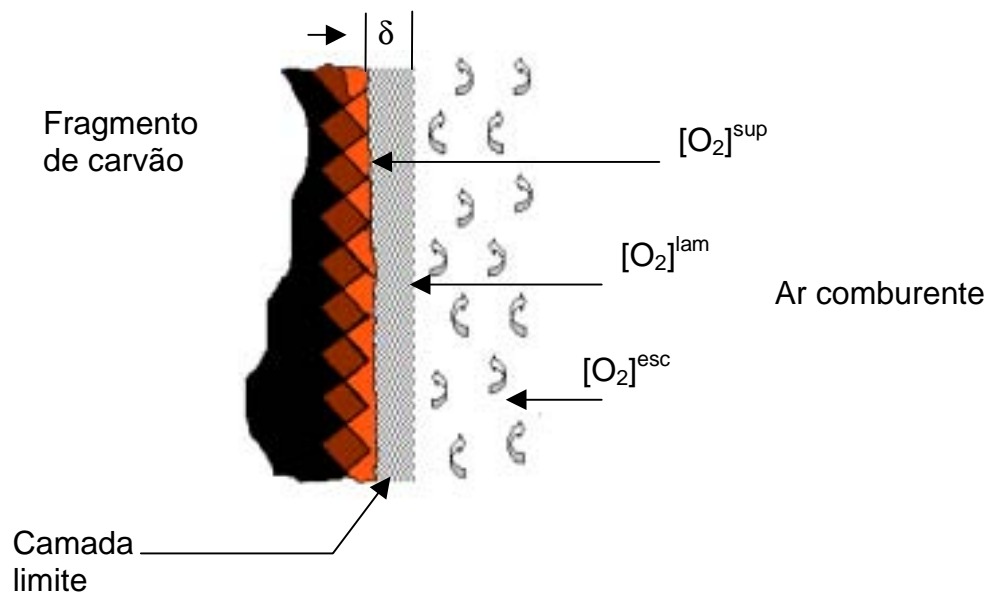


Figura 6 - Representação da distribuição da concentração de oxigênio sobre um fragmento de carvão em combustão (VLASSOV, 2001).

Na difusão molecular, a quantidade de oxigênio que passa para a superfície, por unidade de tempo (fluxo de massa), é determinada pela seguinte equação:

$$G = \frac{D}{\delta} \left([O_2]^{lam} - [O_2]^{sup} \right) \quad (9)$$

em que

G - fluxo de massa de oxigênio para a superfície do combustível;
 $kg.(m^2.s)^{-1}$;

D - coeficiente de difusão molecular, $m^2.s^{-1}$;

δ - espessura da camada laminar, m;

$[O_2]^{lam}$ - concentração mássica de oxigênio na interface da camada laminar, $kg.m^{-3}$; e

$[O_2]^{sup}$ - concentração mássica de oxigênio na superfície do carbono, $kg.m^{-3}$.

Considerando-se que a quantidade de oxigênio que passa do fluxo turbulento para a interface da camada laminar é a mesma, o fluxo de massa de oxigênio na superfície do combustível pode também ser expresso por:

$$G = A \left([O_2]^{esc} - [O_2]^{lam} \right) \quad (10)$$

em que

A - coeficiente de transferência de massa por convecção, $m.s^{-1}$; e

$[O_2]^{esc}$ - concentração mássica de oxigênio no escoamento do ar, $kg.m^{-3}$.

Eliminando o termo desconhecido $[O_2]^{lam}$ das equações 9 e 10, tem-se:

$$G = \frac{1}{\frac{1}{A} + \frac{1}{D}} \left([O_2]^{esc} - [O_2]^{sup} \right) = \alpha_d \left([O_2]^{esc} - [O_2]^{sup} \right) \quad (11)$$

em que

$$\alpha_d = \frac{A D}{\delta A + D} - \text{constante de difusão, m.s}^{-1}.$$

De acordo com a equação 11, a transferência de massa de oxigênio para a superfície do combustível é função do coeficiente de difusão e da diferença de concentração do oxigênio, no escoamento sobre a partícula de combustível e na superfície de reação. Como o oxigênio que reage é igual ao transferido para a superfície, a velocidade de combustão é determinada pela difusão do oxigênio na superfície do combustível ($G = v$). Eliminando o termo desconhecido $[O_2]^{sup}$ nas equações 7 e 11, tem-se:

$$v = \frac{1}{\frac{1}{k} + \frac{1}{\alpha_d}} [O_2]^{esc} \quad (12)$$

De acordo com a equação acima, conclui-se que a velocidade da reação de combustão depende da constante de reação k (função da temperatura), da constante de difusão α_d (função da turbulência) e da concentração do oxigênio no escoamento sobre a partícula. Quando a temperatura é relativamente baixa, a combustão ocorre lentamente, apesar do excesso de ar na superfície da partícula. Nesta condição, de acordo com a equação 8, a constante de reação é um valor pequeno, de modo que $1/k$ torna-se um valor elevado e, conseqüentemente, a velocidade da reação torna-se pequena (equação 12). Neste caso, nem o aumento da concentração de oxigênio em escoamento sobre a partícula, nem o aumento da turbulência

serão capazes de aumentar a velocidade de reação. Somente com o aumento de temperatura do combustível isto será possível.

Quando a temperatura na superfície do combustível sólido é alta, o valor da constante de reação também é alto e o valor $1/k$ pequeno. Consequentemente, a velocidade de reação aumenta diminuindo a concentração de oxigênio na superfície da partícula. Assim, a velocidade com que ocorre a combustão é determinada pela difusão do oxigênio na superfície da partícula. Para aumentar a velocidade de reação é necessário aumentar a velocidade de escoamento do ar comburente. Quanto maior esta velocidade, menor é a espessura da camada limite na superfície da partícula e mais ar (oxigênio) atingirá a superfície da partícula de combustível.

2.3.4. Ar teórico ou estequiométrico

O ar necessário, em quantidade exata, para proporcionar a combustão completa de carbono, hidrogênio, enxofre e outros elementos presentes no combustível, que possam se oxidar, é denominado “ar teórico” ou estequiométrico.

A determinação da quantidade mínima de oxigênio necessário e suficiente para oxidar completamente os elementos combustíveis é feita com base na análise elementar do combustível. Para um combustível isento de umidade e constituído por carbono, hidrogênio, oxigênio e enxofre, as equações químicas de reação estequiométrica entre estes elementos e o oxigênio conduzem à equação abaixo, que permite determinar a massa teórica do oxigênio necessário à combustão (PERA, 1990):

$$m_{O_2}^{ts} = \frac{32}{12} C + 8 H_2 - O_2 + S \quad (13)$$

em que

$m_{O_2}^{ts}$ - massa teórica de oxigênio, $kg.kg^{-1}$ de combustível seco;

Como na prática o combustível apresenta certo teor de umidade, é comum expressar o consumo de oxigênio e de ar comburente por quilograma de combustível úmido. Para este propósito deve-se utilizar a equação (CAMARGO, 1990):

$$m_{O_2}^{tu} = m_{O_2}^{ts} (1 - U_{bu}) \quad (14)$$

em que

$m_{O_2}^{tu}$ - massa teórica de oxigênio, $kg.kg^{-1}$ de combustível úmido.

Por ser abundante e rico em oxigênio, o ar atmosférico é o principal comburente utilizado nos processos de combustão. O oxigênio entra na composição gravimétrica do ar atmosférico na proporção de 23 %, permitindo que a massa mínima de ar seco, necessária à combustão, seja estimada pela equação:

$$m_{ar\ seco}^{ts} = \frac{100}{23} m_{O_2}^{ts} \quad (15)$$

Substituindo a equação 13 na equação 15, tem-se:

$$m_{ar\ seco}^{ts} = \frac{100}{23} \left(\frac{32}{12} C + 8 H_2 - O_2 + S \right) \quad (16)$$

em que

$m_{ar\ seco}^{ts}$ - massa teórica de ar comburente seco, $kg.kg^{-1}$ de combustível seco.

O consumo estequiométrico de ar comburente seco, por quilograma de combustível úmido, pode ser obtido por:

$$m_{ar\ seco}^{tu} = \frac{100}{23} m_{O_2}^{tu} \quad (17)$$

em que

$m_{\text{ar seco}}^{\text{tu}}$ - massa teórica de ar seco, kg.kg^{-1} de combustível úmido.

Como na composição do ar comburente existe vapor d'água, o consumo de ar teórico úmido, por unidade de combustível úmido, deve ser calculado por:

$$m_{\text{ar úmido}}^{\text{tu}} = m_{\text{ar seco}}^{\text{tu}} (1 + W) \quad (18)$$

em que

$m_{\text{ar úmido}}^{\text{tu}}$ - massa teórica de ar úmido, kg.kg^{-1} de combustível úmido.

W - razão de umidade do ar úmido, $\text{kg de vapor.kg}^{-1}$ de ar seco.

Estas equações referem-se ao consumo de oxigênio e de ar comburente teórico em massa necessário a uma combustão ideal, na qual todas moléculas de combustível e de oxigênio reagem integralmente no processo. Como na prática tal fato não se observa, é necessário fornecer uma quantidade a mais de ar, denominada "excesso de ar".

2.3.5. Coeficiente de excesso de ar

Na prática, a combustão se processa com quantidade de ar diferente da obtida pelo cálculo teórico ou estequiométrico. A razão entre a massa de ar utilizado e a massa de ar estequiométrico é conhecida como coeficiente de excesso de ar, definida pela equação (BAZZO, 1995; CAMARGO, 1990 e SOUZA, 1980):

$$\lambda = \frac{\text{massa de ar utilizado}}{\text{massa de ar estequiométrico}} \quad (19)$$

em que

λ - coeficiente de excesso de ar, adimensional.

Por esta definição, tem-se:

$\lambda = 1$ para combustão estequiométrica;

$\lambda > 1$ para combustão com excesso de ar; e

$\lambda < 1$ para combustão com falta de ar comburente ou incompleta.

As reações de combustão sempre se realizam com excesso de ar. Tecnicamente é impossível garantir uma combustão completa somente com o suprimento de ar estequiométrico ou teórico. A granulometria do combustível, seu estado de divisão, o sistema de alimentação e de entrada de ar, a turbulência do ar comburente na câmara de combustão, o “design” do equipamento de combustão e o tempo de contato entre comburente e combustível interferem no processo de modo estabelecer uma quantidade de ar maior que a teoricamente necessária (PERA, 1990).

A massa real de ar comburente seco, utilizada, pode ser calculada pelo produto do coeficiente de excesso de ar (λ) pela massa estequiométrica de ar seco por combustível seco ou úmido, segundo a equação:

$$m_{\text{ar seco}}^{\text{rs/u}} = \lambda m_{\text{ar seco}}^{\text{ts/u}} \quad (20)$$

em que

$m_{\text{ar seco}}^{\text{rs/u}}$ - massa real de ar comburente seco, kg.kg^{-1} de combustível seco ou úmido.

A equação abaixo considera a massa de ar comburente com umidade e por combustível úmido:

$$m_{\text{ar úmido}}^{\text{ru}} = \lambda m_{\text{ar úmido}}^{\text{tu}} \quad (21)$$

em que

$m_{\text{ar úmido}}^{\text{ru}}$ - massa real de ar comburente úmido, kg.kg^{-1} de combustível úmido.

Caso a situação permita, o coeficiente de excesso de ar pode ser determinado medindo-se a vazão mássica de ar comburente e de combustível. A equação a seguir permite o cálculo deste coeficiente com base nestes parâmetros:

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{\text{ar seco/úmido}}^r}{\dot{m}_{\text{ar seco/úmido}}^t} \quad (22)$$

em que

$\dot{m}_{\text{ar seco/úmido}}^r$ - vazão mássica real de ar comburente seco ou úmido, $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$;

$\dot{m}_{\text{ar seco/úmido}}^t$ - vazão mássica teórica de ar comburente seco ou úmido, $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$;

Em muitas aplicações o termo excesso de ar é utilizado. O excesso de ar refere-se a quantidade de ar a mais que a estequiométrica, utilizada na combustão, para que esta se processe de forma completa. Comumente é expressa como uma porcentagem da quantidade do “ar teórico”. Em geral, para combustíveis sólidos, este valor situa-se entre 30 e 60 %, para combustíveis líquidos, entre 10 e 30 %, e para combustíveis gasosos, entre 5 e 20 % (ANDRADE, 1982).

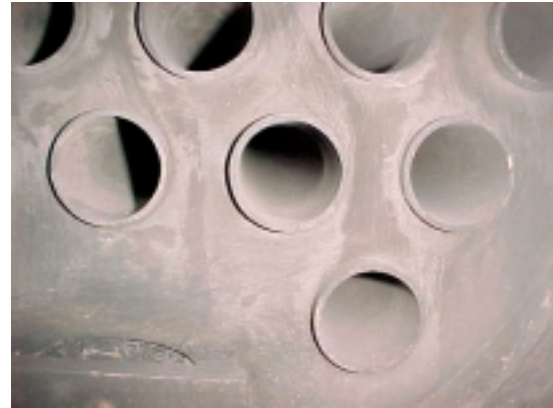
As fornalhas modernas devem possuir dispositivos que controlem os níveis de excesso de ar na câmara de combustão para que, segundo Vann EE e Claar, citados por SAGLIETTI (1991), não provoquem:

- retardamento da reação de combustão⁴;
- redução na eficiência global do sistema de combustão;
- arraste de partículas incandescentes ou não-queimadas; e
- exigência de ventilador de maior potência.

Por outro lado, quantidade de ar inferior à quantidade do ar teórico necessário deve ser evitada, pois propicia a combustão incompleta - uma parte do carbono se une ao oxigênio para formar o monóxido de carbono (CO) e não o dióxido de carbono (CO₂), levando ao aparecimento de carbono livre em suspensão nos gases de combustão (fuligem), ao aumento das perdas associadas aos gases de escape na chaminé, prejuízos para o meio ambiente e perdas apreciáveis de combustível⁵. Quanto às caldeiras, tem-se o grave inconveniente do aumento da camada de fuligem depositada nas paredes de tubos d'água ou de fumaça (Figura 7a e b), ocasionando queda de produção nas áreas de troca de calor.



(a)



(b)

Figura 7 - (a) Deposição de resíduos da combustão no interior dos “tubos de fumaça” de uma caldeira. (b) aspecto dos tubos após limpeza, por meio de um aspirador de fuligem.

É importante conhecer o valor do excesso de ar que está operando a combustão, pois a economia de combustível cresce na razão inversa do excesso de ar. Segundo PERA (1990), valores acima do recomendado significam introdução, na fornalha, de um volume de gases contendo mais O₂ e N₂, totalmente inertes, que ingressam à temperatura ambiente e abandonam o processo à temperatura de saída dos gases. Estes gases estão recebendo

⁴ Altos níveis de excesso de ar resfriam a câmara de combustão retardando as reações de combustão (Kranzler e Stone, 1982 e CLAAR et al. citados por SUKUP, BERN e BUCHELE, 1982).

⁵ O monóxido de carbono é um gás extremamente tóxico, capaz de reduzir o transporte de oxigênio no sangue. Por ser um gás incolor e inodoro, dificilmente percebe-se a sua presença. É importante que, durante a queima de um combustível, este elemento seja totalmente extinto.

energia do combustível, correspondente à diferença de suas entalpias na entrada e na saída da fornalha, e descarregando na atmosfera pela chaminé.

O aumento do excesso de ar propicia aumento na intensidade de combustão, no que se refere à grelha (taxa de combustão) e diminuição do teor de carbono residual nas cinzas, entretanto, existem limitações para este aumento devido ao arraste de finos e ao aumento da temperatura do leito incandescente. Por exemplo, o carvão em uma célula de queima, como a observada na Figura 5, poderá levar as cinzas à fusão, como já dito, caso a temperatura atinja valores superiores a 1430 °C e, conseqüentemente, reduzir a taxa de combustão e aumentar o teor de carbono residual nas cinzas. Outro inconveniente é a diminuição da emissividade das chamas que leva, à diminuição das trocas de calor por radiação entre estas e as superfícies envolventes, trazendo como conseqüência o aumento das perdas associadas aos gases de escape (CAMARGO, 1990).

O excesso de ar pode ser determinado pela equação a seguir, a partir do coeficiente de excesso de ar:

$$e = \lambda - 1 \quad (23)$$

em que

e – excesso de ar, decimal;

2.3.6. Massa dos gases resultantes da combustão

Os gases resultantes de uma combustão perfeita, além de apresentarem dióxido de carbono, dióxido de enxofre e vapor d'água, apresentam ainda outros elementos como o oxigênio do excesso de ar e o nitrogênio, como gás inerte ao processo. A massa dos gases resultantes da combustão pode ser expressa em termos de gases secos ou úmidos por unidade de combustível seco ou úmido, e constitui um parâmetro importante para a determinação da eficiência térmica devido a sua entalpia.

Conhecendo-se a composição elementar do combustível, a massa dos gases secos, resultante de uma combustão completa, sem excesso de ar, pode ser determinada por:

$$m_{\text{gases secos}}^{\text{ts}} = \frac{44}{12} C + \frac{64}{32} S + 0,77 m_{\text{ar}}^{\text{ts}} \text{ seco} \quad (24)$$

Substituindo a equação 16 na equação 24, tem-se:

$$m_{\text{gases secos}}^{\text{ts}} = \left(\frac{44}{12} C + \frac{64}{32} S \right) + 0,77 \left[\frac{100}{23} \left(\frac{32}{12} C + 8 H_2 - O_2 + S \right) \right] \quad (25)$$

em que

$m_{\text{gases secos}}^{\text{ts}}$ - massa teórica de gases secos, kg.kg^{-1} de combustível seco.

Considerando-se o excesso de ar presente nos gases de combustão, a massa real de gases secos na saída da fornalha passa a ser determinada por:

$$m_{\text{gases secos}}^{\text{rs}} = m_{\text{gases secos}}^{\text{ts}} + (\lambda - 1) m_{\text{ar}}^{\text{ts}} \text{ seco} \quad (26)$$

Substituindo as equações 16 e 25 na equação 26, tem-se

$$m_{\text{gases secos}}^{\text{rs}} = \frac{44}{12} C + \frac{64}{32} S + \left(\frac{32}{12} C + 8 H_2 - O_2 + S \right) \left(\frac{100}{23} \lambda - 1 \right) \quad (27)$$

em que

$m_{\text{gases secos}}^{\text{rs}}$ - massa real de gases secos, kg.kg^{-1} de combustível seco.

Desejando expressar a massa real de gases secos por quilograma de combustível úmido, tem-se:

$$m_{\text{gases secos}}^{\text{ru}} = (1 - U_{\text{bu}}) m_{\text{gases secos}}^{\text{rs}} \quad (28)$$

em que

$m_{\text{gases secos}}^{\text{ru}}$ - massa real de gases secos, kg.kg^{-1} de combustível úmido.

Devido à presença de umidade no combustível e da água resultante da combustão do hidrogênio, a massa teórica de gases secos da combustão deve ser acrescida do vapor d'água resultante desta umidade, dando origem aos gases úmidos de combustão, calculada por (PERA, 1990):

$$m_{\text{gases úmidos}}^{\text{ts}} = m_{\text{gases secos}}^{\text{ts}} + \frac{18}{2} \text{H}_2 + U_{\text{bs}} \quad (29)$$

Substituindo a equação 25 na equação acima, tem-se

$$m_{\text{gases úmidos}}^{\text{ts}} = \left(\frac{44}{12} \text{C} + \frac{18}{2} \text{H}_2 + \frac{64}{32} \text{S} \right) + 0,77 \left[\frac{100}{23} \left(\frac{32}{12} \text{C} + 8 \text{H}_2 - \text{O}_2 + \text{S} \right) \right] + U_{\text{bs}} \quad (30)$$

em que

$m_{\text{gases úmidos}}^{\text{ts}}$ - massa teórica de gases úmidos da combustão, kg.kg^{-1} de combustível seco;

U_{bs} - fração de água no combustível, kg.kg^{-1} de combustível seco.

A massa teórica de gases úmidos por combustível úmido é determinada de forma semelhante à expressão acima, pela equação:

$$m_{\text{gases úmidos}}^{\text{tu}} = (1 - U_{\text{bu}}) \left\{ \left(\frac{44}{12} \text{C} + \frac{18}{2} \text{H}_2 + \frac{64}{32} \text{S} \right) + 0,77 \left[\frac{100}{23} \left(\frac{32}{12} \text{C} + 8 \text{H}_2 - \text{O}_2 + \text{S} \right) \right] \right\} + U_{\text{bu}} \quad (31)$$

em que

$m_{\text{gases úmidos}}^{\text{tu}}$ - massa teórica de gases úmidos da combustão, kg.kg^{-1} de combustível úmido;

Considerando-se a massa de gases úmidos de combustão com excesso de ar, a massa de gases úmidos por combustível seco ou úmido é calculada pela equação a seguir:

$$m_{\text{gases úmidos}}^{\text{rs/u}} = m_{\text{gases úmidos}}^{\text{ts/u}} + (\lambda - 1)m_{\text{ar seco}}^{\text{ts/u}} \quad (32)$$

em que

$m_{\text{gases úmidos}}^{\text{rs/u}}$ - massa real de gases úmidos, kg.kg^{-1} de combustível seco ou úmido.

Para a determinação da massa real de gases úmidos por combustível seco, após as devidas substituições, chega-se à equação⁶:

$$m_{\text{gases úmidos}}^{\text{rs}} = C + S + O_2 + H_2 + U_{\text{bs}} + \frac{100}{23} \lambda \left(\frac{32}{12} C + 8 H_2 - O_2 + S \right) \quad (33)$$

2.3.7. Os três T's da combustão

Todo processo de combustão deve atender a princípios fundamentais que assegurem economia ou eficiência na queima do combustível. Para isto, é necessário controlar os fatores que interferem na qualidade da combustão e assegurar a presença de três elementos que compõem o chamado “triângulo da combustão”: temperatura, combustível e oxigênio. É imperativo que estes se combinem na dosagem certa e no tempo correto, para promoverem uma

⁶ Esta equação não considera a umidade presente no ar comburente. No cálculo da entalpia dos gases úmidos, dependendo do teor de umidade do combustível, a equação 33 deve ser desdobrada nas frações seca e úmida dos gases por apresentarem entalpia específica diferentes.

combustão completa e eficiente. Para uma boa combustão, três condições devem ser observadas:

- a) Temperatura igual ou superior à temperatura de ignição. A câmara de combustão deve propiciar condições adequadas para que o combustível atinja a temperatura de ignição e para que a combustão seja auto-sustentada⁷. Para a madeira, por exemplo, a temperatura mínima que a fornalha deve proporcionar é de 300 °C. Abaixo deste valor a combustão não se realiza, mesmo que haja ar em quantidade suficiente.
- b) Mistura ou turbulência adequada do ar com o combustível. É necessário que o comburente e o combustível sejam colocados em contato íntimo. Para isso, é preciso que o combustível sólido seja dividido convenientemente e os combustíveis líquidos sejam pulverizados. Isto, além de propiciar a combustão completa, conduz a fornalhas de dimensões reduzidas.
- c) Tempo e espaço suficientes para que ocorra a reação de combustão. É preciso um tempo para que todo o combustível na fornalha seja consumido e transformado em gases de combustão.

Estes itens são conhecidos como os três "Ts" da combustão: temperatura, turbulência e tempo. Os mecanismos responsáveis pelo controle da combustão devem atuar permanentemente, para permitir que as condições acima sejam satisfeitas enquanto durar a combustão.

O projeto de uma fornalha deve basear-se nos três "Ts" da combustão para propiciar uma mistura ar-combustível homogênea, na dosagem ideal e no tempo correto, e permitir o aquecimento do combustível até sua ignição auto-sustentável e combustão completa (ANDRADE, SASSERON, OLIVEIRA FILHO, 1984). Para o uso na agricultura, na grande maioria representada por pequenos e médios agricultores, é imposto como condição, que as fornalhas

⁷ Esta condição é atingida quando o calor gerado nas reações de oxidação é superior às perdas no processo.

sejam simples, compactas, de fácil construção, operação e manutenção e constituídas por material de baixo custo, tornando-as acessíveis.

2.4. Fornalhas

Fornalhas são dispositivos projetados para assegurar a queima completa do combustível, de modo eficiente e contínuo, em condições que permitam o aproveitamento da energia térmica liberada da combustão, com maior rendimento térmico possível.

Comumente, as fornalhas destinadas à queima de combustíveis sólidos não-pulverizados, como a lenha e o carvão, possuem os seguintes componentes:

Depósito de combustível: algumas fornalhas apresentam um depósito de combustível para alimentação da grelha na câmara de combustão (Figura 8), em caso de utilização de combustíveis como cavacos de madeira, carvão em fragmentos, “pellet” de bagaço de cana, etc.

Câmara de combustão: espaço destinado ao processo de combustão propriamente dito, onde todos os compostos combustíveis devem ser oxidados, liberando energia térmica. O importante em qualquer fornalha é o dimensionamento correto da câmara de combustão, da área das grelhas e da abertura do ar primário, para se obter suficiente quantidade de oxigênio, bem como possibilitar uma mistura comburente-combustível eficiente, com o máximo de aproveitamento do combustível e o mínimo de fumaça.

Grelha: estrutura que mantém o combustível sólido suspenso durante o processo de combustão, enquanto o ar comburente circula por sua superfície.

Cinzeiro: depósito localizado abaixo da grelha, destinado a armazenar os resíduos da combustão (cinzas).

Entradas de ar: entradas reguláveis, localizadas em pontos estratégicos no corpo da fornalha; são responsáveis pela passagem do ar comburente para o interior da fornalha e devem estar localizadas de tal forma que facilitem a mistura comburente-combustível.

Saídas dos gases: aberturas destinadas à saída dos gases resultantes da combustão e do excesso de ar comburente, que devem ser utilizados como fonte de energia térmica para diversas finalidades.

Quanto à forma de aproveitamento dos gases de combustão, as fornalhas podem ser classificadas em fornalhas de aquecimento direto ou indireto.

2.4.1. Fornalhas com aquecimento direto do ar (fogo direto)

Nas fornalhas com aquecimento direto, os gases resultantes da combustão são misturados com o ar ambiente e, por meio de um ventilador, injetados diretamente na massa de grãos. A mistura de parte do gás comburente com os gases resultantes da combustão pode tornar-se indesejável nos casos em que o processo de combustão seja incompleto, gerando compostos contaminantes.

Com o aproveitamento direto da energia térmica dos gases da combustão, as fornalhas de fogo direto, quando sob combustão completa, apresentam maior rendimento que as de fogo indireto. Entretanto, estas fornalhas precisam de um decantador tangencial ou ciclone para que as partículas incandescentes, formadas principalmente de carbono, entrem em movimento espiral e sejam separadas do fluxo gasoso pela ação da força centrífuga. Na Figura 8 é mostrada uma fornalha constituída por ciclone e depósito de combustível, para aquecimento direto do ar, utilizando carvão vegetal como combustível.



Figura 8 - Fornalha para aquecimento direto do ar (SILVA et al. 2000).

2.4.2. Fornalhas com aquecimento indireto do ar (fogo indireto)

Nas fornalhas com sistema de aquecimento indireto, os gases provenientes da combustão são introduzidos num trocador de calor que, em contato com o ar, o aquecerá. Neste tipo de fornalha há perdas de energia térmica pela chaminé e no trocador de calor, resultando em uma menor eficiência quando comparada com a fornalha de fogo direto.

As fornalhas com aquecimento indireto destinam-se a produtos agrícolas que requerem temperatura controlada e não muito alta durante a secagem. Um tipo bastante interessante possui um trocador de calor do tipo tubo-carcaça onde o fluido quente recebe energia dos gases na câmara de combustão. O ar frio, ao entrar pelos tubos do trocador de calor, é aquecido pelo fluido circulante na carcaça do trocador de calor até uma temperatura máxima determinada pelo equilíbrio com a temperatura de ebulição do fluido circulante. Além da grande durabilidade, a fornalha em questão apresenta como vantagem a não-contaminação do ar aquecido, mesmo quando a combustão é incompleta. Este aspecto é de especial atenção na secagem de café, pois quando o café apresenta cheiro de fumaça, ele é aceito apenas para comercialização no mercado interno, sofrendo, ainda, uma depreciação no seu valor comercial. Na Figura 9, o esquema básico de um fornalha para aquecimento indireto do ar é ilustrado.

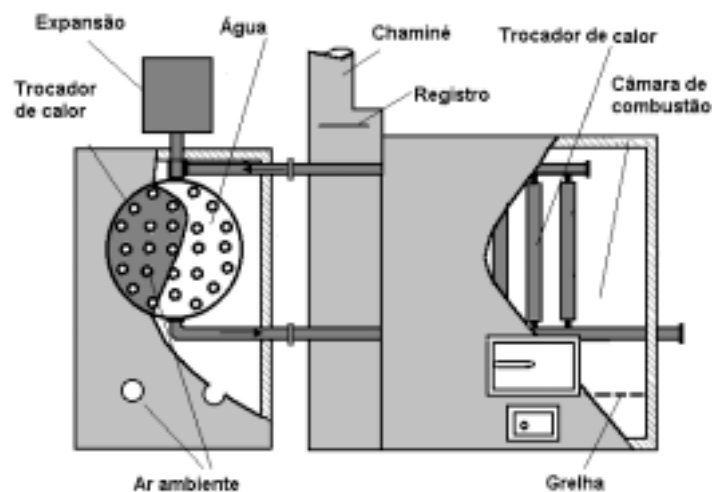


Figura 9 - Fornalha de aquecimento indireto do ar com autocontrole de temperatura máxima (OLIVEIRA, 1996).

2.4.3. Dimensionamento de fornalhas

2.4.3.1. Considerações iniciais

Uma fornalha bem projetada deve apresentar dimensões mínimas, mas suficientes para uma combustão eficiente e com o mínimo de excesso de ar. Segundo BAZZO (1995), volumes pequenos podem implicar em combustão parcial, com presença de material ainda combustível nos gases que deixam a fornalha (incombustos). Por outro lado, volumes grandes, por apresentarem maior superfície de irradiação, podem implicar em menor temperatura na câmara de combustão, podendo dificultar o processo de ignição das partículas do combustível.

Os parâmetros de maior relevância no projeto de fornalhas são: o volume da câmara de combustão, a área da grelha ou da célula de queima e as aberturas de entrada de ar primário e secundário. O tamanho e a forma de uma fornalha dependem da natureza do combustível, do dispositivo de queima e da quantidade de calor a ser liberado em um intervalo de tempo, pois cada combustível apresenta propriedades distintas.

Os gases combustíveis têm velocidade de propagação de chama que influencia no dimensionamento da câmara de combustão. Para determinado volume de gases produzidos na unidade de tempo, a seção da câmara deverá ser tal que a velocidade de deslocamento dos gases permita a permanência dos mesmos em tempo suficiente para que o combustível queime. Segundo DINIZ (1981), a velocidade de propagação dos gases formados varia entre 0,2 e 1,0 m.s⁻¹.

Geralmente as câmaras de combustão são retangulares, mas podem ser construídas nas formas circulares, hexagonal ou similar. Não existem restrições em relação à forma, desde que se assegure a queima eficiente do combustível e o fluxo regular dos gases. O importante é propiciar uma temperatura mínima capaz de permitir que a combustão se inicie e se mantenha. Esta temperatura, denominada temperatura de ignição, é definida como a temperatura na qual o calor gerado durante a reação é maior do que o calor perdido para o ambiente, permitindo que a combustão prossiga. As

temperaturas de ignição de alguns combustíveis ao nível do mar, na presença de ar e à pressão atmosférica, são apresentadas no Quadro 4.

Quadro 4 - Temperatura de ignição de alguns combustíveis

Combustível	Temperatura de ignição, °C
Metano	640 - 760
Hidrogênio	575 - 610
Monóxido de Carbono	640 - 670
GLP	500
Carvão Vegetal	340 - 400
Carvão Mineral	400 - 600
Madeira	300

Fonte: ANDRADE et al. (1984) e LIMA (1974).

Por melhor que seja o projeto de uma fornalha, esta só será eficiente quando operada na condição de carga para a qual foi dimensionada. Carga abaixo ou acima da definida no projeto fará com que a câmara de combustão se torne ineficiente, parecendo, em dado momento, super dimensionada e em outro, subdimensionada. Esta condição é comum nos casos em que a carga é variável, como nas fornalhas a lenha, com alimentação manual. A adoção de dispositivos mecânicos, para alimentação contínua, constitui um dos requisitos para a melhoria da “performance” destas fornalhas.

O revestimento interno da câmara de combustão e dos condutos, por onde fluirão os gases da combustão, com tijolos refratários, é outro aspecto construtivo desejável. As superfícies refratárias, uma vez aquecidas, contribuem para o aquecimento das misturas frias, do ar comburente e do combustível e irradiam calor para o interior da câmara de combustão, facilitando a ignição.

O teor de cinzas no combustível, mencionado no item 2.2, constitui outro aspecto a ser considerado. A preocupação principal deve centrar-se na temperatura de amolecimento da cinza, para que não ocorra a aglomeração de material particulado (“sinter”) ou a fusão da cinza (“slagging”), que prejudicam a

continuidade do processo de combustão e reduzem a eficiência da troca de calor. Para o carvão vegetal, a temperatura de amolecimento das cinzas, em atmosfera oxidante, tem início em 1430 °C (CAMARGO, 1990). Segundo LENZ e LIEDTKE (1974), o arraste de cinzas favorece a corrosão nas superfícies de aquecimento das caldeiras e uma saída excessiva de particulados pela chaminé (contaminantes). Neste sentido, deve-se controlar a temperatura na célula de queima, para que ela não atinja a temperatura de fusão das cinzas e a do próprio material que compõe a grelha.

Sendo a combustão um fenômeno de superfície, o combustível sólido deve ser mantido suspenso por determinado tempo, enquanto o comburente circula por toda sua superfície até extinguir todos os constituintes oxidáveis, deixando apenas um resíduo, a cinza. No projeto da grelha, deve-se contemplar estas condições, permitindo oxigenação suficiente para o combustível, escoamento das cinzas e resistência à corrosão térmica para suportar o calor liberado durante a combustão.

Geralmente as grelhas são planas ou inclinadas, entretanto, existe um modelo (tipo) idealizado por SILVA e BERBERT (1999) para queima de carvão vegetal que possui a forma cilíndrica ou cúbica (Figura 10) e que permite maior área de exposição do combustível ao ar comburente em um espaço menor na câmara de combustão. Este aspecto é relevante no projeto de fornalhas, em que considerações de ordem prática e econômica limitam a aplicação de grelhas muito grandes. Por trabalhar com combustível fragmentado, portanto mais homogêneo, e alimentação constante, a combustão neste tipo de grelha é uniforme, favorecendo a manutenção constante da temperatura do ar aquecido.

Um aspecto importante a ser considerado no projeto de grelhas refere-se ao material utilizado. Devido à elevada temperatura a que são submetidas, as grelhas de ferro comum se desgastam, mesmo aquelas constituídas por tubos refrigerados a ar (Figura 11).



Figura 10 - Grelhas cúbica e cilíndrica para queima de combustível sólido (carvão vegetal).



Figura 11 - Desgaste em uma grelha refrigerada a ar.

A grelha refrigerada a água, também conhecida como grelha molhada, apresenta maior durabilidade. Em grelhas não refrigeradas, deve-se dar preferência para o ferro fundido, cujo desgaste é menor, embora exija maiores cuidados por trincar ou quebrar com facilidade.

Segundo PERA (1990), o projeto de uma fornalha deve ser concebido de modo que atenda aos seguintes requisitos:

- permitir alimentação contínua e uniforme do combustível⁸;
- possuir aberturas reguláveis para entrada de ar primário e secundário;
- possibilitar distribuição uniforme e turbulenta do ar na câmara de combustão;

- assegurar a estabilidade da queima e a continuidade operacional do sistema;
- permitir a remoção eficiente das cinzas; e
- apresentar boa tiragem para retirada contínua dos produtos da combustão.

2.4.3.2. Parâmetro para cálculo do volume da câmara de combustão

Segundo ANDRADE (1982), o volume da câmara de combustão é um dos requisitos de maior importância dentro do projeto de fornalhas, uma vez que toda a energia proveniente da combustão deve ser incorporada aos gases em um volume suficiente para que se desenvolva a chama e se complete a combustão, antes que os gases quentes possam se exaurir.

Um parâmetro importante e que define a relação entre energia liberada e volume da câmara de combustão é a carga térmica volumétrica, definida como a relação entre a energia liberada e o volume da câmara de combustão:

$$k = \frac{\dot{q}}{V_{CC}} \quad (34)$$

em que

k - carga térmica volumétrica, kW.m⁻³;

\dot{q} - energia liberada do combustível, kW; e

V_{CC} - volume da câmara de combustão, m³.

Este parâmetro⁹ é utilizado para o cálculo do volume de fornalhas e representa a quantidade de energia térmica líquida (não considera a energia gasta na vaporização de água) que pode ser desprendida, por unidade de volume e por unidade de tempo.

⁸ Neste aspecto, é importante estabelecer a granulometria do combustível. Fragmentos de grandes dimensões dificultam o manejo e provocam engaiolamento no sistema de alimentação.

⁹ Também denominado de taxa de liberação de energia por unidade de volume, intensidade volumétrica de combustão (I_v) ou tensão térmica volumétrica.

A carga térmica volumétrica depende principalmente do tipo de combustível, da temperatura da chama, do excesso de ar e turbulência, do processo de queima e das características da câmara de combustão. A influência significativa de todos esses fatores resulta em cargas térmicas bastante variáveis. A literatura apresenta vários valores para este parâmetro, mas não identifica casos individuais, por isso ele não pode ser calculado por meio teórico, e sendo determinado com base em estudos de casos sobre instalações existentes. Segundo ANDRADE (1982), as fornalhas comuns são dimensionadas para uma taxa de liberação de energia entre 116 e 581 kW.m⁻³. BAZZO (1995) citou o valor de 400 kW.m⁻³ para fornalhas com queima de lenha em grelhas inclinadas e OLIVEIRA FILHO (1987) relatou valores entre 175 e 233 kW.m⁻³ para fornalhas que utilizam lenha, palhas, bagaço de cana-de-açúcar e carvão. GOMES (1988) obteve, para uma fornalha a lenha de fogo direto e fluxo descendente, uma taxa de liberação de energia entre 177 e 278 kW.m⁻³. SINGH, MAHESHWARI e OJHA (1980), estudando uma fornalha para queima de casca de arroz, obtiveram uma taxa de liberação de energia de 201 kW.m⁻³. SILVA (1998) encontrou, para uma fornalha a carvão vegetal, o valor de 54 kW.m⁻³. CAMARGO (1990) refere-se ao valor de 250 kW.m⁻³ para fornalhas de caldeiras aquotubulares, queimando lenha com umidade em torno de 30 % e LORA e HAPP (1997) citam valores entre 500 e 900 kW.m⁻³ para fornalhas a biomassa de caldeiras industriais.

Os valores de carga térmica volumétrica não devem ser muito elevados, pois podem levar aos seguintes inconvenientes:

- aumento das perdas por combustão incompleta (aumenta-se o arraste de partículas não queimadas); e
- aumento excessivo da temperatura dentro da fornalha, favorecendo a formação de escórias, ruptura de tubos, etc.

2.4.3.3. Parâmetro para cálculo da grelha

A taxa de combustão¹⁰, que representa a massa de combustível queimado por unidade de área de grelha, por unidade de tempo, é o parâmetro

¹⁰ Também denominada de taxa de carregamento.

de projeto para o dimensionamento de grelhas. Segundo ANDRADE (1982), a taxa de combustão (N_c) varia entre 30 e 40 $\text{kg.h}^{-1}.\text{m}^{-2}$, podendo atingir valores de até 60 $\text{kg.h}^{-1}.\text{m}^{-2}$. Para OLIVEIRA FILHO (1987), em se tratando de lenha, palhas e bagaço de cana-de-açúcar, queimados em fornalha com grelha plana, carga manual e ar forçado, a taxa de combustão situa-se entre 150 e 300 $\text{kg.h}^{-1}.\text{m}^{-2}$. GOMES (1988) encontrou valores compreendidos entre 88 e 132 $\text{kg.h}^{-1}.\text{m}^{-2}$ ao estudar uma fornalha a lenha de fogo direto e fluxo descendente. SILVA (1998), analisando uma fornalha a carvão vegetal de fogo direto, obteve uma taxa de combustão de 54,5 $\text{kg.h}^{-1}.\text{m}^{-2}$. SINGH, MAHESHWARI e OJHA (1980) relatam, para uma fornalha utilizando casca de arroz, uma taxa de carregamento de 69,2 $\text{kg}.\text{(h.m}^2\text{)}^{-1}$.

A taxa de combustão pode ser calculada pela equação:

$$N_c = \frac{\dot{m}_{cb}}{S_t} \quad (35)$$

em que

N_c – taxa de carregamento ou de combustão, $\text{kg.h}^{-1}.\text{m}^{-2}$;

\dot{m}_{cb} - consumo de combustível, kg.h^{-1} ; e

S_t – área total da grelha, m^2 .

A taxa de carregamento depende de vários fatores, principalmente do tipo de grelha, tipo de combustível e tiragem dos gases de combustão. Sua determinação é feita experimentalmente ou conhecida de instalações existentes, sendo, por conseguinte, muito específica para cada caso.

NUBER (1975) propõe o dimensionamento de grelha com base no consumo de ar necessário à combustão de 1,0 kg de combustível, considerando o escoamento do ar com uma certa velocidade pelos interstícios da grelha, segundo a equação:

$$S_l = \frac{\dot{m}_{cb} V_{ar}^t}{v \cdot 3600} \quad (36)$$

em que

S_l - superfície livre da grelha, isto é, seção total de todos os espaços entre as barras que compõem a grelha, m^2 ;

V_{ar}^t - volume teórico de ar necessário à queima de 1 kg de combustível,
m³; e

v - velocidade de escoamento do ar, m.s⁻¹.

A velocidade v varia de 0,8 a 2,0 m.s⁻¹ para fornalhas com tiragem natural e entre 2 e 4 m.s⁻¹ para tiragem mecânica. Para o cálculo da superfície total, S_t , da grelha, utiliza-se a equação abaixo na qual m varia de ¼ a ½ para carvão e 1/7 a 1/5 para madeira¹¹:

$$m = \frac{S_l}{S_t} \quad (37)$$

em que

m – razão entre a superfície livre da grelha e a área total, adimensional.

A tensão térmica da superfície da grelha, termotensão ou intensidade de combustão (I_G), é um parâmetro importante para a escolha do material a ser utilizado na construção das grelhas, pois, diferentemente da taxa de carregamento, ela leva em consideração a energia térmica liberada pelo combustível sobre a grelha. Para fornalhas que queimam biomassa, geralmente situa-se entre 400 e 2100 kW.m⁻², dependendo das características do combustível e da construção da fornalha (LORA e HAPP, 1997). VLASSOV (2001) cita valores entre 1100 a 1600 kW.m⁻² para fornalhas com tiragem forçada e 400 kW.m⁻² para fornalhas com tiragem natural. Valores acima dos recomendados provocam temperaturas excessivamente altas, podendo levar à formação de escórias sobre a grelha, deformação e diminuição de sua vida útil. A determinação da tensão térmica da superfície da grelha se faz de acordo com a equação (LORA e HAPP, 1997):

$$Q_A = \frac{\dot{m}_{cb} PCI}{S_t} \quad (38)$$

¹¹ Este valor deve ser escolhido considerando a granulometria do combustível, para que não vaze pela grelha e aumente as perdas por incombustos no cinzeiro, não aumente a resistência do ar, e proporcione bom arrefecimento a estrutura da grelha (VLASSOV, 2001).

em que

Q_A - tensão térmica da superfície da grelha, kW.m⁻²;

\dot{m}_{cb} - consumo de combustível, kg.s⁻¹; e

PCI - poder calorífico inferior do combustível, kJ.kg⁻¹.

2.4.3.4. Considerações finais

A eficiência térmica de uma fornalha é um parâmetro dinâmico que varia ao longo do tempo em função das oscilações de carga térmica solicitadas pelos equipamentos, da variação da carga de combustível na câmara de combustão, do excesso de ar, etc. Além destes aspectos, o desempenho das fornalhas é afetado pelas propriedades do combustível. Os combustíveis sólidos provenientes de biomassa, devido a sua diversidade, apresentam composição, teor de umidade e estado físico variados, devendo ser definidos no estudo de projetos de fornalhas. Em geral, devido à complexidade destes fatores, as fornalhas são projetadas para trabalhar apenas com um tipo de combustível, com granulometria, umidade e estado de divisão previamente definidos. Devem ser considerados, ainda, os mecanismos para controle da admissão de ar comburente, da temperatura de combustão, da temperatura do ar aquecido e de outros elementos, de acordo com o grau de exigência do sistema. Na Figura 12 são ilustrados os mecanismos e os fatores a serem definidos e que afetam o desempenho de uma fornalha a carvão vegetal, para aquecimento direto do ar.

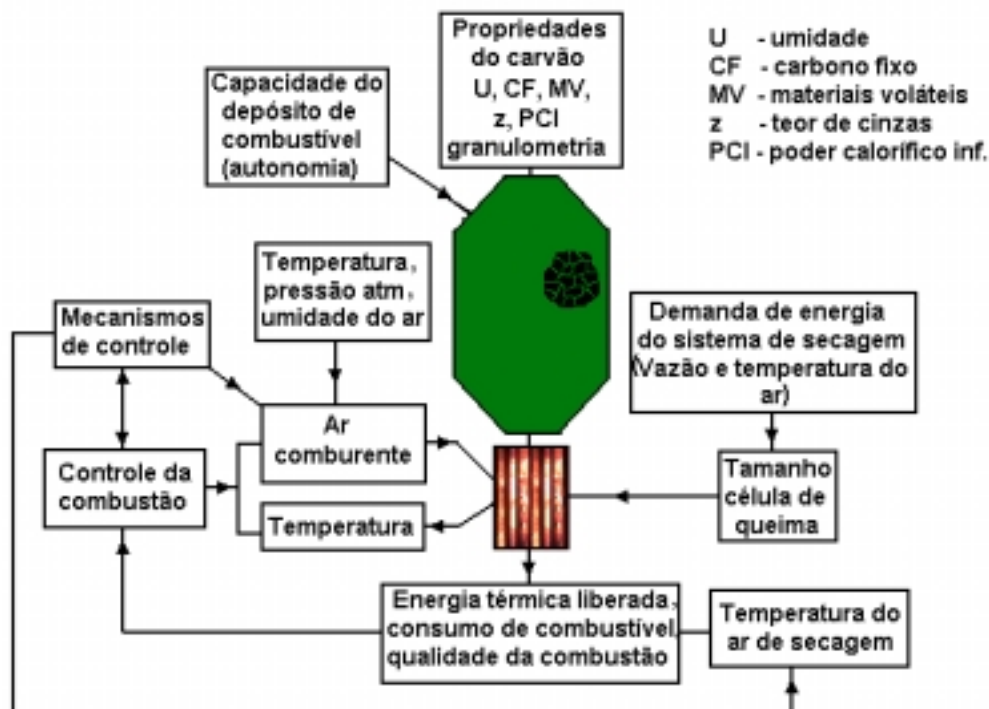


Figura 12 - Mecanismos e fatores atuantes sobre o desempenho de uma fornalha a carvão vegetal para aquecimento direto do ar.

2.4.4. Ciclone

O ciclone constitui um acessório cuja obrigatoriedade está na dependência do fim a que se destina a fornalha. Para fornalhas de fogo direto, destinadas a secagem de produtos agrícolas, seu uso é imprescindível. A utilização de ciclone em fornalhas a biomassa tem como principal objetivo a extinção de fagulhas presentes nos gases de combustão, evitando, desta forma, possíveis incêndios na massa de grãos. O dimensionamento do ciclone, como equipamento separador de partículas, é abordado com detalhes em BETHEA (1978), MOREIRA (2001), PELL e DUNSON (1997) e STONE (1997). Entretanto, a utilização dos critérios abordados por estes autores não se aplica, em seu todo, ao dimensionamento dos ciclones para fornalhas, pois eles conduziram a equipamentos de grandes dimensões, por causa da elevada vazão de ar utilizada nos secadores e da relação usualmente adotada para o cálculo da altura em relação ao diâmetro.

A vazão, a temperatura dos gases e o tamanho das partículas para as quais os ciclones separadores são dimensionados, constitui um parâmetro bem definido e que deve ser mantido constante durante a operação do equipamento para que este funcione eficientemente. Para fornalhas a biomassa, que utilizam este equipamento, a eficiência do ciclone é afetada pelo tamanho variado das partículas arrastadas, pela variação da vazão dos gases imposta pelo controle da combustão, pela oscilação da carga e pelas entradas de ar frio, para regulagem da temperatura do ar aquecido. Outro aspecto a se considerar refere-se ao fato de o ciclone convencional ser dimensionado para trabalhar com pressão positiva e algumas fornalhas para trabalhar com pressão negativa. Apesar dos aspectos acima mencionados, a teoria que rege o processo de separação é a mesma que estabelece os princípios e os parâmetros relativos aos equipamentos ciclônicos em geral, devendo, portanto, ser considerada.

2.4.5. Eficiência térmica

A eficiência térmica constitui o parâmetro de maior interesse, com relação aos equipamentos de conversão de energia térmica, por estar diretamente associado à redução de custos, o que pode proporcionar economia de combustível.

No estudo de fornalhas para aquecimento de ar, a energia química contida no combustível é transformada em energia térmica, para aquecimento do ar. Obviamente nem toda energia contida no combustível é aproveitada para este fim devido as perdas inerentes ao sistema. A avaliação de uma fornalha quanto à eficiência desta transformação pode ser feita com base na definição da ASME – American Society of Mechanical Engineers, que define a eficiência energética de uma fornalha, operando em regime permanente, como a razão entre a energia disponível nos produtos da combustão e a energia fornecida ao equipamento (GOMES, 1988). De acordo com esta definição, a eficiência térmica de uma fornalha pode ser expressa por:

$$\varepsilon = \frac{\dot{q}_u}{\dot{q}_f} 100 \quad (39)$$

em que

ε - eficiência térmica¹², %;

\dot{q}_u - energia disponível nos gases de combustão, na saída da fornalha (energia útil), kJ.s^{-1} ; e

\dot{q}_f - energia fornecida à fornalha, kJ.s^{-1} .

A equação anterior também pode ser escrita como¹³:

$$\varepsilon = 1 - \frac{\dot{q}_p}{\dot{q}_f} \quad (40)$$

em que

\dot{q}_p - energia perdida pela fornalha kJ.s^{-1} .

As perdas de energia, computadas pelo termo \dot{q}_p , são atribuídas, principalmente, (ASHRAE, 1981; CAMARGO, 1990; SINGH et al., 1980) à:

- presença de incombustos nos gases de combustão;
- presença de incombustos nos resíduos da combustão;
- presença de monóxido de carbono nos gases de combustão;
- vaporização da umidade do combustível;
- vaporização da água formada pela combustão do hidrogênio;
- transferência de calor por condução, convecção e radiação, para o exterior da fornalha; e
- entalpia associada aos gases de combustão na saída da chaminé.

¹² A determinação da eficiência por este critério é conhecido como determinação pelo método direto ou da entrada e saída (CAMARGO, 1990).

¹³ A determinação da eficiência por esta equação é conhecida como método indireto ou método das perdas e se aplica quando se conhece as perdas no processo (CAMARGO, 1990).

A eficiência térmica pode ser referida ao poder calorífico inferior (base para o cálculo da energia disponível na câmara de combustão), ou ao poder calorífico superior do combustível (base para o cálculo da energia fornecida à fornalha)¹⁴.

Uma análise exata da eficiência térmica de fornalhas requer a utilização dos princípios termodinâmicos e da transferência de calor e massa, os quais requerem conhecimento dos mecanismos que regem as reações químicas de combustão, a composição elementar e imediata do combustível, a composição dos gases de combustão, as propriedades físicas dos reagentes e dos produtos da combustão nas suas fases sólidas e gasosas, o fluxo de gases e de energia no sistema, as temperaturas dos gases, as propriedades dos materiais utilizados e outros parâmetros nem sempre disponíveis na prática. Além destes aspectos, na maioria dos casos, é difícil quantificar com precisão todos os fluxos de massa que atravessam o volume de controle, bem como o fluxo de energia perdido para o meio ambiente, pelas paredes da fornalha (BAZZO, 1995). Em uma abordagem mais geral, a aplicação da primeira lei da termodinâmica e da equação da continuidade, nos processos de combustão, em sistemas abertos e em regime de fluxo permanente, tem resolvido satisfatoriamente grande parte dos problemas práticos de combustão, notadamente, aqueles referentes a determinação da eficiência do processo (BAZZO, 1995 e PERA, 1990).

2.4.5.1. Balanço de massa

Na Figura 13 são mostrados os fluxos de massa e energia¹⁵, entrando e saindo pela superfície de controle, de um volume de controle (VC) aplicado a uma fornalha a carvão vegetal, utilizada para aquecimento direto do ar.

¹⁴ O PCS geralmente é utilizado nos Estados Unidos e o PCI na EUROPA (Babcock e Wilcox, 1975, citados por SUKUP et al., 1982). Neste trabalho será calculada a eficiência térmica, com base no poder calorífico inferior do combustível seco.

¹⁵ Os fluxos de energia, na entrada e na saída do volume de controle, estão associados aos fluxos de massas. Foi considerado desprezível o teor de cinzas no combustível, não sendo, portanto, computado o fluxo de massa e de energia associado às cinzas volantes ou às que deixam o volume de controle pelo cinzeiro.

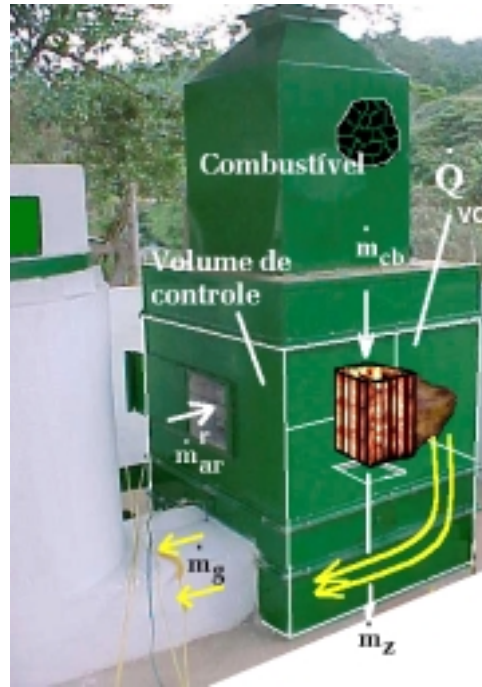


Figura 13 - Volume de controle aplicado a uma fornalha a carvão vegetal, para aquecimento direto do ar (\dot{m}_{cb} , \dot{m}_{ar} , \dot{m}_g e \dot{m}_z – vazão mássica de combustível, ar comburente, gases e cinzas respectivamente. Q_{vc} – fluxo de energia térmica do sistema para a vizinhança).

O princípio da conservação da massa aplicada ao volume de controle permite escrever:

$$0 = \left[\begin{array}{l} \text{taxa de escoamento} \\ \text{de massa para fora do} \\ \text{volume de controle} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{l} \text{taxa de escoamento} \\ \text{de massa para dentro do} \\ \text{volume de controle} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{l} \text{taxa de variação} \\ \text{de massa no volume} \\ \text{de controle} \end{array} \right]$$

que em uma notação matemática, pode ser expressa pela seguinte equação:

$$0 = \sum \dot{m}_s - \sum \dot{m}_e + \frac{dm_{vc}}{dt} \quad (41)$$

em que

$\sum \dot{m}_s$ - vazão mássica instantânea que deixa o volume de controle pela superfície de controle, $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$;

$\sum \dot{m}_e$ - vazão mássica instantânea que entra no volume de controle pela superfície de controle, kg.s^{-1} ; e

$\frac{dm_{vc}}{dt}$ - taxa de variação da massa por unidade de tempo dentro do volume de controle, kg.s^{-1} .

Por se tratar de um sistema em que ocorrem reações químicas de combustão, o que envolve o fluxo de reagentes e produtos, existem várias áreas na superfície de controle através das quais ocorrem os fluxos de massa de combustível, ar comburente, gases e resíduos da combustão. Considerando-se que a fornalha esteja operando em regime permanente, a taxa de variação de massa dentro do volume de controle é nula; ou seja, não há acúmulo nem decréscimo de massa no volume de controle com o tempo, o que permite escrever:

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = 0 \quad (42)$$

$$\sum \dot{m}_s = \sum \dot{m}_e$$

$$\sum \dot{m}_s = \dot{m}_g + \dot{m}_z \quad (43)$$

$$\sum \dot{m}_e = \dot{m}_{ar} + \dot{m}_{cb} \quad (44)$$

em que

\dot{m}_{ar} - vazão mássica de ar comburente que entra no volume de controle, kg.s^{-1} ;

\dot{m}_{cb} - vazão mássica de combustível que entra no volume de controle, kg.s^{-1} ;

\dot{m}_g - vazão mássica de gases que deixam o volume de controle, kg.s^{-1} ; e

\dot{m}_z - vazão mássica de cinzas que deixam o volume de controle, $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$.

2.4.5.2. Balanço de energia aplicado a processos reativos

A primeira lei da termodinâmica, aplicada a fluxos de energia e massa e ao volume de controle da fornalha, apresentada na Figura 13, conduz à seguinte equação:

$$\dot{Q}_{vc} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + Z_e g \right) = \frac{dE_{vc}}{dt} + \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + Z_s g \right) + \dot{W}_{vc} \quad (45)$$

em que

\dot{Q}_{vc} - taxa de transferência de calor entre a fornalha e sua vizinhança, $\text{kJ}\cdot\text{s}^{-1}$.

h_e - entalpia dos reagentes na entrada da fornalha, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$;

h_s - entalpia dos produtos na saída fornalha, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$;

V_e - velocidade dos reagentes na entrada da fornalha, $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$;

V_s - velocidade dos produtos na saída da fornalha, $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$;

Z_e e Z_s - termos relativos à energia de posição, m;

$\frac{dE_{vc}}{dt}$ - taxa de variação da energia dentro do volume de controle, $\text{kJ}\cdot\text{s}^{-1}$;

g - aceleração da gravidade, $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$; e

\dot{W}_{vc} - trabalho líquido realizado por dispositivos eletro-mecânicos acoplados à fornalha, $\text{kJ}\cdot\text{s}^{-1}$.

Esta equação mostra que a taxa de transferência de calor para o volume de controle, mais a taxa de energia que entra, como resultado da transferência de massa, é igual à taxa de variação da energia dentro do volume de controle mais a taxa de energia que sai deste, como resultado da transferência de massa, e mais a energia realizada sobre o sistema pelos

dispositivos eletromecânicos acoplados ao equipamento, como ventiladores, bomba de circulação de fluido, etc (VAN WYLEN e SONNTAG, 1980).

Alguns autores, como CARMAGO (1990), não levam em consideração a energia consumida por estes equipamentos no cálculo da eficiência, por entenderem que se trata de “entrada de energia” no sistema. Segundo eles, o que se deve evidenciar é a eficiência da fornalha na conversão da energia do combustível em energia térmica.

Uma hipótese aceitável na aplicação da primeira lei da termodinâmica, quando aplicada a uma fornalha em regime permanente, quanto à massa que escoar através da superfície de controle, é de que o fluxo de massa e o estado desta, em cada área discreta de escoamento na superfície de controle, não variam com o tempo e que as taxas nas quais o calor e o trabalho cruzam a superfície de controle permanecem constantes, o que permite escrever:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = 0 \quad (46)$$

ou seja; não há variação de energia durante a operação em regime permanente.

A velocidade do combustível e das cinzas, respectivamente, na entrada e na saída do volume de controle, num intervalo de tempo em que $dt \rightarrow 0$, pode ser desprezada e admitindo não haver variações de energia potencial e significativa de energia cinética¹⁶ no sistema, entre os demais fluxos de massa que atravessam o VC, a equação da primeira lei da termodinâmica se reduz às equações 47 ou 48¹⁷:

¹⁶ A suposição é plausível, uma vez que a área de entrada e de saída dos gases não são muito diferentes.

¹⁷ Não foi considerado o trabalho líquido fornecido ao sistema, por dispositivos eletromecânicos, por não fazer parte do volume de controle apresentado na Figura 13 e ser pouco significativo o acréscimo de energia fornecido por estes dispositivos.

$$\dot{Q}_{vc} = \sum \dot{m}_s h_s - \sum \dot{m}_e h_e \quad (47)$$

ou

$$\dot{Q}_{vc} = \dot{H}_2 - \dot{H}_1 \quad (48)^{18}$$

onde

\dot{H}_1 - entalpia dos reagentes na entrada da fornalha, $\text{kJ}\cdot\text{s}^{-1}$;

\dot{H}_2 - entalpia dos produtos na saída da fornalha, $\text{kJ}\cdot\text{s}^{-1}$;

Substituindo a equação 48 na equação 40, tem-se:

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_{cb} \text{PCS} - (\dot{H}_1 - \dot{H}_2)}{\dot{m}_{cb} \text{PCS}} \quad (49)$$

A entalpia de reação ΔH , é calculada por :

$$\Delta \dot{H} = \dot{H}_2 - \dot{H}_1 = \sum_{\text{prod.}} \dot{m} \bar{c}_p (T_2 - T_{\text{ref}}) - \left[\sum_{\text{reag.}} \dot{m} \bar{c}_p (T_1 - T_{\text{ref}}) - \dot{m}_{cb} \Delta \hat{H}_r^{\circ} \right] \quad (50)$$

em que

\dot{m} - vazão mássica (dos elementos reagentes e dos produtos), $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$;

T_1 - temperatura dos reagentes na entrada da fornalha, $^{\circ}\text{C}$;

T_2 - temperatura dos produtos na saída da fornalha, $^{\circ}\text{C}$;

T_{ref} - temperatura de referência, 25°C ;

$\Delta \hat{H}_r^{\circ}$ - entalpia padrão de reação¹⁹, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$; e

¹⁸ O resultado desta expressão é um valor negativo. Como deve ser subtraído na equação 40, é conveniente inverter o sinal, substituindo por $H_1 - H_2$.

¹⁹ Trata-se de um valor negativo (reação exotérmica).

\bar{c}_p – calor específico médio, a pressão constante entre T_1 e T_2 ,
 $\text{kJ.kg}^{-1}.\text{°C}^{-1}$.

O calor específico médio para cada componente da reação é dado por:

$$\bar{c}_p = \frac{\int_{T_1}^{T_2} c_p(T) dt}{T_2 - T_1} \quad (51)$$

em que

$c_p(T)$ – calor específico a pressão constante, em função da temperatura²⁰, $\text{J}.\text{(mol.°C)}^{-1}$.

A entalpia padrão de reação de combustão $\Delta \hat{H}_r^{\circ}$ é calculada por:

$$-\Delta \hat{H}_r^{\circ} = \sum_{\text{reag.}} \Delta \hat{H}_f^{\circ} - \sum_{\text{prod.}} \Delta \hat{H}_f^{\circ} = \text{PCS} \quad (52)$$

em que

$\Delta \hat{H}_f^{\circ}$ - entalpia padrão de formação, kJ.kg^{-1} .

Considerando-se que a temperatura dos reagentes na entrada da fornalha é igual à temperatura do ar ambiente (T_{ar}), que a temperatura dos produtos é a temperatura dos gases da combustão (T_{gases}), que todo o hidrogênio presente no combustível foi oxidado e que todo o carbono reagiu para formar CO_2 , tem-se a seguinte equação:

²⁰ As expressões do calor específico para os gases de combustão, em função da temperatura, podem ser vistas em FELDER e ROUSSEAU (1986).

$$\sum_{\text{prod.}} \dot{m} c_p (T_{\text{gases}} - T_{\text{ref}}) = [\dot{m}_{\text{gases combust\~{a}o}} (y_{\text{CO}_2} \bar{c}_p \text{CO}_2 + y'_{\text{O}_2} \bar{c}_p \text{O}_2 + y_{\text{N}_2} \bar{c}_p \text{N}_2 + y_{\text{SO}_2} \bar{c}_p \text{SO}_2) + (\frac{18}{2} \dot{m}_{\text{cb}} x_{\text{H}_2} + \dot{m}_{\text{cb}} U_{\text{bs}} + \dot{m}_{\text{ar seco}} W) \bar{c}_{p\text{vH}_2\text{O}}](T_{\text{gases}} - T_{\text{ref}}) \quad (53)$$

em que

$\dot{m}_{\text{gases combust\~{a}o}}$ - vaz\~{a}o m\~{a}ssica dos gases de combust\~{a}o, $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$;

y_{CO_2} - fra\~{c}o de di\~{o}xido de carbono (em massa) nos gases de combust\~{a}o, $\text{kg}\cdot\text{kg}^{-1}$;

$\bar{c}_p \text{CO}_2$ - calor espec\~{i}fico m\~{e}dio, a press\~{a}o constante, do di\~{o}xido de carbono, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{C}^{-1}$;

y'_{O_2} - fra\~{c}o de oxig\~{e}nio livre (em massa) nos gases de combust\~{a}o, $\text{kg}\cdot\text{kg}^{-1}$;

$\bar{c}_p \text{O}_2$ - calor espec\~{i}fico m\~{e}dio, a press\~{a}o constante, do oxig\~{e}nio, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{C}^{-1}$;

y_{N_2} - fra\~{c}o de nitrog\~{e}nio (em massa) nos gases de combust\~{a}o, $\text{kg}\cdot\text{kg}^{-1}$;

$\bar{c}_p \text{N}_2$ - calor espec\~{i}fico m\~{e}dio, a press\~{a}o constante, do nitrog\~{e}nio, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{C}^{-1}$;

y_{SO_2} - fra\~{c}o de di\~{o}xido de enxofre (em massa) nos gases de combust\~{a}o, $\text{kg}\cdot\text{kg}^{-1}$;

$\bar{c}_p \text{SO}_2$ - calor espec\~{i}fico m\~{e}dio, a press\~{a}o constante, do di\~{o}xido de enxofre, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{C}^{-1}$;

\dot{m}_{cb} - vaz\~{a}o m\~{a}ssica de combust\~{i}vel seco, $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$;

x_{H_2} - fra\~{c}o de hidrog\~{e}nio (em massa) no combust\~{i}vel seco; $\text{kg}\cdot\text{kg}^{-1}$;

U_{bs} - fra\~{c}o de \u00e1gua no combust\~{i}vel, na base seca, $\text{kg}\cdot\text{kg}^{-1}$;

$\dot{m}_{\text{ar seco}}$ - vaz\~{a}o m\~{a}ssica real de ar comburente seco, $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$;

W – razão de umidade do ar, kg vapor.kg⁻¹ ar seco;

$\bar{c}_{pv\ H_2O}$ - calor específico médio, a pressão constante, do vapor d'água, kJ.kg⁻¹.°C⁻¹; e

T_{gases} - temperatura dos gases de combustão, °C.

Na equação 50 a entalpia dos reagentes é calculada por:

$$\sum_{\text{reag.}} \dot{m} c_p (T_{\text{ar}} - T_{\text{ref}}) = [\dot{m}_{\text{cb}}(x_C \bar{c}_{pC} + x_S \bar{c}_{pS} + x_{H_2} \bar{c}_{pH_2} + x_{O_2} \bar{c}_{pO_2} + U_{\text{bs}} \bar{c}_{pH_2O}) + (\frac{23}{100} \dot{m}_{\text{ar seco}} \bar{c}_{pO_2} + \frac{77}{100} \dot{m}_{\text{ar seco}} \bar{c}_{pN_2} + \dot{m}_{\text{ar seco}} W \bar{c}_{pv\ H_2O})](T_{\text{ar}} - T_{\text{ref}}) \quad (54)$$

em que

x_C - fração de carbono (em massa) no combustível seco, kg.kg⁻¹;

\bar{c}_{pC} - calor específico médio, a pressão constante, do carbono, kJ.kg⁻¹.°C⁻¹;

x_S - fração de enxofre (em massa) no combustível seco, kg.kg⁻¹;

\bar{c}_{pS} - calor específico médio, a pressão constante, do enxofre, kJ.kg⁻¹.°C⁻¹;

x_{H₂} - fração de hidrogênio (em massa) no combustível seco, kg.kg⁻¹;

\bar{c}_{pH_2} - calor específico médio, a pressão constante, do hidrogênio, kJ.kg⁻¹.°C⁻¹;

x_{O₂} - fração de oxigênio (em massa) no combustível seco, kg.kg⁻¹;

\bar{c}_{pH_2O} - calor específico médio, a pressão constante, da água, kJ.kg⁻¹.°C⁻¹; e

T_{ar} – temperatura do ar ambiente, °C.

Considerando-se o valor de \dot{q}_u como equivalente à entalpia dos gases de combustão na saída da fornalha, tem-se:

$$\dot{q}_u = (\dot{m}_{CO_2} \bar{c}_{pCO_2} + \dot{m}_{SO_2} \bar{c}_{pSO_2} + \dot{m}_{O_2} \bar{c}_{pO_2} + \dot{m}_{N_2} \bar{c}_{pN_2} + \dot{m}_{H_2O} \bar{c}_{vpH_2O}) (T_{gases} - T_{ref}) \quad (55)$$

em que

\dot{q}_u - energia útil na saída da fornalha, kJ.s^{-1} .

\dot{m}_{CO_2} - vazão mássica de CO_2 formada na combustão, kg.s^{-1} ;

\dot{m}_{SO_2} - vazão mássica de SO_2 formada na combustão, kg.s^{-1} ;

\dot{m}_{O_2} - vazão mássica de oxigênio livre nos gases de combustão, kg.s^{-1} ;

\dot{m}_{N_2} - vazão mássica de nitrogênio nos gases de combustão, kg.s^{-1} ; e

\dot{m}_{H_2O} - vazão mássica de vapor d'água formado na combustão do hidrogênio do combustível, proveniente da umidade do combustível e do ar comburente, kg.s^{-1} ;

Segundo SUKUP et al. (1982), a quantidade dos gases de combustão, representados a maior parte por CO_2 , não altera significativamente a entalpia específica do ar ao se misturarem, o que pode ser comprovado segundo Gomide (1984) e Souza (1980), citados por MELO (1987), na faixa de temperatura de 18 a 250°C . Ressalta-se ainda que, devido ao excesso de ar, grande parte da massa de gases que deixam a câmara de combustão é constituída pelo próprio ar comburente. O arraste de cinzas leves, uma característica de fornalhas que trabalham com combustíveis sólidos, pode ser desprezado nos gases de combustão, no caso de combustível com baixo teor de cinzas, $z < 1\%$ (CAMARGO, 1990). Para combustíveis como carvão vegetal, cujo teor de umidade é pequeno em relação a outros combustíveis; como a

lenha por exemplo, a contribuição do teor de água nos gases de combustão é pequena. Desta forma, a equação 55 pode ser simplificada e substituída pela equação 56, sem incorrer em erros apreciáveis (GOMES e VALENTINI, 1998; SINGH et al., 1980 e SUKUP et al., 1982):

$$\dot{q}_u = \dot{m}_{\text{gases combustão}} \bar{c}_{p \text{ ar}} (T_{\text{gases}} - T_{\text{ar}}) \quad (56)$$

em que

$\dot{m}_{\text{gases combustão}}$ - vazão mássica real dos gases resultantes da combustão, $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$;

$\bar{c}_{p \text{ ar}}$ - calor específico médio do ar, a pressão constante, entre a temperatura dos gases e do ar ambiente, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{C}^{-1}$;

Para o ar, no estado de referência de 25 °C e 1 atm, o calor específico, em função da temperatura, pode ser calculado por (FELDER e ROUSSEAU, 1986)²¹:

$$c_{p \text{ ar seco}} = 28,94 + 0,4147 \cdot 10^{-2} T + 0,3191 \cdot 10^{-5} T^2 - 1,965 \cdot 10^{-9} T^3 \quad (57)$$

em que

$c_{p \text{ ar seco}}$ - calor específico do ar seco, a pressão constante, em função da temperatura, $\text{J}\cdot\text{mol}^{-1}\cdot\text{C}^{-1}$; e

T - temperatura do ar, °C.

A energia disponível nos gases de combustão representa a energia útil que será realmente aproveitada pelo sistema. Neste trabalho será considerada como energia fornecida à fornalha, aquela referenciada ao poder calorífico inferior do combustível, conforme dito anteriormente, ou seja, a disponibilizada

²¹ Esta expressão, ao ser substituída na equação 51, e o resultado obtido, dividido pela massa molecular do ar 28,97 $\text{kg}\cdot\text{kmol}^{-1}$, expressa o calor específico médio em $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{C}^{-1}$.

na câmara de combustão. Deste modo tem-se que $\dot{q}_f = \dot{q}_d$ e a equação 39 passa a ser escrita como:

$$\varepsilon = \frac{\dot{q}_u}{\dot{q}_d} 100 \quad (58)$$

Segundo BAZZO (1995) e PERA (1990), na determinação da energia disponível na câmara de combustão, deve-se levar em consideração, além da energia liberada na queima do combustível, a energia associada aos fluxos de massa do combustível, do ar comburente e da umidade do ar de combustão, conforme considerada na equação 54. Considerando-se que na fornalha apresentada na Figura 13 não há pré-aquecimento do combustível e do ar comburente e que a temperatura de referência é aproximadamente igual à temperatura ambiente, a energia associada a esses fluxos pode ser desprezada. Portanto, tem-se:

$$\dot{q}_d = \dot{m}_{cb} \text{ PCI} \quad (59)$$

em que

\dot{q}_d - energia disponível na câmara de combustão, kW; e
 PCI – poder calorífico inferior do combustível, kJ.kg⁻¹;

Substituindo as equações 56 e 59 na equação 58, tem-se, para o cálculo simplificado da eficiência térmica, a equação:

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_{\text{gases combustão}} \cdot c_{p \text{ ar}} (T_{\text{gases}} - T_{\text{ar}})}{\dot{m}_{cb} \text{ PCI}} \quad (60)$$

GOMES e VALENTINI (1998), ao compararem a eficiência térmica de uma fornalha a lenha, utilizando o método simplificado com o modelo completo fundamentado na primeira lei da termodinâmica, encontraram diferenças

inferiores a 2,0 % entre ambos os modelos, o que, sob o ponto de vista técnico, não é relevante.

SINGH et al. (1980) utilizaram o mesmo procedimento na determinação da eficiência de uma fornalha de fogo direto para queima de arroz, cuja eficiência foi de 80 % quando o equipamento foi alimentado com uma taxa de 25 e 2,8 kg.h⁻¹ de combustível e de ar comburente, respectivamente.

No caso de um sistema para aquecimento indireto de ar, para secagem de produtos agrícolas, constituído por fornalha, ciclone, ventilador, trocador de calor e caldeira, o balanço de energia e massa apresentado poderia ser aplicado ao volume de controle mostrado na Figura 14, considerando apenas as propriedades iniciais e finais do sistema, relativas aos fluxos de massas e de energia na entrada e na saída do volume de controle, ou seja, considerando-se o ar frio antes de entrar no sistema e o ar aquecido depois de deixar o sistema²².

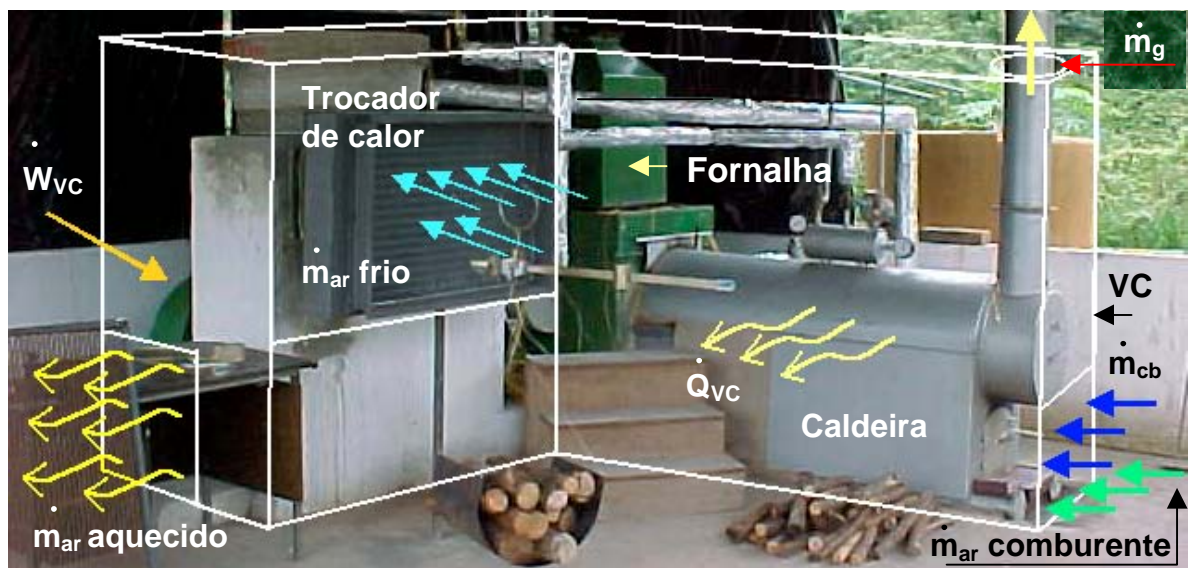


Figura 14 - Volume de controle de um sistema para aquecimento indireto do ar de secagem.

Considerando-se que a eficiência térmica é a razão entre a energia entregue pelo sistema (contida no ar aquecido) e a energia necessária para o sistema aquecer o ar (proveniente do combustível) e desprezando o acréscimo

²² Os demais fluxos seriam considerados perdas do sistema.

de energia pelos dispositivos eletromecânicos, a eficiência térmica global do sistema pode ser calculada por:

$$\eta = 60 \frac{\rho_{ar} Q_{ar} \bar{c}_{p ar} (T_s - T_{ar amb})}{m_{cb} PCI} \quad (61)$$

em que

ρ_{ar} - massa específica do ar ambiente, kg.m^{-3} ;

Q_{ar} - vazão do ar aquecido, $\text{m}^3.\text{min}^{-1}$;

$\bar{c}_{p ar}$ - calor específico médio do ar, $\text{kJ}.\text{(kg.}^\circ\text{C)}^{-1}$;

T_s - temperatura do ar aquecido, $^\circ\text{C}$; e

$T_{ar amb}$ - temperatura do ar ambiente, $^\circ\text{C}$;

O modelo representado pela equação acima foi utilizado por MELO (1987) na determinação do rendimento de uma fornalha a lenha, em função da altura da carga sobre a grelha. O melhor desempenho obtido foi de 80,5 % quando ele utilizou uma altura de lenha correspondente a $\frac{1}{4}$ da altura máxima. A vazão de ar comburente foi de $0,197 \text{ kg.s}^{-1}$, o excesso de ar foi de 643 % e o consumo de combustível de $13,7 \text{ kg.h}^{-1}$.

SILVA (1998), utilizando a mesma expressão, determinou a eficiência térmica de uma fornalha a carvão vegetal para aquecimento direto do ar de secagem, em função da abertura de entrada de ar comburente e da vazão de ar de secagem, obtendo eficiência de 95 % para vazão de ar de $48,6 \text{ m}^3.\text{s}^{-1}$, na temperatura de 50°C e consumo de $2,87 \text{ kg.h}^{-1}$ de carvão.

2.5. Gerador de vapor (Caldeira)

Gerador de vapor é um trocador de calor que produz vapor d'água sob pressões superiores à atmosférica, na maioria das vezes, utilizando a energia liberada na combustão de um combustível sólido, líquido ou gasoso. As caldeiras modernas são constituídas por diversos equipamentos associados e

perfeitamente integrados para operarem com o maior rendimento térmico possível (TORREIRA, 1995).

No gerador de vapor desenvolve-se o seguinte processo evolutivo: a água recebe calor através da superfície de aquecimento; com o aumento da temperatura e atingida a temperatura de ebulição, ela muda de estado, transformando-se em vapor sob determinada pressão, superior à atmosférica. A entalpia do vapor é utilizada para transferência de energia térmica para os mais diversos fins e sua pressão é utilizada para o acionamento de máquinas.

Toda caldeira é composta de três partes essenciais: fornalha, câmara de água e câmara de vapor. Os condutos para descarga dos gases (chaminé) são constituídos por construções independentes adicionadas ao corpo da caldeira, não estando expostas à pressão do vapor.

A fornalha é a parte da caldeira onde se queima o combustível utilizado para produção do vapor. Se for empregado carvão ou lenha, a fornalha será composta: de grelhas, sobre as quais estes são queimados; de um espaço livre para o desenvolvimento das chamas, denominado câmara de combustão; e, finalmente, de um espaço localizado embaixo das grelhas, denominado depósito de cinzas, pelo qual penetra o ar necessário à combustão.

As câmaras de água e vapor constituem as superfícies internas da caldeira propriamente dita. Elas são constituídas de recipientes metálicos herméticos, de resistência adequada, que adotam a forma de invólucros cilíndricos, tubos, etc., devidamente comunicados entre eles; a face interna contém a água a ser vaporizada, estando a quase totalidade da superfície externa em contato com as chamas ou com os gases da combustão. A parte inferior deste recipiente recebe o nome de câmara de água; e o espaço limitado entre a superfície da água e a parte superior denomina-se câmara de vapor.

Em caldeiras de pequenas dimensões, devido ao contato do vapor com a superfície da água na câmara de vapor, verifica-se a presença de umidade no vapor (vapor saturado úmido). Por definição, os vapores saturados podem ser considerados como uma mistura de líquido e vapor seco. Denomina-se título ou qualidade de um vapor úmido a massa de vapor seco contido em um quilograma de vapor saturado úmido (TORREIRA, s.d.). As tabelas de entalpia de vapor são elaboradas para vapor saturado seco, devendo, portanto, quando

da determinação da eficiência de uma caldeira, corrigir esses valores em função do título.

Os condutos de fumaça e a chaminé, dispostos na parte final do percurso que seguem os gases no interior da caldeira, são usados para conduzir para o exterior os produtos da combustão, após a transferência de parte de sua entalpia para a água e vapor, através da superfície de aquecimento. A chaminé tem também a função de aumentar a velocidade de descarga dos gases, produzindo uma tiragem natural com depressão na câmara de combustão, que promove a entrada de ar na fornalha, acelerando, assim, a combustão. A tiragem dos gases também pode ser feita por ventiladores (tiragem artificial). Quando este acessório situa-se na base da chaminé, a tiragem é denominada induzida.

O direcionamento dos produtos quentes da combustão, através de tubos dispostos no interior da caldeira, deu origem à caldeira denominada flamotubular²³; o que foi um grande avanço, pois permitiu aumentar a superfície de aquecimento exposta à água, como, também, produziu uma distribuição mais uniforme do vapor em geração através da massa de água (Figura 15).



Figura 15 - Fornalha flamotubular em montagem, na qual se mostra os “tubos de fumaça”, a chaminé e a abertura para entrada de ar comburente.

De acordo com o sentido dos gases no interior da caldeira, este equipamento pode ser classificado em geradores de chama de retorno e geradores de chama direta. No primeiro caso, os gases de combustão circulam em um sentido através da fornalha e da câmara de combustão e no sentido oposto pelo interior dos tubos, indo para os condutos de fumaça e chaminé. No segundo caso, os gases fazem um percurso direto até os condutos de fumaça, para finalmente chegar à chaminé (TORREIRA, s.d.).

ARAÚJO (1982) e PERA (1990) citam as seguintes vantagens e desvantagens deste tipo de caldeira:

Vantagens

- é de construção simples e exige pouca alvenaria;
- permite fornecimento variável de vapor;
- possível dispensa do uso de água tratada;
- custo relativamente baixo;
- fácil substituição dos tubos; e
- manutenção econômica;

Desvantagens

- partida lenta;
- pressão de trabalho limitada;
- desprende apreciável quantidade de fuligem na queima de combustível sólido, depositando-se nas superfícies de troca e agravando problemas ambientais; e
- deficiência na circulação de água.

As caldeiras a vapor têm sido introduzidas com sucesso na secagem de café (NOGUEIRA e FIORAVANTE, 1987; NOGUEIRA e MATA, 1985; CARDOSO SOBRINHO, 2001). Neste sistema, uma linha de vapor alimenta vários trocadores de calor compacto que fornecem ar quente para os secadores, trazendo, como vantagens: ar de qualidade para a secagem, economia de combustível e de mão-de-obra, menor risco de incêndio, redução

²³ Também conhecida como tubos de fumaça ou tubos de gases.

dos níveis de poluição do ambiente e uniformidade da temperatura do ar de secagem. A principal desvantagem refere-se ao elevado custo do investimento inicial para implantação e manutenção do sistema.

2.6. Trocador de calor

Trocadores de calor são equipamentos utilizados na transferência de calor de um fluido quente para outro de menor temperatura. Existem muitas formas destes equipamentos, sendo as de interesse neste estudo as dos trocadores de calor do tipo casco e tubos, utilizados em geradores de vapor flamotubular, e os trocadores de calor compactos para aquecimento de ar. Os trocadores de calor do tipo casco e tubos caracterizam-se pela presença de um ou mais tubos no interior de uma carcaça, casco ou tubulão, sendo que maiores quantidades de tubos permitem uma área de troca de calor maior para um mesmo comprimento de carcaça que abrigue menor número de tubos. O acréscimo de tubos trás como vantagem uma melhor turbulência para o fluido circulante na carcaça, contribuindo, assim, para a destruição da película e para o aumento do coeficiente de convecção, o que favorece o aumento de rendimento (ARAÚJO, 1982).

Os trocadores de calor compacto caracterizam-se por uma elevada área de transferência de calor em um volume relativamente pequeno. Esses equipamentos possuem densas matrizes de tubos e placas aletados e utilizam um dos fluidos como gás (Figura 16).

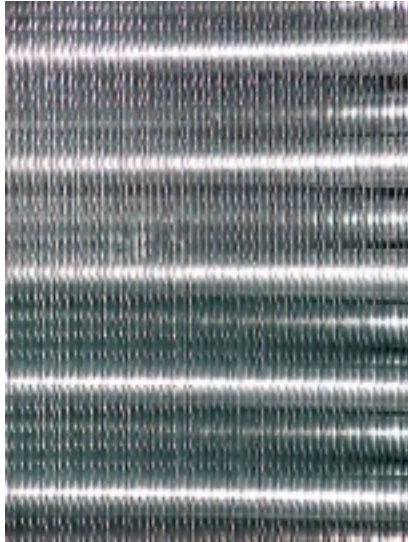


Figura 16 - Detalhe do arranjo e dos tubos aletados de um trocador de calor compacto vapor/ar.

Neste tipo de trocador de calor, os fluidos se movem em um escoamento cruzado (um fluido escoar perpendicularmente ao outro), sem se misturarem. Os tubos podem ser planos ou circulares, assim como as aletas, e serem distribuídos em circuitos, dentro dos quais o fluido faz várias passagens (Figuras 17 e 18).



Figura 17 - Distribuição dos circuitos em um trocador de calor compacto, com 18 tubos na face, 4 fileiras e 8 passagens por circuito.

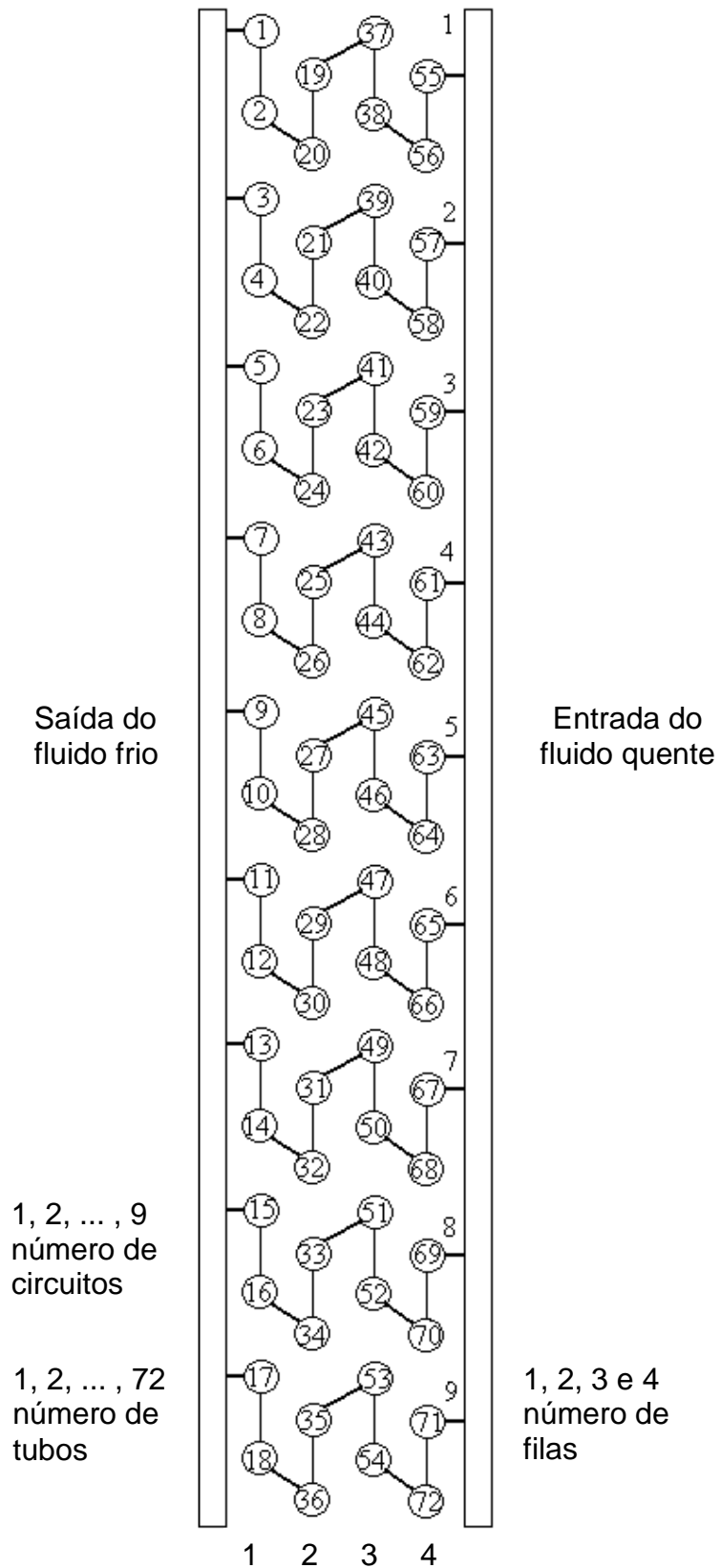


Figura18 - Arranjo interno dos tubos de um trocador de calor compacto.

3. MATERIAL E MÉTODOS

3.1. Local

Este trabalho foi realizado na área de Energia na Agricultura e de Pré-processamento de Produtos Agrícolas, do Departamento de Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa.

3.2. Fornalha a carvão vegetal para aquecimento direto do ar

3.2.1. Construção da fornalha

A fornalha foi projetada em módulos para compor um “kit” de fácil transporte e montagem pelo usuário. Fazem parte do “kit”: base (módulo 1); cinzeiro (módulo 2); câmara de combustão (módulo 3); caixa de areia (módulo 4), todos em chapa metálica número 20 (Figura 19); depósito de combustível, ventilador centrífugo e fôrmas para lajes.

A montagem da fornalha consistiu no revestimento interno de cada módulo com duas paredes de tijolos maciço, uma de meio-tijolo e outra, justaposta à primeira, com tijolos em espelho. Os módulos foram unidos entre si com parafusos e separados internamente um do outro por meio de lajes de concreto, formando uma estrutura única, com dimensões de (0,95 x 0,95 x 1,22) m de altura e com quatro compartimentos.

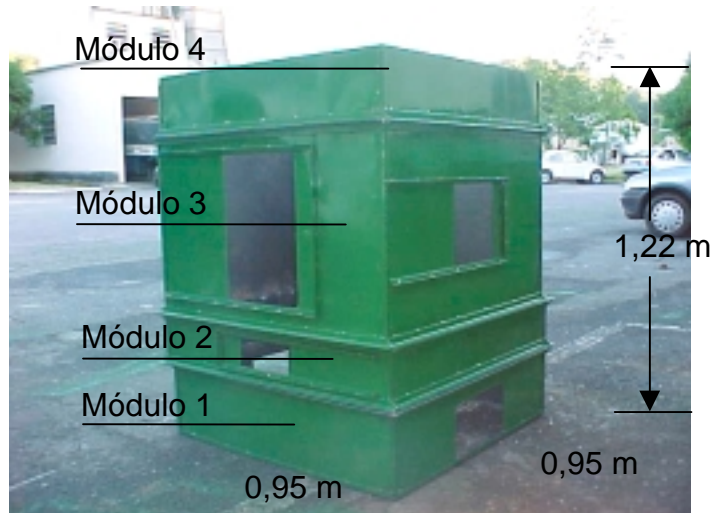


Figura 19 - Posição dos módulos na fornalha.

As lajes internas da fornalha foram confeccionadas em fôrmas metálicas quadradas, com armação, nas dimensões de (0,94 x 0,94 x 0,05) m e concretadas com cimento, areia lavada e brita n°1. Uma laje circular com uma abertura no centro, de 0,30 m de diâmetro, foi construída para o ciclone e uma retangular, de (0,30 x 1,30) m, para a ligação deste ao ventilador (Figura 20 a e b).



(a)



(b)

Figura 20 - Fôrmas das lajes. (a) Fôrmas metálicas para confecção das lajes. (b) Fôrmas concretadas.

A base da fornalha, dimensões externas de (0,95 x 0,95 x 0,25) m, primeiro compartimento construído, destinou-se à condução dos gases de combustão até a saída da fornalha. Este compartimento, denominado câmara inferior da fornalha, possui dimensões suficientes para proporcionar a

combustão completa dos gases. Nela foram colocadas duas aberturas: uma de (0,30 x 0,20) m, para a saída dos gases da fornalha, e outra de (0,20 x 0,18) m, oposta à primeira, para limpeza do compartimento (Figura 21a e b).

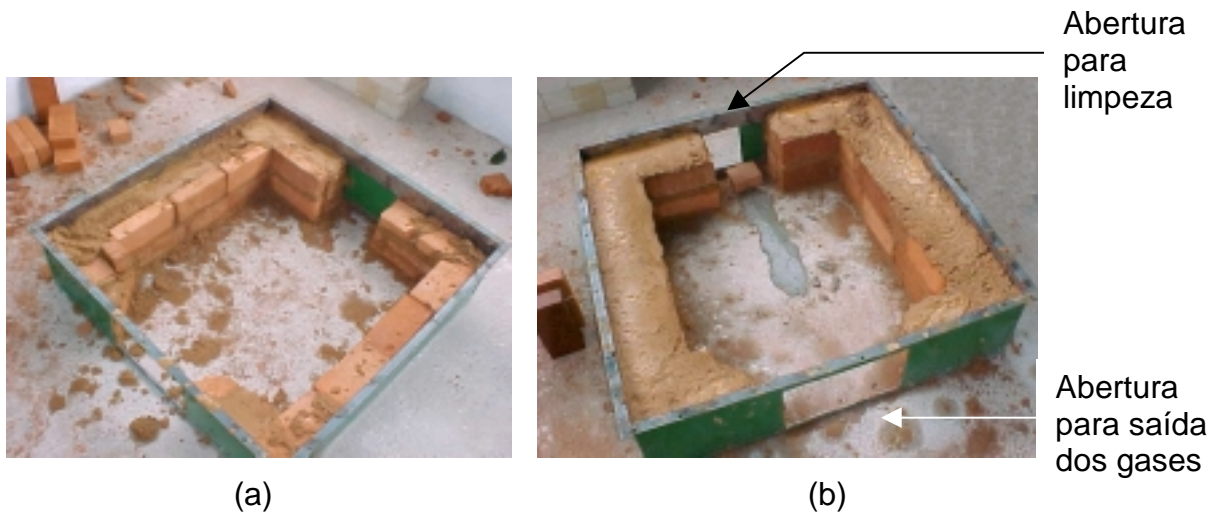


Figura 21 - Construção da câmara inferior da fornalha. (a) Posição dos tijolos na base da fornalha. (b) Aberturas para limpeza e saída dos gases da fornalha.

O segundo compartimento, com dimensões externas de (0,95 x 0,95 x 0,17) m, destinou-se ao recolhimento das cinzas provenientes da combustão do carvão na célula de queima (Figura 22). As cinzas, ao deixarem a célula de queima, passam por uma abertura de (0,22 x 0,22) m, localizada na laje inferior da câmara de combustão (Figura 23 e 24), sendo depositada no cinzeiro. Para a retirada das cinzas construiu-se, em um dos lados deste compartimento, uma abertura de (0,22 x 0,09) m de altura (Figura 19 – módulo 2).



Figura 22 - Assentamento de tijolos no compartimento cinzeiro (módulo 2).



Figura 23 - Compartimento cinzeiro onde é mostrada abertura na laje da câmara de combustão por onde caem as cinzas.

O terceiro compartimento, dimensões externas de (0,95 x 0,95 x 0,60 m), é a câmara de combustão. Nela foi colocada a célula de queima que recebe, por gravidade, o carvão contido no depósito situado anexo à caixa de areia, através da abertura deixada na laje superior da câmara de combustão.

Com base na experiência com outras fornalhas do mesmo tipo, construídas anteriormente no Departamento de Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa, com consumo médio de $5,5 \text{ kg.h}^{-1}$, e adotando-se uma taxa de liberação de energia de 220 kW.m^{-3} , para um combustível com PCI de $28.500 \text{ kJ.kg}^{-1}$, determinou-se, baseado na equação 34, um volume interno para a câmara de combustão de aproximadamente $0,20 \text{ m}^3$ ($0,63 \times 0,63 \times 0,50$) m. À exceção das demais partes da fornalha, a câmara de combustão foi revestida internamente com tijolos refratários assentados em espelho, sobre paredes de meio-tijolo maciço (Figura 24).

Na câmara de combustão foram construídas duas aberturas (Figura 19 – módulo 3): uma de ($0,30 \times 0,45$) m para entrada e retirada da grelha, e outra de ($0,25 \times 0,25$) m destinada à entrada de ar comburente.

Para a regulação do ar primário na câmara de combustão, foi colocado, na abertura de saída dos gases da fornalha, um registro, evitando-se, com este procedimento, alterar a área de entrada de ar comburente na câmara de combustão (Figura 25).



Figura 24 - Assentamento de tijolos refratários na câmara de combustão sobre parede de meio-tijolo maciço. No centro, posicionamento da célula de queima e abertura para passagem das cinzas.



Figura 25 - Registros situados na saída dos gases da fornalha para controle da admissão de ar primário na câmara de combustão, e no ciclone, para regulagem da velocidade dos gases.

O quarto compartimento, dimensões externa de (0,95 x 0,95 x 0,20) m, é o depósito de areia, que foi construído com o objetivo de evitar trincas e reduzir as perdas de calor através da laje superior da câmara de combustão (Figura 26). Acoplado à caixa de areia, encontra-se o depósito de carvão com dimensões (seção) de (0,60 x 0,60) m, fundo inclinado em 45° e altura total de

1,10 m, cujas laterais foram construídas com chapa metálica número 14 e a parte inferior, sujeita a maiores tensões térmicas, com chapa número 12. A parte inferior do depósito de carvão comunica-se com a câmara de combustão por meio de uma abertura com dimensões de (0,22 x 0,22) m, situada na laje da caixa de areia.



Figura 26 - Enchimento da caixa de areia e depósito de combustível.

3.2.1.1. Célula de Queima

O cálculo da superfície da grelha, com base teórica, não apresenta eficácia porque as propriedades dos carvões e de outros combustíveis não podem ser levadas em consideração. Desta forma, para avaliar o desempenho da fornalha, sob diferentes demandas de carga térmica, para aquecimento de ar, foram construídas quatro células de queima, denominadas C_0 , C_1 , C_2 e C_3 (Figura 27), com as dimensões apresentadas no Quadro 5.



Figura 27 - Células de queima utilizadas no experimento.

Quadro 5 - Dimensões das células de queima C₀, C₁, C₂ e C₃

Célula de queima	a, b, c (m*)	Área total (m ^{2**})	Capacidade, kg de carvão	Razão entre superfície livre e superfície total
C ₀	0,20 x 0,17 x 0,10	0,1080	0,741 ± 0,035	0,47
C ₁	0,20 x 0,20 x 0,17	0,2400	1,425 ± 0,053	0,34
C ₂	0,20 x 0,20 x 0,24	0,3072	2,135 ± 0,062	0,35
C ₃	0,20 x 0,20 x 0,32	0,3840	2,764 ± 0,155	0,37

* Dimensões internas.

** Área total externa.

As células de queima foram dimensionadas mantendo inalterada a área da seção transversal, mas alterando-se a altura, de modo que aumentasse aritmeticamente a capacidade de carga em aproximadamente 0,7 kg de carvão.

As células foram construídas no formato retangular, com ferro liso de diâmetro de 19 mm ($\frac{3}{4}$ "), com exceção da célula C₀ que foi construída em ferro fundido. O espaçamento médio entre as barras que compõem as células foi de 16 mm. A célula de queima C₀ apresentou maior razão entre superfície livre e superfície total, por ter sido construída com material diferente das demais, ou seja, com grade em ferro fundido, cujo espaçamento entre as barras foi pouco maior que das demais células. Todas as células apresentaram relação entre superfície livre e superfície total, compreendida entre 0,25 e 0,50, faixa citada por NUBER (1975), para carvão.

A célula de queima foi apoiada na laje inferior da câmara de combustão, sobre a abertura destinada à passagem das cinzas, de modo que coincidissem a abertura superior da grelha com a abertura de saída do carvão do depósito de combustível. Por causa da diferença de altura das grelhas, em relação à altura da câmara de combustão, para impedir o arraste de cinzas pelo ventilador, devido à circulação de ar pelo espaço abaixo da grelha no momento da queda das cinzas, um revestimento construído com chapa de aço foi fixado, envolvendo os suportes de apoio da grelha (Figura 27). No interior da câmara de combustão, uma parede de (0,63 x 0,23 x 0,02) m de espessura foi

construída com tijolos refratários a fim de “canalizar” os gases de combustão para a câmara inferior da fornalha, por meio de uma abertura de (0,63 x 0,12) m, e, ao mesmo tempo, reter algumas partículas de combustível e melhorar a turbulência do ar primário na câmara de combustão (Figura 28 a e b).

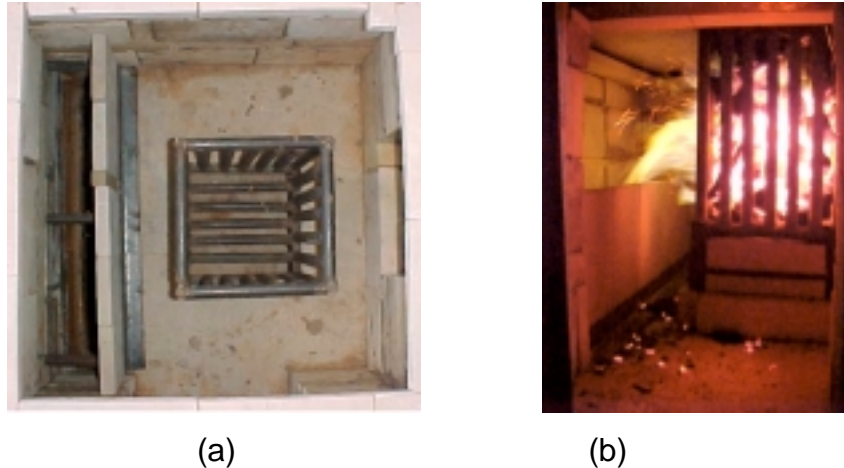


Figura 28 - Câmara de combustão. (a) Parede para retenção de partículas e condução dos gases para a câmara inferior da fornalha. (b) Condução dos gases de combustão para o interior da fornalha.

3.2.1.2. Ciclone

Como primeira aproximação para a determinação da altura e do diâmetro do ciclone, para a fornalha em estudo, e desprezando-se o fato de as partículas incandescentes estarem sofrendo redução de tamanho durante sua trajetória no interior do ciclone, supôs-se que a trajetória das partículas no interior do componente cilíndrico seria suficiente para o resfriamento e para a extinção das fagulhas. Não seria necessário o componente cônico, comum nos ciclones separadores, por não ter sido dimensionado para ser um equipamento separador de partículas propriamente dito, o que o conduziria a dimensões elevadas²⁴, mas para assegurar o principal mecanismo de interesse, ou seja, a ação da força centrífuga sobre as partículas suspensas nos gases de combustão e a decantação de partículas maiores.

Pelo fato de o ciclone trabalhar com pressão negativa, impôs-se que a entrada de ar seria tangencial à parte inferior do ciclone, com saída pela parte superior.

²⁴ Aqui se objetiva o dimensionamento do ciclone como apagador de fagulhas.

Na operação de ciclones convencionais, um problema comum é o desgaste do equipamento pela ação abrasiva das partículas em atrito com as paredes do ciclone. A corrosão também se verifica quando o ciclone, trabalhando com gases reativos, opera sob condições que favorecem a condensação de umidade no seu interior (BETHEA, 1978). Tratando-se de gases de combustão, onde tal fato poderia vir a ocorrer, devido à presença de umidade no combustível, optou-se pela construção do ciclone em alvenaria que, além de proporcionar maior vida útil, é de fácil construção.

Considerando-se, neste trabalho, o interesse em dimensionar apenas o componente cilíndrico do ciclone, estabeleceu-se que, segundo PELL & DUNSON (1997), a altura deste componente deverá ter dimensões correspondentes ao dobro de seu diâmetro ($H = 2D$). Para a determinação destas dimensões, utilizou-se a metodologia apresentada por MOREIRA (2001) e STONE (1997), com base na vazão e na velocidade dos gases preestabelecidos na entrada do ciclone. Para facilitar a construção do ciclone, utilizou-se uma chapa galvanizada número 18, de dimensões de (2,0 x 1,0) m que, depois de calandrada, deu origem a uma fôrma cilíndrica de 1,0 m de altura por 0,64 m de diâmetro²⁵. Duas aberturas foram feitas na base do cilindro, uma para a entrada tangencial dos gases provenientes da fornalha e outra para inspeção e limpeza. Um registro foi instalado para regular, caso necessário, a velocidade dos gases na entrada do ciclone (Figura 25). Externamente, foi revestido por alvenaria de tijolos maciços, com espessura de meio-tijolo (Figura 29 a). Sobre as paredes do ciclone, construiu-se 13 aberturas tangenciais, feitas com tijolos cortados, com dimensões de (0,225 x 0,035 x 0,07) m, para possibilitar a entrada de ar frio e sua mistura aos gases quentes (Figura 29 b). Uma laje circular, com abertura central de 0,30 m de diâmetro, foi colocada sobre o cilindro de alvenaria. Após a construção, a altura interna do ciclone foi de 1,22 m. Um duto, com comprimento de 0,41 m e largura média de 0,275 m, foi construído, em alvenaria, para ligar o ciclone à fornalha, conforme mostrado na Figura 25. Nesta transição foi feito um orifício para coleta de gases.

Para interligar o ciclone ao ventilador, construiu-se um duto de alvenaria com 1,30 m de comprimento por 0,30 m de altura e de largura, com

²⁵ Diâmetro calculado segundo a metodologia utilizada: 0,65 m.

duas aberturas laterais para regular a entrada de ar frio (ambiente) e misturá-lo aos gases quentes da combustão, possibilitando a regulação da temperatura do ar aquecido (Figura 29 b).



Figura 29 - Construção do ciclone. (a) Fôrma metálica para facilitar o assentamento e alinhamento dos tijolos. (b) Aberturas tangenciais para entrada de ar no ciclone e abertura lateral para regulação da temperatura do ar aquecido.

Para isolar o ciclone, quando da utilização da fornalha, com opção para aquecimento indireto do ar, foi instalado um registro localizado na laje superior do ciclone, isolando-o do sistema (Figura 30 a e b).

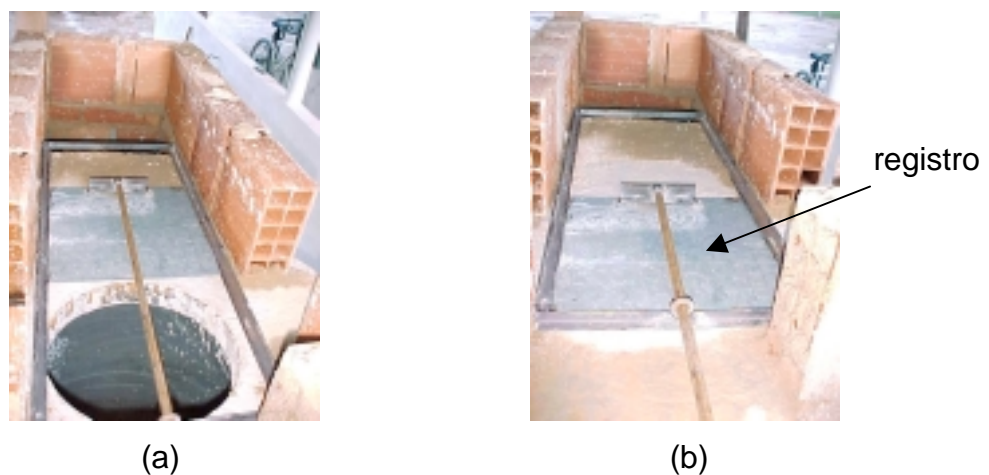


Figura 30 - Dispositivo para possibilitar o funcionamento da fornalha no aquecimento direto e indireto do ar. (a) Registro aberto para funcionamento da fornalha, com opção para aquecimento direto do ar. (b) – Dispositivo fechado para isolamento do ciclone e funcionamento da fornalha, com opção para aquecimento indireto do ar.

3.2.1.3. Ventilador

Os gases da combustão de biomassa, comumente trazem consigo partículas em suspensão. Em muitas aplicações, como na secagem de produtos agrícolas, a movimentação destes gases requer a utilização de ventiladores resistentes à temperatura do fluido e à ação corrosiva das partículas que carregam. Dentre os tipos de ventiladores centrífugos, os de pás radiais possuem características que os tornam adequados à utilização em fornalhas de fogo direto, sendo que, em alguns deles, o formato das pás impede o acúmulo de impurezas, facilita a construção e possuem baixo custo; razões pelas quais foram escolhidos para compor a fornalha em estudo.

Para succionar o ar comburente, os gases de combustão, o ar frio (ambiente) necessário à mistura com os gases quentes e para fornecer a vazão de ar necessária à secagem, um ventilador centrífugo de pás retas (em número de oito), foi construído (Figura 31 a e b), conforme descrito por SILVA, MELO e PINTO (2000).

O rotor do ventilador foi acoplado diretamente ao eixo de um motor elétrico trifásico, marca WEG, com potência nominal de 3,73 kW (5,0 cv) e 1750 rpm, com rendimento nominal e fator de potência a plena carga de 84,6 % e 0,83 respectivamente²⁶. Para a medição da vazão, utilizou-se um "túnel de vento" (Figura 32), construído segundo a metodologia proposta pela National Association of Fan Manufacturers (1952).



(a)



(b)

Figura 31 - Construção do ventilador centrífugo. (a) Construção da voluta. (b) Ventilador centrífugo após sua construção, equipado com motor elétrico.

²⁶ Dados fornecidos pelo fabricante.

Após a construção e montagem dos módulos, ciclone, ventilador, depósito de combustível, dutos de ligação e de um galpão em estrutura metálica, para abrigo dos equipamentos, a fornalha apresentou-se conforme mostrado na Figura 33.

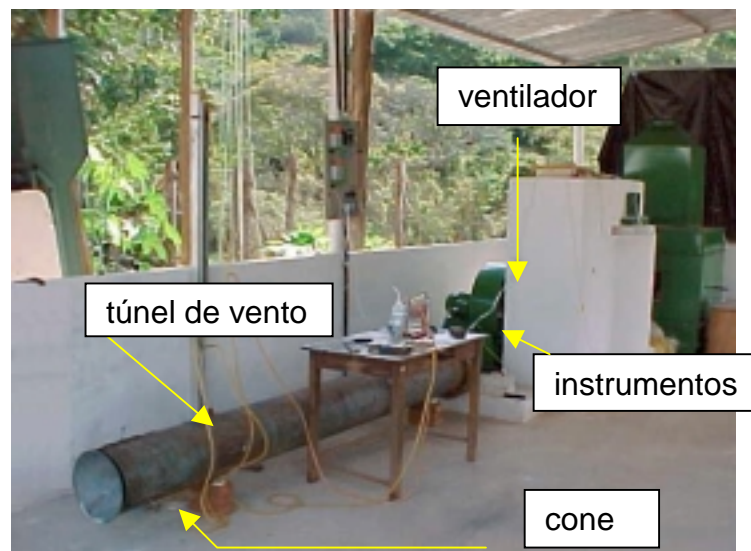


Figura 32 - Duto para medição da vazão do ar aquecido.



Figura 33 - Vista geral da fornalha acoplada ao ventilador e ao ciclone.

3.2.1.4. Princípio de funcionamento da fornalha na opção de aquecimento direto do ar

O funcionamento da fornalha tem início com o escorvamento do carvão no interior da célula de queima, após o abastecimento do depósito de combustível, cuja capacidade é de aproximadamente 75 kg de carvão. O material sólido proveniente do depósito de combustível alimenta continuamente, por gravidade a célula de queima situada na câmara de combustão. Um registro localizado na saída dos gases da fornalha controla a entrada de ar comburente na câmara de combustão, permitindo que quantidades maiores ou menores de ar sejam admitidas. À medida que o combustível vai se deslocando para a parte inferior do depósito, a temperatura na sua superfície vai se elevando até atingir, na célula de queima, a temperatura de ignição. O oxigênio do ar, ao atravessar a célula de queima (zona de reação), entra em contato com o combustível sólido, desencadeando as reações de oxidação entre o carbono e o oxigênio, gerando maior ou menor quantidade de calor de acordo com a quantidade de ar comburente admitida. As cinzas resultantes da combustão são recolhidas continuamente, por gravidade, para o compartimento cinzeiro, localizado abaixo da câmara de combustão, deixando livre o espaço entre as ferragens da grelha e os carvões, facilitando a distribuição do ar por toda extensão da grelha.

Os gases da combustão são conduzidos até o ciclone pela diferença de pressão estabelecida pelo ventilador entre os pontos de entrada e de saída dos fluidos gasosos no interior da fornalha. Os gases ao entrarem tangencialmente no ciclone, adquirem trajetória em espiral, fazendo com que as partículas, pela ação da força centrífuga, colidam contra a parede do cilindro, perdendo velocidade, decorrente do atrito, e favorecendo sua queda. Simultaneamente, os gases, em movimento espiralado, são succionados para cima, pela parte central do ciclone. Devido ao movimento em espiral, partículas incandescentes são apagadas durante sua trajetória no interior do ciclone. Duas aberturas laterais, situadas no duto de ligação entre o ciclone e o ventilador, permitem a mistura do ar ambiente com os gases quentes, provenientes da fornalha, cuja temperatura é indicada por um termômetro bimetálico instalado na saída do ventilador. O ventilador, após succionar a mistura dos gases da combustão e

do ar ambiente, fornece uma vazão de ar aquecido propícia à secagem de produtos agrícolas, caracterizando, desta forma, o aquecimento direto do ar em fornalha com operação a fogo direto. O fluxo de gases no interior da fornalha é ilustrado na Figura 34.

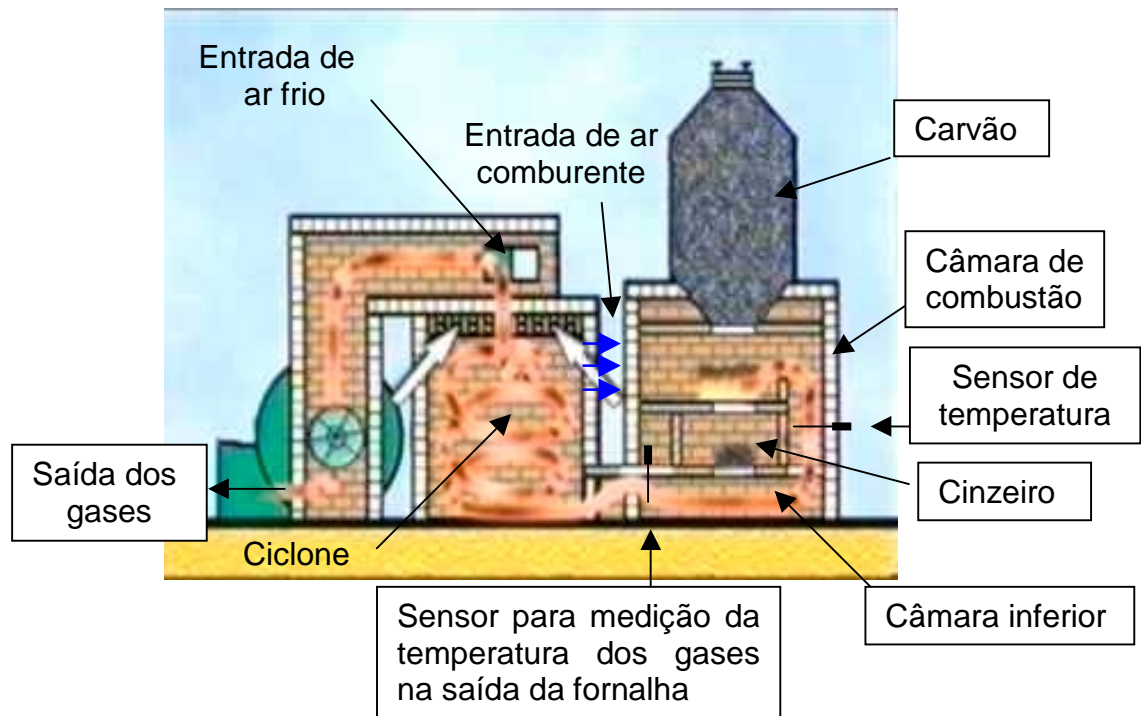


Figura 34 - Percurso dos gases no interior da fornalha.

3.2.2. Instrumentação da fornalha

Para acompanhar, avaliar e controlar sistematicamente os parâmetros que influenciam o desempenho da fornalha e, ao mesmo tempo, obter dados para o controle da combustão e dimensionamento do sistema, uma série de variáveis foram monitoradas por meio da instrumentação da fornalha, tais como: temperatura de bulbo seco e de bulbo molhado do ar ambiente, vazão de ar comburente na câmara de combustão, temperatura, pressão e qualidade dos gases de combustão, vazão e temperatura do ar aquecido, temperaturas nas paredes internas e externas da fornalha, temperatura do leito de carvão na célula de queima, temperatura das cinzas, temperatura dos gases no interior e na saída da fornalha e medição do consumo de combustível. Estas

informações são indispensáveis para o equacionamento dos balanços de massa e energia e para a avaliação do desempenho de cada componente do sistema.

3.2.2.1. Sensores de temperatura

As temperaturas foram medidas por meio de sondas termométricas, escolhidas de acordo com a temperatura do local de medição e tolerância à atmosfera corrosiva. Utilizaram-se sondas de imersão em líquidos e gases, com 150, 200 e 500 mm de comprimento e 1,5 mm de diâmetro, e sondas de superfície com pastilha na junta quente de 3,0 mm de diâmetro (Figura 35), todas do tipo K.



Figura 35 - Sensor de superfície com pastilha na junta quente.

Os sensores de superfície foram utilizados para medir as temperaturas das superfícies das paredes da fornalha, do depósito de combustível e da caldeira. As temperaturas do ar aquecido e do ar ambiente, dos gases na saída da fornalha, no percurso dos gases na caldeira e do ar, na entrada e na saída do trocador de calor, foram medidas com os sensores para imersão em gases. A temperatura da água na entrada e a do vapor na saída da caldeira e a temperatura do condensado na saída do trocador de calor foram medidas por sensores de temperatura para imersão em líquidos. Para medição da temperatura das cinzas, uma sonda termométrica foi instalada no compartimento do cinzeiro.

Um pirômetro de radiação infravermelha, modelo IS3D Gulton, foi utilizado para medir a temperatura do leito incandescente de carvão na célula de queima (Figura 36).

Uma sonda termométrica tipo S (Pt – PtRh 10%), com 500 mm de comprimento e 10 mm de diâmetro e revestida externamente por uma capa de porcelana, foi utilizada para medir a temperatura do leito incandescente de carvão e ajuste do dial de emissividade do pirômetro (Figura 37).



Figura 36 - Medição da temperatura da célula de queima utilizando-se o pirômetro.



Figura 37 - Medição²⁷ da temperatura na célula de queima, com sonda termométrica tipo S.

²⁷ Esta medição foi realizada com todas as aberturas da fornalha fechadas, exceto a de entrada de ar comburente.

3.2.2.2. Posicionamento das sondas termométricas

As sondas de superfície foram instaladas no centro geométrico das paredes internas de cada módulo da fornalha. Os tijolos que receberam as sondas foram furados com uma broca de 5,0 mm de diâmetro. As sondas foram inseridas na cavidade e posicionadas a 3,0 mm da superfície de medição (Figura 38 a e b). Para melhor contato da sonda com a superfície de medição, uma pasta refratária foi colocada no ponto de contato entre a sonda e a parede de medição.



(a)



(b)

Figura 38 - Colocação da sonda de superfície para medição da temperatura na parede interna da fornalha. (a) Introdução da sonda na cavidade de um tijolo refratário. (b) Posicionamento da sonda no interior do tijolo refratário.

A temperatura dos gases, na saída da fornalha, foi medida por um sensor localizado na saída dos gases da câmara inferior (Figuras 34 e 39).



Figura 39 - Medição da temperatura dos gases na saída da fornalha.

Na Figura 40 é mostrado o posicionamento das sondas de medição de temperatura na célula de queima (a); nas cinzas²⁸ (b); na parede interna da base da fornalha (c); na parede interna do cinzeiro (d); e dos gases na saída da fornalha (e).



Figura 40 - Posicionamento das sondas de medição da temperatura. Na célula de queima (a); nas cinzas (b); na parede interna da base da fornalha (c); na parede interna do cinzeiro d; e dos gases na saída da fornalha (e).

O posicionamento das sondas de medição da temperatura, nas paredes internas da câmara de combustão, na parede lateral interna do cinzeiro e na parede lateral interna da base, são mostrados na Figura 41.

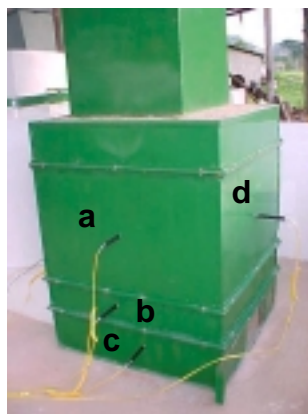


Figura 41 - Medição da temperatura. Nas paredes internas da câmara de combustão (a, d); na parede interna do cinzeiro (lado oposto à abertura do cinzeiro)(b), e na parede interna da base da fornalha (lado oposto à abertura)(c).

²⁸ Leituras realizadas com a porta de limpeza fechada.

A temperatura do ar aquecido foi medida na saída do ventilador (Figura 42), após mistura do ar ambiente com os gases de combustão no ciclone. A temperatura na superfície externa da fornalha foi medida posicionando-se, sobre a superfície, uma sonda para medição de temperatura em superfícies (Figura 43). Para evitar o aquecimento da superfície externa pela radiação direta dos raios solares sobre a fornalha, um dos lados do galpão recebeu uma cortina de plástico para sombreamento da fornalha.



Figura 42 - Posicionamento da sonda de medição da temperatura do ar aquecido na saída do ventilador.



Figura 43 - Medição de temperatura na superfície externa da fornalha.

Um psicrômetro foi construído para medição das temperaturas de bulbo seco e de bulbo molhado do ar ambiente, utilizando-se dois termopares (Figura 44). Um dos termopares teve sua extremidade envolvida em um tecido de

algodão umedecido, para medição da temperatura de bulbo molhado. Um pequeno ventilador foi utilizado para assegurar uma ventilação adequada no bulbo molhado do psicrômetro. Para aferição dos sensores, um psicrômetro de funda foi utilizado para medição das temperaturas. Os sensores de temperatura foram conectados a uma unidade de aquisição de dados, marca Fluke, modelo 2625 A, e os dados foram enviados por telemetria a um microcomputador (Figura 45 a e b).



Figura 44 - Psicrômetro para medição da temperatura de bulbo molhado e de bulbo seco do ar ambiente.



(a)



(b)

Figura 45 - (a) Unidade remota de aquisição de dados. (b) Base de recepção de dados por telemetria.

3.2.2.3. Medição da velocidade do ar comburente e da vazão do ar aquecido

Para calcular o excesso de ar, mediu-se a velocidade do ar comburente na entrada da câmara de combustão, utilizando-se um anemômetro digital com precisão de leitura de $0,1 \text{ m.s}^{-1}$ (Figura 46).



Figura 46 - Medição da velocidade do ar comburente na entrada da câmara de combustão.

Com o objetivo de evitar o aquecimento do anemômetro, ocasionado pela radiação emitida pela célula de queima, construiu-se um duto na entrada da fornalha (Figura 47), de modo que o elemento sensor do anemômetro não ficasse exposto diretamente à radiação. Manteve-se a seção transversal do duto igual à da entrada da câmara de combustão, minimizando, desta forma, a perda de carga na entrada da fornalha. A seção transversal da entrada do duto foi dividida em nove áreas iguais, reticuladas (Figura 48), e mediu-se a velocidade do ar no centro de cada área, com cinco repetições.

Para obter as diferentes vazões preestabelecidas para os testes, impôs-se ao sistema uma perda de carga por meio da regulação da abertura de um cone localizado na saída do duto de medição de vazão (Figura 32). Para calcular a vazão do ar aquecido, mediu-se a pressão dinâmica do ar por meio de um tubo de Pitot conectado a um manômetro diferencial inclinado. Os pontos de medição foram determinados pelo método dos centróides de áreas

iguais. Para o tamanho do duto utilizado (diâmetro de 300 mm), as pressões foram medidas em 20 pontos da seção transversal de medição (10 pontos por diâmetro, Figura 49), conforme recomendação da National Association of Fan Manufacturers (1952).



Figura 47 - Duto para medição da velocidade do ar na entrada da câmara de combustão.

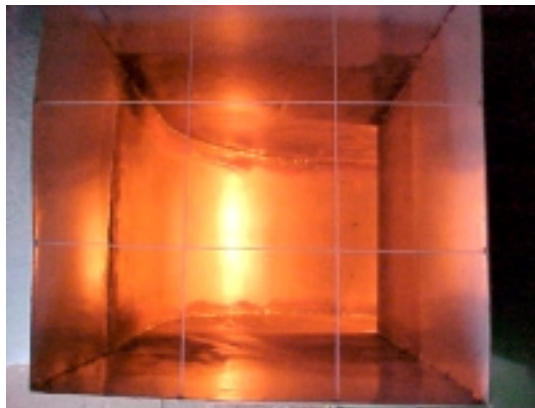


Figura 48 - Detalhe da seção de medição da velocidade do ar na entrada da câmara de combustão e da radiação emitida pela célula de queima.

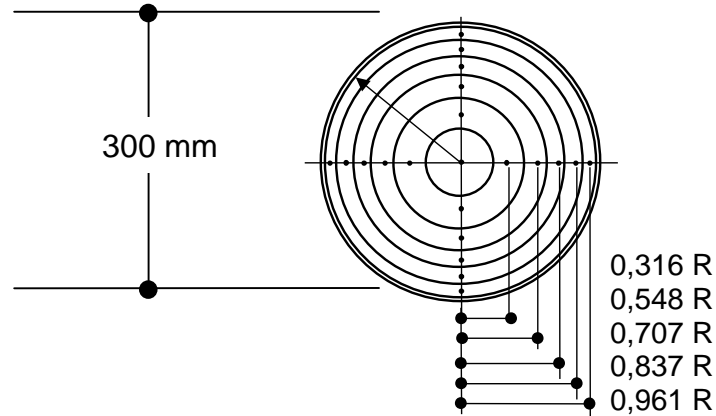


Figura 49 - Pontos de medida da velocidade do ar na seção transversal do duto de medição de vazão.

A velocidade do fluido na seção de cada círculo concêntrico foi determinada pela equação (CAMARGO, 1990):

$$V_i = \sqrt{2 g \frac{P_{v_i}}{\rho_0 d}} \quad (62)$$

em que

V_i – velocidade do fluido no i -ésimo ponto da seção transversal do duto, $m.s^{-1}$;

P_{v_i} – pressão dinâmica lida, mmca;

g – aceleração da gravidade local, $m.s^{-2}$;

ρ_0 - massa específica do ar ao nível do mar e à temperatura de 21°C ($1,2015 kg.m^{-3}$); e

d – fator de correção, adimensional.

A massa específica do ar foi corrigida para a temperatura do ar aquecido, levando-se em consideração a pressão atmosférica local, obtida nos registros diários da estação climatológica da Universidade Federal de Viçosa.

O fator de correção foi obtido segundo a American Conference of Governmental Industrial Hygienists (1977) utilizando-se a seguinte equação:

$$d = \frac{294}{273 + t} \frac{P}{760} \quad (63)$$

em que

294 – temperatura padrão do ar (21°C), expresso em graus Kelvin;

P – pressão atmosférica local, mmHg; e

t – temperatura do ar aquecido, °C.

A vazão corrigida do ar aquecido foi calculada pela equação:

$$Q = \frac{S}{20} \sum_{i=1}^{20} V_i \quad (64)$$

em que

Q – vazão corrigida do fluido que passa pela seção transversal S, m³.s⁻¹; e

S – área da seção transversal do duto de medição de vazão, m²;

De acordo com BROOKER, BAKKER-ARKEMA e HALL (1992), no aquecimento de uma massa de ar para secagem, a vazão mássica de ar seco do ar de secagem é calculada dividindo-se a vazão do ar de secagem pelo volume específico (ou multiplicando-se pela massa específica) do ar, nas condições ambientais. Assim, a vazão mássica do ar aquecido foi calculada pela equação:

$$\dot{m}_{\text{ar aquecido}} = \rho_{\text{ar seco}} Q \quad (65)$$

em que

$\dot{m}_{\text{ar aquecido}}$ - vazão mássica do ar aquecido, kg.s⁻¹; e

$\rho_{\text{ar seco}}$ - massa específica do ar seco, kg.m⁻³.

A massa específica do ar seco, constituída pela fração de ar seco contido no volume de ar, foi determinada por (DELMÉE, 1983 e ZOLNIER, 1994):

$$\rho_{\text{ar seco}} = \frac{M_{\text{mar}}}{R_a} \frac{\delta}{T_1 Z_1} (P_1 - P_V) \quad (66)$$

em que

M_{mar} – massa molecular do ar (28,9645 kg.kmol⁻¹);

R_a – constante universal dos gases para o ar seco, (8,3143 kJ.kmol⁻¹.K⁻¹);

δ - densidade relativa do gás, no caso ar ($\delta = 1$);

T_1 - temperatura do ar, K;

Z_1 - fator de compressibilidade do ar ($Z_1 = 1$);

P_1 - pressão atmosférica local, kPa; e

P_V - pressão parcial de vapor, kPa.

A pressão parcial de vapor foi calculada pela equação (ZOLNIER, 1994):

$$P_V = PVS_{t_{bu}} - A P (t_{bs} - t_{bu}) \quad (67)$$

em que

P_V – pressão real de vapor d'água na atmosfera, hPa;

$PVS_{t_{bu}}$ – pressão de saturação do vapor d'água à temperatura de bulbo molhado, em hPa;

A – constante do psicrômetro, igual a $6,7 \cdot 10^{-4} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$, para psicrômetro aspirado;

P – pressão atmosférica local, hPa; e

t_{bs} e t_{bu} – temperaturas de bulbo seco e molhado, respectivamente, $^\circ\text{C}$.

A pressão de saturação do vapor d'água foi calculada por:

$$PVS_{t_{bu}} = 6,1078 \cdot 10^{\left[\frac{(7,5 t_{bu})}{237,3 + t_{bu}} \right]} \quad (68)$$

A vazão volumétrica e mássica do ar comburente, na entrada da câmara de combustão, foi calculada pelas equações 69 e 70, respectivamente.

$$Q_{\text{ar comb}} = \frac{S'}{n} \sum_{i=1}^n V_i \quad (69)$$

$$\dot{m}_{\text{ar seco}} = \rho_{\text{ar seco}} Q_{\text{ar comb}} \quad (70)$$

em que

$Q_{\text{ar comb}}$ - vazão volumétrica de ar comburente, $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$;

S' - área da seção transversal do duto de entrada de ar comburente (0,245 x 0,25 m), m^2 ;

n - fator de divisão da área S' ($n = 9$ para fornalha externa e $n = 10$ para a fornalha interna); e

$\dot{m}_{\text{ar seco}}$ - vazão mássica real de ar comburente seco na entrada da câmara de combustão, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$;

A vazão mássica de ar comburente úmido, na entrada da câmara de combustão, foi calculada pela equação:

$$\dot{m}_{\text{ar úmido}} = \dot{m}_{\text{ar seco}} (1 + W) \quad (71)$$

em que

$\dot{m}_{\text{ar úmido}}$ - vazão mássica real de ar comburente úmido na entrada da câmara de combustão $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$;

Calculou-se a razão de mistura pela equação 72:

$$W = 0,622 \frac{P_V}{(P - P_V)} \quad (72)$$

3.2.2.4. Medida da pressão estática na câmara de combustão

A pressão estática na câmara de combustão foi medida na parede por onde fluem os gases para a câmara inferior, Figura 50 (a), e na saída dos gases da fornalha, antes da entrada no ciclone (ponto de coleta de gases), Figura 50 (b).



(a)



(b)

Figura 50 - Medição da pressão estática. (a) Na câmara de combustão. (b) Ponto para medida da pressão estática e coleta de gases na saída da fornalha.

3.2.3. Preparo do combustível

No preparo do combustível, utilizou-se carvão vegetal de eucalipto, oriundo do município de Viçosa - MG. O carvão foi quebrado em tamanhos variados e passado por peneira de 15,9 mm, para eliminação da moinha. A moinha, constituída por lascas, pequenos fragmentos e pó de carvão, foi descartada por influenciar na determinação da massa específica, apresentar restrições ao fluxo de ar primário na célula de queima, passar pelos espaços entre a ferragem da grelha, ser facilmente arrastada na câmara de combustão e por ter sido, a fornalha, concebida para trabalhar com fragmentos maiores de carvão, considerando-se que os gases resultantes da combustão deveriam conter o mínimo de impurezas, por se destinarem à secagem de produtos agrícolas. Após este procedimento, fez-se a determinação da granulometria.

3.2.3.1. Medida da granulometria e do tamanho médio do carvão vegetal

A granulometria do carvão vegetal foi determinada conforme a norma NBR 7402/82 da ABNT, utilizando-se um conjunto de peneiras vibratórias.

A partir dos dados da análise granulométrica e da norma NBR 7402/82, da ABNT, determinou-se o tamanho médio das partículas utilizando a equação 4.

3.2.3.2. Medida dos teores de carbono fixo, matérias voláteis e cinzas – análise imediata

A análise química imediata do carvão vegetal foi realizada no Laboratório de Energia da Madeira, do Departamento de Engenharia Florestal da UFV, com base na norma da ABNT NBR 8112/83 “carvão vegetal - análise Imediata”.

3.2.3.3. Medida do poder calorífico

O poder calorífico superior foi determinado em bomba calorimétrica, no Laboratório de Energia da Madeira, segundo as normas ASTM D-2015-66. O poder calorífico inferior foi calculado utilizando-se a equação 2, apresentada no item 2.2. Como o poder calorífico depende da composição elementar do combustível e dos teores de carbono, hidrogênio e oxigênio da temperatura de carbonização, os dados para a composição elementar do combustível foram retirados da Tabela 1, para a temperatura de carbonização de 400°C, típica dos fornos de carbonização utilizados na região.

3.2.3.4. Medida do teor de água do carvão vegetal

O teor de água do carvão vegetal foi medido conforme descrito na norma NBR 8112/83. A amostra foi preparada conforme prescrito pela norma NBR 6923/81 – “Amostragem e preparação da amostra”, e colocada em estufa previamente aquecida a 105 °C. Em intervalos regulares de duas horas, fez-se a pesagem das amostras (em duplicata), até que atingissem peso constante. O

teor de água foi calculado em base seca e em base úmida, pelas equações 73 e 74, respectivamente:

$$U_{bs} = \frac{M_o - M_1}{M_1} \quad (73)$$

em que

- U_{bs} – teor de água em base seca, decimal bs;
- M_o – massa da amostra de carvão úmido, g; e
- M_1 – massa da amostra de carvão seco, g.

$$U_{bu} = \frac{M_o - M_1}{M_o} 100 \quad (74)$$

em que

- U_{bu} – teor de água em base úmida, % b.u.;
- M_o – massa da amostra de carvão úmido, g; e
- M_1 – massa da amostra de carvão seco, g.

3.2.3.5. Medida da massa específica do carvão vegetal

Após a separação da moinha do carvão e da medida da granulometria e da umidade, determinou-se a massa específica conforme a norma NBR 6922/81.

3.2.4. Parâmetros relativos à combustão

3.2.4.1. Cálculo do coeficiente de excesso de ar

O coeficiente de excesso de ar foi calculado pela equação a seguir, tomando-se como referência o ar comburente seco.

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{ar\ seco}}{\dot{m}_{ar\ seco}} \quad (22)$$

A vazão mássica teórica do ar comburente seco, tomando-se como referência o combustível seco, foi determinada pela equação:

$$\dot{m}_{ar\ seco} = m_{ar\ seco}^{ts} \dot{m}_{cb} \quad (75)$$

em que

\dot{m}_{cb} - vazão mássica de combustível seco, $kg.s^{-1}$.

A vazão mássica de combustível seco foi obtida pela equação:

$$\dot{m}_{cb} = \dot{M}(1 - U_{bu}) \quad (76)$$

em que

\dot{M} - vazão mássica de combustível úmido, $kg.s^{-1}$;

3.2.4.2. Determinação da vazão mássica dos gases na saída da fornalha

A vazão mássica dos gases na saída da fornalha foi determinada por dois métodos. No primeiro método, não se faz necessário conhecer a composição elementar do combustível, pois ele consiste no cálculo da vazão mássica dos produtos da combustão em função das massas dos reagentes, aplicando-se o princípio da conservação das massas. No segundo método, a massa dos gases resultantes da combustão foi calculada segundo os princípios da estequiometria.

3.2.4.2.1. Determinação da vazão mássica dos gases de combustão por balanço material (método simplificado)

Na Figura 51 observa-se o volume de controle e os agentes envolvidos na combustão.

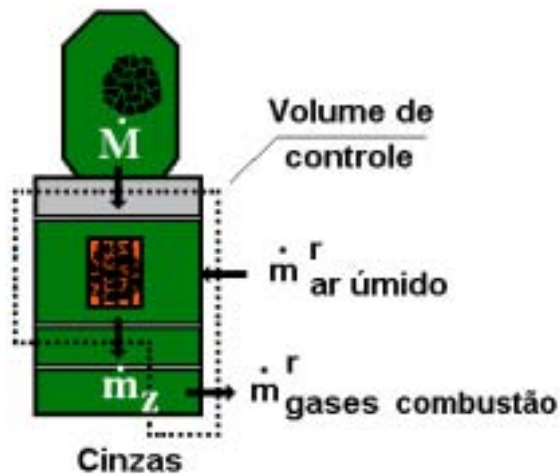


Figura 51 - Volume de controle para balanço material em uma fornalha de fogo direto a carvão vegetal.

A massa dos gases, na saída da fornalha, foi determinada pelas equações abaixo, em que pelo princípio da conservação das massas, tem-se:

$$\dot{m}_{\text{gases combustão}} = \dot{m}_{\text{ar úmido}} + \dot{M} - \dot{m}_z$$

ou

$$\dot{m}_{\text{gases combustão}} = \dot{m}_{\text{ar úmido}} + \dot{M}(1 - Z) \quad (77)$$

ou ainda

$$\dot{m}_{\text{gases combustão}} = \dot{m}_{\text{ar úmido}} + \dot{m}_{\text{cb}}(1 + U_{\text{bs}} - Z^*) \quad (78)$$

em que

\dot{m}_z - vazão mássica de cinzas, $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$;

Z – fração de cinzas no combustível, kg.kg^{-1} de combustível úmido;

Z* – fração de cinzas no combustível, kg.kg^{-1} de combustível seco.

3.2.4.2.2. Determinação da vazão mássica dos gases de combustão pela estequiometria

A determinação da vazão mássica real dos gases secos, na saída da fornalha, foi determinada pela equação:

$$\dot{m}_{\text{gases secos}}^r = m_{\text{gases secos}}^{rs} \dot{m}_{cb} \quad (79)$$

em que

$\dot{m}_{\text{gases secos}}^r$ - vazão mássica real de gases secos, kg.s^{-1} .

A massa de umidade presente nos gases, devido à combustão do hidrogênio, da umidade do ar comburente e do combustível, foi determinada pela equação:

$$m_{\text{vapor}}^{rs} = 9 H_2 + U_{bs} + m_{\text{ar seco}}^{rs} W \quad (80)$$

em que

m_{vapor}^{rs} - massa de vapor d'água presente nos gases de combustão, kg.kg^{-1} de combustível seco.

A vazão mássica de vapor d'água presente nos gases foi calculada por:

$$\dot{m}_{\text{vapor}}^r = m_{\text{vapor}}^{rs} \dot{m}_{cb} \quad (81)$$

em que

\dot{m}_{vapor}^r - vazão mássica de vapor d'água, kg.s^{-1} .

3.2.4.3. Cálculo da eficiência térmica da fornalha

A determinação da eficiência térmica da fornalha foi obtida por dois métodos, segundo a metodologia aplicada na determinação das massas dos gases resultantes da combustão, e os resultados obtidos por ambos foram comparados.

3.2.4.3.1. Eficiência térmica, com base na massa de gases úmidos, calculada por balanço material (método simplificado)

A eficiência térmica foi determinada pela equação abaixo, considerando-se o balanço de massa apresentado na Figura 51, e que:

- a combustão é completa;
- a quantidade de partículas de carbono arrastadas ou presentes nas cinzas é desprezível;
- o sistema opera em regime permanente; e
- a diferença entre o rendimento calculado e o ideal se deve exclusivamente às perdas de calor na fornalha (PAYNE e CHANDRA, 1985).

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_{\text{gases combustão}} \bar{c}_{p \text{ ar}} (T_{\text{gases}} - T_{\text{ar}})}{\dot{m}_{\text{cb}} \text{ PCI}} \quad (60)$$

3.2.4.3.2. Eficiência térmica, com base na massa de gases úmidos, obtida pela estequiometria

A eficiência térmica foi calculada com base na vazão mássica dos gases de combustão, considerando-se as frações secas e úmidas, de acordo com a equação:

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_{\text{gases secos}} \bar{c}_{p \text{ ar seco}} + \dot{m}_{\text{vapor}} \bar{c}_{p \text{ vapor}}}{\dot{m}_{\text{cb}} \text{ PCI}} (T_{\text{gases}} - T_{\text{ar}}) \quad (82)$$

O calor específico médio do vapor d'água foi determinado substituindo-se e integrando a equação abaixo na equação 51, entre as temperaturas do ar ambiente e a temperatura dos gases na saída da fornalha.

$$c_{p \text{ vapor d'água}} = 33,46 + 0,6880 \cdot 10^{-2} T + 0,7604 \cdot 10^{-5} T^2 - 3,593 \cdot 10^{-9} T^3 \quad (83)$$

em que

$c_{p \text{ vapor d'água}}$ - calor específico do vapor d'água, em função da temperatura, $J \cdot (mol \cdot ^\circ C)^{-1}$.

Conhecida a eficiência térmica da fornalha, estimou-se, o consumo de combustível necessário ao aquecimento de ar, utilizando-se os dados experimentais de vazão e das temperaturas do ar ambiente e de secagem. O valor estimado foi comparado com o consumo de combustível medido, como se segue:

$$\dot{m}_{cb \text{ estimado}} = 60 \frac{\rho_{ar} \bar{Q}_{ar} \bar{c}_{p \text{ ar}} (T_s - T_{ar \text{ amb}})}{\varepsilon \text{ PCI}} \quad (84)$$

em que

$\dot{m}_{cb \text{ estimado}}$ - consumo de combustível, $kg \cdot h^{-1}$;
 ε - eficiência térmica, decimal;

3.2.4.4. Cálculo da potência, carga térmica volumétrica e taxa de combustão

A taxa de liberação de energia (potência térmica) na câmara de combustão foi calculada pela equação 59 e a carga térmica volumétrica e a taxa de combustão, pelas equações 34 e 35, referenciados ao consumo de combustível úmido e ao seu poder calorífico.

3.2.4.5. Cálculo da energia disponibilizada pelos gases na saída da fornalha

Devido às diferentes condições (meteorológicas) do tempo nas quais os testes foram realizados, alguns com chuva e em horários diferentes (pela manhã, à tarde e à noite), e à necessidade de compará-los, a energia líquida disponibilizada pelos gases na saída da fornalha foi calculada na base seca, considerando os produtos da combustão isentos de umidade, de acordo com a equação:

$$\dot{E}_{\text{disponibilizada}} = \dot{m}_{\text{gases secos}} \bar{c}_{p \text{ ar}} (T_{\text{gases}} - T_{\text{ar}}) \quad (85)$$

em que

$\dot{E}_{\text{disponibilizada}}$ - energia disponibilizada nos gases secos, na saída da fornalha, kJ.s^{-1} .

Devido ao elevado excesso de ar na câmara de combustão, a entalpia específica dos gases secos na saída da fornalha, foi considerada igual a do ar comburente, dada pela equação (BAZZO, 1995).

$$\Delta h_{\text{ar}} = 0,948 (T - T_0) + 0,765 \cdot 10^{-4} (T^2 - T_0^2) \quad (86)$$

em que

Δh_{ar} - entalpia específica do ar seco, kJ.kg^{-1} ;

T - temperatura dos gases na saída da fornalha, K;

T_0 - temperatura de referência adotada (25 °C), 298 K.

3.3. Sistema para aquecimento indireto do ar

3.3.1. Gerador de vapor

Uma caldeira compacta flamotubular, de fundo seco, autoportante, horizontal, multitubular, não emparedada, com duas passagens de gases e com opção para funcionamento com fornalha interna ou externa, a lenha e a

carvão vegetal, respectivamente, foi dimensionada para produzir 100 kg.h^{-1} de vapor d'água saturado úmido. O dimensionamento da caldeira foi feito com base em dados práticos de produção de 25 kg.h^{-1} de vapor por metro quadrado de superfície de aquecimento (BENATTI, s/d). A necessidade de vapor foi estimada com base no aquecimento de $100 \text{ m}^3.\text{min}^{-1}$ de ar na temperatura de $75 \text{ }^\circ\text{C}$, vapor a $120 \text{ }^\circ\text{C}$ (pressão manométrica de 10^5 Pa , $1,0 \text{ kgf.cm}^2$) e adotando, para cálculos, uma eficiência para a caldeira de 75% (TORREIRA, 1995).

Visando o melhor aproveitamento do calor na câmara de combustão, com dimensões de $(0,50 \times 0,60 \times 0,40) \text{ m}$, a fornalha interna foi construída com grelha molhada, formada por tubos de $38,1 \text{ mm}$ ($1.1/2''$) de diâmetro externo, espaçados entre si $28,4 \text{ mm}$ (Figura 52). A câmara de combustão da fornalha interna da caldeira, após a montagem, é mostrada na Figura 53.



Figura 52 - Grelha “molhada” da fornalha interna, antes da montagem.

O casco da caldeira, em formato cilíndrico, com $1,50 \text{ m}$ de comprimento e $0,50 \text{ m}$ de diâmetro, foi construído em chapa de aço carbono com $6,0 \text{ mm}$ de espessura. No interior do casco foi instalado um feixe tubular formado por 18 tubos de aço liso sem costura, com diâmetro externo de $50,8 \text{ mm}$ ($2''$) e $3,0 \text{ mm}$ espessura, mandrilados nos espelhos em arranjo quincôncio (Figura 54), formando uma área de aquecimento de $4,3 \text{ m}^2$.



Figura 53 - Câmara de combustão da fornalha interna.



Figura 54 - Casco da caldeira e arranjo em quincôncio do feixe tubular fixado nos espelhos.

Uma abertura correspondente ao diâmetro da caldeira foi feita na câmara de combustão da fornalha externa, para o acoplamento da caldeira (Figura 55 a e b).

Uma rampa foi construída na saída da câmara de combustão da fornalha interna, para condução dos gases até a entrada nos “tubos de fumaça”, na extremidade da caldeira (Figura 56).

Para alimentação da caldeira, instalou-se, na saída do reservatório, uma bomba centrífuga, com pressão máxima de 27,5 mca, para trabalhar na condição “afogada”, acionada por um motor elétrico monofásico de potência nominal de 371,5 W ($\frac{1}{2}$ cv) e 3500 rpm (Figura 57).



(a)

(b)

Figura 55 - Adaptação da fornalha a carvão para recebimento da caldeira. (a) Abertura na câmara de combustão da fornalha externa para acoplamento da caldeira. (b) Vista interna da câmara de combustão da fornalha externa mostrando o acoplamento da caldeira.



Figura 56 - Rampa para condução dos gases até a entrada do feixe tubular.



Figura 57 - Reservatório e bomba de alimentação da caldeira.

Uma chaminé com altura de 3,80 m e diâmetro interno de 22,0 cm foi instalada na extremidade oposta à entrada dos gases, nos tubos de fumaça, para promover a tiragem natural dos gases no interior dos tubos, quando do funcionamento da caldeira, utilizando lenha como combustível. Uma válvula tipo borboleta (obturador) foi instalada na saída da chaminé para controlar a tiragem. Um “chapéu chinês” foi colocado na abertura de saída dos gases da chaminé para impedir a entrada de água pluvial. Para limpeza dos tubos de fumaça, uma derivação foi colocada na base da chaminé para instalação de um aspirador de fuligem, constituído por um pequeno ventilador centrífugo acoplado a um motor trifásico de 1,0 cv e 1730 rpm (Figura 58).



Figura 58 - Aspirador de fuligem instalado na base da chaminé e sensor para medição da temperatura dos gases de escape.

Na Figura 59 é mostrado o experimento após a montagem da caldeira, da fornalha, trocador de calor e antes da instalação do aspirador de fuligem.

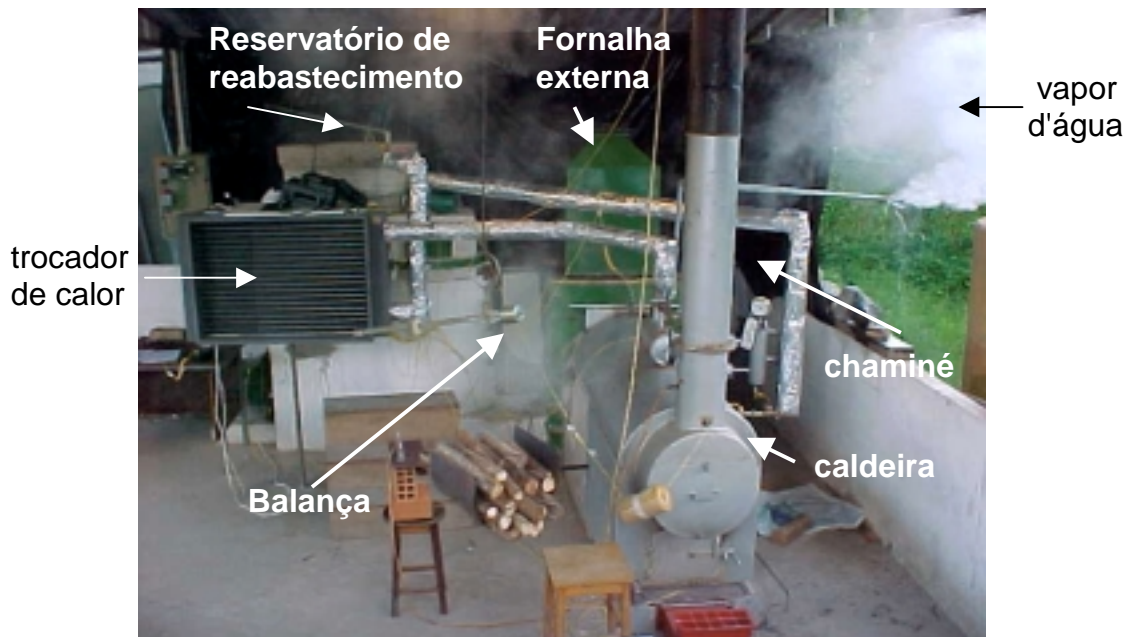


Figura 59 - Vista geral do experimento.

3.3.1.1. Instrumentação da caldeira

Um sensor de temperatura para imersão em gases, do tipo K, foi instalado na entrada do feixe tubular²⁹ (Figura 60) e outro na entrada dos gases na chaminé (Figuras 61 e 63a).



Figura 60 - Posicionamento do sensor de temperatura na entrada do feixe tubular.

²⁹ A temperatura medida por este sensor é influenciada pela radiação emitida pela célula de queima na câmara de combustão da fornalha externa, não devendo, portanto, ser considerada como a temperatura dos gases na saída da fornalha ou na entrada do feixe tubular. A temperatura só poderia ser medida por uma sonda especial.

Para monitorar a temperatura na câmara de combustão da fornalha interna, na reposição de lenha, um sensor de temperatura foi instalado na passagem dos gases, na saída da câmara de combustão (Figura 62).



Figura 61 - Sensor de temperatura instalado na entrada da chaminé.

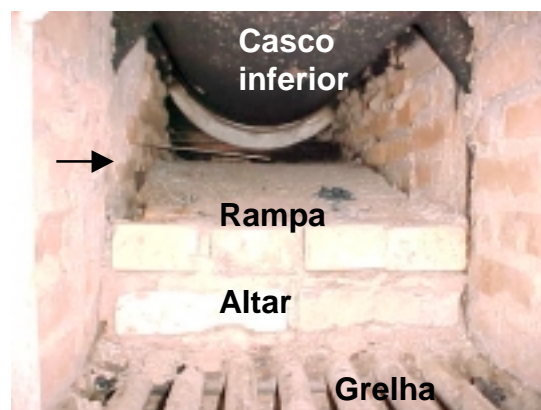


Figura 62 - Sensor de temperatura na passagem dos gases na saída da câmara de combustão da fornalha interna.

A temperatura dos gases na saída da chaminé foi monitorada utilizando-se um sensor de imersão em gases do tipo k (Figura 63 b). Próximo aos pontos de medição da temperatura dos gases, na entrada e na saída da chaminé, foram colocadas tomadas para medição de pressão (Figura 63 a e 63 b).



(a)



(b)

Figura 63 - Tomada de pressão e de temperatura na chaminé. (a) na base da chaminé. (b) no topo da chaminé.

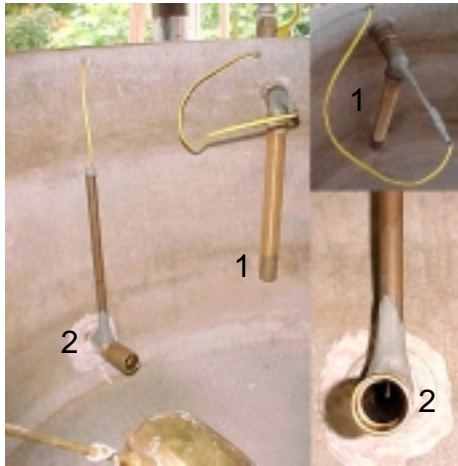
Um sensor foi instalado na saída dos gases do aspirador de fuligem, para medida da temperatura dos gases de escape na tiragem induzida (Figura 58).

Para medir o consumo de água da caldeira, instalou-se na tubulação de alimentação de água fria, do reservatório da caldeira, um hidrômetro marca ABB, modelo M 170-II, com sensibilidade de leitura de 1,0 litro.

Para medir a temperatura da água na entrada da caldeira e na saída do trocador de calor, instalou-se uma sonda para imersão em líquidos na entrada da bomba e na saída do condensado, junto à caixa de alimentação (Figura 64 a). Para medir a temperatura do fluido quente, na tubulação de condução de vapor para o trocador de calor, um sensor de temperatura foi instalado na tubulação de vapor, na saída da caldeira, após o registro de controle de vazão de vapor (Figura 65).

Todas as tubulações para a condução de água e vapor foram convenientemente isoladas com roletes de lã de vidro, com espessura de 4 e 5 cm (Figura 64 b).

Para medir a pressão e a temperatura do vapor na caldeira, instalou-se, no recipiente indicador de nível, um manômetro com precisão para leitura de $0,05 \text{ kgf.cm}^{-2}$ e no recipiente coletor de vapor, um termômetro com sensibilidade de leitura de $2 \text{ }^\circ\text{C}$ (Figura 66 a e 66 b).



(a)



(b)

Figura 64 - Posicionamento dos sensores de temperatura do condensado e da água na entrada da bomba e, detalhe do isolamento térmico. (a) Posição dos sensores de temperatura na saída do condensado (1) e na saída da água de alimentação da caldeira (2). (b) Isolamento, com lã de vidro, de uma das conexões da instalação hidráulica.

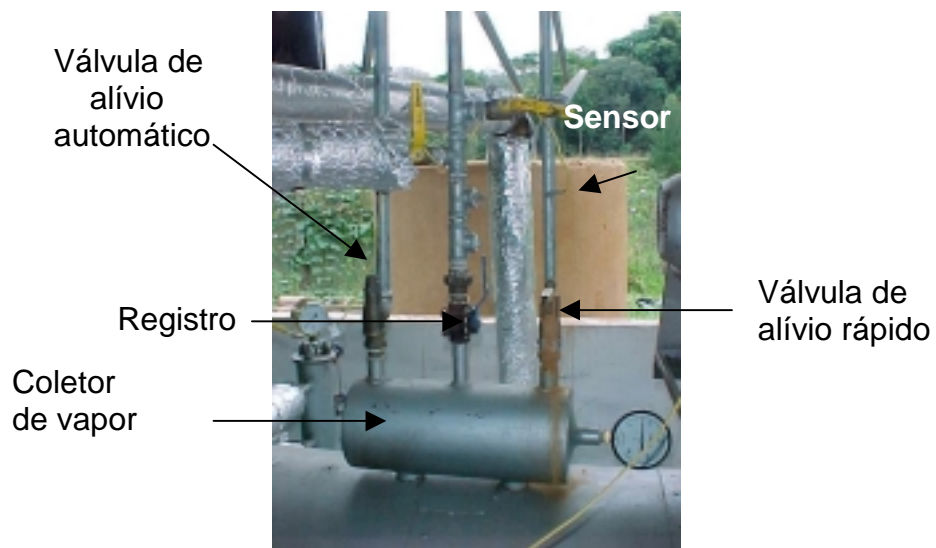


Figura 65 - Sensor de temperatura na saída do vapor da caldeira.



(a)



(b)

Figura 66 - Posicionamento do manômetro e do termômetro na caldeira. (a) Manômetro indicando a pressão em um teste. (b) Temperatura medida no coletor de vapor.

Para a medida da velocidade do ar na entrada da câmara de combustão da fornalha interna, procedeu-se da mesma forma como na fornalha externa. Instalou-se um duto para condução do ar comburente até a câmara de combustão (Figura 67a), para proteger o anemômetro de pás da radiação emitida durante a combustão da lenha (Figura 67b). Para reduzir os efeitos referentes à perda de carga, devido à colocação do duto de medição da velocidade do ar comburente, manteve-se a mesma abertura da entrada de ar existente na caldeira (0,12 x 0,30) m.



(a)



(b)

Figura 67 - Colocação do duto de proteção para medição da velocidade do ar comburente na caldeira. (a) Medição da velocidade do ar comburente na entrada da fornalha interna. (b) Vista do compartimento de entrada de ar comburente sem o duto de proteção.

3.3.2. Trocador de calor compacto

Um trocador de calor compacto foi dimensionado para fornecer 100 m³.min⁻¹ de ar, à temperatura de 75 °C, para trabalhar com água quente ou vapor saturado úmido como fluido quente. Os dados para o dimensionamento e os parâmetros, calculados por meio de software³⁰, foram:

Lado do ar:

Fluido frio

Pressão atmosférica:	660 mmHg
Vazão de ar:	100 m ³ .min ⁻¹
Velocidade do ar na face:	2,43 m.s ⁻¹
Massa específica:	1,05 kg.m ⁻³
Temperatura de bulbo seco:	18°C
Temperatura de bulbo úmido:	12°C
Umidade específica:	0,00735 kg.kg ⁻¹
Entalpia:	36,46 kJ.kg ⁻¹
Queda de pressão:	6,89 mmca

Fluido quente

Temperatura de bulbo seco:	76,23°C
Umidade relativa:	2,56 %
Entalpia	95,77 kJ.kg ⁻¹
Coeficiente de troca de calor (lado do ar):	550 kJ(m ² .h.°C) ⁻¹

Lado da água:

Fluido quente

Vazão de água:	1,80 m ³ .h ⁻¹
Velocidade do fluido:	0,2944 m.s ⁻¹
Temperatura na entrada:	100°C
Temperatura na saída:	49,25 °C
Queda de pressão no fluido:	0,1203 mca
Queda de pressão na cabeceira:	0,6769 mca
Coeficiente de troca de calor:	9368,27 kJ(m ² .h.°C) ⁻¹

³⁰ Software específico para dimensionamento de trocadores de calor compacto, de propriedade da TOSI Ind. e Com. LTDA (s.d.).

Os dados obtidos resultaram num trocador de calor compacto, com as seguintes características:

Capacidade total:	103,6 kW
Superfície de troca:	63,14 m ²
Coefficiente global de troca de calor:	216 kJ (m ² .h.°C) ⁻¹
Média logarítmica das diferenças de temperaturas – teórica:	27,34 °C
Material das aletas:	alumínio
Material dos tubos:	cobre
Espessura das aletas:	0,15 mm
Volume interno da serpentina:	13,59 litros
Diâmetro externo dos tubos:	16,30 mm
Diâmetro interno dos tubos:	15,50 mm
Número de filas em profundidade:	4
Número de circuitos:	9
Número de tubos na face:	18
Número total de tubos:	72
Comprimento dos tubos:	1000 mm
Comprimento total de tubulação:	72 m
Número de passagens:	8
Comprimento das aletas:	1000 mm
Altura aletada:	685,8 mm
Número de aletas por polegada linear:	10

O arranjo interno do trocador de calor utilizado, mostrando o número de circuitos, de filas e de tubos, é ilustrado na Figura 18 e as dimensões do equipamento, nas Figuras 68 e 69.

Para a instalação do trocador de calor no sistema de condução do ar de secagem, uma coifa metálica foi construída (Figura 70) com as dimensões apresentadas na Figura 71.

A entrada do fluido quente, no trocador de calor, se deu pela parte superior do equipamento e a saída do condensado, pela parte inferior, onde foi instalado um registro para drenar o equipamento. Considerou-se que as temperaturas dos fluidos, na entrada e na saída do trocador de calor, fossem iguais às da saída da caldeira e às da entrada do condensado, no reservatório de alimentação.

Para avaliar o ganho de energia pelo ar aquecido, foram instalados sondas de imersão em gases na entrada e na saída do ar, no trocador de calor. A vazão do ar foi medida utilizando-se um tubo de Pitot no duto de medição de vazão, conforme descrito no item 3.2.2.3.

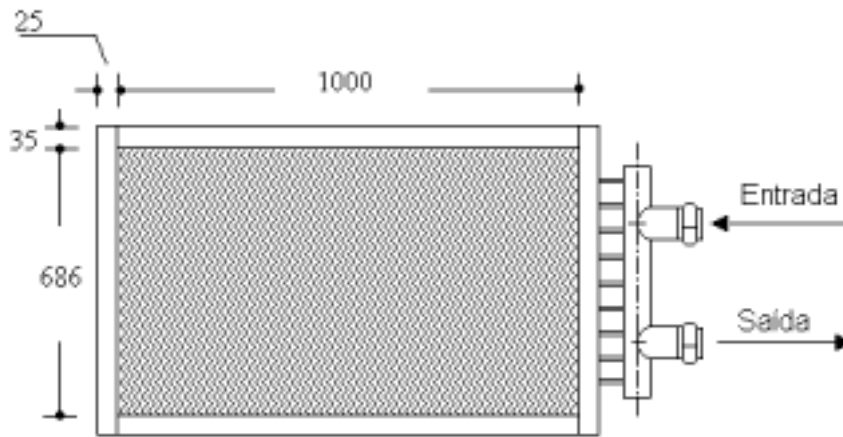


Figura 68 – Dimensões do trocador de calor (vista frontal), medidas em mm.

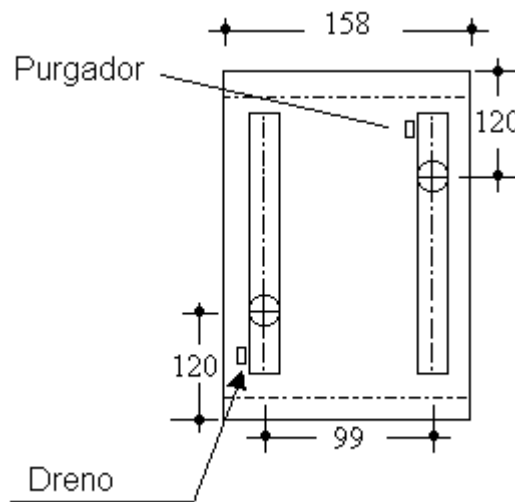


Figura 69 – Dimensões do trocador de calor (vista lateral), medidas em mm.



Figura 70 - Coifa para condução do ar quente do trocador de calor para o sistema de condução de ar para o ventilador.

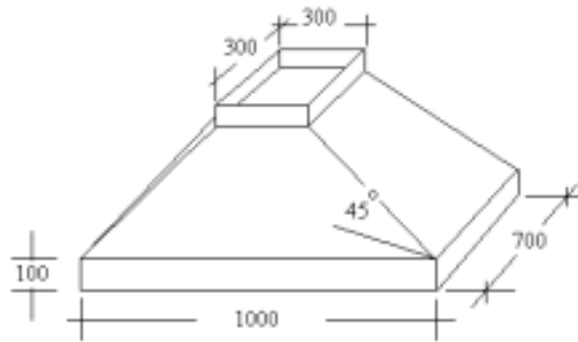


Figura 71 - Dimensões da coifa (dimensões em mm).

3.3.3. Princípio de funcionamento da fornalha na opção de aquecimento indireto do ar

A água proveniente de um reservatório de 250 litros é bombeada para o interior da caldeira por meio de uma tubulação de ferro galvanizado de 19 mm de diâmetro, ($\frac{3}{4}$ "). Os gases de combustão, ao circularem pelo interior dos tubos de fumaça, transferem sua energia para o fluido de menor temperatura (água) sobre o feixe tubular. Com o aquecimento, a água evapora, acumulando vapor saturado úmido na câmara de vapor. Com o fornecimento contínuo de calor, a pressão e a entalpia do vapor aumenta neste compartimento. Uma tubulação de 19 mm ($\frac{3}{4}$ "), localizada no bujão coletor de vapor, conduz o vapor até a entrada de um trocador de calor compacto. Um registro de fecho rápido, situado nesta tubulação, permite regular a vazão do fluido para o trocador de calor.

Um ventilador centrífugo succiona o ar ambiente através da superfície de troca do trocador de calor. O fluido quente (vapor), ao passar pelo trocador de calor, transfere parte de sua energia para o ar, que atravessa perpendicularmente o trocador de calor, se aquecendo. Devido à transferência de energia, o vapor se condensa ao deixar o trocador de calor e é recolhido para a caixa de alimentação da caldeira, onde é novamente bombeado para a caldeira. Um termômetro e um manômetro monitoram a pressão e a temperatura do vapor gerado. A pressão de vapor na caldeira é controlada por duas válvulas de segurança, sendo uma delas de alívio rápido.

combustível, para o sistema promover o aquecimento daquele volume de ar. Para este propósito, utilizou-se a equação:

$$\eta = 60 \frac{\rho_{ar} \dot{Q}_{ar} \bar{c}_{p ar} (T_s - T_{ar amb})}{\dot{m}_{cb} PCI} \quad (61)$$

A entalpia dos gases de combustão ao deixarem a caldeira foi calculada de acordo com a equação:

$$\dot{E}_{g saída} = (\dot{m}_{gases secos} \bar{c}_{p ar seco} + \dot{m}_{vapor} \bar{c}_{p vapor}) (T_{g saída} - T_{ar}) \quad (87)$$

em que

$\dot{E}_{g saída}$ - entalpia dos gases ao deixarem a caldeira, kJ.s^{-1} ; e

$T_{g saída}$ - temperatura dos gases na entrada da chaminé (no caso da fornalha interna) ou dos gases ao deixarem o ventilador de tiragem induzida (fornalha externa), $^{\circ}\text{C}$.

As perdas percentuais referentes a esta entalpia foram calculadas em relação à energia total disponibilizada pelo combustível na câmara de combustão.

3.4. Ensaio experimentais

3.4.1. Testes com a fornalha a carvão vegetal no aquecimento direto do ar

Para que se estabelecesse um regime regular de consumo de combustível, os testes foram realizados após um período mínimo de pré-aquecimento da fornalha de três horas. Os ensaios tiveram duração média de três horas e foram conduzidos em diferentes horários e condições de tempo³².

³² As variações ambientais dificultam a repetição dos ensaios, razões pelas quais ela não foi realizada.

A massa de carvão utilizada nos testes foi medida em balança do tipo romana, com sensibilidade de 0,1 kg, e colocada no depósito de combustível vazio, sobre a última grelha (cheia) de carvão em combustão, proveniente do período de pré-aquecimento.

3.4.1.1. Efeito da variação da vazão mássica de ar comburente sobre o desempenho da fornalha

Para verificar o efeito da variação da vazão mássica de ar comburente sobre a temperatura de combustão, sobre a taxa de liberação de energia e de combustão, sobre a carga térmica volumétrica, sobre a temperatura dos gases na saída da fornalha, sobre a temperatura do ar de secagem, sobre o excesso de ar e sobre o consumo de combustível, conduziu-se um ensaio fazendo variar o registro de controle de admissão do ar primário em quatro posições: 25, 50, 75 e 100 % da abertura total. Utilizou-se a célula de queima C2, por apresentar tamanho médio. Com base na equação 84 e em testes preliminares, calculou-se a carga de combustível necessária para que o sistema, operando na vazão máxima de ar aquecido, operasse por um período de uma hora em cada abertura.

3.4.1.2. Efeito do tamanho da célula de queima sobre a energia disponibilizada na saída da fornalha

Para verificar o potencial das células de queima, C₀, C₁, C₂ e C₃, no aquecimento do ar, em função da quantidade de ar comburente admitido na câmara de combustão, um teste foi conduzido variando o registro de controle de admissão de ar comburente em oito posições, compreendidas entre 12,5 e 100 % da abertura total, com tempo de permanência, em cada posição, de 20 minutos e com o sistema operando na vazão máxima de ar aquecido.

Devido ao elevado excesso de ar com que trabalhou a fornalha, no cálculo da entalpia dos gases secos, na saída da fornalha, considerou-se, neste teste, apenas a variação de entalpia na massa de ar comburente.

3.4.1.3. Avaliação do desempenho da fornalha sob diferentes vazões e temperaturas do ar aquecido

Com o objetivo de avaliar o desempenho da fornalha, sob diferentes demandas de energia térmica para aquecimento de ar, de acordo com a capacidade das células de queima, estabeleceu-se quatro vazões de referência (25, 40, 55 e 70 m³.min⁻¹) e cinco temperaturas (40°, 60°, 80°, 100° e 120° C), nas quais avaliou-se: consumo de combustível, eficiência térmica, taxa de combustão, potência e carga térmica volumétrica desenvolvidas pela fornalha, em diferentes combinações de vazões e temperaturas, obtidas de acordo com a Figura 73 (vide combinações no apêndice C).

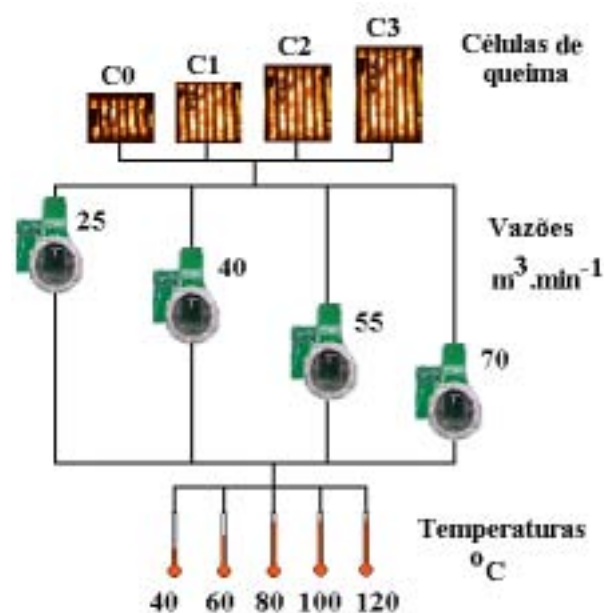


Figura 73 - Esquema utilizado para definição dos testes envolvendo tamanhos de células de queima, vazões e temperaturas do ar aquecido.

3.4.1.4. Efeito da temperatura do ar comburente sobre o desempenho da fornalha

Para verificar o efeito da temperatura ambiente sobre o desempenho da fornalha, conduziu-se um teste com a célula de queima C2, que se estendeu do início da tarde até a noite (das 14:00 hs às 21:00 hs). Neste teste verificou-

se o efeito sobre a temperatura dos gases na saída da fornalha e do ar aquecido, sobre o consumo de combustível e a necessidade de intervenção do usuário.

3.4.1.5. Efeito da colocação de defletores na câmara de combustão, sobre a temperatura dos gases e do ar aquecido

Para impedir que parte do ar comburente se desviasse da célula de queima, ao ingressar na câmara de combustão, e se misturasse com os gases quentes da combustão, diminuindo a entalpia específica destes (Figura 74), colocou-se, no interior da câmara de combustão, dois aparadores (defletores), um em cada lado das células de queima C1 e C2 (Figura 75).

Um paralelo foi feito entre os testes com defletor e sem defletor, nos quais foram comparados o consumo de combustível, a entalpia específica, o coeficiente de excesso de ar, e as temperaturas dos gases e do ar aquecido.



Figura 74 - Trajetória do ar comburente no interior da câmara de combustão e a mistura dele com os gases quentes resultantes da combustão.



Figura 75 - Posicionamento dos aparadores (defletores) no interior da câmara de combustão, ao lado da célula de queima C1.

3.4.2. Testes com o sistema na opção de aquecimento indireto do ar

Estes testes tiveram por objetivo avaliar o desempenho do conjunto: fornalha, caldeira e trocador de calor, no aquecimento indireto do ar, utilizando carvão vegetal e lenha como combustíveis.

3.4.2.1. Teste com o sistema utilizando a fornalha a carvão vegetal

Para o funcionamento do sistema, nesta modalidade de operação, selecionou-se a célula de queima C₃. Para melhor aproveitamento da entalpia específica dos gases na saída da fornalha, utilizou-se dois defletores na câmara de combustão. O sistema foi colocado em operação no aquecimento de aproximadamente 95 m³.min⁻¹ de ar e na temperatura de 60 °C.

A fornalha foi colocada em regime de pré-aquecimento por 3,0 hs. Quando a água na caldeira atingiu a temperatura de 100° C, a bomba foi ligada para homogeneizar a temperatura da água fria no reservatório. Os testes tiveram início quando a temperatura da água, na entrada da caldeira, se estabilizou em 60 °C. Para induzir o ar comburente para a câmara de combustão e promover o excesso de ar necessário à combustão do carvão, utilizou-se o aspirador de fuligem instalado na base da chaminé, estabelecendo, desta forma, a convecção artificial dos gases da combustão no

interior dos “tubos de fumaça”. O consumo de energia elétrica do motor do mecanismo de tiragem forçada foi calculado a partir da medida da corrente, da tensão das fases de alimentação do motor, e da curva característica do motor (WEG, 2002).

3.4.2.2. Teste com o sistema utilizando a fornalha interna da caldeira (lenha como combustível)

A caldeira foi colocada em funcionamento nas mesmas condições estabelecidas para o teste descrito no item 3.4.2.1.

O regulador de tiragem natural foi ajustado para promover aproximadamente 75 % da tiragem máxima³³, para que houvesse um excesso de ar adequado à combustão.

Nos testes foram utilizadas lenhas de eucalipto com comprimento médio de $42,2 \pm 6,4$ cm. As peças, após rachadas no sentido longitudinal, apresentaram diâmetro médio de $5,5 \pm 1,1$ cm. A umidade da lenha foi medida em estufa, com temperatura de 105 ± 2 °C, durante 24 horas (0,19 decimal b.s.).

Na ausência de informações sobre a composição elementar da lenha utilizada, adotou-se a citada por VLASSOV (2001): carbono 47,5 %, hidrogênio 6 %, oxigênio 44 %, nitrogênio 1 % e cinzas 1,5 %.

O poder calorífico superior da lenha foi medido em bomba calorimétrica adiabática, no Laboratório de Energia da Madeira/Departamento de Engenharia Florestal ($18.418,4 \text{ kJ.kg}^{-1}$). O poder calorífico inferior do combustível, obtido pela equação 2, foi de $17.100,8 \text{ kJ.kg}^{-1}$, valor compatível com o encontrado por OLIVEIRA (1996) para lenha, com 0,17 decimal b.s. ($17.966 \text{ kJ.kg}^{-1}$).

Visando a padronização das condições de operação da caldeira, em regime permanente, foi estabelecida a reposição de lenha na câmara de combustão da fornalha interna sempre que a temperatura indicada pelo sensor, colocado no percurso da chama (Figura 62), indicasse temperatura inferior a 450 °C.

³³ De acordo com testes preliminares.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1. Desempenho da fornalha com aquecimento direto do ar

O desempenho da fornalha, com aquecimento direto do ar, foi estudado fazendo-se variar a vazão mássica de ar comburente na câmara de combustão, o tamanho da célula de queima, a temperatura do ar aquecido e o volume de ar a ser aquecido por unidade de tempo. Estudou-se também o efeito das condições ambientais e o uso de defletores na câmara de combustão sobre o desempenho da fornalha.

4.1.1. Efeito da variação da vazão mássica de ar comburente sobre o desempenho da fornalha³⁴

A resposta da fornalha à variação da quantidade de ar comburente admitido na câmara de combustão foi verificada analisando-se o comportamento das temperaturas de combustão na célula de queima, dos gases na saída da fornalha e do ar aquecido na saída do ventilador. Verificou-se também este efeito sobre as taxas de liberação de energia e de combustão, sobre a carga térmica volumétrica, sobre o consumo de combustível e sobre o coeficiente de excesso de ar, com a fornalha operando com a célula de queima

³⁴ Os dados referentes aos resultados apresentados neste item encontram-se no apêndice A.

C2, na vazão máxima do sistema³⁵ (vazão do ar aquecido entre 65 e 70 m³.min⁻¹).

4.1.1.1. Relação da temperatura de combustão e da vazão mássica de ar comburente, com a porcentagem de abertura do registro de controle de ar primário

O aumento da vazão mássica de ar comburente elevou a temperatura na zona de reação do núcleo da célula de queima para 1119 °C, quando a fornalha operou com 25 % da abertura total do registro que regula a entrada de ar primário, e admitiu uma vazão mássica de ar comburente de $21,6 \times 10^{-2}$ kg.s⁻¹, a 1245 °C, quando admitiu a vazão mássica de ar comburente de $39,9 \times 10^{-2}$ kg.s⁻¹ (100 % do registro aberto), Figura 76. Este aumento de temperatura é indicativo de que a cinética das reações químicas de combustão gás-sólido se intensificaram à medida que aumentou-se a quantidade de ar comburente na câmara de combustão, devido a maior disponibilidade de oxigênio para as reações de combustão na superfície do combustível $[O_2]^{sup}$; o que está de acordo com o disposto pelas equações 7 e 12, que considera ser o aumento da velocidade da reação de combustão proporcional à concentração de oxigênio na superfície da partícula em combustão ou do escoamento sobre a mesma.

Como as reações de combustão são exotérmicas e rápidas, a liberação de energia é intensa, elevando a temperatura das fases sólidas e gasosas no interior da célula de queima, como foi verificado pelo aumento de temperatura registrado pela sonda tipo S, no núcleo da célula de queima. Por ser elevada a temperatura na superfície do combustível sólido, de acordo com as equações 8 e 12, a velocidade das reações de combustão passa a ser determinada pela difusão do oxigênio na superfície da partícula, o que explica o aumento da cinética das reações à medida que aumentou-se a velocidade de escoamento de ar comburente (oxigênio) na câmara de combustão, ao abrir o mecanismo de controle de admissão de ar primário.

³⁵ A eficiência térmica não foi abordada aqui por requerer testes específicos, com maior duração, e que retratam as diferentes condições operacionais do equipamento, sob diferentes cargas térmicas (Veja item 4.1.3 Avaliação do desempenho da fornalha sob diferentes vazões e temperaturas do ar aquecido).

Parte da energia liberada na reação de combustão do carbono fixo e dos gases combustíveis foi acumulada na forma de entalpia sensível, sendo uma parte transferida para o excedente de ar que atravessou a câmara de combustão e parte transferida, por trocas radioativas, para as paredes da fornalha, para a abertura de entrada de ar comburente e para o depósito de combustível³⁶.

A temperatura no núcleo da célula de combustão pode atingir valores maiores do que o observado, dependendo da disponibilidade de combustível na célula de queima, sendo o principal fator limitante a este aumento a quantidade de ar comburente admitido na câmara de combustão. Observou-se, em testes realizados com a célula de queima C3, nas mesmas condições operacionais, que a temperatura em seu núcleo atingiu 1320 °C, por ter disponibilizado maior quantidade de combustível para combustão. Na célula de queima C2, a temperatura tendeu a se estabilizar em 1245 °C devido à restrição imposta pela fornalha quanto ao fornecimento adicional de ar comburente³⁷.

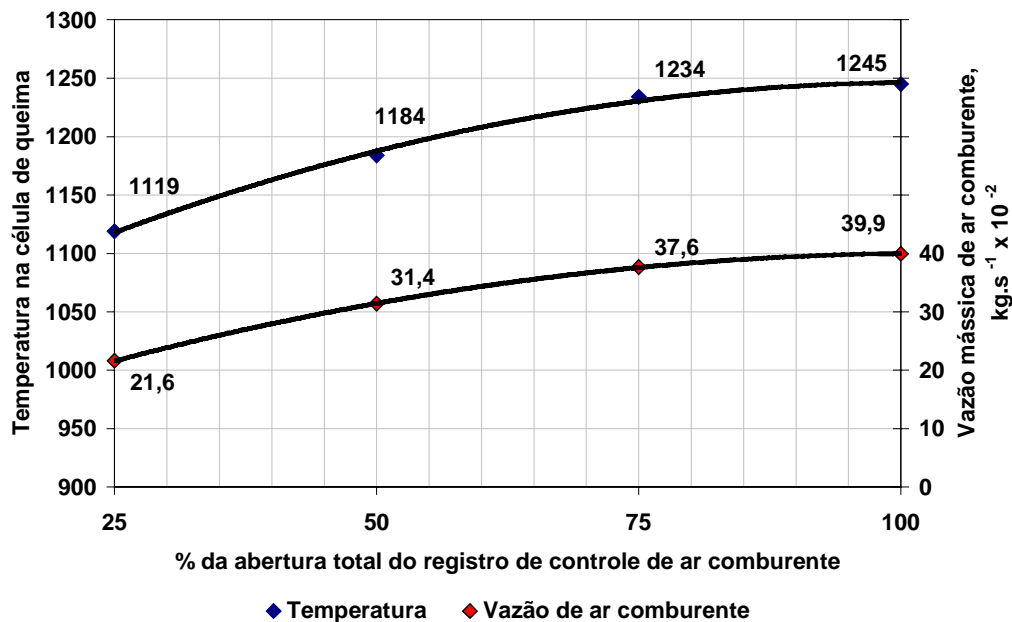


Figura 76 - Variação da temperatura, no núcleo da célula de queima C2, e da vazão mássica de ar comburente, em função da regulagem do registro de controle de ar primário.

³⁶ Há que considerar ainda neste processo, devido ao regime turbulento dos gases no interior da fornalha, a transferência convectiva para as paredes da fornalha.

³⁷ O que seria absolutamente desnecessário.

Pelos resultados apresentados na Figura 76, observou-se que a fornalha não dispõe de excesso de ar suficiente para resfriar a câmara de combustão ou retardar as reações de combustão na célula de queima, mesmo operando na condição de máxima admissão de ar comburente; o que pôde também ser comprovado pela elevação da temperatura na parede posterior³⁸ da câmara de combustão (Figura 77), que aumentou de 288 para 341 °C. Este aspecto evidencia a importância do dimensionamento correto do volume da câmara de combustão e das aberturas de entrada de ar primário, para que não haja resfriamento da fornalha e aumento das perdas por radiação, por estas aberturas.

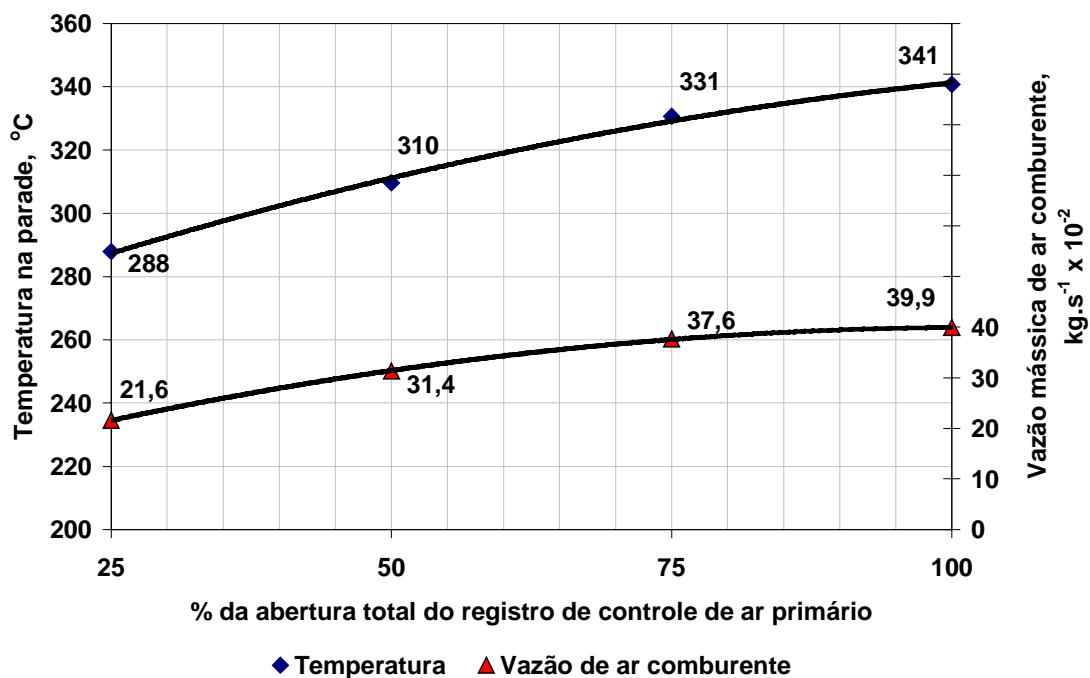


Figura 77 - Variação da temperatura, na parede posterior da câmara de combustão, e da vazão mássica de ar comburente, em função da regulação do registro de controle de ar primário.

Ainda de acordo com a Figura 76, observou-se que, em qualquer condição de regulação de ar primário, obteve-se, na célula de queima, temperatura suficiente para a queima completa dos gases resultantes da combustão. Sob o ponto de vista do controle da combustão pela temperatura,

³⁸ Refere-se à parede por onde descem os gases para a câmara inferior da fornalha.

pode-se afirmar que a fornalha propicia, na sua câmara de combustão, condições adequadas para que o combustível alcance a temperatura de ignição e para que as reações de combustão se mantenham com temperatura suficientemente elevada para a queima dos gases combustíveis (vide Quadro 4).

O aumento da temperatura na célula de queima deve-se também, em parte, ao regime turbulento do ar comburente na câmara de combustão, como conseqüência do aumento da velocidade do ar na entrada da fornalha. A colocação de um anteparo, antes da abertura de condução dos gases para a câmara inferior da fornalha (Figura 28), favoreceu também a turbulência, por impedir a passagem direta do ar para a câmara inferior, além de ter contribuído para a retenção de partículas de cinzas na câmara de combustão, evitando seu arrasto pelo fluxo de gases.

O aumento da turbulência no interior da fornalha favoreceu o contato íntimo do comburente com o combustível, propiciando melhores condições para o desenvolvimento das reações de combustão, uma vez que dificulta a formação da camada laminar sobre a superfície da partícula e dissipa a camada de gases sobre ela, facilitando a difusão do oxigênio na superfície do combustível. A forma como foi projetada a célula de queima teve importância neste aspecto. Por manter suspenso o combustível no centro da câmara de combustão, a célula de queima permitiu melhor contato do comburente com o combustível, o que não se observa nas fornalhas de fluxo descendente, que utilizam grelhas planas onde o ar comburente, devido a espessura da camada de combustível sobre a grelha, encontra maior resistência para atingir a zona de reação. MELO (1987), ao estudar o efeito da altura de carga de combustível sobre a grelha de um fornalha a lenha, de fluxo descendente, observou alteração no desempenho da fornalha em função da altura da camada de combustível.

4.1.1.2. Relação da taxa de liberação de energia na câmara de combustão e da carga térmica volumétrica, com a vazão mássica de ar comburente

A energia liberada pela fornalha na câmara de combustão, por unidade de tempo (potência térmica³⁹), em função da vazão mássica de ar comburente, é mostrada na Figura 78.

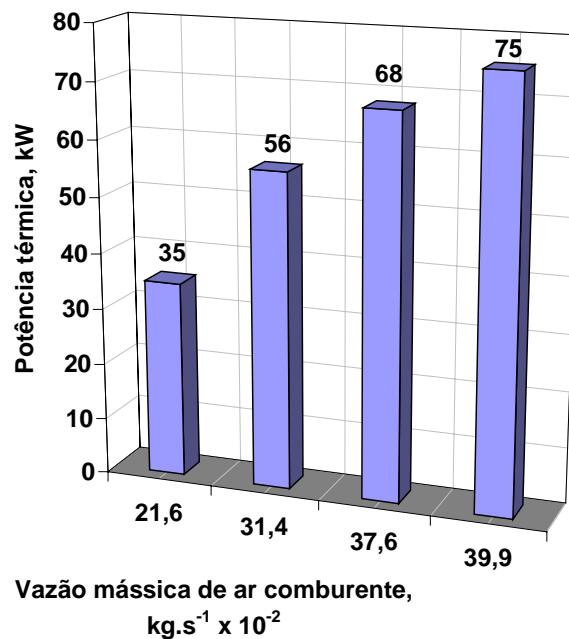


Figura 78 - Variação da potência térmica liberada na câmara de combustão, com a vazão mássica de ar comburente.

A potência térmica liberada com a célula de queima C2, na câmara de combustão, variou de 35 a 75 kW na faixa de admissão de ar comburente de $21,6 \times 10^{-2}$ a $39,9 \times 10^{-2} \text{ kg.s}^{-1}$. A energia térmica liberada foi suficiente para promover o aquecimento de $66,3 \text{ m}^3.\text{min}^{-1}$ de ar com temperatura ambiente de $29,6 \text{ }^\circ\text{C}$ e umidade relativa⁴⁰ de 45 %, para aproximadamente $90 \text{ }^\circ\text{C}$. SILVA (1998), estudando uma fornalha a carvão vegetal, obteve uma potência térmica de 26,3 kW.

³⁹ Calculado com base no poder calorífico inferior do combustível úmido: 28280 kJ.kg^{-1} .

⁴⁰ Condições do ambiente no dia em que o teste foi realizado.

A carga térmica volumétrica variou de 175 a 377 kW.m⁻³, nas vazões mássicas de ar comburente compreendidas entre 21,6 x 10⁻² e 39,9 x 10⁻² kg.s⁻¹ (Figura 79). Este valores encontram-se entre os citados por ANDRADE (1982), que recomenda valores entre 116 e 581 kW.m⁻³.

A variação observada na carga térmica volumétrica foi praticamente linear, embora seja melhor explicada por uma função potência dada pelo modelo:

$$k = 1149,7 m_{\text{ar úmido}}^{1,2265} \quad R^2 = 0,998$$

em que

k – carga térmica volumétrica (ou taxa de liberação de energia por volume de câmara de combustão), kW.m⁻³; e

$m_{\text{ar úmido}}$ - vazão mássica real de ar comburente úmido, kg.s⁻¹ x 10⁻².

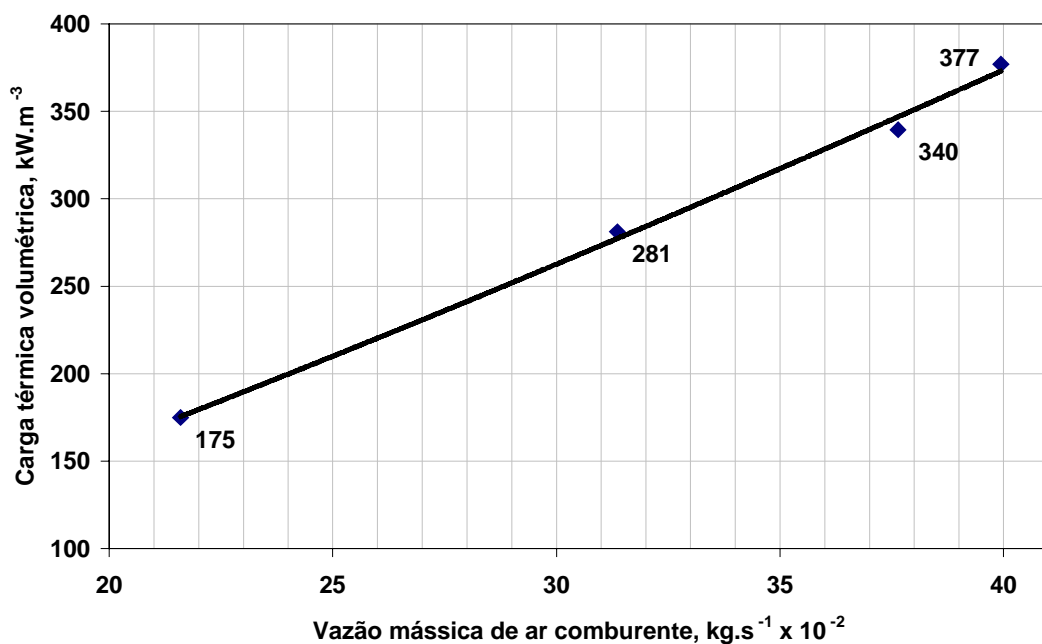


Figura 79 - Variação da carga térmica volumétrica em função da vazão mássica de ar comburente.

A resposta da fornalha em liberar maiores quantidades de energia, em função da vazão mássica de ar comburente, se deveu, como dito anteriormente, à concentração de oxigênio, à turbulência na câmara de

combustão e à geometria da célula de queima. Com relação à célula de queima, é importante salientar sua participação neste processo. Por se tratar de uma grelha espacial (tridimensional), com predominância da profundidade (altura) sobre a largura⁴¹, e localizada no centro da câmara de combustão, a célula de queima permite que o ar comburente, entre em contato com todos os lados (toda a superfície) da grelha, o que faz com que as partículas de combustível, situadas no centro, recebam oxigênio prontamente e com facilidade. A elevada taxa de transferência de energia entre as partículas adjacentes, facilitada pelo regime turbulento, chega rapidamente ao centro da célula de combustão. A liberação de energia é intensa e ocorre em todo o volume da célula de queima, originando, no interior da fornalha, cargas térmicas volumétricas elevadas.

Na Figura 80 (a) é mostrada uma célula de queima em combustão, vista do interior do depósito de combustível, e na Figura 80 (b), uma vista pela abertura de entrada de ar comburente na câmara de combustão. Em ambas as imagens observa-se, pelo aspecto do leito incandescente, boa oxigenação e liberação de energia em todo volume da célula de queima.



(a)



(b)

Figura 80 - Célula de queima em combustão. (a) Vista superior de uma célula de queima em combustão mostrando o leito incandescente de combustível. (b) Vista frontal de uma célula de queima mostrando os gases em combustão.

⁴¹ Este arranjo permite o uso de células de queima de diferentes capacidades, sem comprometer o desempenho da combustão com a espessura da camada de combustível.

4.1.1.3. Relação da taxa de combustão ou de carregamento com a vazão mássica de ar comburente

A taxa de carregamento aumentou com a admissão de ar comburente na câmara de combustão, como consequência do consumo de combustível promovido pelo aumento da velocidade das reações de combustão (Figura 81).

A taxa de combustão (N_c), em função da vazão mássica de ar comburente (Figura 81), variou de 14,5 a 31,3 $\text{kg} \cdot (\text{h} \cdot \text{m}^2)^{-1}$. A variação da taxa de carregamento, em função da vazão mássica de ar comburente, pode ser representada pela equação:

$$N_c = 95,282 \cdot v_{\text{ar úmido}}^{1,2265} \quad R^2 = 0,998$$

em que

N_c - taxa de carregamento ou de combustão, $\text{kg} \cdot (\text{h} \cdot \text{m}^2)^{-1}$.

A variação da taxa de combustão com a vazão mássica de ar comburente apresentou comportamento semelhante ao observado com a taxa de liberação de energia e a carga térmica volumétrica, uma vez que ambas são funções diretas do consumo de combustível, e este, da vazão mássica de ar comburente admitido na câmara de combustão. A granulometria do carvão utilizado teve influência neste parâmetro, uma vez que a fragmentação do combustível sólido aumenta a área da interface sólido-gás através da qual se dá a troca de calor e massa. Esta área é dada pela soma das áreas das partículas que compõem a fase sólida (USHIMA, 1996).

A tensão térmica da superfície da célula de queima C2 variou de 115,1 a 245,5 $\text{kW} \cdot \text{m}^{-2}$, valores inferiores aos citados por LORA e HAPP (1997) para fornalhas a biomassa, empregadas em unidades industriais que utilizam

geradores de vapor⁴² e, portanto, para aplicações distintas na proposta deste trabalho⁴³ com o uso da célula de queima C2.

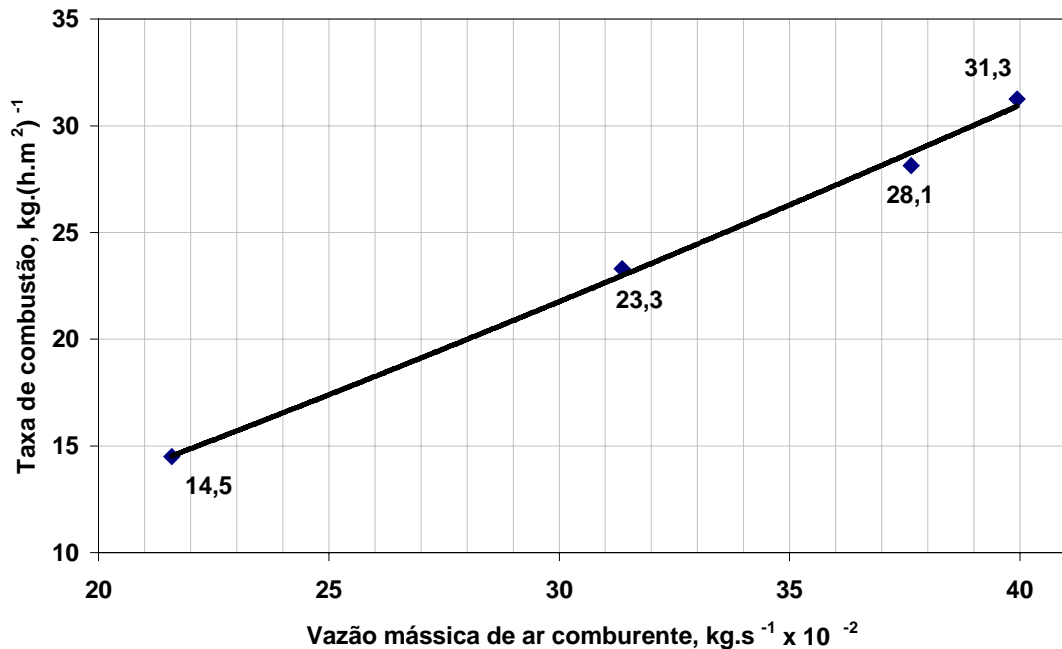


Figura 81 - Variação da taxa de combustão em função da vazão mássica de ar comburente.

4.1.1.4. Relação entre o consumo de combustível e a vazão mássica de ar comburente

O consumo de combustível aumentou com a vazão mássica de ar comburente (Figura 82) variando de 4,5 a 9,6 kg.h^{-1} , porém, tendendo a se estabilizar em 9,6 kg.h^{-1} , quando a vazão mássica de ar comburente se estabilizou em $39,9 \times 10^{-2} \text{ kg.s}^{-1}$, momento em que o registro de controle de ar primário manteve-se todo aberto. Este aumento foi consequência da elevação da taxa de liberação de energia em decorrência da vazão mássica de ar primário.

⁴² Estes valores são muito amplos, entre 400 e 2100 kW.m^{-2} , e os autores não esclarecem as condições operacionais, tipo de fornalha e combustível utilizados.

⁴³ A célula de queima C2 é proposta para utilização em fornalhas para secadores de grãos no meio rural. Para aplicações em geradores de vapor de pequeno porte (até 100 kg.h^{-1}), sugere-se a utilização da célula de queima C3.

A variação do consumo de combustível com a vazão mássica de ar primário se ajustou bem ao modelo dado pela equação:

$$\dot{M} = 29,271 \dot{m}_{\text{ar úmido}}^{1,2265} \quad R^2 = 0,998$$

em que

\dot{M} - consumo de combustível medido, kg.h^{-1} ;

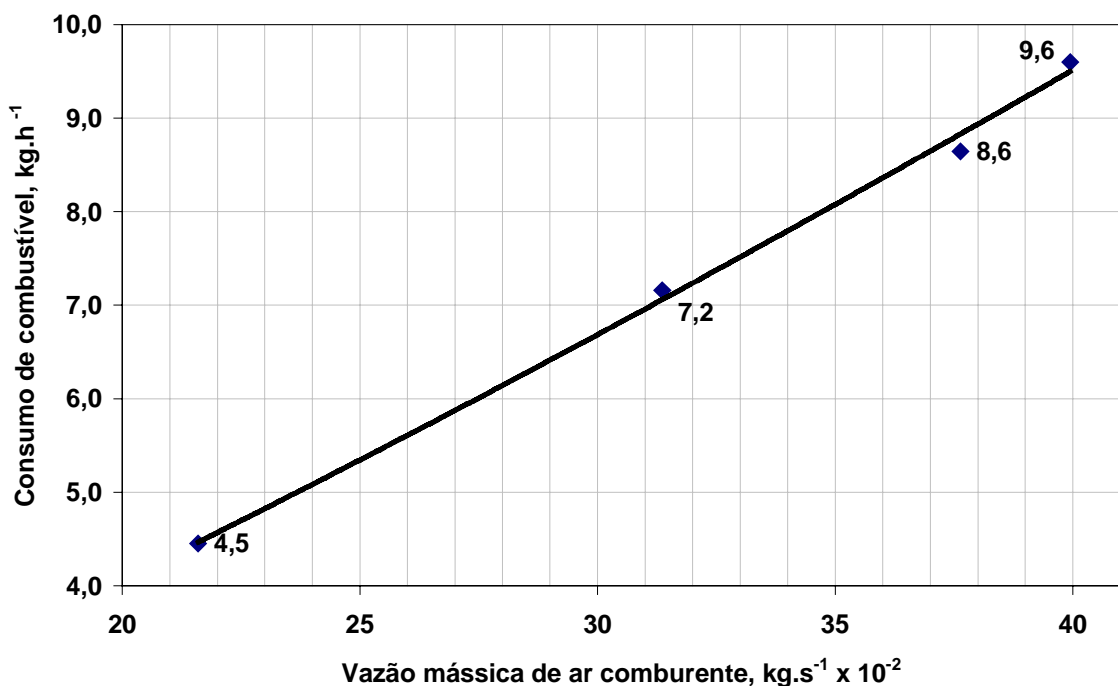


Figura 82 - Variação do consumo de combustível em função da vazão mássica de ar comburente.

Este comportamento também foi observado por GOMES (1988), que encontrou uma relação semelhante ao estudar o efeito da vazão mássica de ar comburente sobre o consumo de combustível numa fornalha a lenha, de fluxo descendente, para aquecimento direto do ar.

Para o operador da fornalha, é conveniente que se expresse o consumo de combustível em função da regulagem do registro de controle de ar primário (Figura 83) para que ele possa se programar quanto ao tempo de operação do equipamento, em determinada condição de funcionamento. Estas

informações são raramente encontradas nos catálogos de fabricantes de fornalhas. Para o caso em estudo, o modelo quadrático foi o que melhor se ajustou aos dados experimentais, segundo a equação:

$$\dot{M} = -0,0007 A^2 + 0,1552 A + 1,0429 \quad R^2 = 0,998$$

em que

\dot{M} - consumo de combustível medido, $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$; e

A – Porcentagem da abertura do regulador de controle de ar primário.

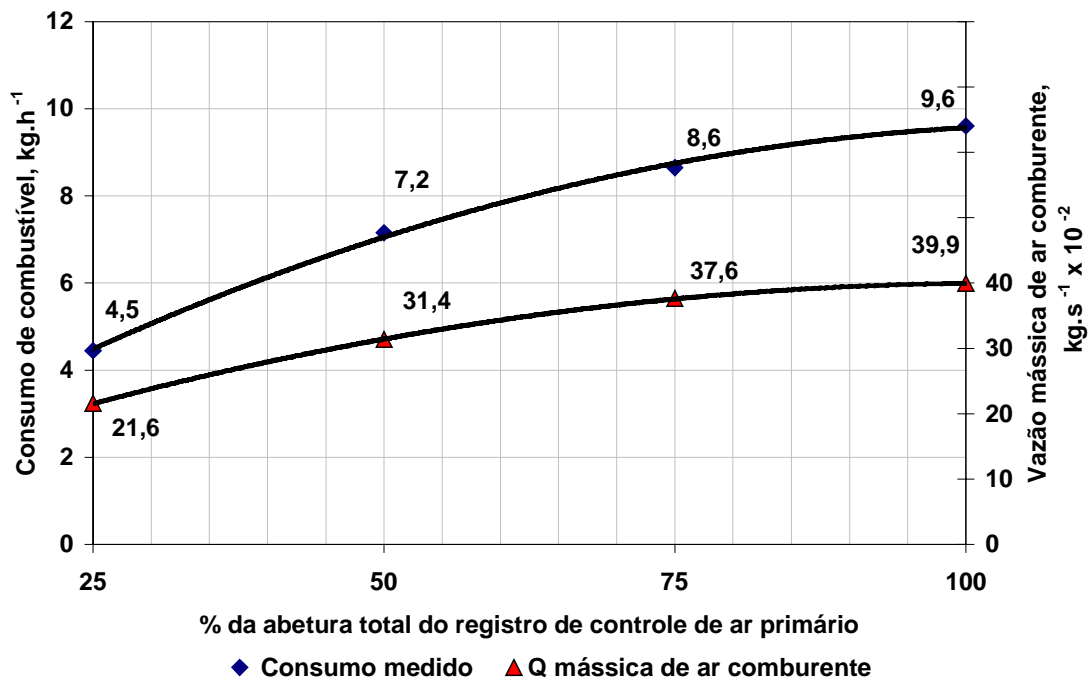


Figura 83 - Variação do consumo de combustível e da vazão mássica de ar comburente, em função da regulagem do registro de controle de ar primário.

4.1.1.5. Efeito sobre a temperatura dos gases e do ar aquecido

A temperatura dos gases variou com a taxa de liberação de energia na câmara de combustão. A temperatura média dos gases, na saída da fornalha, foi de $195,6 \pm 5,6$ °C. Com o aumento da temperatura dos gases, a entalpia

destes aumentou, promovendo o aquecimento de $66,3 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ de ar da temperatura ambiente de $30 \text{ }^\circ\text{C}$ para $60 \text{ }^\circ\text{C}$ (com vazão mássica de ar primário de $21,6 \times 10^{-2} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ou 25 % da abertura total de ar primário), a $88 \text{ }^\circ\text{C}$ (vazão mássica de $39,9 \times 10^{-2} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ de ar ou 100 % da abertura do registro de controle de ar comburente aberto), Figura 84.

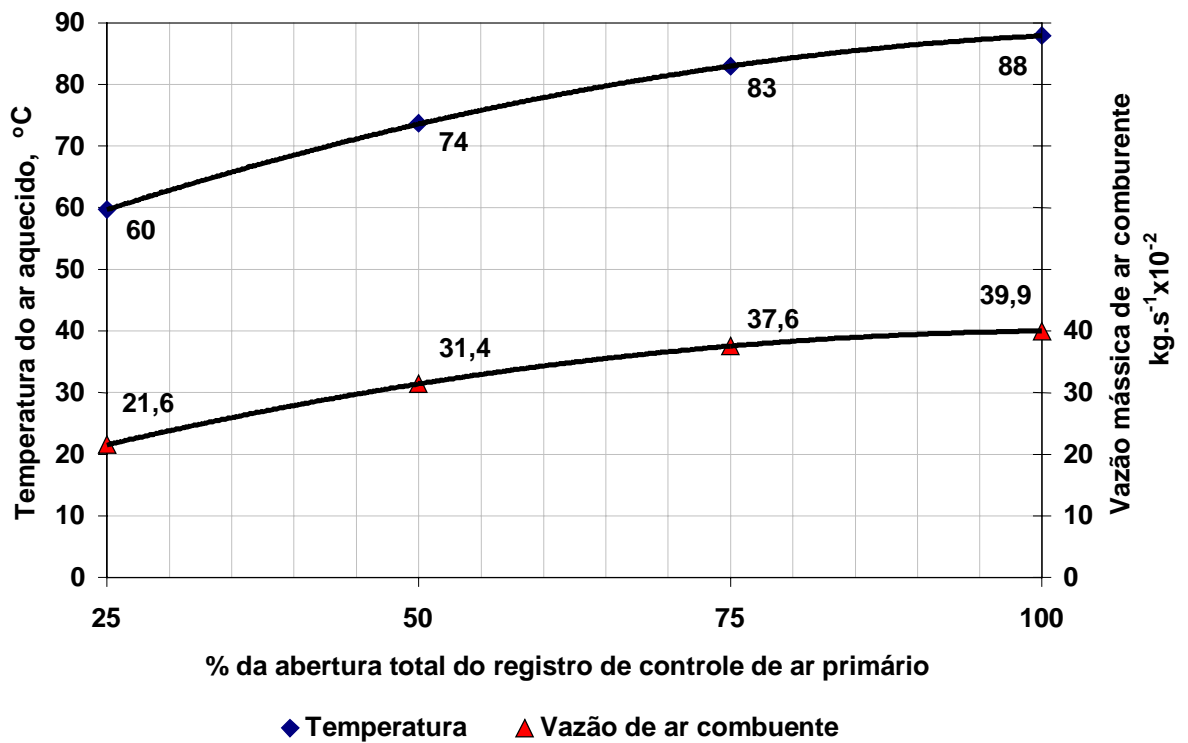


FIGURA 84 - Variação da temperatura do ar aquecido e da vazão mássica de ar comburente, em função da regulação do registro de controle de ar primário.

4.1.1.6. Efeito sobre o coeficiente de excesso de ar

Por trabalhar com um leito suspenso de combustível incandescente, em uma célula de queima espacial, a quantidade de ar comburente exigida é elevada, pois esta deve estar presente em quantidade suficiente para permitir que as reações de combustão se desenvolvam continuamente em uma massa espessa de combustível, em todo interior da célula de queima. Além deste aspecto, uma grande quantidade de ar comburente, admitida na câmara de

combustão, desvia-se da célula de queima, indo se misturar com os gases quentes. É justamente esta quantidade a responsável pelos elevados níveis de excesso de ar na câmara de combustão.

Com a liberação de energia na câmara de combustão, esta aquecerá todo o volume de ar que ingressa por fora da célula de queima, reduzindo a temperatura e a entalpia específica dos gases no interior da fornalha. Esta é uma das razões porque a temperatura dos gases, na saída da fornalha, foi bem inferior a dos gases ao deixarem a célula de combustão.

A vazão mássica de ar admitido na câmara de combustão, embora seja elevada, é necessária pois nela ocorrerá a transferência e o transporte de energia necessária ao aquecimento do volume de ar requisitado pelo sistema de aquecimento de ar. Uma quantidade de ar menor implicaria numa quantidade insuficiente de energia para aquecer o volume de ar na temperatura desejada.

O gráfico apresentado na Figura 85 mostra as taxas de ar comburente real e a taxa estequiométrica necessárias, a combustão completa do combustível, em função da regulagem do mecanismo de controle de admissão de ar primário. A razão entre ambas expressa o coeficiente de excesso de ar. Antes de qualquer comparação entres os valores apresentados, é preciso esclarecer que por excesso de ar está sendo entendido aquela quantidade de ar que foi disponibilizado na câmara de combustão deduzida da teoricamente necessária à combustão, independentemente da trajetória do ar comburente no interior da fornalha.

Para aquecer um mesmo volume de ar, em temperaturas cada vez maiores, é necessário que a fornalha receba quantidades crescentes de ar comburente afim de que, aumentando a cinética das reações de combustão, elas liberem a energia necessária ao aquecimento daquele volume de ar (Figura 85). Uma vez que este ganho de energia implica em maior consumo de combustível, verifica-se que a quantidade de ar estequiométrico também aumenta proporcionalmente ao consumo de combustível. Na média, a relação ar comburente/ar teórico (coeficiente de excesso de ar) foi de 16,3, com desvio padrão de 0,93.

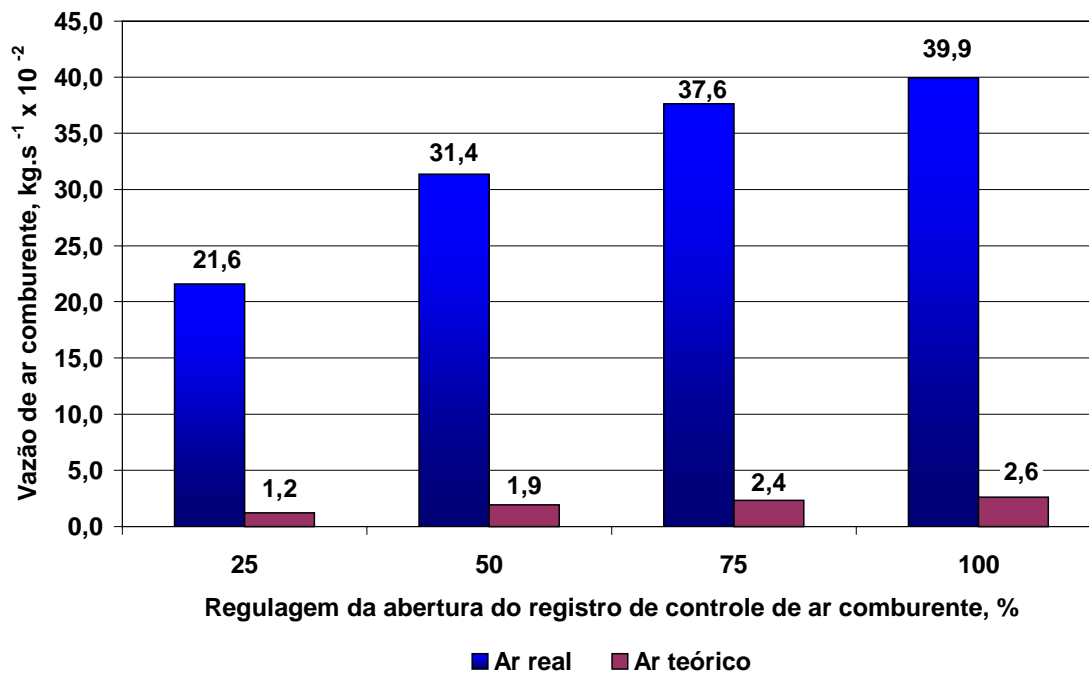


Figura 85 - Variação da vazão mássica real de ar comburente e estequiométrica (teórica), em função da regulagem do registro de controle de ar primário.

4.1.2. Avaliação da capacidade de liberação de energia da fornalha em função do tamanho da célula de queima⁴⁴

A quantidade de energia liberada na célula de queima, em função da quantidade de combustível e de ar comburente disponibilizado para o processo de combustão, define a capacidade da fornalha de promover o aquecimento do ar. O efeito destas variáveis na taxa de liberação de energia e no aquecimento do ar foi verificado fazendo-se variar a quantidade de ar primário na câmara de combustão, para cada tamanho de célula de queima. Verificou-se, ainda, o efeito da colocação de defletores na célula de queima C1 sobre a temperatura do ar aquecido.

4.1.2.1. Variação da energia disponibilizada na saída da fornalha em função do tamanho da célula de queima, e da vazão mássica de ar comburente

A energia liberada, por unidade de tempo, nos gases secos, na saída da fornalha, para diferentes tamanhos de células de queima e vazão mássica de ar comburente^{45, 46}, é apresentada na Figura 86

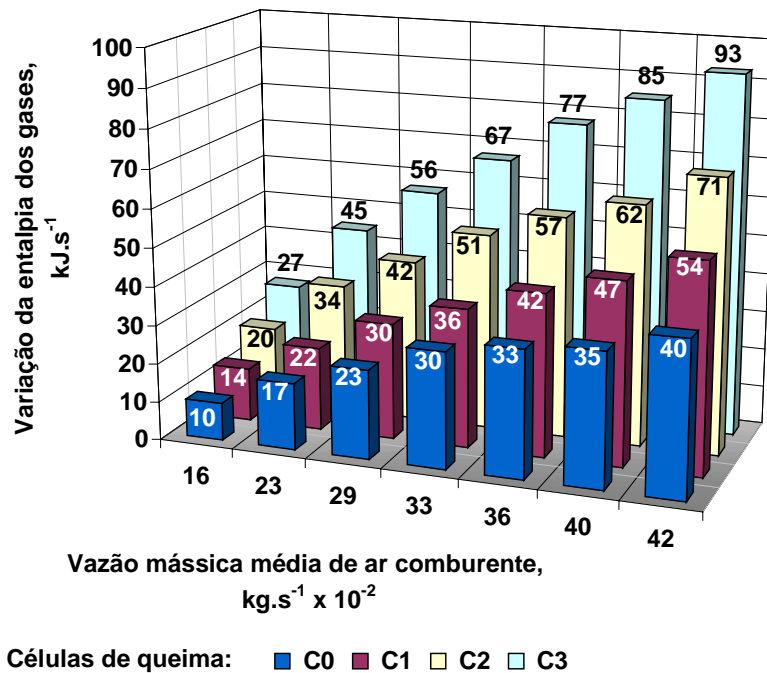


Figura 86 - Variação da entalpia dos gases na saída da fornalha, para diferentes tamanhos de célula de queima e vazão mássica de ar comburente.

Observa-se, pela Figura 86, que a fornalha responde à admissão de ar comburente, liberando tanto mais energia quanto maior o tamanho da célula de queima e a quantidade de ar comburente admitido.

A variação na taxa de energia que as células de queima, C0, C1, C2 e C3, produziram nos gases, na saída da fornalha, para a vazão mássica média de ar comburente entre $16 \times 10^{-2} \text{ kg.s}^{-1}$ e $42 \times 10^{-2} \text{ kg.s}^{-1}$, foi de 30, 40, 51 e 66

⁴⁴ Os dados referentes aos resultados discutidos neste item encontram-se no apêndice B.

⁴⁵ Devido ao elevado excesso de ar com que trabalhou a fornalha, considerou-se, na equação 85, apenas a variação de entalpia na massa de ar comburente.

⁴⁶ A vazão mássica de ar comburente apresentada é a média das vazões obtidas nos testes com cada tamanho de célula de queima. A vazão de ar comburente, para cada teste realizado, com tamanho diferente de célula de queima, pode ser vista no apêndice B.

$\text{kJ}\cdot\text{s}^{-1}$, respectivamente. Entre as três primeiras células de queima, o ganho de energia foi de $10 \text{ kJ}\cdot\text{s}^{-1}$. Esta variação foi diretamente proporcional aos tamanhos das células de queima (capacidade), conforme a Figura 87.

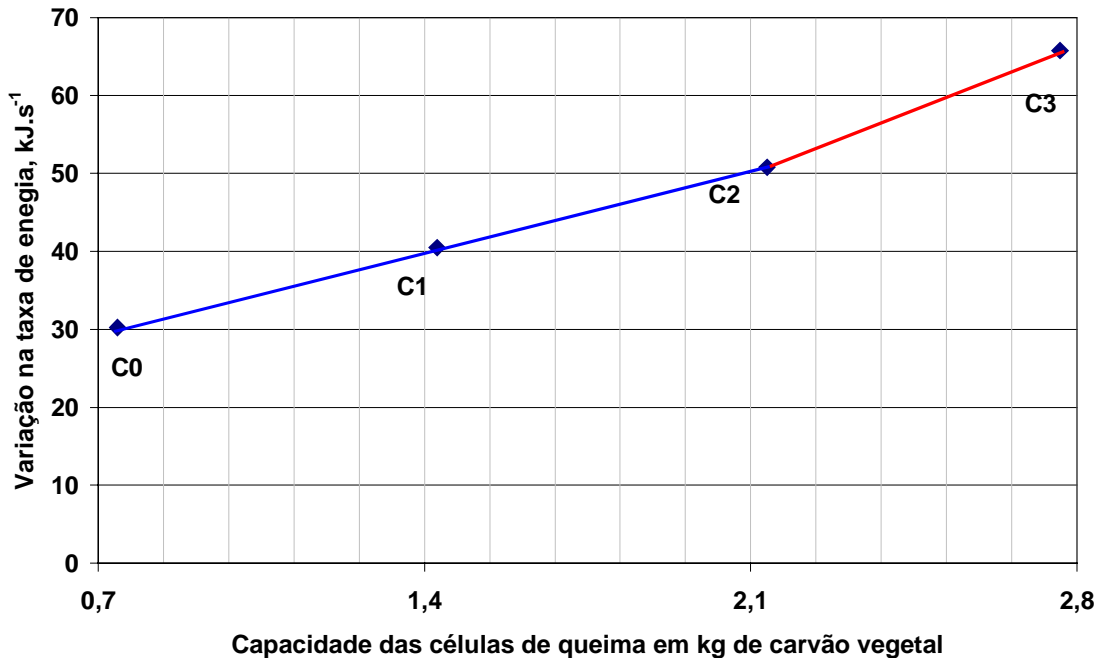


Figura 87 - Variação da taxa de energia dos gases na saída da fornalha, em função da capacidade das células de queima em kg de combustível.

A célula de queima C3 apresentou ganho maior em relação às demais. Uma explicação precisa sobre esta observação apresenta dificuldades, não só pelo fato de os testes terem sido realizados em dias diferentes, mas principalmente pelo fato de que, a partir de certo tamanho de célula de queima, outros fatores passam a interagir no processo; além daqueles devidos ao efeito do aquecimento do ar promovido pelo aumento proporcional de combustível na célula de queima, como: aumento da perda de carga, modificação na turbulência interna, alteração da relação combustível/ar comburente, temperaturas mais elevadas na câmara de combustão e maior quantidade de radiação emitida em razão da maior superfície de exposição de células de queima maiores. A complexidade destes fatores sugere testes adicionais para um melhor esclarecimento sobre a matéria.

4.1.2.2. Relação entre a temperatura dos gases na saída da fornalha e a vazão mássica de ar comburente

A variação da temperatura dos gases na saída da fornalha, em função da vazão mássica de ar comburente e do tamanho das células de queima, é apresentada na Figura 88. Uma vez que a temperatura é o principal parâmetro que define a entalpia dos gases, o comportamento apresentado seguiu o mesmo do mostrado na Figura 86.

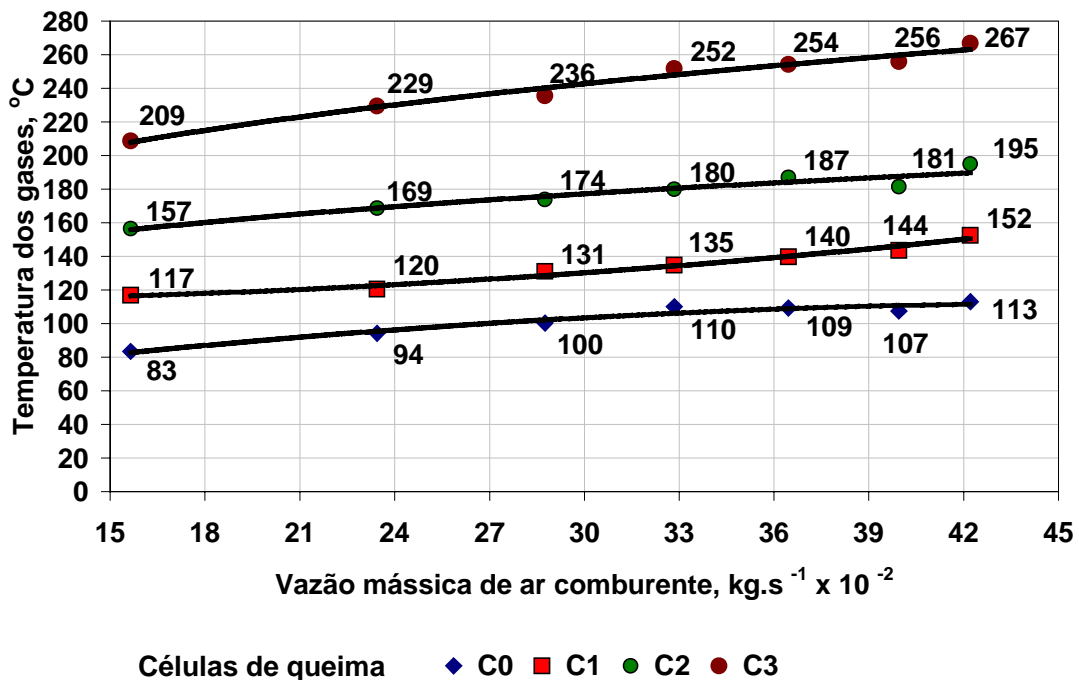


Figura 88 - Variação da temperatura dos gases na saída da fornalha, em função da vazão mássica de ar comburente e do tamanho das células de queima.

4.1.2.3. Relação da temperatura do ar aquecido com a vazão mássica de ar comburente

Para verificar a capacidade da fornalha de promover o aquecimento do maior volume possível de ar, o sistema foi colocado em operação na vazão máxima de ar aquecido (entre 65 e 70 m³.min⁻¹). As variações de temperaturas

do ar aquecido, promovidas pelas células de queima C2 e C3, entre as vazões mássicas de ar comburente de 16×10^{-2} e $42 \times 10^{-2} \text{ kg.s}^{-1}$, em relação à célula de queima C1, foram de 14 e 28 °C, respectivamente; ou seja, diretamente proporcional a suas capacidades (C1 - 1,4 kg, C2 - 2,1 kg e C3 aproximadamente 2,8 kg)⁴⁷. O ganho de temperatura, promovido pela célula de queima C1 em relação a C0, também foi de 14 °C e proporcional à relação entre suas capacidades (C0 – 0,7 kg), porém, com C0, esta relação foi observada com a vazão mássica de ar primário entre 26×10^{-2} e $42 \times 10^{-2} \text{ kg.s}^{-1}$, quando se obteve quantidade suficiente de ar comburente para promover o aumento de temperatura proporcional aos tamanhos das células de queima⁴⁸ (Figura 89).

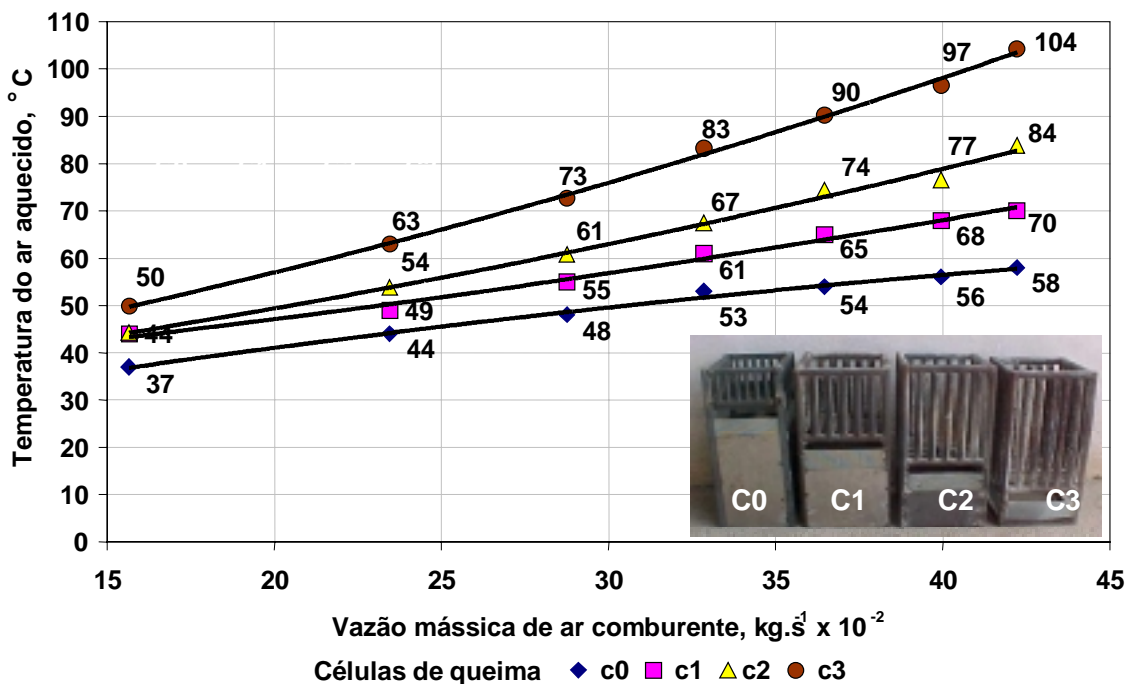


Figura 89 - Variação da temperatura do ar aquecido em função da vazão mássica de ar comburente e do tamanho das células de queima.

⁴⁷ Este ganho foi calculado tomando-se a diferença de temperatura do ar aquecido na menor e na maior vazão mássica de ar comburente para cada célula de queima. Para C1 o ganho foi de 26 °C (70 – 44) °C e para C2, de 40 °C (84 – 44) °C. Diferença entre ambas: 40 – 26 = 14 °C.

⁴⁸ Os valores apresentados podem variar em função da temperatura do ar ambiente. No caso específico da célula de queima C3, que apresenta maior superfície de troca de calor, a temperatura do ar aquecido pode atingir valores um pouco maiores em função do tempo de permanência da fornalha à maior exposição da radiação sobre suas paredes, aumentando a quantidade de calor no interior da fornalha.

A relação entre a temperatura do ar aquecido e a regulagem do registro de controle de ar primário, pode ser observado na Figura 90. Nela observa-se que a partir de 87,5 % de abertura, não há influencia significativa sobre a temperatura do ar aquecido, por não se verificar aumento significativo na vazão mássica de ar comburente. Embora possam variar com o tempo, quando expressas em função da regulagem do mecanismo de admissão de ar primário, estas temperaturas tornam-se uma informação útil para o operador da fornalha.

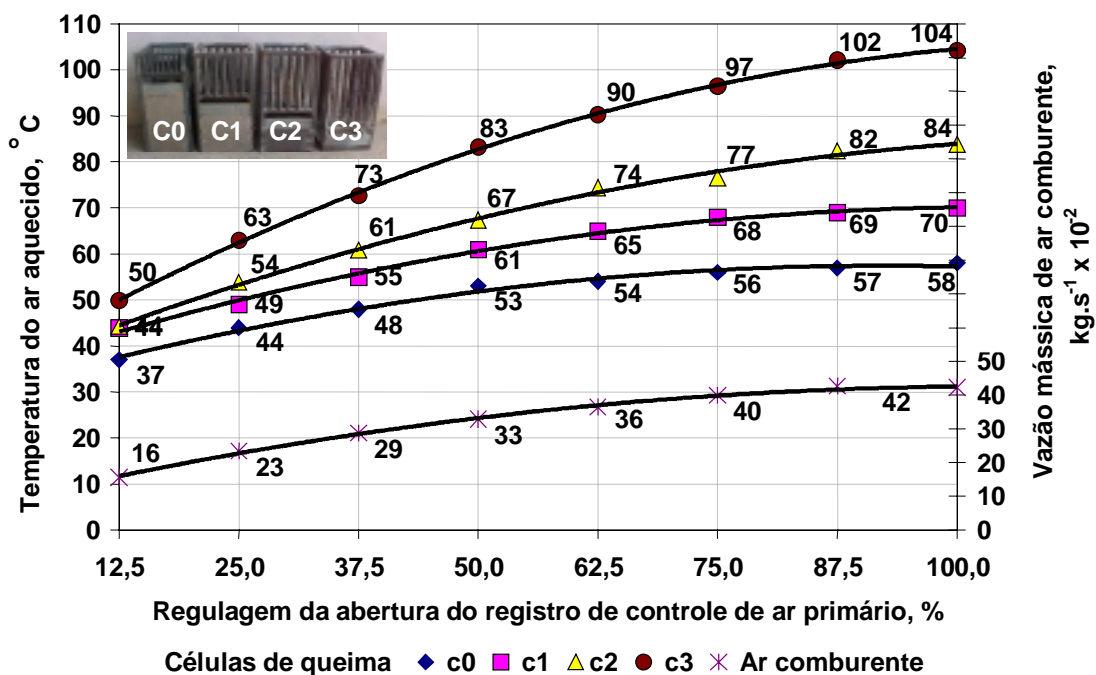


Figura 90 - Variação da temperatura do ar aquecido e da vazão mássica de ar comburente, em função da regulagem do registro de controle de ar primário e do tamanho das células de queima.

Apesar da célula de queima C0 ter elevado a temperatura do ar ambiente de 28 °C e umidade relativa de 68,4 %, para 58 °C, na vazão máxima do ar aquecido, seu uso não é recomendado para sistemas que operam nestas condições por que a célula de queima trabalha com todo registro de controle de ar comburente aberto, ou seja, no limite. Nesta condição, não seria possível o controle da temperatura do ar aquecido no caso de variações bruscas de temperatura ambiente. Analisando o comportamento

da elevação da temperatura do ar aquecido, pelas células de queima C0, C1, C2 e C3, nas Figuras 89 e 90, observa-se que a célula de queima C0 operou próximo da sua capacidade máxima de aquecimento do ar, enquanto as demais parecem apresentar, ainda, potencial para elevar a temperatura do ar aquecido, caso houvesse fornecimento de maior quantidade de ar comburentes.

4.1.2.4. Efeito da colocação de defletores na câmara de combustão sobre a temperatura do ar aquecido

A distribuição de temperatura, apresentada na Figura 90, pode ser modificada com o uso de defletores na câmara de combustão. Seu efeito foi notado pelo aumento do potencial da célula de queima em liberar mais energia, pois o uso destes impede que parte do ar comburentes escape pelo espaço existente entre a célula de queima e as paredes da câmara de combustão. Embora a colocação de defletores aumente a perda de carga no interior da câmara de combustão, este efeito é compensado por promover turbulência e direcionar o ar primário diretamente para a célula em combustão. Na Figura 91 é mostrado o efeito da colocação de defletores na célula de queima C1. Apesar da redução na quantidade de ar comburentes, a temperatura atingida pelo ar aquecido na vazão máxima do sistema, superou a fornecida pela maior célula de queima (C3).

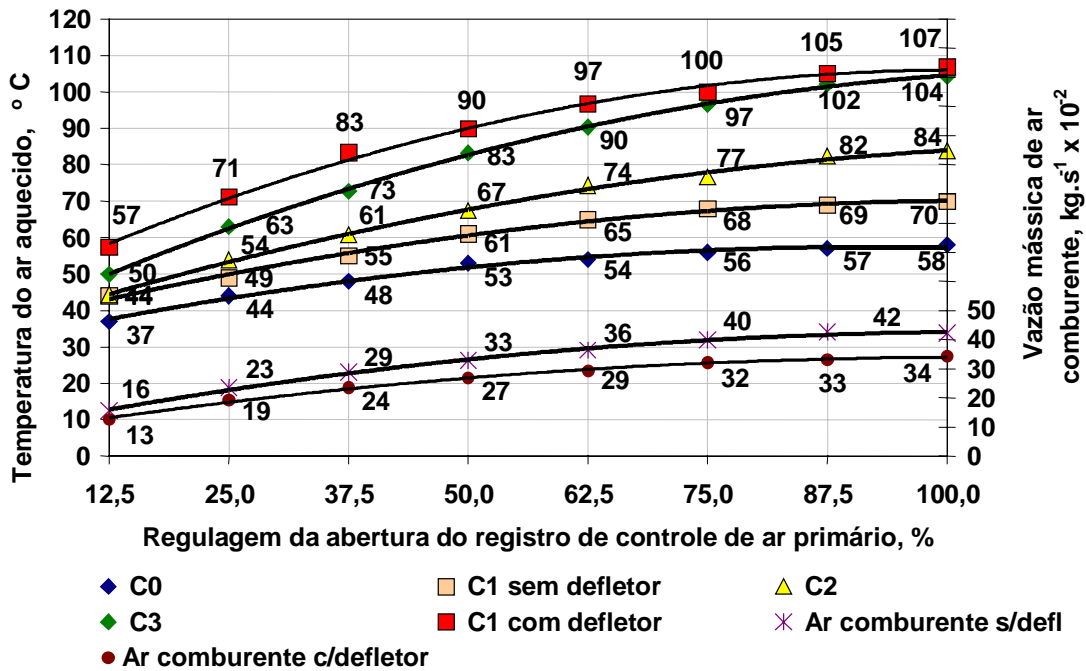


Figura 91 - Variação da temperatura do ar aquecido com e sem defletor, na célula de queima C1, e da vazão mássica de ar comburente, em função da regulagem da abertura do registro de controle de ar primário.

4.1.3. Avaliação do desempenho da fornalha sob diferentes vazões e temperaturas do ar aquecido

Estudou-se o desempenho da fornalha nas vazões de referência do ar (aquecido) de 25, 40, 55 e 70 $\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, nas temperaturas de 40, 60, 80, 100 e 120 $^{\circ}\text{C}$, de acordo com as capacidades das células de queima de promover o aquecimento do ar naquelas vazões e temperaturas. Analisou-se o consumo de combustível, a eficiência térmica, a taxa de combustão, a carga térmica volumétrica e o efeito das condições ambientais e de defletores na câmara de combustão sobre o desempenho da fornalha. Após as análises, são apresentadas recomendações quanto ao uso de células de queima em fornalhas, para aquecimento direto do ar, e projeções de vazões superiores a 70 $\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, para o aquecimento de ar em temperaturas inferiores a 120 $^{\circ}\text{C}$. Os dados referentes aos resultados apresentados são mostrados no apêndice C.

4.1.3.1. Variação da pressão estática na câmara de combustão

A regulagem da temperatura e da vazão do ar aquecido interfere no desempenho da fornalha, pois altera a pressão no interior da câmara de combustão, modificando as condições em que ocorre a queima do combustível.

A pressão estática na câmara de combustão, com a célula de queima C2 e com o sistema operando na vazão máxima, medida na parede posterior por onde descem os gases, variou de -1,5 a $-5,4 \pm 0,1$ mmca, em função da regulagem do mecanismo de controle de admissão de ar comburente. A pressão medida na saída da fornalha apresentou valores que variaram de -3 a $-16 \pm 0,1$ mmca, uma variação 3,3 vezes maior que a verificada na câmara de combustão, devido à menor seção de passagem dos gases naquele ponto⁴⁹ (Figura 92).

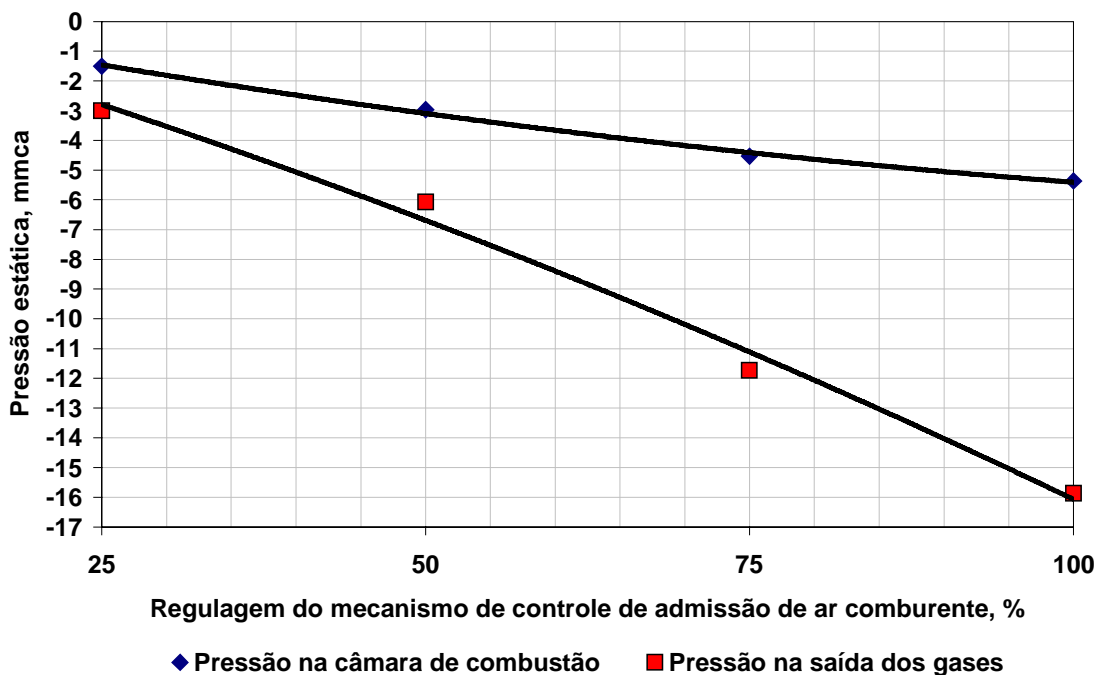


Figura 92 - Variação da pressão estática na câmara de combustão e na saída dos gases da fornalha, em função da regulagem do mecanismo de controle de admissão de ar comburente.

⁴⁹ As diferentes combinações de vazão, temperatura e tamanho de célula de queima implicam em variações diferentes de pressão, na câmara de combustão das apresentadas na Figura 92.

4.1.3.2. Variação do consumo de combustível em função da vazão e da temperatura do ar aquecido

O consumo de combustível, nas vazões de referência de 25, 40, 55 e 70 m³.min⁻¹ e nas temperaturas de 40 e 60 °C, para as células de queima C0, C1 e C2, é apresentado na Figura 93. O consumo de combustível, para uma mesma temperatura, aumentou com a vazão, uma vez que maior volume de ar deve ser aquecido. Para a mesma vazão, o consumo de combustível aumentou com a temperatura, devido à maior quantidade de energia que a fornalha deve liberar para elevar a temperatura do ar. Na temperatura de 40 °C, para as três células de queima, o consumo de combustível variou, em média, de 1,3 ± 0,2 a 2,9 ± 0,0 kg.h⁻¹ e na temperatura de 60 °C, entre 3,3 e 5,9 kg.h⁻¹.

Nas vazões de 25 e 40 m³.min⁻¹, o ar aquecido não conseguiu atingir a temperatura de 60 °C com a célula de queima C0 devido à perda de carga imposta ao fluxo de ar comburente na câmara de combustão pela obstrução causada pelo cone na saída do duto de medição de vazão. Na vazão de 55 m³.min⁻¹, o volume de ar comburente foi suficiente para o aquecimento do ar a 60 °C. Na vazão de 70 m³.min⁻¹ não houve resistência ao fluxo de ar comburente pelo mecanismo de controle da vazão do ar aquecido (duto de medição de vazão sem o cone); porém, observou-se restrição quanto ao tamanho da célula de queima C0 no aquecimento do ar, por não dispor de quantidade suficiente de combustível para elevar a temperatura a 60 °C.

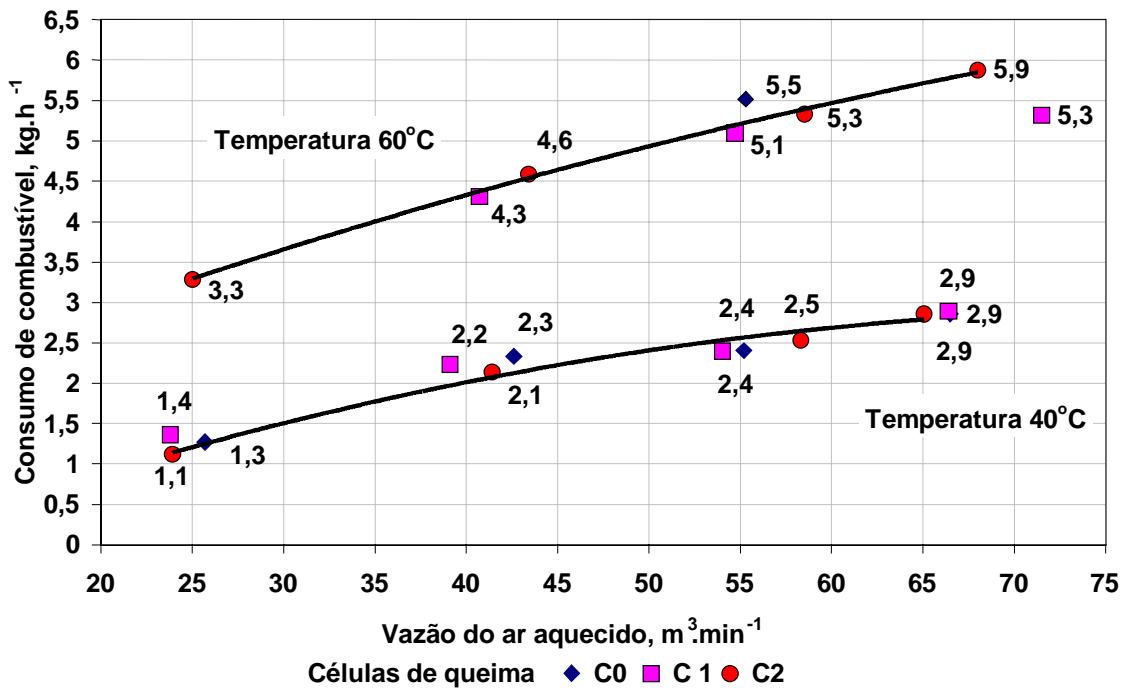


Figura 93 - Variação do consumo de combustível, em função da vazão e da temperatura do ar aquecido, para três tamanhos de células de queima (C0, C1 e C2).

A quantidade de energia para aquecimento do ar depende do incremento de temperatura desejado e do volume de ar a ser aquecido. Conforme discutido no parágrafo anterior, quanto maior o volume de ar a ser aquecido (vazão) e a temperatura, maior a quantidade de energia a ser fornecida pela fornalha e, conseqüentemente, maior o consumo de combustível. Entretanto, esta quantidade de energia não depende do tamanho da célula de queima, desde que esta disponha de uma quantidade mínima de combustível suficiente para, por meio das reações de combustão, liberar a energia solicitada pelo sistema de aquecimento, uma vez que a quantidade de energia necessária para aquecer um determinado volume de ar é um valor definido.

Uma célula de queima entregará uma quantidade de energia de acordo com a demanda e com o limite estabelecido pelo seu tamanho. Uma solicitação de energia acima da capacidade da célula de queima implicará em sua substituição por outra de maior capacidade. Pela Figura 93 observou-se que, para a mesma vazão e temperatura do ar aquecido, portanto, para uma mesma

demanda de energia, os consumos pelas células de queima C0, C1 e C2 foram próximos e em alguns casos até iguais⁵⁰.

Temperaturas do ar aquecido, na faixa de 80 °C, podem ser obtidas com a célula de queima C2 operando na vazão máxima de ar aquecido. Temperaturas até 120 °C são atingidas somente com a utilização da célula de queima C3. Utilizando-se a célula de queima C3 com ar aquecido na vazão de 46,2 m³.min⁻¹, a temperatura atingida pelo ar foi de 82,8 °C (vazão mássica de ar comburente de 15,0 x 10⁻² kg.s⁻¹). Na vazão de 55 m³.min⁻¹, o ar aquecido atingiu 104 °C por causa da menor perda de carga na câmara de combustão imposta pelo cone (vazão de ar comburente de 25,7 x 10⁻² kg.s⁻¹). O consumo de combustível, na temperatura de referência de 80 °C, variou de 6,2 a 9,6 kg.h⁻¹, nas vazões de referência entre 40 e 70 m³.min⁻¹. Os maiores consumos ocorreram na vazão de 70 m³.min⁻¹, sendo de 9,6 kg.h⁻¹, na temperatura de referência de 80 °C, e 14,4 kg.h⁻¹ na temperatura de 120 °C (Figura 94).

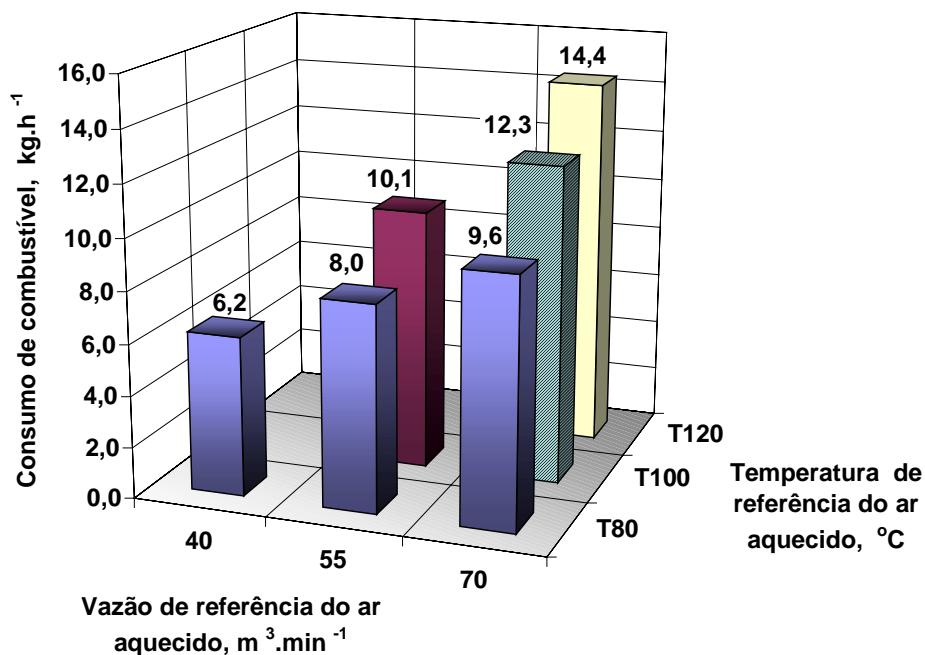


Figura 94 - Consumo de combustível, em função da vazão, para temperaturas do ar aquecido iguais ou superiores a 80 °C (teste realizado com a célula de queima C3).

⁵⁰ As variações no consumo foram devidas às diferenças de temperatura e de vazão obtidas

O consumo apresentado na vazão de $70 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, na temperatura de $100 \text{ }^\circ\text{C}$, não foi obtido experimentalmente. Como tratava-se de um valor compreendido entre valores conhecidos, o consumo foi estimado utilizando-se a equação 84 para a vazão e temperatura acima citadas. O resultado encontrado foi $12,3 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ (apêndice C – Quadro 4C).

Na Figura 95 é apresentado o consumo de combustível obtido nos testes com as células de queima C0, C1, C2 e C3, nas vazões de 25, 40, 55, e $70 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ e nas temperaturas de 40, 60, 80, 100 e $120 \text{ }^\circ\text{C}$.

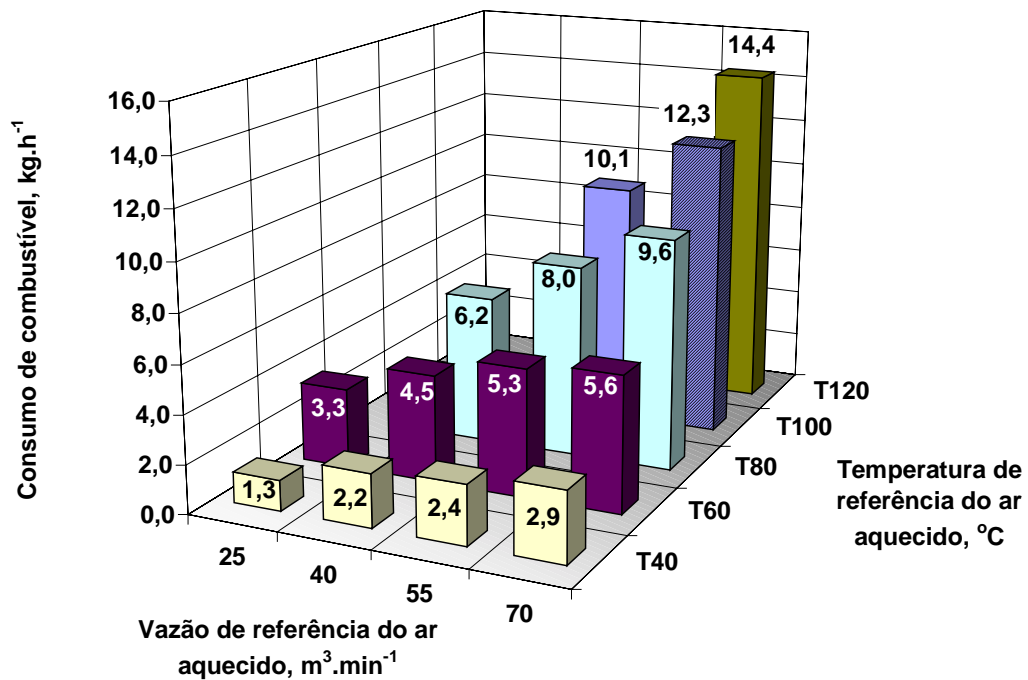


Figura 95 - Consumo médio de combustível, em função da vazão e da temperatura do ar aquecido, obtido com as células de queima C0, C1, C2 e C3.

4.1.3.3. Avaliação da eficiência da fornalha sob diferentes cargas térmicas para aquecimento do ar

A eficiência da fornalha com a célula de queima C2, calculada de acordo com a equação 82, variou em função da carga térmica solicitada para o aquecimento do ar. Na vazão de referência de 25 a $70 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ e com ar na temperatura de $40 \text{ }^\circ\text{C}$, a eficiência térmica variou de 72,6 a 87,2 %.

nos testes e a impossibilidade de realizá-los nas mesmas condições ambientais.

mássica de ar comburente na câmara de combustão variou de $5,3 \times 10^{-2}$ a $15,3 \times 10^{-2} \text{ kg.s}^{-1}$ (Figura 96).

Para as mesmas vazões, porém na temperatura de $60 \text{ }^\circ\text{C}$, o que implicou em vazões mássicas de ar comburente maiores, de $13,9 \times 10^{-2}$ a $25,5 \times 10^{-2} \text{ kg.s}^{-1}$, a eficiência térmica apresentou melhores resultados, variando de 81,5 a 91,0 % (Figura 97).

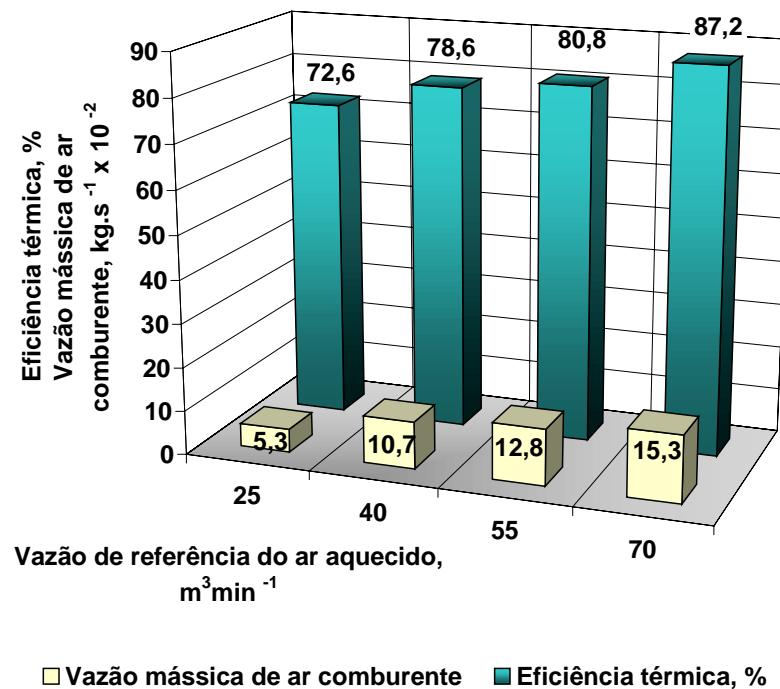


Figura 96 - Variação da eficiência térmica e da vazão mássica de ar comburente para quatro vazões do ar aquecido, na temperatura de $40 \text{ }^\circ\text{C}$.

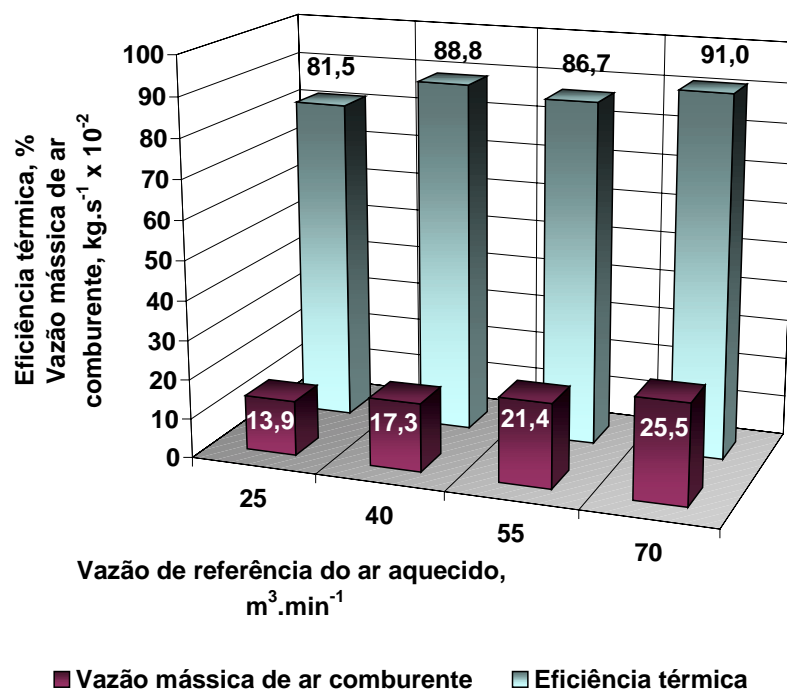


Figura 97 - Variação da eficiência térmica e da vazão mássica de ar comburente para quatro vazões do ar aquecido, na temperatura de 60 °C.

Comparando os resultados apresentados nas Figuras 96 e 97, observou-se que, de um modo geral, para uma mesma temperatura, a eficiência térmica aumentou com a vazão mássica de ar comburente e para uma mesma vazão de referência do ar aquecido, ela foi superior na temperatura mais elevada (60 °C), como consequência da maior quantidade de ar comburente admitido para aumentar a temperatura do ar.

O melhor desempenho da fornalha, sob maiores vazões de ar comburente, pode ser explicado pelo aumento da turbulência na câmara de combustão com o aumento da velocidade do ar na entrada da fornalha e pela maior disponibilidade de oxigênio para o processo de combustão. Sob baixas vazões de ar primário (menor disponibilidade de oxigênio), as reações de combustão se desenvolvem com menor velocidade e o tempo de residência da energia térmica dos gases no interior da fornalha aumenta. Outro aspecto relevante refere-se ao estado do combustível; por se encontrar convenientemente fragmentado, as reações de combustão se desenvolvem sobre uma superfície específica maior em todo combustível, no interior da

célula de queima. O aumento gradativo da temperatura do combustível no depósito, à medida que este escoar para a célula de queima, e a energia irradiada na câmara de combustão pelas paredes refratárias, constituem outro fator favorável, pois reduzem a energia de ativação necessária às reações de combustão⁵¹. GOMES (1988), ao variar a vazão mássica de ar comburente numa fornalha a lenha, observou comportamento semelhante; ou seja, o melhor rendimento da fornalha, 83 %, ocorreu quando esta operou com a maior vazão mássica de ar comburente ($17 \times 10^{-2} \text{ kg.s}^{-1}$). MELO (1987), estudando o mesmo tipo de fornalha, observou, também, relação positiva entre a vazão mássica de ar comburente e o rendimento. O melhor rendimento térmico (80,5 %) ocorreu com a maior média de vazão mássica de ar comburente ($19,7 \times 10^{-2} \text{ kg.s}^{-1}$). Estes autores, assim como neste trabalho, não estudaram o limite a partir do qual o rendimento da fornalha é prejudicado pelo excesso de ar, uma vez que para este propósito seria necessário a substituição do ventilador.

Com relação às temperaturas de 80, 100 e 120 °C, nas vazões de 40, 55 e 70 $\text{m}^3.\text{min}^{-1}$, a eficiência térmica apresentou valores que variaram de 83,9 a 92,8 % (Figura 98). SILVA (1998) também encontrou rendimento térmico elevado ao estudar uma fornalha de fogo direto a carvão vegetal, cujo rendimento médio foi de 95,3 %.

Os altos rendimentos obtidos nas fornalhas de fogo direto, que utilizam carvão vegetal, e que são bem projetadas, está no fato delas trabalharem com um combustível secundário, oriundo da pirólise da madeira, com produto apresentando alto teor de carbono fixo, baixo teor de umidade, elevado poder calorífico e granulometria que favorece o contato do comburente com o combustível.

Na fornalha em estudo, como praticamente não ocorre oscilação no suprimento de combustível na câmara de combustão, a combustão se desenvolve de forma contínua e regular, fazendo com que a taxa de liberação de energia seja constante e a energia gerada seja prontamente transferida e transportada pelos gases. Nas fornalhas a lenha, devido a natureza do combustível, a combustão é irregular e ocorre em várias etapas, passando pela secagem da madeira até chegar à combustão do carbono fixo, o que acarreta

⁵¹ O combustível, quando chega na célula de queima, se encontra pré-aquecido.

oscilações de temperatura na câmara de combustão e no ar de secagem. Além destes aspectos, as fornalhas de fogo direto apresentam elevada eficiência por aproveitarem integralmente a entalpia dos gases de combustão para o aquecimento direto do ar, o que não se verifica nas fornalhas de fogo indireto, que apresentam perdas nos trocadores de calor e nos gases, na saída da chaminé.

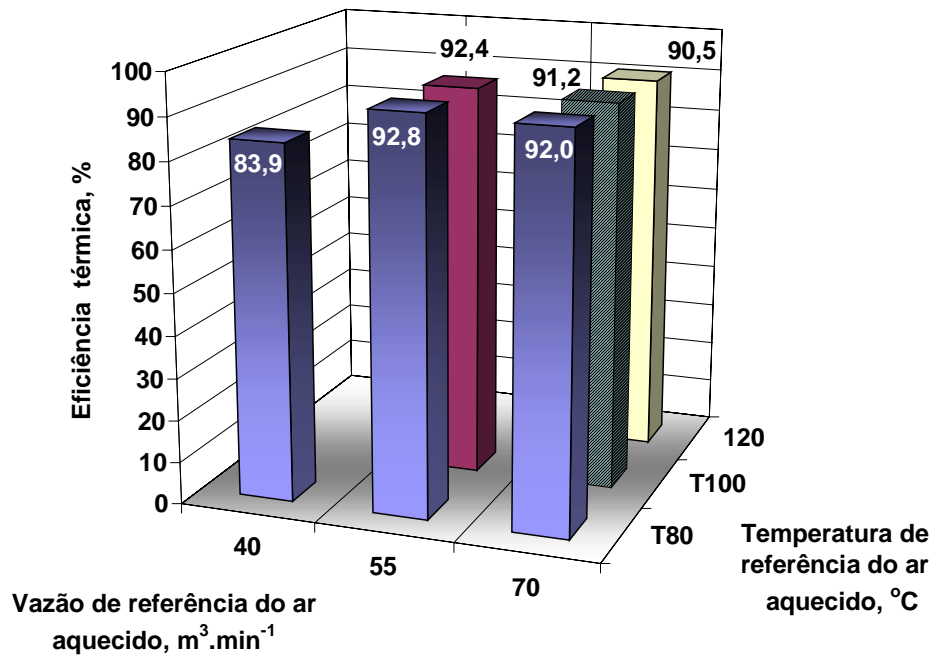


Figura 98 - Eficiência térmica, em função da vazão do ar aquecido, para as temperaturas de 80, 100 e 120 °C.

A eficiência térmica, calculada com base na equação 60, apresentou um erro médio de 1,13 % em relação à calculada, utilizando-se a equação 82. Para aplicações práticas, em que o rigor científico não se faz necessário, a equação 60 constitui uma ferramenta útil quando não se conhece por completo a composição do combustível; porém, o método exige o conhecimento do teor de cinzas e de umidade do combustível. A correlação obtida entre ambos os métodos, para os rendimentos observados nas Figuras 96, 97 e 98, é mostrada na Figura 99.

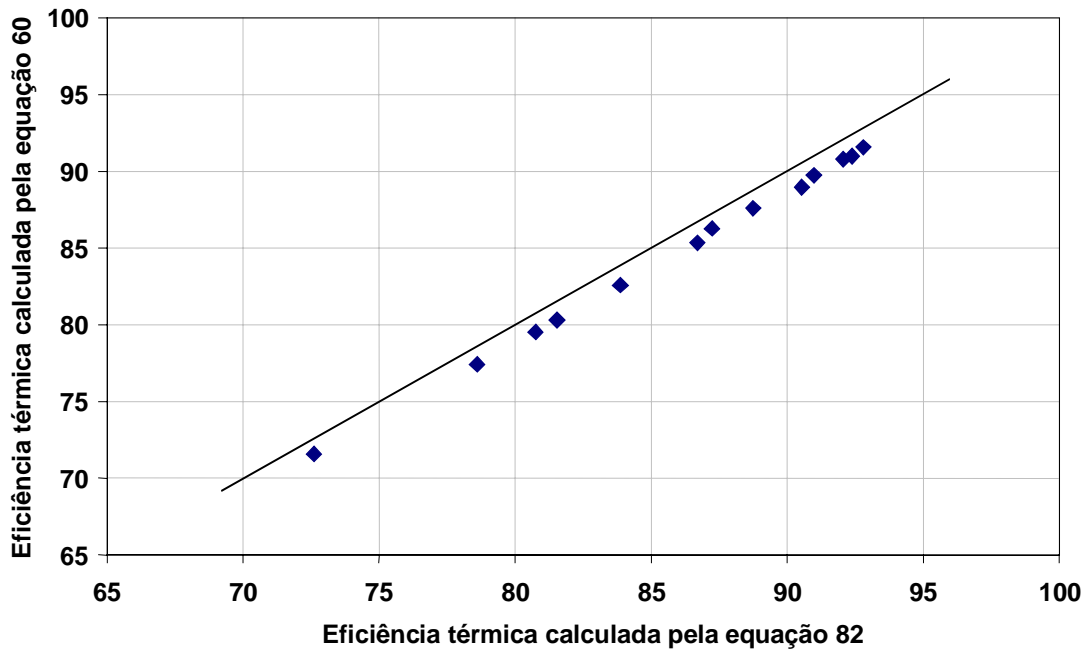


Figura 99 - Eficiência térmica obtida pela equação 60, considerando o cálculo da vazão mássica dos gases de combustão por balanço material simplificado, “versus”, a obtida pela equação 82 com a massa dos gases obtida por cálculo estequiométrico.

4.1.3.4. Variação do consumo de combustível medido e estimado em função da vazão e da temperatura do ar aquecido

O consumo de combustível verificado com a célula de queima C2, nas vazões do ar aquecido de 25, 40, 55 e 70 $\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ e nas temperaturas de 40 e 60 °C, é apresentado na Figura 100.

Com base nos valores calculados da eficiência térmica, pela equação 82, estimou-se o consumo de combustível nas vazões e nas temperaturas em que os testes foram conduzidos, utilizando-se a equação 84. Os resultados foram apresentados na Figura 100 para comparação com os valores de consumo medidos.

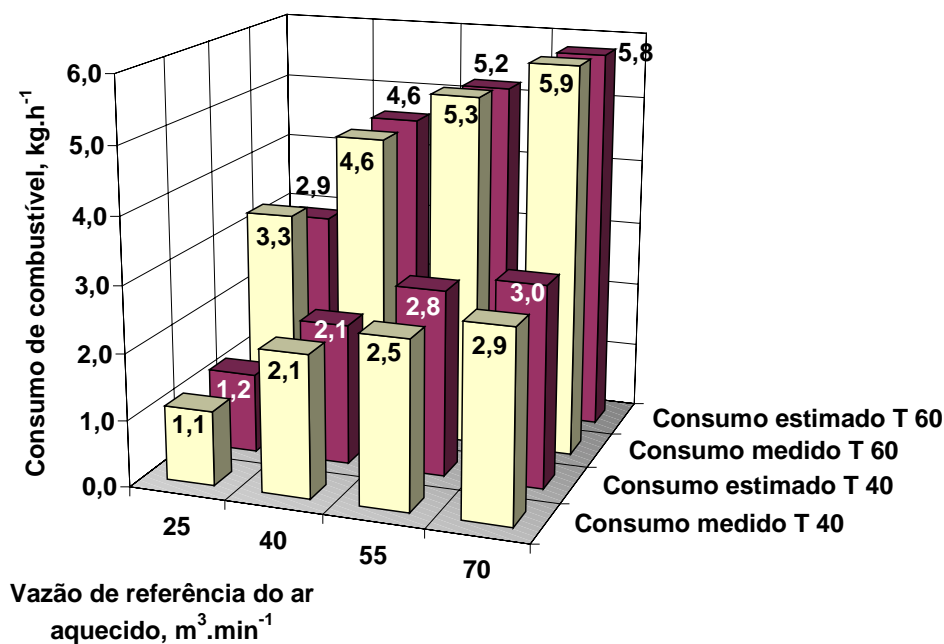


Figura 100 - Variação do consumo de combustível medido e estimado, em função da vazão e da temperatura do ar aquecido.

A comparação entre os valores de consumo de combustível medidos e estimados é melhor interpretada observando-se a Figura 101. O coeficiente de determinação obtido mostrou que o modelo proposto pela equação 84 explicou, em 99 %, a variação ocorrida nos valores estimados. O erro padrão desta estimativa foi de 0,18 kg. Pode-se afirmar que a equação 84 é uma ferramenta útil para a estimativa do consumo de combustível, para a composição de custos de secagem, desde que se conheça os parâmetros de secagem, especialmente o rendimento do sistema, o que não é comum constar nos catálogos dos fabricantes de equipamentos.

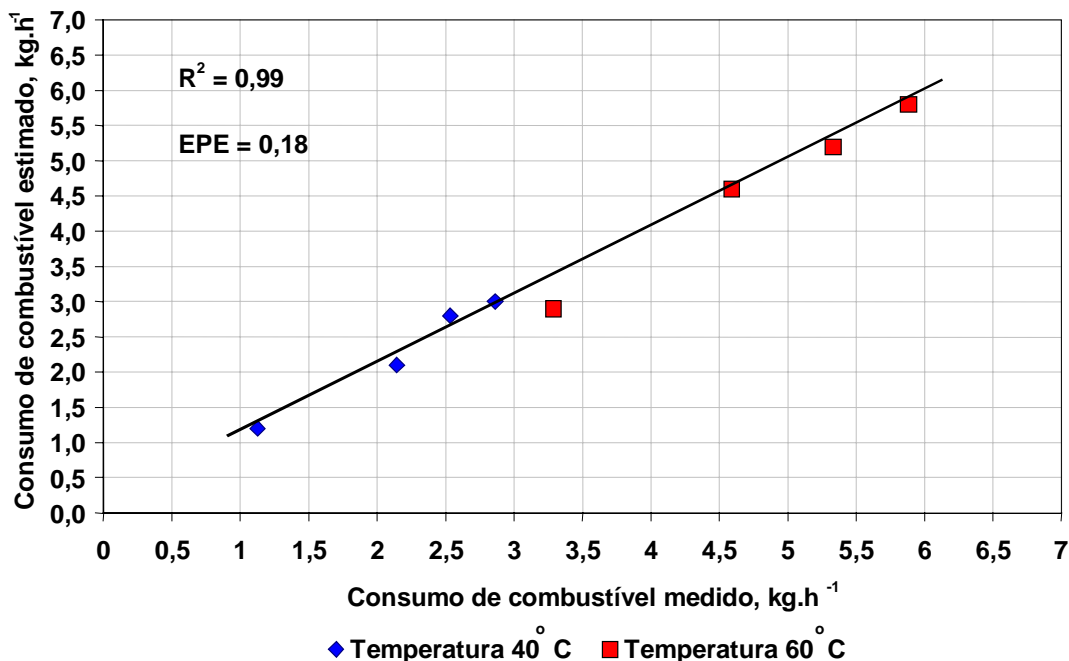


Figura 101 - Correlação entre o consumo de combustível estimado e medido para diferentes vazões do ar aquecido, nas temperaturas de 40 e 60 °C.

4.1.3.5. Variação da taxa de combustão

A variação da taxa de combustão, em função da vazão mássica de ar comburente, foi analisada no item 4.1.1.3, no qual foi observado que esta variação é função direta da quantidade de ar primário disponibilizado na câmara de combustão. Como trata-se de um parâmetro que também é função do consumo de combustível e da área de grelha, é conveniente analisar seu efeito nos diferentes tamanhos de células de queima.

A taxa de combustão, verificada nos diferentes tamanhos de células de queima, em função do consumo de combustível observado no aquecimento do ar nas vazões e temperaturas estudadas, é apresentada na Figura 102, na qual se observou que esta aumenta proporcionalmente com o consumo de combustível. Observou-se ainda que, nos casos em que o consumo de combustível foi o mesmo para célula de queima de tamanhos diferentes, a taxa de combustão foi menor na célula de queima maior. A célula de queima C0, por apresentar menor área de grelha, apresentou maior taxa de combustão, 51,1 kg.(h.m²)⁻¹. Para que esta célula aquecesse determinado volume de ar, a

combustão teve que ocorrer no seu interior com maior rapidez, para que liberasse continuamente a quantidade de energia necessária para manter a temperatura do ar aquecido constante; isto é, o “trabalho” realizado na célula de queima C0 para liberar energia foi maior do que para as demais células operando com mesma demanda de energia. A tensão térmica na superfície da grelha C0 foi de $426,8 \text{ kW.m}^{-2}$, valor comparável à de grelhas utilizadas em fornalhas que empregam biomassa em geradores de vapor (entre 400 e 2100 kW.m^{-2} , de acordo com LORA e HAPP, 1997). A célula de queima C3, que apresentou maior consumo de combustível, apresentou taxa de carregamento inferior à observada na célula de queima C0, por apresentar maior área de grelha. Apesar da maior taxa de combustão ter ocorrido na célula de queima C0, não foi observado danos em sua estrutura, pois foi construída em ferro fundido. A célula de queima C3, que suportou menor taxa de combustão, apresentou desgaste na sua estrutura (Figura 103) por ter sido construída com ferro liso comum.

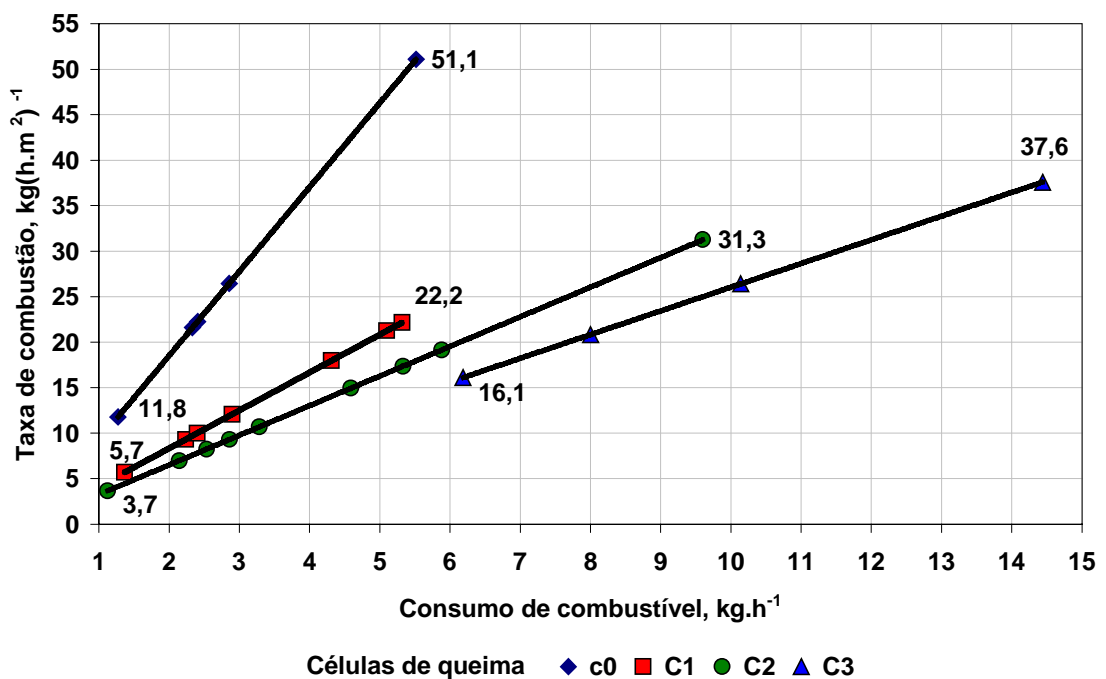


Figura 102 - Variação da taxa de combustão, em função do consumo de combustível, para diferentes tamanhos de células de queima.



Figura 103 - (a) Grelha com pouco tempo de uso (nova). (b) Corrosão térmica verificada na célula de queima C3, após uso intensivo.

4.1.3.6. Variação da taxa de liberação de energia e da carga térmica volumétrica, em função da demanda de energia para aquecimento do ar, em diferentes vazões e temperaturas

A taxa de liberação de energia na câmara de combustão variou em função da carga térmica solicitada pelas diferentes vazões e temperaturas do ar aquecido. A potência térmica liberada pela fornalha, na câmara de combustão, em função do consumo de combustível verificado no aquecimento do ar, nas temperaturas de 40, 60, 80, 100 e 120 °C, com o sistema operando na vazão de referência de 70 m³.min⁻¹ é mostrada na Figura 104. A menor potência média foi de 22,6 ± 0,18 kW, verificada na temperatura de 40 ± 1,8 °C e consumo médio de 2,9 kg.h⁻¹, com as células de queima C0, C1 e C2. A maior potência observada foi de 113,4 kW, com a célula de queima C3 consumindo 14,4 kg.h⁻¹ de combustível, para aquecimento do ar a 120 °C.

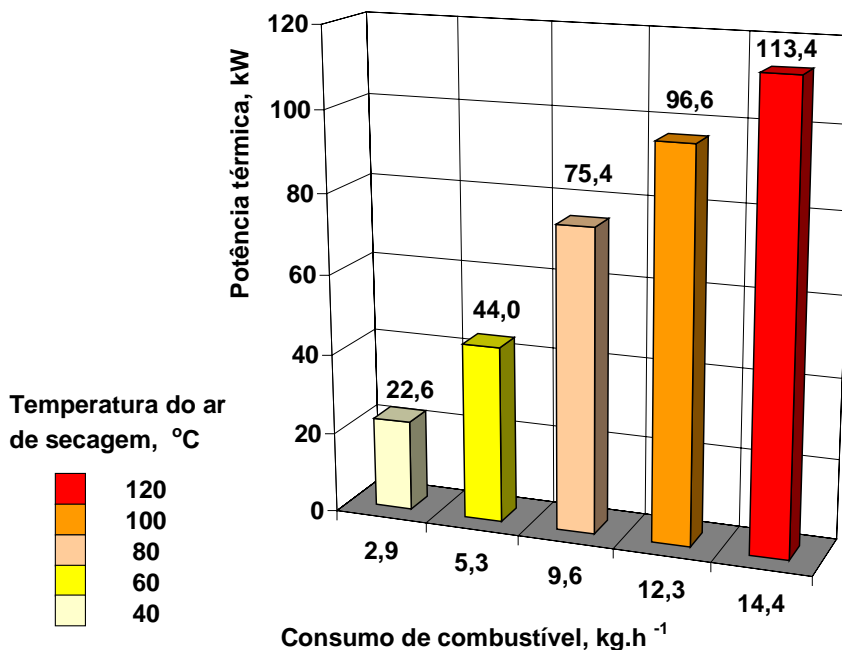


Figura 104 - Variação da potência térmica liberada na câmara de combustão, em função do consumo de combustível, para o aquecimento de $70 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ de ar, nas temperaturas de 40 a 120 °C.

Na Figura 105 é mostrada a carga térmica volumétrica liberada pela fornalha para o aquecimento de diferentes vazões e temperaturas do ar aquecido, calculada com base no consumo de combustível apresentado na Figura 95. Estes valores, quando multiplicados por 0,2, expressam a potência térmica liberada na câmara de combustão.

Por ser um parâmetro dependente do consumo de combustível, a menor taxa térmica volumétrica ($49 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-3}$) correspondeu ao menor consumo médio de combustível ($1,3 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$) e a maior taxa ($567 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-3}$), ao maior consumo de combustível ($14,4 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$), verificado com a célula de queima C3. O maior valor observado corresponde ao limite máximo de liberação de energia da fornalha. Este valor está na faixa dos valores encontrados para fornalhas industriais empregadas em caldeiras que utilizam biomassa, e, de acordo com LORA e HAPP (1997), situa-se entre 500 e $900 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-3}$.

SILVA (1998) encontrou taxa de liberação de energia de $53,8 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-3}$ no estudo de uma fornalha a carvão vegetal, operando no aquecimento de $48,6 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ de ar, na temperatura média de 51 °C.

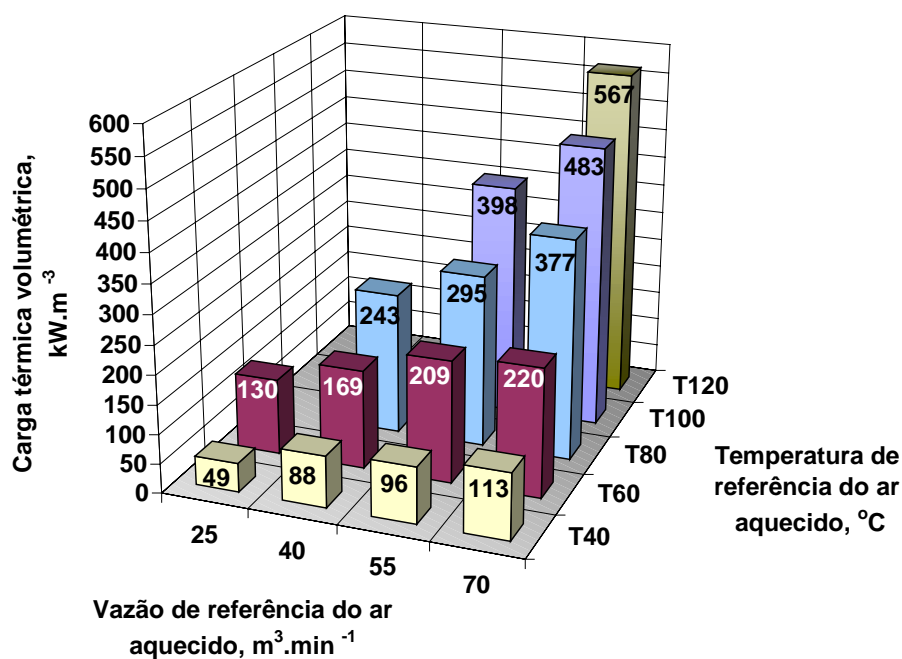


Figura 105 - Carga térmica volumétrica verificada na fornalha, no aquecimento de diferentes vazões e temperaturas do ar aquecido.

O valor adotado, de 220 kW.m⁻³, para o dimensionamento da câmara de combustão, foi verificado no aquecimento de 70 m³.min⁻¹ de ar e na temperatura de 60 °C (Figura 105).

4.1.3.7. Efeito da colocação de defletores sobre o desempenho da fornalha

O efeito da colocação de defletores no ganho de temperatura do ar aquecido foi discutido no item 4.1.2.4. Para verificar o seu efeito no desempenho da fornalha, realizou-se dois testes, com o sistema operando na vazão de referência de 70 m³.min⁻¹ e ar aquecido na temperatura de 60 °C, utilizando a célula de queima C2 e diferindo um teste do outro pela presença ou não de defletores na câmara de combustão.

Observa-se no Quadro 6 o efeito da colocação dos defletores sobre a vazão mássica de ar comburente, sobre o consumo de combustível, sobre a temperatura na parede posterior da câmara de combustão, sobre a temperatura dos gases na saída da fornalha e do ar de exaustão (aquecido),

sobre o coeficiente de excesso de ar e sobre a entalpia específica dos gases na saída da fornalha.

Quadro 6 - Comparação dos principais parâmetros da fornalha, com e sem o uso de defletores na câmara de combustão

Parâmetros*	Unidade	Sem defletor	Com defletor
Vazão mássica de ar comburente	$\text{kg.s}^{-1} \times 10^{-2}$	25,2	12,4
Consumo de combustível	kg.h^{-1}	5,9	5,5
Temperatura média na parede da fornalha	$^{\circ}\text{C}$	287,2	454,0
Temperatura média dos gases na saída da fornalha	$^{\circ}\text{C}$	186,8	302,8
Temperatura média do ar aquecido	$^{\circ}\text{C}$	62,0	62,7
Coeficiente de excesso de ar	-	15,9	8,3
Entalpia específica dos gases secos	kJ.kg^{-1}	162,8	281,9

* Parâmetros calculados na base seca.

A colocação de defletores reduziu a vazão mássica de ar comburente na câmara de combustão de $25,2 \times 10^{-2}$ para $12,4 \times 10^{-2} \text{ kg.s}^{-1}$, diminuindo em aproximadamente 50 % o coeficiente de excesso de ar. Apesar desta redução, a temperatura dos gases na saída da fornalha aumentou, uma vez que o fechamento dos espaços existentes entre a célula de queima e as paredes da câmara de combustão impediu que parte do ar comburente desviasse da célula de combustão e se misturasse com os gases quentes diminuindo a temperatura destes, o que permitiu que a energia transportada aquecesse o mesmo volume de ar na temperatura de $62,7^{\circ}\text{C}$.

Pelo fato de os defletores direcionarem a chama, a temperatura na parede posterior interna da câmara de combustão subiu de 287,2 para 454°C ;

o que refletiu no aumento da temperatura externa desta parede⁵² e, conseqüentemente, no aumento das perdas de calor. Ao analisar a entalpia específica dos gases na saída da fornalha, verificou-se que ela foi maior com a utilização de defletores, por causa da maior “concentração” de energia nos gases e por não terem se misturado com o excesso de ar que se desvia da célula de queima. Para aplicações que requeiram maior concentração de energia nos gases de combustão, como no uso de geradores de vapor, a colocação de defletores constitui um modo prático de se aumentar a entalpia dos gases na saída da fornalha e é, também, um acessório útil para aumentar a temperatura do ar aquecido, na impossibilidade da substituição da célula de queima por outra de maior capacidade, como discutido no item 4.1.2.4.

4.1.3.8. Efeito da temperatura do ar comburente sobre as temperaturas dos gases, na saída da fornalha, e do ar aquecido

A temperatura do ar comburente (ambiente) tem efeito sobre os mecanismos que regem a combustão. Observa-se, na Figura 106, a estabilidade da temperatura dos gases, na saída da fornalha, e do ar aquecido, quando a temperatura do ar ambiente mantém-se estável. Por aproximadamente três horas, entre 10 h 14 e 13 h 08, a temperatura do ar aquecido manteve-se em $61,4 \pm 1,2$ °C, enquanto a temperatura do ar ambiente manteve-se estável em $23,5 \pm 0,6$ °C.

Com a queda da temperatura ambiente, em virtude do crepúsculo vespertino, o ar mais frio, ao entrar na fornalha, resfriou a câmara de combustão e retardou a cinética das reações químicas de combustão, conforme prevê a equação 12, em que a constante k depende da temperatura. Além deste aspecto, a parcela de ar que se desvia da célula de queima reduz ainda mais a temperatura dos gases ao se misturarem no interior da fornalha, trazendo, como conseqüência, a queda da temperatura do ar aquecido e a necessidade da intervenção do operador no ajuste do mecanismo de controle de admissão de ar comburente. Esta é a principal razão para não se recomendar o uso da célula de queima C0 em vazões superiores a $55 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$.

⁵² Em um dado momento, durante os testes, a temperatura na parede externa foi de $57,4$ °C e

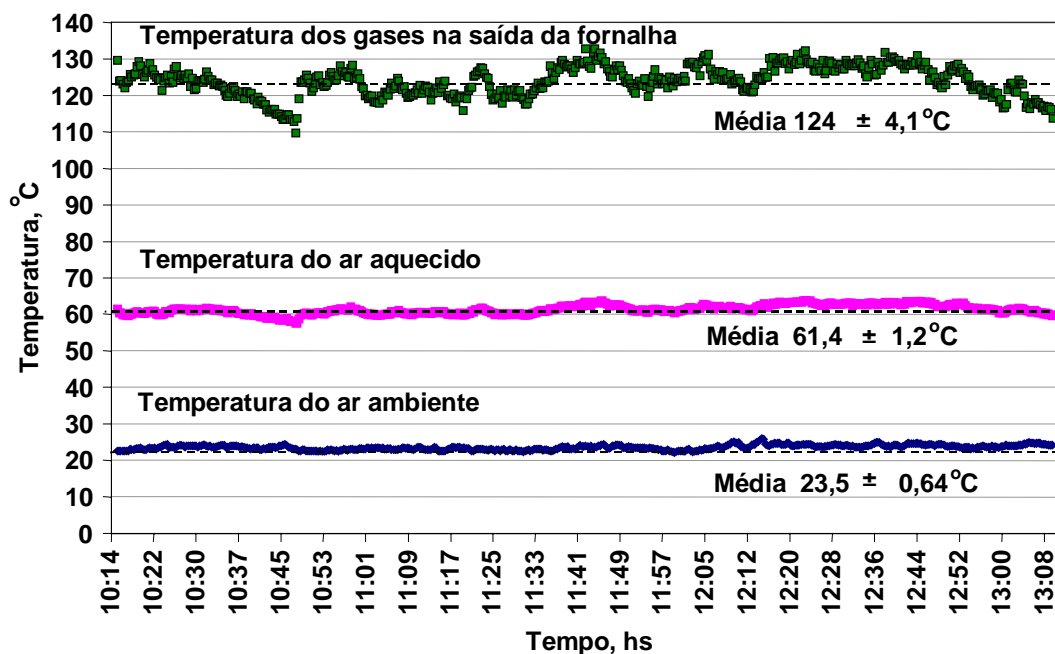


Figura 106 - Variação das temperaturas dos gases, na saída da fornalha, do ar aquecido e do ar ambiente, em função do tempo.

Com a queda da temperatura do ar aquecido, torna-se necessário disponibilizar mais ar comburente (oxigênio) para acelerar as reações de combustão e aumentar a taxa de liberação de energia, afim de elevar a temperatura do mesmo volume de ar que se encontra em temperaturas mais baixas. Verifica-se, portanto, que o consumo de combustível aumenta quando se trabalha em ambiente mais frio. Em um teste, que se estendeu das 13 h 55 às 21 h 07, com a célula de queima C2 operando na vazão máxima, observou-se que às 16 h 26, quando a temperatura ambiente foi de 30 °C, a temperatura do ar aquecido correspondeu a 62 °C. Com o passar do tempo, às 17 h 52, a temperatura ambiente caiu para 23,6 °C (Figura 107). Durante este período, o consumo de combustível foi de 5,1 kg.h⁻¹ e a temperatura média do ar aquecido foi de 60,1 °C. A partir deste momento, o operador atuou no mecanismo de admissão de ar comburente e aumentou a temperatura do ar aquecido para 63 °C. Com a queda contínua da temperatura ambiente, o operador fez nova intervenção quando a temperatura do ar aquecido caiu para

71 °C, respectivamente nos testes sem e com defletor na câmara de combustão.

58,7 °C elevando esta para 64,3 °C. Verificou-se que, no período das 17 h 52 às 21 hs 07, o consumo aumentou para 6,3 kg.h⁻¹, embora a temperatura média do ar aquecido, neste intervalo, tenha se mantido em 61,4 °C; apenas 1,3 °C superior à observada no período anterior.

Na Figura 107 pode-se observar como as temperaturas dos gases, na saída da fornalha, e do ar aquecido variaram em função das mudanças de temperaturas ocorridas no ambiente. Observou-se que no período em que não houve a intervenção do operador, das 13 h 55 às 17 h 52, o comportamento das temperaturas dos gases, do ar aquecido e do ar ambiente foram praticamente iguais em função das variações de temperatura ocorridas no ambiente.

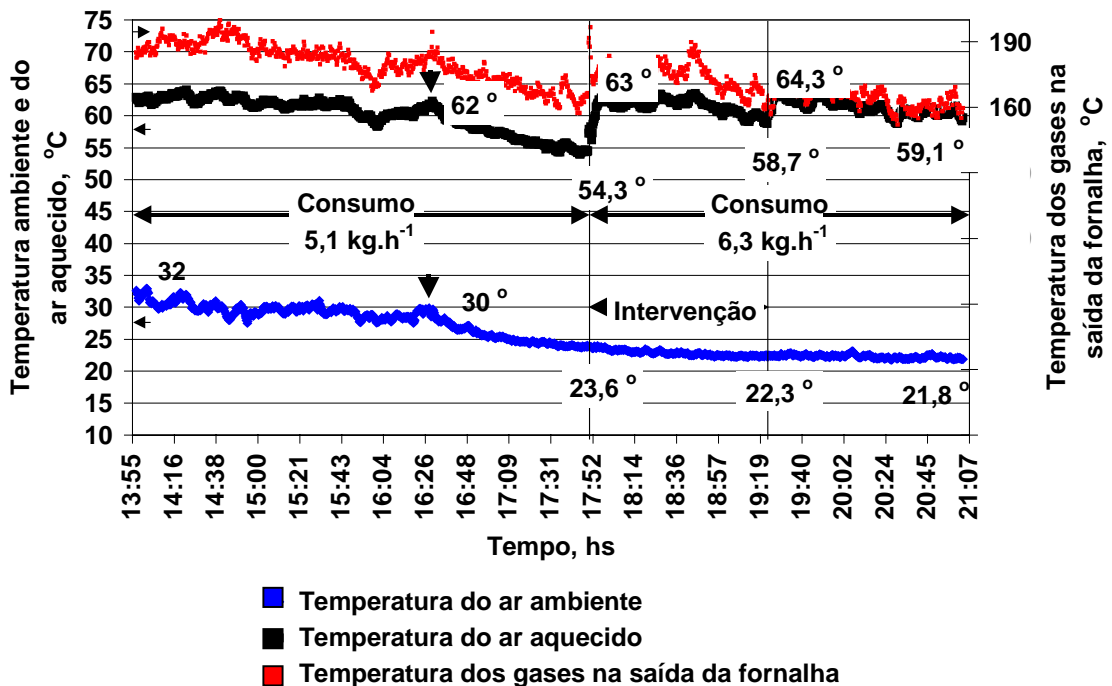


Figura 107 - Variação da temperatura ambiente, do ar aquecido e dos gases na saída da fornalha, em função do tempo – efeito sobre o consumo.

4.1.3.9. Recomendações finais quanto ao uso de células de queima em fornalhas a carvão vegetal, para aquecimento direto do ar

A capacidade da fornalha de liberar energia depende de vários fatores, entre os quais estão a quantidade de ar comburente disponibilizado para a combustão e o tamanho das células de queima. A escolha da célula de queima dependerá da demanda de energia do sistema de aquecimento. Para a maioria dos secadores utilizados para a secagem de café (capacidade em torno de 10.000 litros), as células de queima, C1 e C2, são suficientes para suprir as necessidades de energia destes sistemas. A célula de queima C2 oferece maior flexibilidade quanto às variações extremas de temperatura ambiente, principalmente em regiões frias.

A célula de queima C0 apresenta-se adequada para o aquecimento do ar para secagem de produtos sensíveis a altas temperaturas, como sementes (temperaturas entre 40 e 45 °C).

A célula de queima C3 deve ser reservada para aplicações em sistemas de secagem de maior porte, em secadores industriais utilizados na secagem de produtos agrícolas, no meio rural, ou em caldeiras de pequeno porte (até 100 kg.h⁻¹ de vapor). É possível, com a célula de queima C3, o aquecimento de maior volume de ar do que o estudado, porém com temperaturas menores. Temperaturas do ar de secagem acima de 120 °C, com a adoção de células de queima maiores, além de não serem comumente utilizadas para a secagem de grãos, implicariam em cargas térmicas volumétricas de combustão elevadas, com possibilidade de fusão das cinzas, aumento das perdas pelo calor excessivo na câmara de combustão e, ainda, redução da vida útil do equipamento. Não é conveniente também a utilização de uma célula de queima de grande capacidade para atender uma demanda pequena de energia. Neste caso, a relação combustível/ar comburente aumentaria, correndo-se o risco de uma combustão imperfeita.

Verificou-se, em todos os testes realizados, que não há necessidade de se operar o sistema com o registro de entrada de ar secundário aberto⁵³

⁵³ Este registro, quando aberto, reduz a temperatura do ar aquecido, exigindo que o operador atue no mecanismo de admissão de ar comburente para aumentar a taxa de liberação de energia, o que pode acarretar consumo excessivo de combustível.

para regular a temperatura do ar aquecido. Esta regulagem pode ser feita mediante o registro de controle de admissão de ar comburente, que se mostrou eficiente no controle da temperatura do ar aquecido, sem comprometer a qualidade da combustão, haja vista as temperaturas elevadas verificadas nas células de queima, a turbulência e o elevado nível de excesso de ar na câmara de combustão.

As recomendações quanto ao uso de células de queima, em função das vazões e das temperaturas estudadas neste trabalho, são apresentadas na Figura 108.

Com base na entalpia líquida dos gases secos na saída da fornalha, apresentada na Figura 86, para a célula de queima C3, foram feitas projeções de vazões superiores a $70 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ que a fornalha poderia aquecer com a mesma quantidade de energia, em temperaturas inferiores a $120 \text{ }^\circ\text{C}$. Os resultados simulados, mostrados na Figura 109, sugerem a possibilidade de aquecimento de $150 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ de ar com temperatura de $25 \text{ }^\circ\text{C}$ e umidade relativa ambiente de 70% , para a temperatura de $60 \text{ }^\circ\text{C}$.

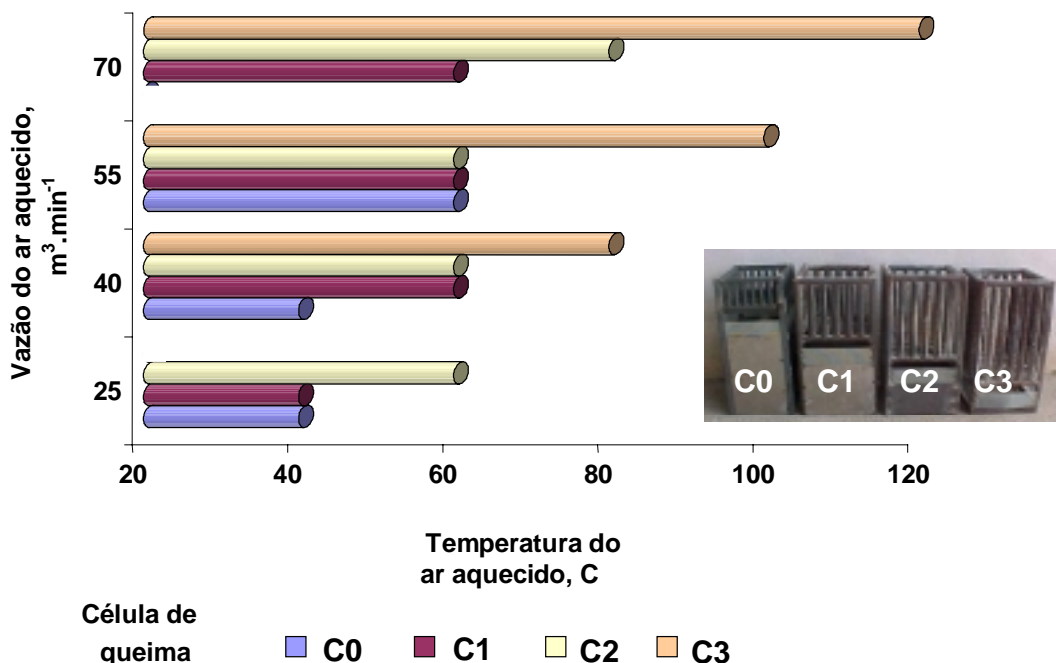


Figura 108 - Recomendações para o uso de células de queima, em função da vazão e da temperatura do ar aquecido.

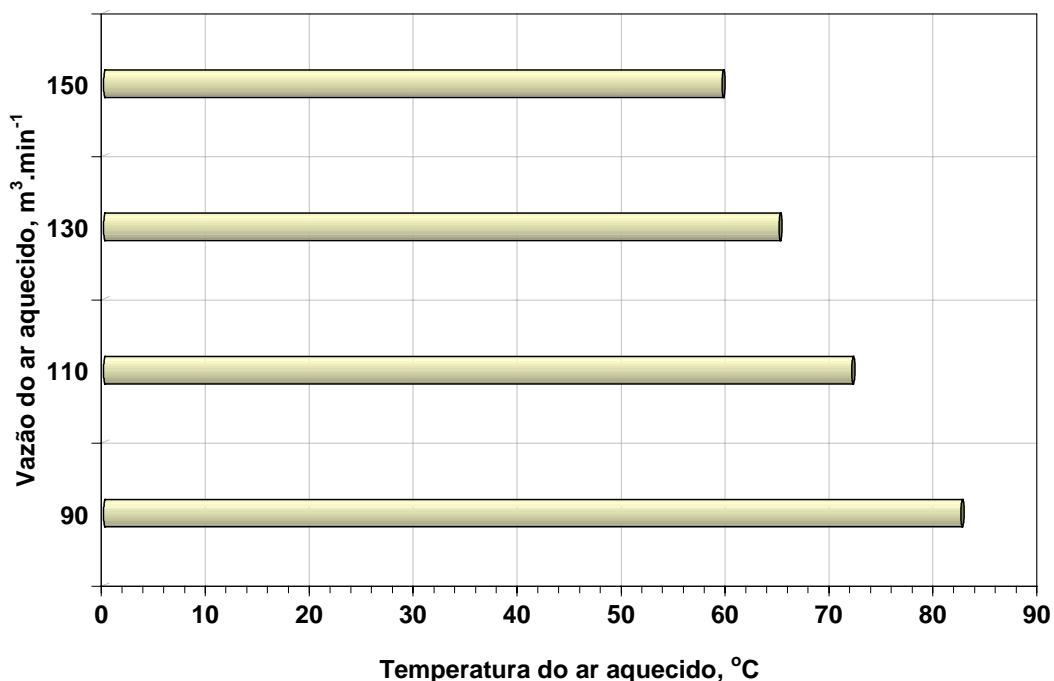


Figura 109 - Projeções de vazões e temperaturas do ar aquecido, para uso com a célula de queima C3.

4.1.3.10. Algumas considerações sobre a qualidade da combustão

A operação do sistema, na vazão de $25 \text{ m}^3.\text{min}^{-1}$ e na temperatura de $40 \text{ }^\circ\text{C}$, foi a mais crítica sob o ponto de vista do controle da combustão. Nesta condição, a vazão mássica de ar comburente é menor, fazendo com que as reações de combustão se desenvolvam com menor intensidade e temperatura. Trata-se de uma condição não usual, pois os secadores de grãos trabalham com maiores volumes de ar de secagem. Com relação à presença de monóxido de carbono nos gases de combustão, não foi detectada a presença deste elemento pelo método da gasometria volumétrica, por meio do aparelho de “Orsat”, nos testes em que foram realizadas estas análises, de acordo com OHLWEILER (1968). Sugere-se a realização de testes específicos para a determinação da qualidade dos gases de combustão, em função da quantidade de ar comburente na câmara de combustão.

A Figura 110 (a, b e c) ilustra a qualidade da combustão, segundo o aspecto apresentado pelas chamas dos gases nas células de queima.

Com relação ao ciclone, a relação $H = 2 D$ adotada na construção mostrou-se adequada quanto a extinção de fagulhas (Figura 111 a e b).

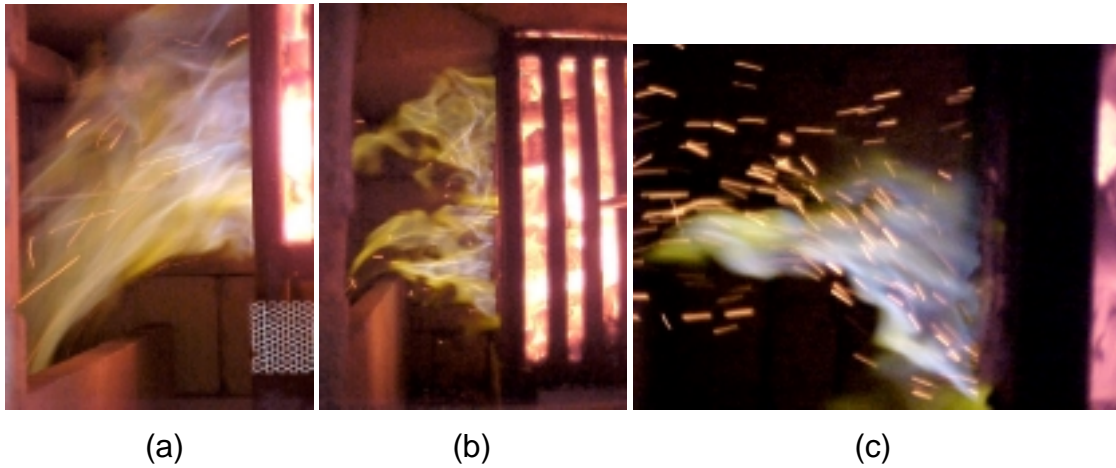


Figura 110 - Aspectos da chama dos gases em combustão nas células de queima. (a) Combustão na célula de queima C1. (b) Combustão na célula de queima C3. (c) Detalhe dos gases em combustão.

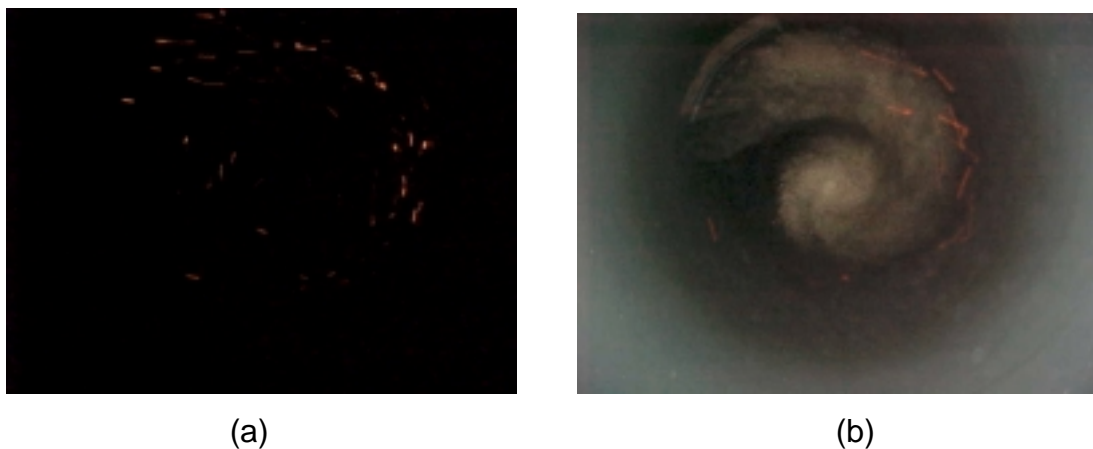


Figura 111 - Ciclone em funcionamento. (a e b) Movimento ciclônico de partículas incandescente no interior do ciclone. (b) Vista interna do ciclone mostrando retenção de partículas ("moinha").

4.1.4. Características do combustível

4.1.4.1. Granulometria e diâmetro médio do carvão vegetal

No Quadro 7 são apresentados os resultados da análise granulométrica. De acordo com estas análises, 50 % por cento dos fragmentos de carvão apresentaram granulometria compreendida entre 31,7 e 50,8 mm. A partir dos resultados da análise granulométrica e utilizando a equação 4, o tamanho médio das partículas foi estimado em 34,9 mm. Os tamanhos de carvão utilizados mostraram-se adequados ao escoamento do combustível dentro do depósito de carvão, por permitirem boa fluidez e retenção na célula de queima. Segundo PERA (1990), tamanhos compreendidos entre 12 e 50 mm são satisfatórios para utilização em sistemas de alimentação mecanizados.

Não é aconselhável a utilização de carvão com dimensões muito pequenas por apresentarem maior superfície específica. Como as reações de combustão têm início na superfície da partícula e estas possuem dimensões reduzidas, a zona de reação move-se rapidamente em direção ao centro, intensificando o processo de combustão e elevando a temperatura no interior da célula de queima, podendo trazer danos a sua estrutura. O teor de umidade da amostra utilizada na determinação da granulometria e do tamanho médio das partículas foi de 5,8 % e 5,5 % ($s \pm 0,14 \%$ e C.V. 2,6 %) nas bases seca e úmida, respectivamente.

Quadro 7 - Peneiras utilizadas na determinação da granulometria do carvão vegetal, com respectivas: massa da fração retida (kg), massa retida (%), massa acumulada (kg) e massa acumulada (%).

Abertura da malha, mm	Massa da fração, kg	Massa retida, %	Massa acumulada, kg	Massa acumulada, %
76,2	0,00	0,00	0,00	0,00
50,80	1,79	8,75	1,79	8,75
31,70	10,22	49,99	12,01	58,74
25,40	3,27	15,99	15,28	74,73
19,10	2,36	11,56	17,64	86,29
15,90	1,06	5,18	18,70	91,47
	1,34	6,57	20,05	98,04
Perda aparente	0,40	1,96*	0,40	1,96
Somatório	20,45	100,00	20,45	100,00

* perda aparente (massa de carvão de granulometria fina perdida durante a determinação)⁵⁴.

4.1.4.2. Massa específica a granel

A massa específica a granel do carvão vegetal foi de 237,5 kg.m⁻³, valor situado na faixa citada por OLIVEIRA, GOMES e ALMEIDA (1982a), entre 200 e 300 kg.m⁻³, e próximo do valor de 231,4 kg.m⁻³ encontrado por DONZELES (2002). O carvão amostrado apresentava-se com teor de umidade de 5,8 % e 5,5 % nas bases seca e úmida, respectivamente.

4.1.4.3. Análise imediata

Os resultados médios da análise imediata, obtidos de acordo com o prescrito pela norma NBR 8112/83 da ABNT, são mostrados no Quadro 8.

⁵⁴ A perda aparente foi superior à prescrita pela norma, que estabelece o valor de 1,0 %, por causa das condições do equipamento.

Quadro 8 - Teor de água (U_{bs}), matérias voláteis (MV), cinzas (CZ) e carbono fixo (CF) do carvão vegetal

U_{bs} (b.s.)	MV (%)	CZ (%)	CF (%)
0,043	23,69	0,95	75,35

Com base nos dados obtidos por MENDES, GOMES e OLIVEIRA (1982), o teor de carbono fixo, de 75,35 %, sugere que a temperatura de carbonização, provavelmente, foi de 400 °C. O teor de cinzas foi inferior a 1,0 %, podendo, de acordo com CAMARGO (1990), ser desconsiderado na composição do combustível, para efeito de cálculos.

4.1.4.4. Poder calorífico superior

O poder calorífico superior (PCS) do combustível, medido conforme recomendação da norma ASTM D-2015-66, em bomba calorimétrica adiabática, foi de 30.902,4 kJ kg⁻¹ (s ± 34,7 kJ.kg⁻¹ e C.V. 0,11 %). O valor obtido apresentou-se de acordo com os citados por MENDES, GOMES e OLIVEIRA (1982), de 29.595 e 34.103 kJ kg⁻¹, respectivamente, para a temperatura de carbonização de 300 e 500°C.

4.1.4.5. Poder calorífico inferior

Para a determinação do poder calorífico inferior, é necessário conhecer o teor de hidrogênio do combustível, que é obtido por meio da análise elementar. Este parâmetro foi estimado a partir equação de Dulong (equação 1).

A composição elementar, que forneceu PCS próximo do medido experimentalmente, correspondeu à obtida na carbonização da madeira, à temperatura de 400 °C. Considerando-se a composição elementar do carvão vegetal, para a temperatura de carbonização de 400 °C, como: teor de carbono

82,7 %, hidrogênio 3,8 % e oxigênio 13,5 % (Tabela 1) e utilizando a fórmula de Dulong

$$PCS = 33.774 C + 141.744 \left(H_2 - \frac{O_2}{8} \right) + 9.238 S \quad (1)$$

obteve-se:

$$PCS = 33.774 (0,827) + 141.744 \left(0,038 - \frac{0,135}{8} \right) + 9.238 (0) = 30.925,4 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

Valor obtido experimentalmente: 30.902,4 kJ.kg⁻¹.

Adotando como provável teor de hidrogênio do carvão o valor de 3,8 % e conhecendo o PCS, calculou-se o poder calorífico inferior do combustível isento de umidade (PCI), utilizando a equação 2 e encontrando para o PCI o valor 30.067,9 kJ.kg⁻¹.

4.2. Desempenho do sistema com aquecimento indireto do ar⁵⁵

O desempenho do conjunto fornalha, caldeira e trocador de calor, no aquecimento indireto do ar, utilizando carvão vegetal e lenha como combustível, foi analisado na geração de vapor saturado úmido para aquecimento do ar, por meio de um trocador de calor compacto. Analisaram-se vários parâmetros envolvidos no sistema, como: temperatura do fluido quente, consumo de combustível, eficiência global do sistema, entre outros, para ambos os combustíveis. Considerações sobre o potencial do sistema para operação com mais de um secador são apresentadas com base nos resultados obtidos.

⁵⁵ Os dados referentes aos resultados apresentados neste tópico encontram-se no apêndice D.

4.2.1. Funcionamento do sistema com fornalha a carvão vegetal

O teste com aquecimento indireto do ar, utilizando carvão como combustível, foi realizado operando o sistema na capacidade máxima de aquecimento de ar.

O suprimento de ar comburente foi realizado por tiragem induzida, por meio do ventilador aspirador de fuligem.

A presença, no sistema, de dois trocadores de calor (caldeira e trocador vapor/ar) requer da fornalha uma quantidade maior de energia do que no aquecimento direto do ar. Para o máximo aproveitamento da entalpia específica dos gases, foi evitado o resfriamento destes pelo excedente de ar comburente que desvia da célula de queima. Com este propósito, colocou-se na câmara de combustão, juntamente com a célula de queima C3, dois defletores.

O sistema possibilitou o fornecimento de $94,1 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ de ar, na temperatura média de $62,1 \pm 3,8 \text{ }^\circ\text{C}$.

A vazão de ar apresentou-se maior do que a verificada no aquecimento direto do ar ($65 \text{ a } 70 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$), no qual a perda de carga foi maior devido ao trajeto dos gases no interior da fornalha e no ciclone. No aquecimento indireto, a perda de carga é pequena e verifica-se apenas no trocador de calor.

4.2.1.1. Variação da temperatura no percurso dos gases, entre a saída da fornalha externa e a entrada no feixe tubular, e dos gases na descarga da caldeira

A variação da temperatura no percurso dos gases, entre a saída da fornalha externa e a entrada no feixe tubular, e dos gases ao deixarem a caldeira, é mostrada na Figura 112.

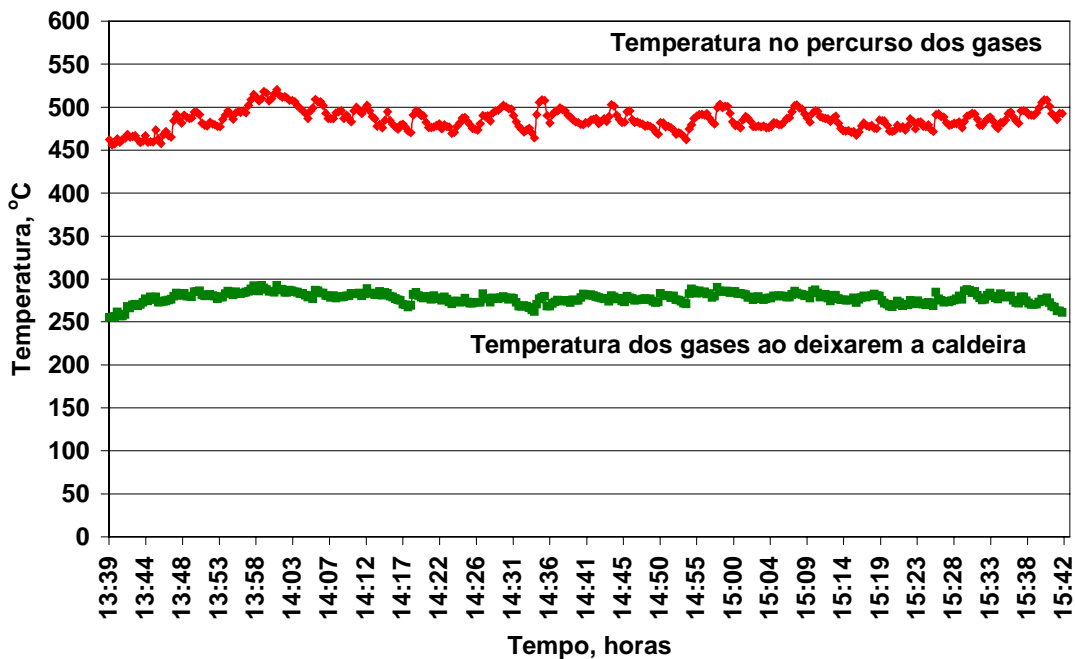


Figura 112 - Variação da temperatura no percurso dos gases, entre a saída da câmara de combustão da fornalha externa e a entrada no feixe tubular, e dos gases na saída da caldeira.

As temperaturas variaram pouco por causa da queima contínua e regular do combustível na célula de queima. A temperatura no percurso dos gases, entre a saída da fornalha externa e a entrada no feixe tubular⁵⁶, e dos gases, na saída da caldeira, foram respectivamente $485,3 \pm 12,1$ °C e $277,7 \pm 6,2$ °C. Esta estabilidade é uma das características da fornalha em estudo, e fator importante para manter a produção estável de vapor na caldeira, para que não ocorram flutuações de temperatura nos equipamentos que utilizam vapor.

4.2.1.2. Variação da temperatura do fluido quente (vapor saturado úmido), no trocador de calor compacto, e do ar aquecido

A vantagem da fornalha de liberar, contínua e regularmente, energia para a geração de vapor foi prejudicada pela ausência de uma válvula reguladora de pressão na saída da caldeira, o que trouxe conseqüências para a estabilização da temperatura do fluido quente para o trocador de calor e,

⁵⁶ Esta temperatura não deve ser considerada como a temperatura dos gases na entrada do feixe tubular, uma vez que o sensor esteve exposto à radiação na câmara de combustão.

evidentemente, para o ar aquecido; uma vez que a reposição de água na caldeira implicava em queda de temperatura e de pressão na câmara de vapor.

As quedas de temperatura observadas na curva da temperatura do fluido quente, na saída da caldeira⁵⁷, mostradas na Figura 113, correspondem aos instantes em que a bomba foi ligada para reposição de água na caldeira. A partir deste momento, a temperatura diminuía e tornava a aumentar quando a bomba era desligada e à medida que o vapor era gerado; até atingir um valor máximo, para depois diminuir à medida que o consumo prosseguia. Esta oscilação, por ser pequena (temperatura média $105,2 \pm 0,8$ °C), não mereceu maior atenção neste estudo.

A variação da temperatura do ar aquecido na saída do trocador de calor, como consequência da verificada no fluido quente de alimentação, também é apresentada na Figura 113.

A variação da temperatura do ar aquecido na saída do ventilador é mostrada na Figura 114, que evidencia, de forma clara, a queda repentina de temperatura verificada nos instantes em que a caldeira foi reabastecida. A temperatura média do ar aquecido, $62,1 \pm 3,8$ °C, não foi influenciada pela temperatura ambiente, que se manteve praticamente constante durante o teste (temperatura média $30,5 \pm 1,1$ °C).

O consumo de combustível, a carga térmica volumétrica, a taxa de carregamento, a tensão térmica na superfície da grelha, a temperatura média no percurso dos gases, entre a saída da fornalha externa e a entrada no feixe tubular, a temperatura média dos gases na saída da caldeira, do ar na entrada do trocador de calor, a vazão e a temperatura média do ar aquecido, o coeficiente de excesso de ar, a umidade relativa do ar ambiente; a temperatura da água na entrada da bomba (da caldeira), do condensado, do fluido quente, a temperatura do vapor na câmara de vapor, a energia consumida pelo motor do sistema de tiragem induzida e a eficiência térmica global do sistema são mostrados no Quadro 9. Os demais dados necessários aos cálculos dos resultados apresentados encontram-se no apêndice D.

⁵⁷ Considerada como a mesma do fluido na entrada do trocador de calor.

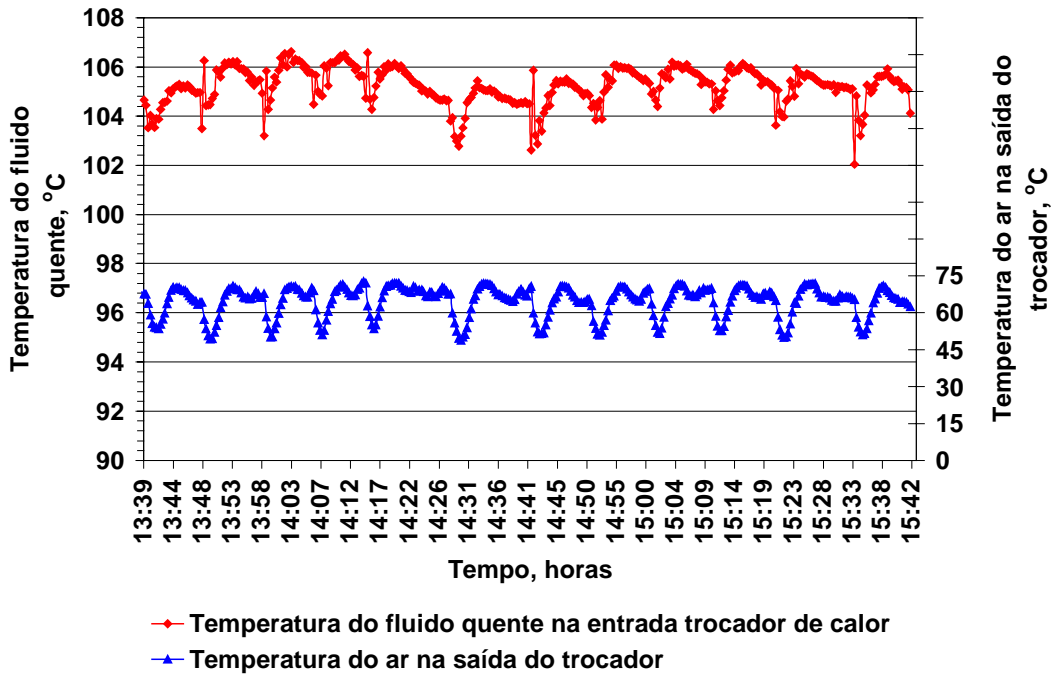


Figura 113 - Variação da temperatura do fluido quente na entrada e do ar aquecido na saída do trocador de calor, verificada ao longo do tempo, como consequência do reabastecimento de água na caldeira.

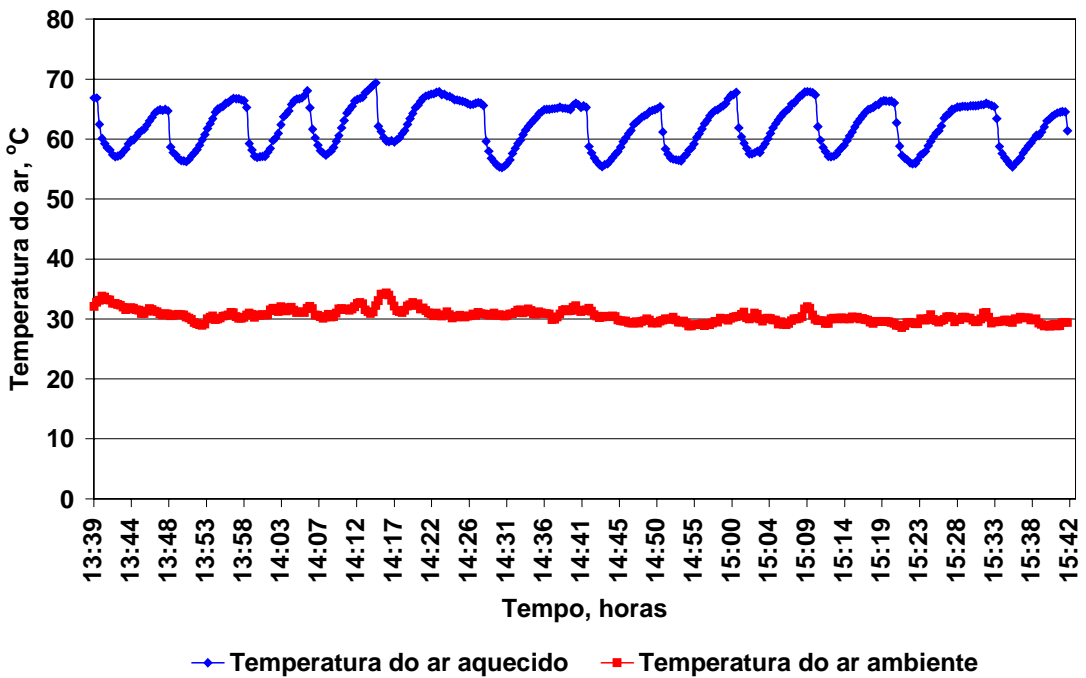


Figura 114 - Variação da temperatura do ar aquecido na saída do ventilador e do ar ambiente verificadas durante o teste.

Quadro 9 - Parâmetros verificados no aquecimento indireto do ar, utilizando carvão vegetal como combustível

Parâmetros	Unidades	Valores
Temperatura média do fluido frio na entrada do trocador de calor ⁵⁸	°C	30,5 ± 1,1
Umidade relativa do ar ambiente	%	47,8
Temperatura média do ar aquecido	°C	62,1 ± 3,8
Vazão média do ar aquecido	m ³ .min ⁻¹	94,1
Coeficiente de excesso de ar	-	3,8
Temperatura média no percurso dos gases entre a saída da fornalha externa e a entrada no feixe tubular	°C	485,3 ± 12,1
Temperatura média dos gases na saída da caldeira	°C	277,7 ± 6,2
Temperatura média da água na entrada da bomba	°C	64,6 ± 0,7
Temperatura média do vapor no coletor de vapor ⁵⁹	°C	113,5 ± 0,7
Temperatura média do fluido quente	°C	105,2 ± 0,8
Temperatura média do condensado	°C	71,2 ± 8,8
Consumo de combustível úmido	kg.h ⁻¹	14,6
Taxa de carregamento	kg(h.m ²) ⁻¹	38,0
Tensão térmica na superfície da grelha*	kW.m ⁻²	298,7
Carga térmica volumétrica*	kW.m ⁻³	573,5
Energia consumida pelo motor do sistema de tiragem	kWh	1,0
Eficiência térmica global do sistema ⁶⁰	%	45,2

* Para PCIu de 28280 kJ.kg⁻¹.

⁵⁸ Corresponde à temperatura do ar ambiente.

⁵⁹ Leitura visual.

⁶⁰ Calculada pela equação 61 (vide apêndice D).

4.2.1.3. Aproveitamento da entalpia dos gases na saída da caldeira

A eficiência global do sistema, calculada com base na energia disponível no ar aquecido e a disponibilizada pelo combustível na câmara de combustão, foi de 45,2 % (Quadro 9). Esta eficiência foi menor do que a verificada no aquecimento direto do ar, o que era de se esperar por causa das perdas no aquecimento da fornalha externa, nas superfícies da caldeira, nas tubulações de condução de vapor, no trocador de calor vapor/água, no reservatório de água da caldeira, no ventilador do sistema e nos gases de escape (Figura 115). Apesar das perdas inerentes ao sistema, a eficiência obtida foi considerada satisfatória. OLIVEIRA (1996), ao estudar um sistema de aquecimento indireto do ar de secagem, utilizando óleo de soja como fluido térmico, obteve rendimento pouco maior, de 49 %, no aquecimento de 79,8 m³.min⁻¹ de ar a 60 °C.

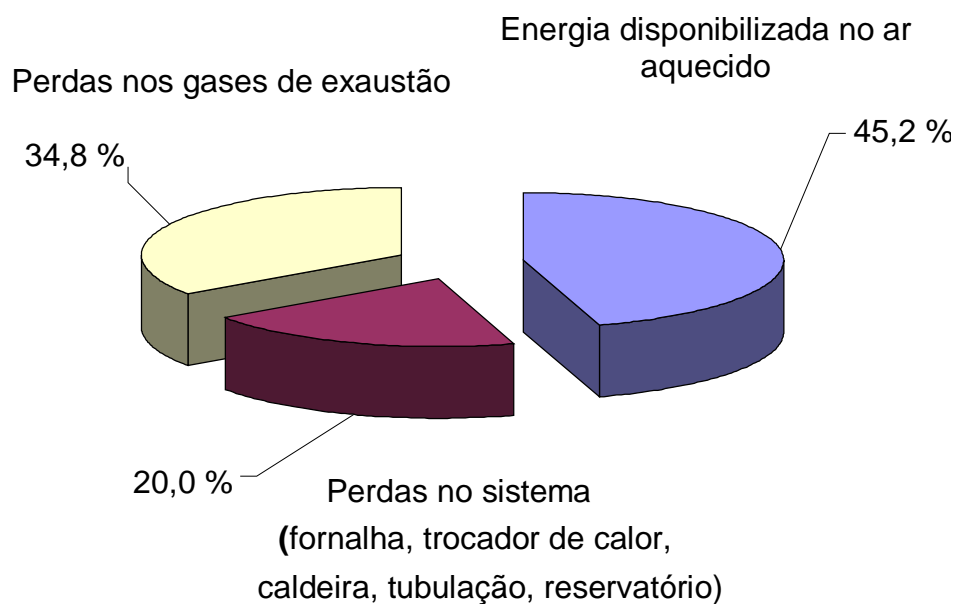


Figura 115 - Distribuição, em porcentagem, da energia total disponibilizada pelo combustível, para o aquecimento indireto do ar.

Os gases de escape, por serem isentos de odor e fumaça, podem ser utilizados no aquecimento direto do ar de secagem. A energia neles contida seria suficiente para fornecer $64,1 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ de ar à temperatura⁶¹ de $60,0 \text{ }^\circ\text{C}$. Considerando que uma vazão de $40,2 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ de ar pode ser utilizada na secagem de café, em terreiro secador (DONZELES, 2002), o sistema teria condições, sob o ponto de vista do aproveitamento integral da entalpia dos gases, de fornecer ar quente para operar três secadores: dois com aquecimento indireto do ar, na vazão de $47 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ a $60 \text{ }^\circ\text{C}$ ($94,1 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ dividido por 2 secadores), e um com aquecimento direto a $60 \text{ }^\circ\text{C}$, com consumo, por secador, de aproximadamente $5,0 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ ($14,6 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ dividido por 3 secadores). Este consumo equivale ao obtido por DONZELES (2002) ao estudar a secagem de café em terreiro secador.

Com o aproveitamento da energia dos gases de escape, o rendimento do sistema passaria a ser de $80,0 \%$ (Figura 116).

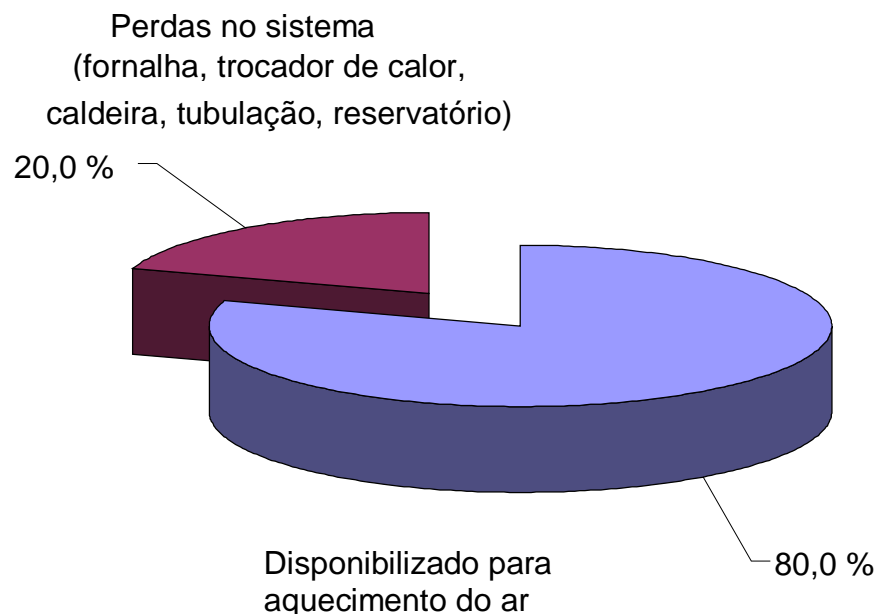


Figura 116 - Distribuição, em porcentagem, da energia total disponibilizada pelo combustível para o aquecimento indireto do ar, com aproveitamento da entalpia dos gases de escape.

⁶¹ Sob o ponto de vista teórico, isto é, não considerando as perdas no ciclone e no sistema de condução dos gases até o plenun do secador.

4.2.2. Funcionamento do sistema com a fornalha interna da caldeira (lenha como combustível)

O teste com aquecimento indireto do ar, utilizando lenha como combustível, foi realizado posicionando-se o registro de controle da tiragem dos gases na saída da chaminé, em 75 % da abertura total. Esta abertura possibilitou um excesso de ar de aproximadamente 40 % e um consumo médio de combustível de $17,7 \pm 0,9 \text{ kg.h}^{-1}$, na geração de vapor saturado úmido, à temperatura média de $115,5 \pm 2,2 \text{ °C}$. A entalpia do vapor foi suficiente para, por meio do trocador de calor compacto, fornecer $94,9 \pm 0,4 \text{ m}^3.\text{min}^{-1}$ de ar, na temperatura média de $55,5 \pm 4,2 \text{ °C}$.

4.2.2.1. Variação da temperatura no percurso da chama, na saída da câmara de combustão e dos gases na entrada e na saída do feixe tubular (entrada na chaminé)

A variação da temperatura na passagem dos gases pelo sensor, localizado na câmara de combustão⁶² (Vide Figura 62), e a dos gases, ao entrarem e saírem do feixe tubular da caldeira, são mostradas na Figura 117.

⁶² Sensor exposto à radiação na câmara de combustão.

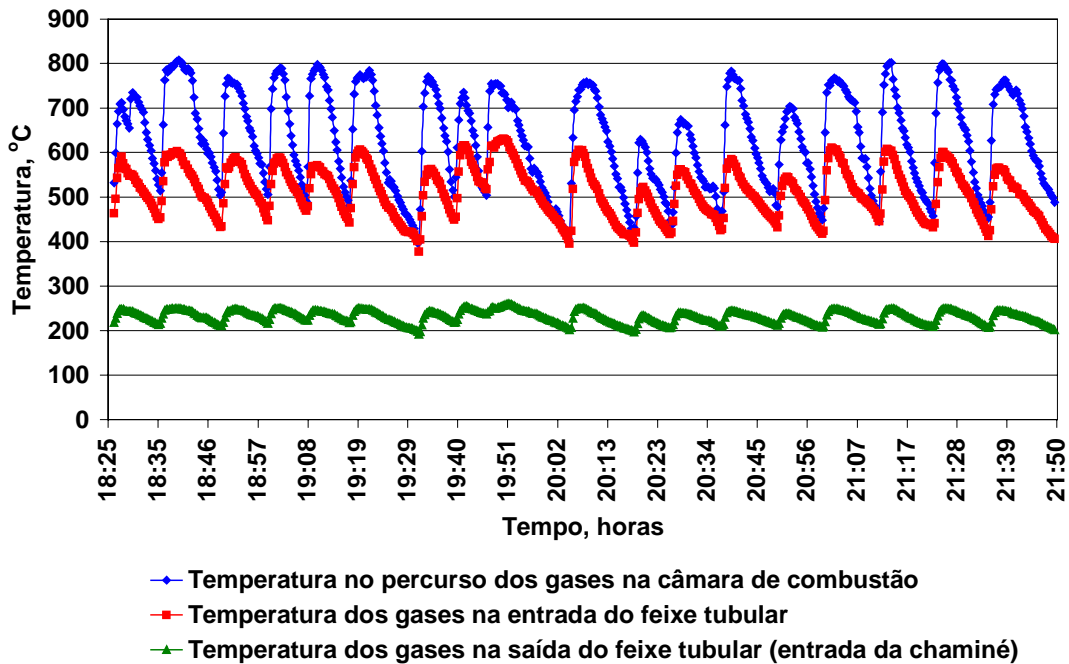


Figura 117 - Variação da temperatura no interior da câmara de combustão e dos gases, na entrada e na saída do feixe tubular da caldeira (entrada da chaminé).

As temperaturas variaram em função da disponibilidade de combustível na câmara de combustão. Os pontos de mínimas, relativos à curva de variação da temperatura medida no percurso da chama, correspondem aos instantes em que se fez o reabastecimento de lenha na caldeira. Com a reposição do combustível na câmara de combustão, a temperatura se elevou rapidamente, em alguns instantes atingiu 800 °C. Esta oscilação é característica das fornalhas que trabalham com lenha e implica em uma série de conseqüências, sendo a primeira, a oscilação da temperatura do fluido de transferência de energia para a água na caldeira, e a oscilação da temperatura do ar de secagem quando se utiliza fornalha de fogo direto para aquecimento do ar.

A temperatura das chamas, dentro da câmara de combustão da fornalha interna, medida com pirômetro de radiação, variou em função da oscilação da carga. Os valores obtidos variaram de 950 a 1082 °C e foram obtidos abrindo-se momentaneamente a escotilha de carga da fornalha interna para se fazer a mira e a leitura do instrumento.

A temperatura média dos gases na entrada da chaminé ($231,6 \pm 14,0$ °C) manteve-se dentro dos limites citados por TORREIRA (1995), entre 150 e 350 °C, e acima da temperatura mínima admitida nos gases de escape da combustão da lenha, que, segundo Reznikov, citado por VLASSOV (2001), situa-se em torno de 180 °C.

4.2.2.2. Variação da temperatura do fluido quente (vapor saturado úmido) e do ar aquecido

A variação da temperatura do fluido quente e do ar aquecido tiveram o mesmo comportamento observado no teste com a fornalha externa, uma vez que uma das causas deve à variação de temperatura e pressão na câmara de vapor, nos momentos em que se faz o reabastecimento de água na caldeira. Acredita-se que estas oscilações possam ser minimizadas se for mantida uma reserva de vapor na câmara de vapor, o que não foi possível por limitação de pressão da bomba de alimentação. As temperaturas médias do fluido quente e do ar aquecido foram, respectivamente, $106,5 \pm 1,7$ °C e $55,5 \pm 4,2$ °C. Apesar da temperatura do fluido quente no trocador de calor ter sido praticamente a mesma verificada no teste utilizando a caldeira com a fornalha externa (105,2 °C), a temperatura média do ar aquecido foi menor (55,5 °C) que a verificada naquele teste (62,1 °C), por causa da menor temperatura do ar ambiente e da maior umidade relativa⁶³ verificadas durante o teste com lenha, que foi realizado à noite ($T = 20,1 \pm 0,7$ °C e UR = 87,1 %, no teste com lenha, e no teste com carvão $T = 30,5 \pm 1,1$ °C e UR = 47,8 %). No Quadro 10 são apresentados os demais parâmetros observados no teste que utilizou lenha como combustível e no apêndice D, os dados necessários aos cálculos dos resultados apresentados.

⁶³ Ocorreu precipitação durante o teste.

Quadro 10 - Parâmetros verificados no aquecimento indireto do ar, utilizando lenha como combustível

Parâmetros	Unidades	Valores
T média do fluido frio na entrada do trocador de calor ⁶⁴	°C	20,1 ± 0,7
Umidade relativa do ar ambiente	%	87,1
Temperatura média do ar aquecido	°C	55,5 ± 4,2
Vazão média do ar aquecido	m ³ .min ⁻¹	94,9 ± 0,4
Coefficiente de excesso de ar	-	1,37
T média dos gases na entrada do feixe tubular	°C	512,7 ± 57,1
Temperatura média dos gases na saída do feixe tubular (entrada na chaminé)	°C	231,6 ± 14,0
Temperatura média da água na entrada da bomba	°C	59,7 ± 2,0
Temperatura média do vapor no coletor de vapor ⁶⁵	°C	115,5 ± 2,2
Temperatura média do fluido quente	°C	106,5 ± 1,7
Temperatura média do condensado	°C	68,8 ± 10,7
Umidade do combustível	% bu	16,1
Poder calorífico inferior do combustível úmido	kJ.kg ⁻¹	13954,7
Consumo de combustível úmido	kg.h ⁻¹	17,7 ± 0,9
Taxa de carregamento	kg(h.m ²) ⁻¹	59,0
Tensão térmica na superfície da grelha	kW.m ⁻²	228,7
Carga térmica volumétrica	kW.m ⁻³	571,7
Eficiência térmica global do sistema ⁶⁶	%	86,5

⁶⁴ Corresponde à temperatura de bulbo seco do ar ambiente.

⁶⁵ Leitura visual.

⁶⁶ Com base na massa e no PCI do combustível seco: 17100,8 kJ.kg⁻¹.

O consumo de combustível ($17,7 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$) foi considerado satisfatório. OLIVEIRA (1996) encontrou um consumo de aproximadamente $16,0 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ ao estudar um sistema de aquecimento indireto de ar para secagem, utilizando óleo de soja como fluido térmico, no aquecimento de $79,8 \text{ m}^3\cdot\text{min}^{-1}$ de ar a $60 \text{ }^\circ\text{C}$.

A eficiência do sistema no aquecimento indireto do ar apresentou-se superior aos citados na literatura para as fornalhas de fogo indireto, cujo melhor rendimento encontrado foi de 54 % (VALARELLI, 1991). O fato de a maioria das fornalhas de fogo indireto trabalharem com trocador de calor do tipo tubo carcaça e com passo único, faz com que a entalpia dos gases, na chaminé destas fornalhas, seja elevada. Os trocadores de calor compacto apresentam vantagens em relação aos de tubo carcaça por apresentarem elevada superfície de troca em pequeno volume. O trocador de calor utilizado neste estudo apresentava área de troca de $63,14 \text{ m}^2$, em uma área de face de apenas $0,686 \text{ m}^2$. A recirculação do fluido quente constitui outro aspecto importante para a economia de energia, o que não se observa nos trocadores de calor ar/ar. NOGUEIRA e MATA (1985), utilizando um sistema para aquecimento de ar para secagem de café, composto por uma caldeira vertical com capacidade para $105 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ de vapor e um trocador de calor compacto de $1,08 \text{ m}^2$ de área de face, no aquecimento de $169 \text{ m}^3\cdot\text{min}^{-1}$ de ar à temperatura de $60,6 \text{ }^\circ\text{C}$, relataram um consumo de lenha de $0,077 \text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$. Embora estes autores não tenham informado as condições nas quais o teste foi conduzido, se for adotada a massa específica da lenha como $420 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$, estima-se o consumo de lenha em $32,3 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ e a eficiência térmica do sistema em torno de 81,0 %, o que confirma o bom rendimento e a viabilidade, sob o ponto de vista energético, da utilização de pequenos geradores de vapor na secagem de café.

A eficiência do sistema que utilizou lenha como combustível foi superior ao verificado com a utilização de carvão vegetal, uma vez que, na tiragem natural, o tempo de permanência dos gases na caldeira é maior, o volume de gases de escape é menor e o fluxo destes gases no interior da caldeira ocorre em duas passagens. Outro aspecto importante se deve à combustão que se processa no próprio corpo da caldeira, o que faz com que praticamente toda energia liberada na câmara de combustão seja absorvida pelas paredes de aquecimento da caldeira (parte inferior do casco).

A forma como foi projetada a grelha da fornalha interna contribuiu também para o bom desempenho. A circulação de água na estrutura destinada a manter suspenso o combustível durante sua queima, além de propiciar uma vida útil maior à grelha, absorve e transfere a energia dos resíduos da combustão sob e sobre a grelha, enquanto houver queima de combustível nesta estrutura.

Na fornalha externa, parte da energia liberada na câmara de combustão é dissipada para o ambiente pelas paredes externas, para a câmara inferior que se encontra inativa, para o depósito de cinzas e para o aquecimento do depósito de combustível. Estes fatores, juntamente com o fato do fluxo de gases no interior da caldeira se dar em uma passagem, e a energia irradiada na câmara de combustão pela célula de queima não ser absorvida pelas paredes internas da caldeira, reduzem a eficiência do sistema. Para trabalhos futuros, sugere-se a adaptação da caldeira para que a combustão de carvão ocorra na fornalha interna, ou que, no caso da utilização da fornalha externa, o fluxo de gases ocorra em dois passes.

A maior perda de energia nas caldeiras se verifica nos gases de escape. Segundo VLASSOV (2001), nas caldeiras modernas, estas perdas situa-se entre 4 e 7 %. Na caldeira em estudo estas perdas foram de 12,3 %.

4.2.2.3. Paralelo entre o funcionamento do sistema utilizando lenha e carvão vegetal como combustível

Para uma primeira avaliação do sistema quanto ao uso do combustível, é apresentado, no Quadro 11, um paralelo entre a operação do sistema a lenha e a carvão vegetal, abordando aspectos qualitativos.

Quadro 11 - Paralelo entre a operação do sistema que utiliza lenha e carvão vegetal como combustível

Aspecto Analisado	Tipo de combustível	
	Lenha	Carvão
Eficiência térmica	Maior	Menor
Mão-de-obra para operar o sistema	Maior	Menor
Produção de vapor	Instável	Estável
Temperatura do ar aquecido	Variável	Constante
Aproveitamento da entalpia dos gases de escape para aquecimento direto do ar	Inviável	Viável
Utilização do sistema na secagem simultânea de produtos de natureza distinta ou de qualidade diferenciada	Impossível	Possível

Apesar do melhor desempenho do sistema a lenha e o menor preço deste combustível, a economia de mão-de-obra, na utilização do sistema a carvão, pode trazer vantagens no cômputo geral do custo de secagem. A utilização da lenha como combustível requer a presença permanente de um indivíduo junto à caldeira, o que não se faz necessário quando se utiliza carvão.

A possibilidade de aproveitamento da entalpia dos gases de escape, para aquecimento direto do ar de secagem, e a utilização simultânea do sistema, em mais de um secador, podem constituir vantagens a favor da utilização do carvão pela utilização de apenas uma fornalha.

Independentemente do tipo de combustível, o sistema possibilita ar de qualidade para a secagem ou a desidratação de uma variedade de produtos agrícolas, como: hortaliças, frutas, peixes, ervas, cereais, sementes e alimentos “in natura” em geral, sem risco de contaminação e com boa eficiência térmica.

5. RESUMO E CONCLUSÕES

Este estudo foi realizado na Área de Energia na Agricultura, do Departamento de Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa.

Um sistema para aquecimento direto e indireto do ar foi desenvolvido e avaliado, para aplicação na secagem ou na desidratação de produtos agrícolas, como: café despulpado/descascado, cereais, ervas, sementes, frutas, hortaliças e alimentos “in natura” em geral. O sistema foi composto por uma fornalha a carvão vegetal, um trocador de calor compacto, com capacidade de 103,6 kW, e uma pequena caldeira horizontal flamotubular, com capacidade de 100 kg.h⁻¹ de vapor saturado úmido.

Para atender a diferentes demandas de energia para aquecimento de ar, avaliou-se quatro tamanhos de células de queima no aquecimento de 25, 40, 55 e 70 m³.min⁻¹ de ar (vazões de referência), nas temperaturas de 40, 60, 80, 100 e 120 °C.

Avaliou-se a taxa de liberação de energia e de carregamento; o consumo de combustível e a eficiência térmica, sob diferentes vazões mássicas de ar comburente; e no aquecimento direto do ar, em diferentes vazões e temperaturas.

Na operação do sistema com aquecimento indireto do ar, avaliou-se o desempenho do sistema que utiliza lenha e carvão vegetal como combustível, na geração de vapor saturado úmido, para transferência de energia térmica via trocador de calor compacto, para aquecimento do ar.

De acordo com os ensaios realizados pôde-se concluir:

a) Operação do sistema no aquecimento direto do ar

- a fornalha não opera com níveis de excesso de ar capazes de prejudicar a combustão;
- permite alimentação contínua e uniforme do combustível na câmara de combustão;
- assegura a estabilidade da queima e a continuidade operacional do sistema. A combustão se processa de forma contínua e regular, com elevadas temperaturas no núcleo da célula de queima, onde foi observada temperatura de 1320 °C;
- A queima contínua e regular do combustível, na câmara de combustão, permite manter estável a temperatura do ar aquecido;
- As células de queima C1 (0,20 x 0,20 x 0,17 m) e C2 (0,20 x 0,20 x 0,24 m) são suficientes, em tamanho, para atender à maioria das aplicações de secagem de produtos agrícolas;
- A célula de queima C3 apresenta potencial para aquecimento de 150 m³.min⁻¹ de ar, na temperatura de 60 °C;
- A célula de queima C3 pode ser utilizada em geradores de vapor de pequeno porte, com capacidade para 100 kg.h⁻¹vapor;
- O consumo de combustível médio para a vazão de 70 m³.min⁻¹ e temperatura de 60 °C, comuns na maioria dos secadores utilizados no meio rural, foi de 5,6 kg.h⁻¹, com eficiência térmica de 91,0 %. Nestas condições, a fornalha apresenta autonomia para funcionamento por mais de 12 horas sem reabastecimento;
- A eficiência térmica da fornalha variou de 72,6 a 92,8 %, em função da vazão e da temperatura do ar aquecido estudadas, sendo, de uma maneira geral, maior nas vazões e em temperatura mais elevadas;
- A taxa de liberação de energia da fornalha foi em função direta do tamanho da célula de queima e da vazão mássica de ar comburentes;
- A maior carga térmica volumétrica foi de 567 kW.m⁻³, obtida com a célula de queima C3, com consumo de 14,4 kg.h⁻¹ de carvão vegetal, no aquecimento de ar a 120 °C na vazão máxima do sistema;

- A utilização de defletores na câmara de combustão constitui um mecanismo útil para aumentar a entalpia específica dos gases na saída da fornalha, porém favorece o aquecimento das paredes;
- O controle da temperatura do ar aquecido é facilmente obtido, devido à rápida resposta da fornalha na liberação de energia, em função da vazão mássica de ar comburente;
- A fornalha apresentou-se sensível a variações de temperatura do ar ambiente;
- Por apresentar elevada autonomia e permitir a manutenção da temperatura do ar aquecido, a operação da fornalha requer menos mão-de-obra quando comparada com as fornalha de fogo direto a lenha.

b) Operação do sistema no aquecimento indireto do ar

- A eficiência térmica do sistema, na vazão de $94,1 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ de ar, com carvão vegetal e tiragem induzida, foi de 45,2 % no aquecimento do ar da temperatura ambiente de $30,5 \text{ }^\circ\text{C}$ e UR de 47,8 % para $62,1 \text{ }^\circ\text{C}$, com consumo de combustível de $14,6 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$;
- A eficiência térmica com lenha, utilizando tiragem natural, foi de 86,5 % no aquecimento de $94,9 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ de ar, na temperatura ambiente de $20,1 \text{ }^\circ\text{C}$ e UR de 87,1 % para $55,5 \text{ }^\circ\text{C}$, com consumo de $17,7 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ de lenha.
- A operação do sistema a lenha exige mão-de-obra permanente junto a caldeira, o que não se faz necessário com a utilização de carvão;
- A produção de vapor é instável com lenha e estável com a utilização de carvão;
- A utilização do sistema com carvão possibilita o aproveitamento da entalpia dos gases de escape para utilização na secagem direta de produtos agrícolas;
- Independentemente do tipo de combustível, o sistema disponibiliza ar com qualidade para a secagem ou para a desidratação de uma variedade de produtos, como: hortaliças, frutas, peixes, ervas, cereais, sementes, e alimentos “in natura” em geral, sem risco de contaminação e com boa eficiência.

Sugestões para trabalhos futuros

Visando a otimização e um melhor potencial do sistema na geração de vapor, para aquecimento indireto do ar e sua aplicação em sistemas de aquecimento de ar, as seguintes sugestões são apresentadas para futuros trabalhos:

- Adaptação da caldeira para utilização da fornalha interna com carvão e aproveitamento da entalpia dos gases de escape;
- Adaptação da caldeira para operação com a fornalha externa, com duas passagens de gases na caldeira;
- Utilização de controle automático de nível de água;
- Substituição da bomba de alimentação por uma de maior pressão;
- Utilização de uma válvula reguladora de pressão na linha de vapor;
- Avaliação do sistema com pressão manométrica na faixa de $2 \cdot 10^5$ a $3,5 \cdot 10^5$ Pa e estudo da viabilidade do uso de mais de um trocador de calor;
- Medição do título do vapor;
- Medição do consumo de vapor;
- Análise da eficiência térmica pelo método indireto;
- Análise econômica do sistema;
- Aplicação do sistema com aquecimento direto e indireto do ar na secagem de um mesmo produto e avaliação da qualidade e do custo da secagem;
- Aplicação do sistema com aquecimento indireto do ar na desidratação de frutas ou hortaliças;
- Aplicação do sistema no aquecimento de ambientes;
- Modelagem do processo de combustão em fornalhas a carvão vegetal com célula de queima;
- Automação do controle de admissão de ar comburente, para compensação de flutuações de temperatura do ar ambiente;
- Análise dos gases de combustão e avaliação de emissão de particulados nos gases de escape e no ar de secagem (no aquecimento direto do ar); e
- Modificação da entrada de ar comburente na fornalha, para resfriar a parte inferior do depósito de combustível, e colocação de defletor na câmara de

combustão para aumento da entalpia dos gases na saída da fornalha (Figura 118).

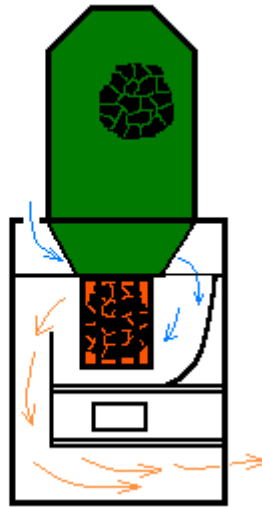


Figura 118 - Modificação proposta para aumentar a entalpia dos gases na saída da fornalha e para o resfriamento da parte inferior do depósito de combustível.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ALMEIDA, J. M. de. **Efeito da temperatura sobre o rendimento e propriedades dos produtos da carbonização de Eucalyptus grandis W. Hill ex Maiden.** Viçosa; Universidade Federal de Viçosa, 1983. 40p. (Dissertação de mestrado).
- ALMEIDA, M.R. Recuperação de alcatrão em fornos de alvenaria. In: PENEDO, W.R. (comp.). **Produção e utilização de carvão vegetal.** Belo Horizonte: Fundação Centro Tecnológico de Minas Gerais/CETEC, 1982. p175-180. (SPT, nº008).
- AMERICAN CONFERENCE OF GOVERNMENTAL INDUSTRIAL HYGIENISTS - ACGIH. **Industrial ventilation - a manual of recommended practice.** Michigan: Committee on Industrial Ventilation, 1977. Paginação irregular.
- AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS - ASHRAE. Combustion and fuels. In: ASHRAE **Fundamentals handbook.** Atlanta, 1981. Capítulo 15, p15.1-15.14.
- ANDRADE, E.B. **Combustíveis e fornalhas.** Viçosa: CENTREINAR, 1982. 68 p.
- ANDRADE, E.B., SASSERON, J. L., OLIVEIRA FILHO, D. **Princípios sobre combustíveis, combustão e fornalhas.** Viçosa: CENTREINAR, 1984. 39 p.
- ARAÚJO, C. **Transmissão de calor.** Rio de Janeiro: LTC, 1982. 444p.
- ASSIS, J. B. A política florestal em Minas Gerais. In: MELLO, M. G. **Biomassa - energia dos trópicos em Minas Gerais.** Belo Horizonte: LabMídia/FAFICH/UFMG, 2001. p.115-32.

- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **Carvão vegetal – amostragem e preparação da amostra**; (NBR 6923). 1981. 15p.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **Carvão vegetal – Ensaio físicos. Determinação da massa específica (Densidade à granel)**; (NBR 6922). 1981. 2p.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **Carvão vegetal – determinação granulométrica**; (NBR 7402). 1982. 5p.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **Carvão vegetal – análise imediata**; (NBR 8112). 1983. 6p.
- BADGER, P.C. Solid fuels. In: KITANI, O. **Energy and biomass engineering**. Michigan, ASAE, 1999. p248-288, v.5.
- BARROS, D. M., VASCONCELOS, E. C. Termelétricas a lenha. In: MELLO, M. G. **Biomassa – energia dos trópicos em Minas Gerais**. Belo Horizonte: LabMídia/FAFICH/UFMG, 2001. p.221-41.
- BAZZO, E. **Geração de vapor**. Florianópolis: ed. da UFSC, 1995. 216 p. (Série didática).
- BENATTI CALDEIRAS. **Catálogo de produto**. Visconde do Rio Branco: Benatti, s.d.
- BETHEA, R. **Air pollution control technology - an engineering analysis point of view**. New York: Van Nostrand Reinhold Company, 1978. (Capítulo 7, p117-144).
- BRASIL. Ministério de Minas e Energia. Secretaria de energia. **Balço Energético Nacional** Ano Base 1999. Brasília. [citado em 18 de agosto de 2000]. Disponível da WWW:<<http://mme.gov.br/sem/DADHIST/Dadhist.htm>>.
- BROOKER, D. B., BAKKER-ARKEMA, F. W., HALL, C. W. **Drying and storage of grains and oilseeds**. New York: AVI, 1992. 450p.
- CAMARGO, C.A. (Coord.). **Conservação de energia na indústria do açúcar e do álcool**. São Paulo: Instituto de Pesquisas Tecnológicas, 1990. 796p. (Publicação IPT, 1817).
- CARDOSO SOBRINHO, J. **Simulação e avaliação de sistemas de secagem de café**. Viçosa: Universidade Federal de Viçosa, 2001. 121p. (Tese de doutorado).
- CHANDRA, P. K., PAYNE, F. A. Turndown ratio of a gasifier-combustor predicted by a simulation model. **Transactions of the ASAE**, St. Joseph, v.29, n.6, p.1748-53, 1986.

- COSCARELLI, E. G. V. Pequena história de uma grande floresta. In: MELLO, M. G. **Biomassa – energia dos trópicos em Minas Gerais**. Belo Horizonte: LabMídia/FAFICH/UFMG, 2001. p.103-114.
- DELMÉE, G. **Manual de medição de vazão**. São Paulo: Edgard Blucher, 1983. 474p.
- DINIZ, V.Y. Caldeiras a lenha. In: PENEDO, W.R. (comp.). **Gaseificação de madeira e carvão vegetal**. Belo Horizonte: CETEC, 1981. p.113-131. (Série SPT 004).
- DONZELES, S. M. L. **Desenvolvimento e avaliação de um sistema híbrido, solar e biomassa, para secagem de café**. Viçosa: Universidade Federal de Viçosa, 2002. 122p. (Tese de doutorado).
- EMBASSY OF SWEDEN. Ministry for Foreign Affairs. General information. **Natural resources**. [Citado em 18 de agosto de 2000]. Disponível da WWW:<<http://www.sweden-suede-can.org/>>.
- FELDER, R. M., ROUSSEAU, R. W. **Elementary principles of chemical process**. New York: John Wiley & Sons, 1986. 668p.
- GOMES, R.A.R.. **Avaliação do desempenho de uma fornalha a lenha de fluxo descendente e com sistema de aquecimento direto**. Viçosa: UFV, 1988. 56p. Dissertação (Dissertação de mestrado) – Universidade Federal de Viçosa, 1988.
- GOMES, R.A.R., VALENTINI, S.R.T. Comparação entre dois modelos termodinâmicos para a avaliação da eficiência térmica de fornalhas. Piracicaba: **Engenharia Rural**, v.9, n.1, p56-63. 1998.
- GOMIDE, R. **Estequiometria industrial**. São Paulo: R. Gomide, 1984. 423p.
- JOAQUÍN OCÓN. Producción industrial del calor. Combustibles, combustión y gasificación. In: VIAN, A., AGUILAR, J.O. **Elementos de ingeniería química**. España, 1967. p.141-181.
- JUVILLAR, J. B. A madeira como combustível. In: **Biomassa – coadjuvante na oferta total de energia**. CNI, s.d., p45-53.
- LENZ, W., LIEDTKE, G. Instalações para produção de vapor. In: **DUBBEL – Manual da construção de máquinas**. São Paulo: Hemus. 1974. p1-37.
- LIMA, L. da R. **Elementos básicos de engenharia química**. São Paulo: McGraw-Hill, 1974. 412p.
- LORA, E. S., HAPP, J. F. Classificação e balanço térmico das fornalhas para a combustão de biomassa. In: CORTEZ, L.A.B., LORA, E.S. **Tecnologias de conversão energética da biomassa**. Manaus: EDUA/EFEI, 1997. p91-132.

- LORA, E. S., HAPP, J. F., CORTEZ, L. A. B. Caracterização e disponibilidade da biomassa. In: CORTEZ, L.A.B., LORA, E.S. **Tecnologias de conversão energética da biomassa**. Manaus: EDUA/EFEI, 1997. p5-37.
- MAGALHÃES, J. G. R. A energia que vem da floresta. In: MELLO, M. G. **Biomassa – energia dos trópicos em Minas Gerais**. Belo Horizonte: LabMídia/FAFICH/UFMG, 2001. p. 133-144.
- MELO, E.C. **Rendimento térmico de uma fornalha a lenha de fluxos descendentes**. Viçosa: Universidade Federal de Viçosa, 1987. 45p. (Dissertação de mestrado).
- MENDES, M. G., GOMES, P. A., OLIVEIRA, J. B. Propriedades e controle de qualidade do carvão vegetal. In: PENEDO, W.R. (comp.). **Produção e utilização de carvão vegetal**. Belo Horizonte: CETEC, 1982. p.75-89. (Série SPT 008).
- MITRE, M. N. Caldeiras para a queima de madeira e bagaço. In: PENEDO, W.R. (comp.). **Produção e utilização de carvão vegetal**. Belo Horizonte: CETEC, 1982. p.319-348. (Série SPT 008).
- MOREIRA, R. F.P.M. **Separação de sólidos e líquidos de gases**. Santa Catarina: UFSC, 2001 [citado em 13 de mar 2001]. Disponível da http://enq.ufsc/eqA5313/Separação%20Sol_Liq%20se%20Gases.htm
- NATIONAL ASSOCIATION OF FAN MANUFACTURERS - NAFM. **Standards, definitions, terms and tests codes for centrifugal, axial and propeller fans**. Detroit: NAFM, 1952. 34p. (Boletim n° 110).
- NOGUEIRA, V.S., FIORAVANTE, N. Teste comparativo de secagem do café entre o sistema de vapor e o sistema de fornalha. In: Congresso Brasileiro Sobre Pesquisas Cafeeiras e 1° Congresso Latinoamericano de Tecnologia Cafeeira, 14, 1987, Campinas, SP. **Resumo...** Rio de Janeiro: IBC/GERCA, 1987. p254-255.
- NOGUEIRA, V.S., MATA, J. M. Utilização de caldeira como fonte de calor para secagem de café. In: Congresso Brasileiro Sobre Pesquisas Cafeeiras, 12, 1985, Caxambu, MG. **Resumo...** Rio de Janeiro: IBC/GERCA, 1985. p.160.
- NUBER, F. Cálculo térmico de caldeiras e fornalhas. Trad. Ruy Pinto da Silva Sieczkowski. In: **Manual do engenheiro**. Porto Alegre: Editora Globo, 1975, v.7, tomo II, p.588-824.
- OHLWEILER, O. A. **Teoria e prática da análise quantitativa inorgânica**. Brasília: Editora da Universidade de Brasília, 1968. v.3, 807p.
- OLIVEIRA FILHO, D. **Aquecimento de ar**. Viçosa: CENTREINAR, 1987. 16p.

- OLIVEIRA, G.A. de. **Desenvolvimento e teste de uma fornalha com aquecimento indireto e autocontrole da temperatura máxima do ar para secagem de produtos agrícolas**. Viçosa: Universidade Federal de Viçosa, 1996. 69p. (Dissertação de mestrado).
- OLIVEIRA, J. B., GOMES, P. A., ALMEIDA, M. R. de. Estudos preliminares de normalização de testes de controle de qualidade do carvão. In: **Carvão vegetal – destilação, carvoejamento, propriedades, controle de qualidade**. Belo Horizonte: CETEC, 1982a. p.7-38. (Série SPT 006).
- OLIVEIRA, J. B., GOMES, P. A., ALMEIDA, M. R. de. Propriedades do carvão vegetal. In: **Carvão vegetal – destilação, carvoejamento, propriedades, controle de qualidade**. Belo Horizonte: CETEC, 1982b. p.39-61. (Série SPT 006).
- PAYNE, F. A., CHANDRA, P. K.,. Mass balance for biomass gasifier-combustors. **Transactions of the ASAE**, St. Joseph, v.28, n.6, p.2037-41, 1985.
- PELL M., DUNSON, J. B. Gas-solid operation and equipment. In: PERRY, R. H., GREEN, D. W., MALONEY, J. O. **Perry's chemical engineers' handbook**. New York: McGraw-Hill, 1997. p17-1 a 17-59.
- PERA, H. **Geradores de vapor; um compêndio sobre conversão de energia com vistas à preservação da ecologia**. São Paulo: Fama, 1990. (Paginação irregular).
- PIMENTA, A. S., BARCELLOS, D. C. **Como produzir carvão para churrasco**. Viçosa: CPT, 2000. 76p.
- PIMENTEL, G. C., SPRATLEY, R. D. **Química um tratamento moderno**. São Paulo: Edgard Blucher, 1978. 350p.
- SAGLIETTI, J.R.C. **Rendimento térmico de fornalha a lenha de fluxos cruzados**. Botucatu: Universidade Estadual Paulista, 1991. 102p. (Tese de Doutorado Agronomia).
- SCHEER, Hermann. **Economia solar global – estratégias para a modernidade ecológica**. Rio de Janeiro: CRESEB-CEPEL, 2002. 323p.
- SILVA, I.D. **Projeto, construção e teste de uma fornalha a carvão vegetal para secagem de café**. Viçosa: Universidade Federal de Viçosa, 1998. 81p. (Dissertação de mestrado).
- SILVA, J. de S., BERBERT, P. A. **Colheita, secagem e armazenagem de café**. Viçosa: Aprenda Fácil, 1999. 146p.
- SILVA, J. de S., MELO, E. de C., PINTO, F. de A. Seleção e construção de ventiladores. IN: SILVA, J. de S. (ed.). **Secagem e armazenagem de produtos agrícolas**. Viçosa: Aprenda Fácil, 2000. p241-260.

- SILVA, J. de S., PRECCI, R. L., MACHADO, M. C. **Fornalha a carvão vegetal para secagem de produtos agrícolas**. Viçosa: Associação dos Engenheiros Agrícolas de Minas Gerais/UFV, DEA 2000. 25p. (Boletim técnico, nº2).
- SINGH, R., MAHESHWARI, R.C., OJHA, T.P. Development of a husk fired furnace. **Journal of Agricultural Engineering Research**. Londres, 25: p109-120. 1980.
- SOUZA, Z. de. **Elementos de máquinas térmicas**. Rio de Janeiro: Editora Campus/EFEI, 1980. 198p.
- STATISTICS FINLAND. [Citado em 18 de agosto de 2000]. Disponível da WWW:<http://tilastokeskus.fi/index_en.html>.
- STONE, J. N. **Cyclone design and analysis**. Kingsville: Esco Engineering, 1997 [citado em 24 de mar 2001]. Disponível da <http://www.mnsi.net/~pas/esco.htm>.
- SUKUP, C. E., BERN, C. J., BUCHELE, W. F. Performance of a biomass furnace for grain drying. St. Joseph: **American Society of Agricultural Engineers**, 1982. 32p. (ASAE Paper, 82-3524).
- TORREIRA, R. P. **Geradores de vapor**. São Paulo: Exlibris, 1995. 710p.
- TORREIRA, R. P. **Fluidos térmicos – água, vapor, óleos térmicos**. São Paulo: Hemus, s.d. 319p.
- TOSI INDÚSTRIA E COMÉRCIO LTDA. **Catálogo de produto**. Cabreúva SP, s.d. [consulta ao fabricante].
- USHIMA A. H. **Modelagem e simulação de pirólise e secagem de biomassa em um gaseificador de leito movente contracorrente**. Campinas: UNICAMP, 1996. 158p. V.1.
- VALARELLI, I.D. **Desenvolvimento e teste de uma fornalha a resíduos agrícolas, de fogo indireto para secadores de produtos agrícolas**. Botucatu: Universidade Estadual Paulista, 1991. 123p. (Tese de doutorado).
- VAN WYLEN, G.J., SONNTAG, R.E. **Fundamentos da termodinâmica clássica**. São Paulo: Edgard Blucher, 1980. 565p.
- VLASSOV, D. **Combustíveis, combustão e câmaras de combustão**. Curitiba: Editora da UFPR, 2001. 185p.

WEG. **Catálogo eletrônico de produtos**. Jaraguá do Sul: WEG, 2002.
Disponível da WWW:<<http://weg.com.br>>.

ZOLNIER, S. **Psicrometria**. Viçosa: Associação dos Engenheiros Agrícolas de Minas Gerais/UFV, DEA 1994. 13p. (Caderno didático, nº13).

APÊNDICE

APÊNDICE A

Quadro 1A - Parâmetros obtidos durante o teste da variação da vazão mássica de ar comburente, na câmara de combustão, com a célula de queima C2

Parâmetros	unidades	% da abertura total do registro			
		25	50	75	100
Consumo de combustível medido	kg.h ⁻¹	4,5	7,2	8,6	9,6
Temperatura média do ar aquecido	°C	59,7	73,7	82,9	87,9
Temperatura média na célula de queima	°C	1119	1184	1234	1245
Temperatura média na parede posterior	°C	287,9	309,6	330,7	340,7
Temperatura no percurso dos gases ao se dirigirem para a câmara inferior da fornalha*	°C	245,1	314,3	330,0	338,7
Temperatura média dos gases na saída da fornalha	°C	187,5	200,0	197,0	198,0
Carga térmica volumétrica	kW.m ⁻³	175,0	281,0	340,0	377,0
Taxa de combustão	kg.(h.m ²) ⁻¹	14,5	23,3	28,1	31,3
Tensão térmica na superfície da grelha	kW.m ⁻²	115,07	184,11	219,91	245,49
Q mássica real de ar comburente úmido	kg.s ⁻¹ x 10 ⁻²	21,59	31,36	37,64	39,94
Q mássica de ar estequiométrico úmido	kg.s ⁻¹ x 10 ⁻²	1,21	1,95	2,35	2,61
Coeficiente de excesso de ar	Adimensional	17,8	16,1	15,9	15,3
Potência térmica liberada na câmara de combustão	kW	34,97	56,23	67,90	75,41

OBS.: O tempo de permanência em cada abertura foi de 1,0 hora após o período de pré-aquecimento.

Temperatura e umidade relativa média do ar ambiente durante o teste: 29,6 °C e 45 %.

Teor de umidade do combustível na base úmida: 5,5 %

Poder calorífico inferior do combustível com umidade: 28.280 kJ.kg⁻¹.

Vazão média do ar aquecido: 66,3 m³.min⁻¹.

* Refere-se à temperatura no percurso dos gases misturados com o excesso de ar comburente, na entrada da câmara inferior da fornalha, medida pelo sensor localizado no ponto indicado na Figura 34.

APÊNDICE B

Quadro 1B - Dados relativos ao teste da variação da vazão mássica de ar comburente na câmara de combustão, com a célula de queima C0

Célula de queima C0					
Porcentagem de abertura	Temperatura do ar aquecido, °C	Temperatura dos gases na saída da fornalha, °C	$C_{p\text{ ar}}$ kJ.(kg.°C) ⁻¹	$\dot{m}_{\text{ ar seco}}$ x10 ⁻² kg.s ⁻¹	Variação da entalpia dos gases* kJ.s ⁻¹
12,5	37	83	1,007	17,5	10
25,0	44	94	1,008	25,9	17
37,5	48	100	1,009	31,7	23
50,0	53	110	1,009	36,3	30
62,5	54	109	1,009	40,1	33
75,0	56	107	1,009	43,4	35
87,5	57	109	1,009	47,3	39
100,0	58	113	1,010	46,6	40

Temperatura de bulbo seco do ar ambiente: 27,9 °C.

Umidade relativa: 68,4 %.

* Calculada em relação à temperatura ambiente.

Quadro 2B - Dados relativos ao teste da variação da vazão mássica de ar comburente na câmara de combustão, com a célula de queima C1

Célula de queima C1					
Porcentagem de abertura	Temperatura do ar aquecido, °C	Temperatura dos gases na saída da fornalha, °C	$C_{p\text{ ar}}$ kJ.(kg.°C) ⁻¹	$\dot{m}_{\text{ ar seco}}$ x10 ⁻² kg.s ⁻¹	Variação da entalpia dos gases* kJ.s ⁻¹
12,5	44	117	1,010	15,5	14
25,0	49	120	1,010	23,3	22
37,5	55	131	1,011	29,1	30
50,0	61	135	1,011	33,7	36
62,5	65	140	1,012	37,5	42
75,0	68	144	1,012	40,8	47
87,5	69	146	1,012	43,4	51
100,0	70	152	1,013	43,4	54

Temperatura de bulbo seco do ar ambiente: 28,9 °C.

Umidade relativa: 52,8 %.

* Calculada em relação à temperatura ambiente.

Quadro 3B - Dados relativos ao teste da variação da vazão mássica de ar comburente na câmara de combustão, com a célula de queima C2

Célula de queima C2					
Porcentagem de abertura	Temperatura do ar aquecido, °C	Temperatura dos gases na saída fornalha, °C	$C_{p\text{ ar}}$ kJ.(kg.°C) ⁻¹	$\dot{m}_{\text{ ar seco}}$ x10 ⁻² kg.s ⁻¹	Varição da entalpia dos gases* kJ.s ⁻¹
12,5	44	157	1,013	15,1	20
25,0	54	169	1,014	23,2	34
37,5	61	174	1,014	27,9	42
50,0	67	180	1,015	32,6	51
62,5	74	187	1,016	35,1	57
75,0	77	181	1,015	39,5	62
87,5	82	191	1,016	41,7	70
100,0	84	195	1,016	41,2	71

Temperatura de bulbo seco do ar ambiente: 26,1 °C.

Umidade relativa: 66,7 %.

* Calculada em relação à temperatura ambiente.

Quadro 4B - Dados relativos ao teste da variação da vazão mássica de ar comburente na câmara de combustão, com a célula de queima C3

Célula de queima C3					
Porcentagem de abertura	Temperatura do ar aquecido, °C	Temperatura dos gases na saída fornalha, °C	$C_{p\text{ ar}}$ kJ.(kg.°C) ⁻¹	$\dot{m}_{\text{ ar seco}}$ x10 ⁻² kg.s ⁻¹	Varição da entalpia dos gases* kJ.s ⁻¹
12,5	50	209	1,022	14,5	27
25,0	63	229	1,023	21,4	45
37,5	73	236	1,025	26,2	56
50,0	83	252	1,024	28,8	67
62,5	90	254	1,024	33,1	77
75,0	97	256	1,023	36,1	85
87,5	102	261	1,023	38,2	92
100,0	104	267	1,023	37,7	93

Temperatura de bulbo seco do ar ambiente: 25,7 °C.

Umidade relativa: 69,0 %.

* Calculada em relação à temperatura ambiente.

Quadro 5B - Dados relativos ao teste da variação da vazão mássica de ar comburente na câmara de combustão, com defletor na célula de queima C1

Célula de queima C1 – defletor			
Abertura do registro de controle, %	Temperatura do ar aquecido, °C	Temperatura dos gases na saída da fornalha °C	$\dot{m}_{ar\ seco}$ $\times 10^{-2} \text{ kg.s}^{-1}$
12,5	57	262	12,6
25,0	71	277	19,2
37,5	83	290	23,6
50,0	90	290	27,0
62,5	97	290	29,3
75,0	100	276	32,1
87,5	105	272	33,1
100,0	107	273	34,3

Temperatura de bulbo seco do ar ambiente: 31,1 °C.
 Umidade relativa: 43,4 %.

APÊNDICE C

Quadro 1C - Dados referentes aos testes de consumo, com as células de queima C0, C1, C2 e C3

Teste	Célula de queima C0					
	Consumo kg.h ⁻¹	Ar Ambiente		Ar aquecido		Duração teste, hs
		T, °C	UR, %	T, °C	Q, m ³ .min ⁻¹	
Q25T40	1,272	29,6	48,0	43,0	25,7	3,93
Q40T40	2,333	25,9	59,6	44,8	42,6	3,0
Q55T40	2,405	28,8	56,6	43,1	55,2	3,95
Q55T60	5,517	29,6	61,7	64,4	55,3	2,9
Q70T40	2,857	27,9	61,2	39,7	66,5	3,5
Célula de queima C1						
Q25T40	1,365	24,1	73,1	42,8	23,8	2,93
Q40T40	2,236	24,2	69,7	42,2	39,1	2,68
Q40T60	4,31	23,6	73,0	61,4	40,7	2,9
Q55T40	2,4	26,0	66,0	42,0	54,0	3,33
Q55T60	5,1	28,5	55,2	63,8	53,0	3,33
Q70T40	2,898	25,5	69,7	41,6	66,4	3,45
Q70T60	5,32	27,8	57,4	59,9	71,5	3,38
Célula de queima C2						
Q25T40	1,125	26,5	66,9	43,2	23,9	4,0
Q25T60	3,286	23,2	82,8	65,2	25,0	3,5
Q40T40	2,143	24,9	74,0	42,3	41,4	5,6
Q40T60	4,590	25,1	51,9	63,6	43,4	3,05
Q55T40	2,535	25,5	77,9	42,4	58,3	3,55
Q55T60	5,333	29,0	55,0	63,5	58,5	3,0
Q70T40	2,862	25,8	66,8	43,3	65,2	3,18
Q70T60	5,882	27,0	53,2	62,0	67,0	3,40
Q70T80*	9,6	29,6	44,4	87,9	66,3	1,0
Célula de queima C3						
Q40T80	6,184	24,4	68,1	82,8	46,2	1,1
Q55T80	8,0	23,0	51,0	83,5	54,8	3,2
Q55T100	10,14	29,4	46,5	104	60,1	1,18
Q70T100	12,3**	29,0	-	100,0	70,0	-
Q70T120	14,438	28,4	57,1	120	75,9	3,12

* Valores obtidos do Quadro 1A do apêndice A.

** Valor estimado. Vide Quadro 4C.

Quadro 2C - Parâmetros utilizados para o cálculo da eficiência térmica de acordo com a equação 82

Teste	Consumo de combustível kg.h ⁻¹	Temperatura do ar ambiente °C	Temperatura dos gases °C	c _p médio dos gases secos, kJ.kg ⁻¹ .°C ⁻¹	Vazão mássica dos gases secos kg.s ⁻¹	C _p médio do vapor d'água kJ.kg ⁻¹ .°C ⁻¹	Vazão mássica de vapor d'água kg.s ⁻¹	Eficiência Térmica pela Eq. 82
Célula de queima C2								
Q25T40	1,063	26,5	144,3	1,012	0,0524	1,893	0,0009	72,6
Q40T40	2,025	24,9	144,6	1,012	0,1062	1,893	0,0019	78,6
Q55T40	2,396	25,5	147,5	1,012	0,1264	1,894	0,0024	80,8
Q70T40	2,705	25,8	150,6	1,012	0,1518	1,895	0,0026	87,2
Q25T60	3,105	23,2	170,1	1,014	0,1373	1,898	0,0025	81,5
Q40T60*	4,337	25,1	193,4	1,016	0,1721	1,904	0,0024	88,8
Q55T60	5,040	29,0	193,1	1,016	0,2118	1,905	0,0037	86,7
Q70T60	5,559	27,0	186,8	1,015	0,2531	1,903	0,0038	91,0
Q70T80**	9,072	29,6	197,9	1,017	0,3960	1,907	0,0059	92,0
Célula de queima C3								
Q40T80	5,844	24,4	283,2	1,024	0,1494	1,927	0,0027	83,9
Q55T80*	7,560	23,0	352,1	1,03	0,1581	1,945	0,0023	92,8
Q55T100	9,583	29,4	302,5	1,026	0,2556	1,933	0,0043	92,4
Q70T100	-	-	-	-	-	-	-	91,2***
Q70T120	13,644	28,4	312,1	1,027	0,3415	1,935	0,0066	90,5

* PCIs: 28271,7 kJ.kg⁻¹, para os demais testes: 30067,9 kJ.kg⁻¹.

** Valores obtidos com a célula de queima C2, no teste da variação da vazão mássica de ar comburente, na câmara de combustão.

*** Média entre Q70T80 e Q70T120, adotada para estimar o consumo de combustível no Quadro 4C.

Consumo de combustível expresso em base seca.

Quadro 3C - Parâmetros utilizados para o cálculo da eficiência térmica de acordo com a equação 60

Teste	Consumo Combustível kg.h ⁻¹	Temperatura do ar ambiente °C	Temperatura dos gases °C	c _p médio dos gases secos, kJ.kg ⁻¹ .°C ⁻¹	Vazão mássica dos gases combustão kg.s ⁻¹	Eficiência Térmica pela Eq. 60
Célula de queima C2						
Q25T40	1,063	26,5	144,3	1,012	0,0533	71,6
Q40T40	2,025	24,9	144,6	1,012	0,1081	77,4
Q55T40	2,396	25,5	147,5	1,012	0,1289	79,5
Q70T40	2,705	25,8	150,6	1,012	0,1543	86,3
Q25T60	3,105	23,2	170,1	1,014	0,1398	80,3
Q40T60*	4,337	25,1	193,4	1,016	0,1745	87,6
Q55T60	5,040	29,0	193,1	1,016	0,2155	85,4
Q70T60	5,559	27,0	186,8	1,015	0,2569	89,7
Q70T80**	9,072	29,6	197,9	1,017	0,4019	90,8
Célula de queima C3						
Q40T80	5,844	24,4	283,2	1,024	0,1521	82,6
Q55T80*	7,560	23,0	352,1	1,03	0,1604	91,6
Q55T100	9,583	29,4	302,5	1,026	0,2599	91,0
Q70T100	-	-	-	-	-	89,9***
Q70T120	13,644	28,4	312,1	1,027	0,3480	89,0

* PCIs: 28271,7 kJ.kg⁻¹, para os demais testes: 30067,9 kJ.kg⁻¹.

** Valores obtidos com a célula de queima C2, no teste da variação da vazão mássica de ar comburente, na câmara de combustão.

*** Média entre Q70T80 e Q70T120, adotada para estimar o consumo de combustível no Quadro 4C.

Consumo de combustível expresso em base seca.

Quadro 4C - Parâmetros utilizados para estimar o consumo de combustível de acordo com a equação 84

PARÂMETROS	Célula de queima C2									Célula de queima C3
	Testes									
	UNIDADES	Q25T40	Q25T60	Q40T40	Q40T60	Q55T40	Q55T60	Q70T40	Q70T60	
Cons. combustível medido, bu	kg.h ⁻¹	1,125	3,286	2,143	4,590	2,535	5,333	2,862	5,882	-
Cons. combustível medido, bs	kg.h ⁻¹	1,063	3,105	2,025	4,338	2,396	5,040	2,705	5,559	-
Temperatura do ar ambiente	°C	26,5	23,2	24,9	25,1	25,5	29,0	25,8	27,0	29
Temperatura do ar aquecido	°C	43,2	65,2	42,3	63,6	42,5	63,5	43,3	62,0	100,0
Temperatura de referência do ar aquecido	°C	40,0	60,0	40,0	60,0	40,0	60,0	40,0	60,0	100,0
Eficiência térmica (eq. 82)	%	72,6	81,5	78,6	88,8	80,8	86,7	87,2	91,0	91,2**
Vazão do ar aquecido	m ³ .min ⁻¹	23,9	25,0	41,4	43,4	58,3	58,5	65,2	67,0	70
Vazão de referência do ar aquecido	m ³ .min ⁻¹	25	25	40	40	55	55	70	70	70
Massa espec. do ar ambiente	kg.m ⁻³	1,058	1,070	1,062	1,081	1,062	1,054	1,065	1,069	1,061
Calor específico médio ar aquecido	kJ(kg.°C) ⁻¹	1,004	1,005	1,004	1,005	1,004	1,006	1,004	1,005	1,009
Consumo de combustível estimado										
Consumo de combustível, bs	kg.h ⁻¹	1,163	2,768	1,948	4,338*	2,612	4,924	2,791	5,525	11,642
Consumo de combustível, bu	kg.h ⁻¹	1,231	2,929	2,062	4,591	2,764	5,211	2,954	5,846	12,319

* Estimado com base no PCIs de 28271,7 kJ.kg⁻¹, para os demais testes: PCIs de 30067,9 kJ.kg⁻¹.

** Parâmetro adotado.

Quadro 5C - Consumo de combustível, potência térmica liberada na câmara de combustão, taxa de combustão e de liberação de energia verificadas na fornalha, durante o aquecimento de diferentes vazões e temperaturas do ar aquecido

TESTES	PARÂMETROS			
	Consumo de Combustível kg.h ⁻¹	Potência térmica kJ.s ⁻¹	Taxa de combustão kg.(h.m ²) ⁻¹	Taxa de liberação de energia kW.m ⁻³
Célula de queima C0				
Q25T40	1,272	10,0	11,8	50,0
Q40T40	2,333	18,3	21,6	91,6
Q55T40	2,405	18,9	22,3	94,5
Q70T40	2,857	22,4	26,5	112,2
Q55T60	5,517	43,3	51,1	216,7
Célula de queima C1				
Q25T40	1,365	10,7	5,7	53,6
Q40T40	2,236	17,6	9,3	87,8
Q55T40	2,4	18,9	10,0	94,3
Q70T40	2,898	22,8	12,1	113,8
Q40T60	4,31	33,9	18,0	169,3
Q55T60	5,1	40,1	21,3	200,3
Q70T60	5,32	41,8	22,2	209,0
Célula de queima C2				
Q25T40	1,125	8,8	3,7	44,2
Q40T40	2,143	16,8	7,0	84,2
Q55T40	2,535	19,9	8,3	99,6
Q70T40	2,862	22,5	9,3	112,4
Q25T60	3,286	25,8	10,7	129,1
Q40T60*	4,59	33,9	14,9	169,5
Q55T60	5,333	41,9	17,4	209,5
Q70T60	5,882	46,2	19,1	231,0
Q70T80	9,6	75,4	31,3	377,1
Célula de queima C3				
Q40T80	6,184	48,6	16,1	242,9
Q55T80*	8,0	59,1	20,8	295,4
Q55T100	10,14	79,7	26,4	398,3
Q70T100**	12,3	96,6	32,0	483,1
Q70T120	14,438	113,4	37,6	567,1

* PCI_q: 26582,5 kJ.kg⁻¹, para os demais testes: 28280 kJ.kg⁻¹.

** Valores estimados (Vide Quadro 4C).

Quadro 6C - Parâmetros utilizados para projeções de vazões e temperatura do ar aquecido, com utilização da célula de queima C3, com base na entalpia líquida dos gases na saída da fornalha

Parâmetros	Unidades	Valores				
Massa específica do ar	kg.m ⁻³	1,07	1,07	1,07	1,07	1,07
Temperatura do ar ambiente	° C	25	25	25	25	25
Temperatura do ar aquecido	° C	59,5	65	68,3	72	82,5
Cp médio do ar aquecido	kJ.kg. ⁻¹ .°C ⁻¹	1,005	1,006	1,006	1,006	1,007
Entalpia dos gases secos na saída da fornalha*	kJ.s ⁻¹	93	93	93	93	93
Energia necessária p/ aquecer 1 m ³ .min ⁻¹ de ar	kJ.min ⁻¹	37,11	43,04	46,60	50,60	61,95
Vazão estimada do ar aquecido	m ³ .min ⁻¹	150	130	120	110	90

* Obtido com a célula de queima C3.

OBS.: Parâmetros em base seca.

Quadro 7C - Análise dos gases de combustão por aparelho de Orsat

Testes	Teores, %		
	CO ₂	O ₂	CO
C1Q25T40	0,6	19,4	0
C1Q40T40	0,2	18,3	0
C1Q55T40	0,5	18,5	0
C1Q55T60	0,8	19,0	0

APÉNDICE D

Quadro 1D - Dados utilizados para o cálculo da eficiência do sistema no aquecimento indireto do ar, com a caldeira utilizando carvão vegetal como combustível (fornalha externa)

Parâmetros	Unidades	Valores
Temperatura média do ar ambiente	°C	30,5 ± 1,1
Umidade relativa do ar ambiente	°C	47,8
Temperatura média do ar aquecido	°C	62,1 ± 3,8
Calor específico médio do ar	$\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$	1,0058
Vazão média do ar aquecido	$\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$	94,1
Massa específica do ar ambiente	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	1,048
Consumo de combustível seco	$\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$	13,83
Poder calorífico inferior do combustível seco	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	30067,9
Eficiência térmica	%	45,2

Parâmetros utilizados para cálculo da entalpia dos gases de escape

Vazão mássica dos gases secos na saída da caldeira	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	0,1520
Calor específico médio dos gases secos	$\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$	1,0238
Temperatura média dos gases	°C	277,7 ± 6,2
Vazão mássica do vapor d'água nos gases de escape	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	0,0037
Calor específico médio do vapor d'água	$\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$	1,927
Entalpia dos gases úmidos na saída da caldeira	$\text{kJ} \cdot \text{s}^{-1}$	40,2
Perdas relativas à entalpia dos gases de escape	%	34,8

Parâmetros adotados para a estimativa da vazão de ar que poderia ser aquecido com o aproveitamento integral da entalpia dos gases de escape

Temperatura média do ar ambiente	°C	25
Umidade relativa do ar ambiente	%	70
Massa específica do ar ambiente	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	1,07
Temperatura do ar aquecido	°C	60,0
Calor específico médio do ar	$\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$	1,005
Vazão estimada	$\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$	64,1

Quadro 2D - Dados utilizados para o cálculo da eficiência do sistema, no aquecimento indireto do ar, com a caldeira utilizando lenha como combustível

Parâmetros	Unidades	Valores
Temperatura média do ar ambiente	°C	20,1 ± 0,7
Umidade relativa do ar ambiente	%	87,1
Temperatura média do ar aquecido	°C	55,5 ± 4,2
Calor específico médio do ar	$\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$	1,0045
Vazão média do ar aquecido	$\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$	94,9 ± 0,4
Massa específica do ar ambiente	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	1,085
Consumo de combustível seco	$\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$	14,88
Poder calorífico inferior do combustível seco	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	17100,8
Eficiência térmica	%	86,5
Parâmetros utilizados para a determinação das perdas devido a entalpia dos gases na chaminé		
Vazão mássica dos gases secos na saída da caldeira	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	0,03382
Calor específico médio dos gases secos	$\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$	1,019
Vazão mássica de vapor d'água na chaminé	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	0,0034
Calor específico médio do vapor d'água	$\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$	1,912
Entalpia dos gases na chaminé	$\text{kJ} \cdot \text{s}^{-1}$	8,7
Temperatura média dos gases de escape	°C	231,6 ± 14,0
Perdas referentes à entalpia dos gases úmidos	%	12,3