

FERNANDA AUGUSTA DE OLIVEIRA MELO

**PROJETO, CONSTRUÇÃO E AVALIAÇÃO DE UMA FORNALHA PARA
AQUECIMENTO DE AR UTILIZANDO COMBUSTÍVEIS
PARTICULADOS FINOS**

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

VIÇOSA
MINAS GERAIS – MG
2003

**Ficha catalográfica preparada pela Seção de Catalogação e
Classificação da Biblioteca Central da UFV**

T

M528p
2003
Melo, Fernanda Augusta de Oliveira, 1975-
Projeto, construção e avaliação de uma fornalha para
aquecimento de ar utilizando combustíveis particulados
finos / Fernanda Augusta de Oliveira Melo. – Viçosa :
UFV, 2003.

91p. : il.

Orientador: Jadir Nogueira da Silva
Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de
Viçosa

1. Fornalhas - Projetos e construção. 2. Fornalhas -
Desempenho. 3. Produtos agrícolas - Secagem. 4. Resí-
duos agrícolas como combustível. 5. Combustíveis - Con-
sumo. 6. Aquecedores de ar. 7. Permutadores térmicos.
I. Universidade Federal de Viçosa. II. Título.

CDD 20.ed. 631.3

FERNANDA AUGUSTA DE OLIVEIRA MELO

**PROJETO, CONSTRUÇÃO E AVALIAÇÃO DE UMA FORNALHA PARA
AQUECIMENTO DE AR UTILIZANDO COMBUSTÍVEIS
PARTICULADOS FINOS**

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

APROVADA: 19 de dezembro de 2003.

Prof. Juarez Sousa e Silva
(Conselheiro)

Prof. José Helvécio Martins
(Conselheiro)

Prof. Paulo Marcos de Barros Monteiro
(UFOP)

Dr. Sérgio Maurício Lopes Donzeles
(EPAMIG)

Prof. Jadir Nogueira da Silva
(Orientador)

Aos meus pais Zelia Maria Oliveira Melo e
Vicente Augusto de Mello, pelo exemplo de vida e por
mostrarem que a verdadeira felicidade somente se
conquista com amor, incentivo e dignidade.

AGRADECIMENTOS

A Deus, por cada momento, cada olhar, meu respirar.

À minha irmã Grace A. O. Melo, pelo estímulo e pela amizade.

Aos meus amigos Maria Aparecida Moreira da Silva Gonzaga e Luís Gonzaga, pelo estímulo, carinho e pela amizade.

Ao meu namorado Adilson Jorge Magalhães, pelo carinho e estímulo.

À minha eterna amiga Ivana Maria da Cunha, pela força de vontade e amizade.

À minha sobrinha Marina F. O. de Abreu pela, renovação e alegria que trouxe para mim e minha família.

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

À FAPEMIG pelo apoio destinado ao projeto.

Ao professor Jadir Nogueira da Silva, pela orientação e pela confiança.

Ao professor Juarez Sousa e Silva, pelos ensinamentos, pela amizade e pela participação ativa na realização deste trabalho.

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

Aos professores conselheiros, José Helvécio Martins e Delly Oliveira Filho, pela amizade e colaboração.

Ao estudante de graduação André Leonardo Tavares de Paula, pela ajuda na parte de desenhos técnicos.

Aos distintos amigos Jean Mundin e Denise de Freitas Silva, pela amizade sincera durante os anos de convívio.

Aos colegas da Pós-Graduação das áreas de Energia e Armazenamento; aos funcionários do Departamento de Engenharia Agrícola, Galinari, Marcos, José Mauro e Juvercino; e aos funcionários do Setor de Armazenamento e Processamento de Produtos Agrícolas, Antônio (Inhame), José Raimundo (Zé Baixinho), Sebastião (Catitu), Edson, Zé Eustáquio e Silas, pela colaboração na montagem e no desenvolvimento do experimento.

BIOGRAFIA

Fernanda Augusta de Oliveira Melo, filha de Vicente Augusto de Mello e Zélia Maria Oliveira Melo, nasceu em Volta Redonda, Rio de Janeiro, em 8 de novembro de 1975.

Em março de 1995, ingressou na Universidade Federal de Viçosa, graduando-se em Engenharia Agrícola em agosto de 2001.

Iniciou, em agosto de 2001, o curso de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, em nível de Mestrado, na área de Energia na Agricultura, na Universidade Federal de Viçosa.

Em maio de 2002, foi contratada como professora substituta do Departamento de Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa.

Em 19 de dezembro de 2003, submeteu-se à defesa de tese, logrando aprovação.

CONTEÚDO

	Página
LISTA DE QUADROS.....	ix
LISTA DE FIGURAS.....	x
LISTAS DE GRÁFICOS.....	xii
RESUMO.....	xiv
ABSTRACT	xvi
1. INTRODUÇÃO	01
2. REVISÃO DE LITERATURA	03
2.1. Secagem e sua importância	03
2.2. Combustíveis	04
2.2.1. Biomassa	05
2.2.2. Composição química	06
2.2.2.1. Amostragem e preparação	07
2.2.3. Determinação da granulometria	07
2.2.4. Determinação da densidade a granel.....	08
2.2.5. Determinação da composição química imediata.....	08
2.2.6. Determinação do poder calorífico	10
2.2.7. Deteminação da umidade	13
2.3. Combustão	14
2.3.1. Comburente e ar teórico.....	15

2.3.2. Coeficiente de excesso de ar	17
2.3.3. Excesso de ar	18
2.4. Fornalhas	20
2.4.1. Dimensionamento de fornalhas	22
2.4.1.1. Considerações iniciais	22
2.4.1.2. Parâmetros para o cálculo do volume da câmara de combustão	23
2.4.1.3. Parâmetros para o cálculo da grelha	24
2.4.2. Eficiência térmica	26
2.4.3. Balanço de massa e energia	30
2.4.3.1. Balanço de massa	30
2.4.3.2. Balanço de energia	32
3. MATERIAL E MÉTODOS.....	37
3.1. Local	37
3.2. Fornalha a biomassa para aquecimento direto / indireto do ar de secagem	37
3.2.1. Construção da fornalha experimental.....	37
3.2.2. Instrumentação da fornalha	50
3.2.2.1. Medições de temperatura	50
3.2.2.2. Medição da velocidade do ar ambiente e da vazão do ar aquecido....	52
3.3. Dados relacionados ao combustível	52
3.3.1. Dados relacionados à lenha	52
3.3.2. Dados relacionados à palha de café.....	53
3.3.3. Dados relacionados à moinha de carvão	54
3.4. Cálculo da eficiência térmica da fornalha	54
3.4.1. Desempenho da fornalha.....	55
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES	56
4.1. Dados do projeto da fornalha	56
4.1.1. Cálculos para o ar de secagem.....	56
4.1.2. Cálculos da câmara de combustão	57
4.1.3. Cálculos da grelha.....	58
4.2. Desempenho da fornalha	58
4.2.1. Desempenho da fornalha com aquecimento direto do ar de secagem...	58
4.2.1.1. Efeito da temperatura do ar ambiente sobre as temperaturas do ar na saída da fornalha, e do ar aquecido.....	58

4.2.1.2. Variação do consumo de combustível em função da temperatura do ar aquecido (depois do ventilador)	61
4.2.1.3. Avaliação do desempenho da fornalha sob diferentes temperaturas do ar aquecido (depois do ventilador)	63
4.2.2. Desempenho da fornalha no aquecimento indireto do ar de secagem...	64
4.2.2.1. Efeito da temperatura do ar ambiente sobre as temperaturas do ar na saída da fornalha e do ar aquecido	64
4.2.2.2. Variação do consumo de combustível em função da temperatura do ar aquecido (depois do ventilador)	68
4.2.2.3. Avaliação do desempenho da fornalha sob diferentes temperaturas do ar aquecido (depois do ventilador)	69
5. RESUMOS E CONCLUSÕES	72
SUGESTÕES	73
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	75
APÊNDICE	80
APÊNDICE A	81
APÊNDICE B	85
APÊNDICE C	89

LISTA DE QUADROS

	Página
1 Principais reações químicas envolvidas na oxidação dos elementos combustíveis C, H e S e entalpia padrão de reação.....	14
2 Teor de água (U_{bu}), materiais voláteis (MV), cinzas (CZ) e carbono fixo (CF) da palha de café.....	53
3 Teor de água (U_{bu}), materiais voláteis (MV), cinzas (CZ) e carbono fixo (CF) da moinha de carvão.....	54

LISTA DE FIGURAS

	Página
1 Esquema de amostragem e separação de combustíveis sólidos.....	07
2 Volume de controle aplicado ao sistema	30
3 Detalhes do posicionamento das aletas na câmara de combustão (a e b).....	38
4 Cone de conexão da câmara de combustão à chaminé	38
5 Chaminé	39
6 Dimensões da base da fornalha.....	39
7 Construção do cinzeiro.....	40
8 Abertura para limpeza do cinzeiro (a). Cinzas depositando no cinzeiro (b)...	40
9 Construção do cinturão de areia (a). Vista superior do cinturão de areia (b).....	41
10 Dimensões da base do cinturão	41
11 Posicionamento das grelhas. Grelha plana (a). Grelha inclinada (b).....	42
12 Dimensões das grelhas plana e inclinada.....	42
13 Construção da parede externa da fornalha.....	43
14 Entrada de ar frio pela lateral esquerda da fornalha.....	43
15 Detalhe da saída de ar quente do trocador de calor para a caixa de coletora de ar.....	44
16 Tubulação isolada com lã de vidro e folha de papel laminado para condução do ar aquecido.....	44
17 Ventilador	45

18	Duto de ligação da câmara de combustão com a caixa coletora de ar aquecido.....	45
19	Dimensões internas da câmara de combustão (a). Vista da fornalha (b).....	46
20	Alimentação da câmara de combustão. Frontal (a). Traseira (b).....	46
21	Vista frontal do reservatório de combustíveis particulados finos, transportador helicoidal e motor (a). Vista lateral do reservatório de combustíveis particulados finos, transportador helicoidal e motor (b)	47
22	Dimensões da fornalha.....	48
23	Dimensões do transportador helicoidal e depósito de combustível.....	49
24	Pontos de medições de temperaturas: no interior da câmara de combustão e na superfície externa da parede da câmara de combustão (a); na saída da caixa coletora de ar aquecido (b)	51
25	Pontos de medições de temperaturas: na saída do ventilador (a). no topo da chaminé (b).....	51

LISTAS DE GRÁFICOS

	Página
1 Variação das temperaturas do ar, na saída da fornalha , aquecido e do ambiente, em função do tempo, utilizando moinha de carvão (primeiro teste).....	59
2 Variação das temperaturas do ar, na saída da fornalha , aquecido e do ambiente, em função do tempo, utilizando moinha de carvão (segundo teste).....	59
3 Variação das temperaturas do ar, na saída da fornalha, aquecido e do ambiente, em função do tempo, utilizando lenha.....	61
4 Consumo de moinha de carvão e lenha em função da temperatura do ar aquecido.....	62
5 Variação da eficiência térmica da fornalha a lenha, em função da temperatura do ar de secagem	63
6 Variação das temperaturas do ar, na saída da fornalha , aquecido e ambiente, em função do tempo, utilizando lenha (primeiro teste).....	64
7 Variação das temperaturas do ar, na saída da fornalha , aquecido e ambiente, em função do tempo, utilizando lenha (segundo teste).....	65
8 Variação das temperaturas do ar, na saída da fornalha , aquecido e ambiente, em função do tempo, utilizando palha de café e lenha (primeiro teste).....	66

9	Variação das temperaturas do ar, na saída da fornalha , aquecido e ambiente, em função do tempo, utilizando palha de café e lenha (segundo teste).....	67
10	Consumo de lenha em função da temperatura do ar de secagem para a mesma vazão de referência.....	68
11	Consumo de palha de café e lenha, em função da temperatura aquecido, para a mesma vazão de referência.....	69
12	Variação da eficiência térmica da fornalha a lenha, em função da temperatura do ar de secagem.....	70
13	Variação da eficiência térmica da fornalha a lenha conjuntamente com palha de café, em função da temperatura do ar de secagem.....	71

RESUMO

OLIVEIRA MELO, Fernanda Augusta de, M. S., Universidade Federal de Viçosa, dezembro de 2003. **Projeto, construção e avaliação de uma fornalha para aquecimento de ar utilizando combustíveis particulados finos.** Orientador: Jadir Nogueira da Silva. Conselheiros: Juarez Sousa e Silva, José Helvécio Martins e Delly de oliveira Filho.

Um sistema de aquecimento de ar, com opção para aquecimento direto e indireto, foi projetado, construído e avaliado para uso em secadores de grãos, na desidratação de produtos que queiram ar “puro” ou até no aquecimento de ambientes. Para avaliar a fornalha no aquecimento direto do ar, na vazão de $82,81 \text{ m}^3 \text{ min}^{-1}$, foram testados dois combustíveis: lenha e uma combinação desta com moinha de carvão; a avaliação foi feita em função da temperatura do ar aquecido e do efeito das oscilações ambientais sobre o consumo e o desempenho da fornalha. No teste em que se utilizou somente lenha, o consumo médio de lenha para uma temperatura média do ar de secagem de $61 \text{ }^\circ\text{C}$, comum na maioria dos secadores utilizados no meio rural, foi de 12 kg h^{-1} . O consumo médio utilizando lenha com moinha de carvão para uma temperatura média do ar de secagem de $62 \text{ }^\circ\text{C}$ variou de 7 a 10 kg h^{-1} de moinha de carvão, e o consumo médio de lenha foi de 3 kg h^{-1} . A eficiência do sistema utilizando somente lenha foi de 86,5%. Ao se utilizar lenha juntamente com a moinha de carvão, a eficiência do sistema variou de 70 a 78%. A fornalha apresentou as seguintes características: manutenção da temperatura do ar aquecido e facilidade na manutenção, alimentação e controle da combustão. No aquecimento indireto do ar, utilizou-se somente lenha e uma

combinação desta com palha de café. Utilizando lenha, para uma temperatura média do ar aquecido de 53 °C, o consumo médio foi de 14 kg h⁻¹; no segundo teste, para uma temperatura média do ar aquecido de 61 °C, o consumo médio foi de 16 kg h⁻¹. Usando lenha juntamente com a palha de café, para uma temperatura média do ar aquecido de 46 °C, o consumo foi de 6 kg h⁻¹ de palha de café e 5 kg h⁻¹ de lenha; no segundo teste, em que a temperatura média do ar de secagem foi de 55 °C, o consumo foi de 7 kg h⁻¹ de palha de café e 8 kg h⁻¹ de lenha. A eficiência do sistema utilizando somente lenha variou de 63 a 67%. Ao se usar lenha juntamente com a palha de café, a eficiência do sistema variou de 60 a 66%. Apesar das perdas inerentes ao sistema, a eficiência obtida foi considerada satisfatória, apresentando-se superior às citadas para as fornalhas de fogo indireto.

ABSTRACT

OLIVEIRA MELO, Fernanda Augusta de, M. S., Universidade Federal de Viçosa, december de 2003. **Project, construction and evaluated of the furnace for air heating using polly fuel.** Adviser: Jadir Nogueira da Silva. Committee members: Juarez Sousa e Silva, José Helvécio Martins e Delly de oliveira Filho.

A air heating system with diret and indirect air heating options was project, construction and evaluatesfor use in grains dryers, dehydration of fruits, and vegetables which request “pure” drying air and environment heating. To evaluate the furnace with direct air heating option, whit airflow of $82,81 \text{ m}^3 \text{ min}^{-1}$, were tested two fuels, firewood and combination the firewood with charcoal, evaluated this was in function of air heating temperature and effect the oscillations environmental about consumption and of the furnace thermal efficiency. The test used firewood alone the middle consumption for middle air heater temperature of $61 \text{ }^\circ\text{C}$, was the 12 kg h^{-1} . The test used firewood with charcoal the middle consumption for middle air heater temperature of $62 \text{ }^\circ\text{C}$ of Charcoal and the middle consumption the firewood was the 3 kg h^{-1} . The furnace thermal efficiency used firewood alone was 86.5% . Used firewood with charcoal the furnace thermal efficiency varied between 70 a 78% . The furnace thermal presented the following characteristics : maintenance of air heater temperature, maintenancesfuel feeding and combustion control. For the indirect air heating, used firewood alone and firewood with coffee husk. The test used firewood alone, for middle air heater temperature the 53°C , middle consumption was 14 kg h^{-1} .

The second test, for middle air heater temperature the 61 °C, the middle consumption was 16 kg h⁻¹. Using firewood with coffee husk , for middle air heater temperature the 46 °C, the consumption was 6 kg h⁻¹ of coffee husk and 5 kg h⁻¹ de firewood, the second test , for middle air heater temperature the 55 °C, the consumption was 7kg h⁻¹ of coffee husk and 8 kg h⁻¹ de firewood. . The furnace thermal efficiency used firewood alone varied between 63 a 67 %. Used firewood with coffee husk the furnace thermal efficiency varied between 60 a 66 %. In nspite of the prejudic inherent of the system, the thermal efficiency was considerate satisfactory presented superior the citeds for indirect furnace fuel.

1. INTRODUÇÃO

O histórico da crise energética mundial, que sempre enfocou a possível escassez de petróleo, faz saltar aos olhos uma realidade incontestável: o fim próximo da energia concentrada como fonte farta e barata.

Diante dessa situação, faz-se necessário o estudo de fontes de energias renováveis, visando a substituição de combustíveis fósseis para reduzir o impacto ao meio ambiente e permitir melhor gerenciamento dos recursos naturais finitos do planeta.

Os biocombustíveis surgem como opção ao petróleo e a outros combustíveis fósseis, por serem renováveis, resultantes da biomassa (provenientes de florestas, culturas agrícolas e resíduos do processamento de madeiras), pela sua versatilidade, por possuir um ciclo curto e ser menos prejudicial ao homem e ao meio ambiente.

Na agricultura, as fornalhas são muito utilizadas para o aquecimento do ar necessário para a secagem de produtos agrícolas. As fornalhas podem ser classificadas como: de fogo direto, em que os gases resultantes da combustão são misturados com o ar ambiente e insuflados por um ventilador diretamente na massa de grãos; e de fogo indireto, em que os gases provenientes da combustão passam por um trocador de calor que aquece o ar de secagem.

As fornalhas de fogo indireto são utilizadas para a secagem de sementes e frutos, porém apresentam baixa eficiência térmica e, muitas vezes, danos térmicos às grelhas e aos trocadores de calor.

O sistema de aquecimento direto do ar de secagem aproveita melhor a energia fornecida pelo combustível, porém a utilização direta dos gases da combustão poderá contaminar o produto a ser seco. A contaminação pode ser física - pelas partículas de cinzas e material não-queimado, exigindo o uso de dispositivo para reter as partículas suspensas no ar e apagar possíveis fagulhas, - e/ou química - pela fumaça que pode conter produtos como alcatrão e outros subprodutos da combustão incompleta, o que vem a depreciar a qualidade do produto. Esses fatores estão condicionados ao tipo de combustível utilizado e à eficiência da combustão.

Nesse cenário encontra-se a cafeicultura brasileira, atualmente com menor participação no mercado internacional do que há alguns anos. O café é um dos poucos produtos produzidos no Brasil que tem seus preços fortemente baseados em parâmetros qualitativos; atualmente, vem recebendo um valor menor em relação ao produzido em outros países, devido, principalmente, à sua qualidade inferior. Para a obtenção de um café de boa qualidade é necessário o emprego de técnicas adequadas, desde o plantio até o beneficiamento, o que envolve várias operações unitárias. A execução racional dessas operações permitirá a obtenção de um produto que reúne as características de tipo e qualidade exigidas durante a fase de comercialização (GRANDI, 1999).

A construção de fornalhas termicamente mais eficientes, isto é, que forneçam a mesma quantidade de energia com consumo cada vez menor de combustíveis, deve ser vista como grande esforço tecnológico para o emprego racional da madeira como fonte de energia em processo de combustão. Devem-se estudar, também, alternativas para aumentar o rendimento térmico das fornalhas já existentes e em operação.

Nesse sentido, os objetivos deste trabalho foram projetar, construir e avaliar uma fornalha para aquecimento direto e indireto do ar para a secagem de produtos agrícolas, utilizando combustíveis particulados finos, como a palha de café e moinha de carvão, bem como determinar a eficiência energética da fornalha proposta e comparar os resultados obtidos com os valores encontrados na literatura para outros tipos de fornalha.

2. REVISÃO DE LITERATURA

2.1. Secagem e sua importância

Na secagem realiza-se a remoção de parte da água que os grãos apresentam depois do amadurecimento fisiológico. A umidade final desejada corresponde ao valor máximo com o qual o produto pode ser armazenado por longos períodos, à temperatura ambiente, sem que deteriore e/ou reduza a qualidade dos grãos.

Segundo SILVA (1995), a importância da secagem aumenta com o incremento da produção, em virtude dos fatores a seguir: propicia a antecipação da colheita e o armazenamento dos produtos durante períodos mais longos, sem risco de deterioração; faz com que o poder germinativo, no caso de sementes, seja mantido por períodos de tempo mais prolongados; impede o desenvolvimento de microrganismos e insetos; e minimiza a perda do produto no campo.

São vários os métodos empregados na secagem de grãos. Os mais utilizados são aqueles de secagem na própria planta e em terreiros, embora ocasionem muitas perdas qualitativas e quantitativas devido a diversos fatores, como: condições meteorológicas adversas, doenças próprias do campo e contaminações por microrganismos (LACERDA FILHO, 1986).

A secagem pode ser classificada em dois processos básicos: natural e artificial. O natural é caracterizado pela secagem do produto no campo, sem a interferência do homem, e o artificial é realizado por meio de técnicas que, pela interferência do homem, possibilitam reduzir o tempo de operação, além de permitirem a preservação da

qualidade do produto. Como exemplo de secagem artificial, com ventilação natural, tem-se a secagem em terreiros e em secadores solares rotativos. Já a secagem com ventilação forçada é classificada, de acordo com o aquecimento ou não do ar de secagem, em: secagem com ar natural não-aquecido; secagem com baixa temperatura, em que o ar é aquecido até 10°C acima da temperatura ambiente; secagem com alta temperatura, em que o ar é aquecido, no mínimo, 10°C acima da temperatura ambiente; sistemas combinados, em que se utilizam os dois métodos, ou seja, alta e baixa temperaturas; e ainda, secaeração e sistemas modificados (SILVA, 1995).

No Brasil, o processo de secagem artificial em secadores teve maior impulso somente a partir da década de 1970, com o aparecimento dos secadores mecânicos de grande porte, que visam otimizar o processamento dos grandes volumes de grãos que passaram a ser produzidos. Antes dessa época, a maioria dos produtos era seca no próprio campo ou em terreiros, expostos diretamente à radiação solar (SILVA et al., 1995).

Esses sistemas requerem elevado custo de implantação e grande volume de produto, restringindo o uso desta tecnologia a pequenos e médios produtores. Assim, faz-se necessário o desenvolvimento de sistemas de pequeno porte, uma vez que a disponibilidade de energia para a secagem constitui uma preocupação, devido à escassez dos recursos naturais e, conseqüentemente, à alta de preços deles. As fornalhas que vêm sendo utilizadas na secagem de produtos agrícolas permitem apenas uma opção para aquecimento do ar, cuja preferência se dá pelo aquecimento indireto, por possibilitar a secagem com melhor qualidade, podendo ser usado na secagem de café em casca ou descascado. Entretanto, quando em casca, esta forma de aquecimento é ineficiente (LOPES, 2001).

2.2. Combustíveis

Combustíveis são substâncias ricas em carbono e hidrogênio que, sob condições adequadas de temperatura e pressão, são capazes de, na presença de oxigênio, sofrer reações químicas, ocorrendo liberação de energia sob as formas de luz e calor. Os combustíveis caracterizam-se por suas propriedades físico-químicas e são encontrados nas formas natural ou artificial.

Segundo LORA (1997), os combustíveis gerados a partir da biomassa podem ser classificados em sólidos, líquidos e gasosos, compreendendo, assim, dois grupos:

natural ou derivado. Os combustíveis sólidos são produtos primários; os combustíveis líquidos são resíduos líquidos oriundos das conversões anaeróbicas de compostos orgânicos pela ação de microrganismos. A pirólise é a conversão da biomassa na ausência de oxigênio, sendo o processo de produção de combustíveis líquidos por meio da reação da biomassa triturada. Os combustíveis gasosos são provenientes de processos biológicos e de gaseificação.

Os combustíveis naturais têm como característica o fato de serem utilizados nas formas em que foram obtidos – por exemplo, gás natural, resíduos agrícolas e lenha. Os derivados são os que resultaram de algum processo de preparação, como carvão vegetal, coque e derivados do petróleo e do álcool. Os derivados de petróleo são esgotáveis e seus preços estão sujeitos às oscilações do mercado internacional.

2.2.1. Biomassa

A produção de energia com utilização de biomassa é uma fonte alternativa que se adapta às diversas regiões brasileiras.

Define-se biomassa como o conjunto de plantas terrestres ou aquáticas, seus resíduos, produtos ou subprodutos, assim como resíduos derivados das transformações destas, seja pelos animais que se alimentam delas ou por processos da indústria. A biomassa, em razão de seu potencial energético, constitui uma maneira alternativa para a produção de combustíveis.

Segundo LOPES et al. (2001), se os resíduos agrícolas provenientes de lavouras comerciais fossem utilizados como fonte de energia para a secagem, seriam mais do que suficientes para a secagem dos produtos que lhes deram origem.

PEREIRA NETO (1992) evidencia os enormes problemas causados pelo manejo inadequado de resíduos ao meio ambiente, que resulta em sérios prejuízos econômicos e sociais para o Brasil.

A utilização de fontes alternativas de energia, como a biomassa (como, por exemplo, resíduos de cana de açúcar, madeira, casca de arroz, etc.), surgem como uma oportunidade de particular importância para colaborar na oferta de energia. Trata-se de geração descentralizada e próxima aos pontos de carga, com equipamentos e combustível nacionais como resíduos de processos agrícolas; estas vantagens, aliadas aos benefícios ambientais, fazem com que a biomassa seja uma opção estratégica para o país, que só depende de políticas adequadas para ser viabilizada.

Andrade et al. (1996), citados por SILVA (2001), salientam que, para uma melhor utilização dos resíduos orgânicos para fins energéticos, é preciso pesquisar os seguintes aspectos:

- adaptar as fornalhas ao tipo de combustível existente. Já existem modelos de fornalhas à queima de resíduos pulverizados; e
- adaptar o combustível aos tipos de fornalha disponíveis.

Segundo CENBIO (2000), a produção anual de biomassa estimada é de 100 bilhões de toneladas de matéria seca.

A utilização da biomassa em câmaras de combustão deve satisfazer alguns requisitos básicos, especialmente o consumo mínimo de combustível, o baixo nível de emissão de poluentes atmosféricos e a comodidade de operação (BARROS et al., 2001).

Uma fornalha deve apresentar uma boa eficiência, exigindo, para isso, a queima completa do combustível, associada à máxima transferência de calor para o processo. É necessário dosar corretamente o ar de combustão, promover boa mistura desse ar com os gases ou vapores combustíveis, criar condições para a circulação turbulenta de gases, reduzir as perdas de calor para o ambiente e recuperar parte destas (BARROS et al., 2001).

2.2.2. Composição química

O conhecimento da composição elementar de um combustível é de grande interesse técnico, uma vez que, a partir dela, é possível estabelecer estequiometricamente os balanços materiais e de energia que ocorrem no processo de combustão.

A composição do combustível pode ser indicada por análise elementar e imediata. Na análise química elementar dos combustíveis sólidos são determinados os teores de carbono, hidrogênio, oxigênio, enxofre, nitrogênio e outros elementos. A análise química imediata compreende a determinação dos teores de umidade, matérias voláteis, carbono e resíduos fixos, conforme normas da ABNT-MB-15 (FUNDAÇÃO - CETEC, 1988).

2.2.2.1. Amostragem e preparação

A amostragem e a preparação das amostras para análises químicas e físicas foram feitas segundo a norma NBR 6923 da ABNT. A Figura 1 apresenta um esquema do procedimento utilizado nessa operação.

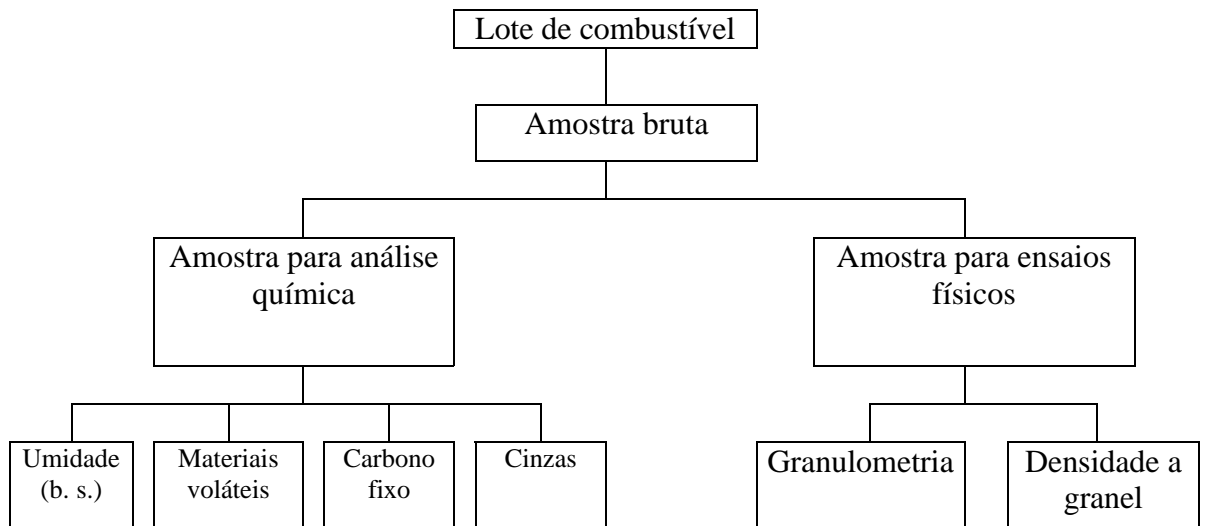


Figura 1 - Esquema de amostragem e separação de combustíveis sólidos.

2.2.3. Determinação da granulometria

Para a granulometria da palha de café e da moinha de carvão, foi utilizada a norma NBR 7402/82 da ABNT, que prevê a separação da amostra com dimensão nominal superior a 6,3 mm. O processo de análise granulométrica fornece resultados expressos em termos de porcentagem acumulada de combustível retido em seis peneiras de diferentes malhas. Na aplicação desta norma, utilizam-se as normas complementares da ABNT: NBR 5734 – Especificação de peneiras de diferentes malhas e NBR 6923 – Procedimento para amostragem e preparação da amostra de carvão vegetal.

O tamanho médio das partículas é calculado a partir da análise granulométrica, através da equação 1.

$$T_m = [B(a - c) + C(b - d) + \dots + L(k - m) + 100] 0,005 \quad (1)$$

em que

- T_m - tamanho médio das partículas, mm;
- B, C, D, ...K, L - massa retida acumulada, %; e
- a,b,c,d,...k,l,m - abertura das malhas, mm, em ordem decrescente.

2.2.4. Determinação da massa específica a granel

A massa específica a granel foi determinada conforme a metodologia descrita a seguir: utilizou-se na determinação da densidade a granel uma caixa de 0,61 x 0,61 x 0,61 m de dimensões internas, segundo a norma NBR 6922/81 da ABNT. Foram determinadas as massas da caixa vazia e cheia de combustível; a densidade a granel (D) foi calculada por meio da equação 2:

$$D = \frac{M_2 - M_1}{V} \quad (2)$$

em que

- D - densidade a granel, kg m^{-3} ;
- M_1 - massa da caixa vazia, kg;
- M_2 - massa da caixa cheia, kg; e
- V - volume da caixa, m^3 (0,216 m^3).

2.2.5. Determinação da composição química imediata

Segundo Lelles e Silva (1994), citados por SILVA (1998), a determinação da composição química imediata baseia-se nas normas ASTM D – 17642-64 “Chemical Analysis of Wood Charcoal”.

Na análise química imediata, deve-se determinar a umidade dos combustíveis. Para isso, é necessária uma amostra representativa do lote com granulometria inferior a 19,1 mm, conforme as recomendações da norma NBR – 6923 ABNT. Coloca-se uma mostra de 500 g em estufa a 103 ± 2 °C durante 24 horas, o teor de umidade, em base seca, é calculado de acordo com a equação 3:

$$U_{bs} = \frac{P_1 - P_2}{P_2} 100 \quad (3)$$

em que

- U_{bs} - umidade na base seca, %;
- P_1 - massa da amostra úmida, g (500g); e
- P_2 - massa da amostra seca, g.

Utilizaram-se duas repetições para análise química imediata.

Para determinação do teor de matérias voláteis dos combustíveis (MV), separou-se e reduziu-se a pó uma porção do combustível com granulometria inferior a 19,1 mm, foi seca e passada na peneira de malha 35 U. S. Tyler (0,420 mm); o material que ficou retido na peneira de malha 60 U. S. Tyler (0,250 mm) foi analisado. Colocou-se 1 g do material seco em um cadinho tampado, e este foi levado à mufla, à temperatura de 900 ± 10 °C, durante 7 minutos. Após esfriar o cadinho em dessecador, este foi pesado. O teor de voláteis foi calculado por meio da equação 4:

$$MV = \frac{P_2 - P_3}{P_2} \quad (4)$$

em que

- MV - teor de voláteis dos combustíveis, %;
- P_2 - massa inicial do cadinho com amostra, g; e
- P_3 - massa final do cadinho com amostra, g.

O teor de cinzas dos combustíveis foi determinado separando-se 1 g de cada combustível, previamente amostrado segundo a norma da ABNT: NBR 6923, isento de umidade e de granulometria inferior a 0,21 mm e superior a 0,15 mm. Esta amostra foi colocada em um cadinho sem tampa na mufla, a 700 ± 10 °C, por um período de seis a oito horas, até a completa queima. Retirou-se a amostra da estufa e, após esta entrar em equilíbrio com o ar ambiente, determinou-se sua massa. O cálculo foi feito por meio da equação 5:

$$CZ = \left(\frac{P_4}{P_2} \right) 100 \quad (5)$$

em que

CZ - teor de cinzas na palha, %;

P₂ - massa do resíduo, g; e

P₄ - massa da amostra seca, g.

O teor de carbono fixo (CF) foi calculado através da equação 6:

$$CF = 100 - (CZ + MV) \quad (6)$$

em que

CF - teor de carbono fixo, %.

2.2.6. Determinação do poder calorífico

Dentre as características dos combustíveis, a mais importante é o poder calorífico, que é a quantidade de energia, em forma de calor, liberada na combustão completa de uma unidade em massa, ou em volume, de determinado combustível e não depende das condições em que é queimado, visto que se considera a sua combustão completa. Geralmente é dividido em superior e inferior (SILVA, 2001; ANDRADE et al., 1985).

Quando na determinação 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); quando 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 o produto resultante da combustão do hidrogênio permanece em estado de vapor, na prática adota-se, nos cálculos, o poder calorífico inferior (J. Ócon, 1967, citado por LOPES, 2002; LORA et al., 1997; LIMA, 1974).

O poder calorífico superior é determinado por bomba calorimétrica, levando em conta o calor da condensação do vapor d'água dos produtos da combustão, podendo ser estimado analiticamente a partir da composição elementar do combustível na base seca

e da reação dos elementos combustíveis com oxigênio, utilizando-se a fórmula de Dulong (equação 7), citado por LOPES (2002).

$$PCS = 33.774 C + 141.744 \left(H_2 - \frac{O_2}{8} \right) + 9.238 S \quad (7)$$

em que

- PCS - poder calorífico superior, kJ kg⁻¹ de combustível seco;
- C - fração de carbono do combustível, kg de carbono kg⁻¹ de combustível seco;
- H₂ - fração de hidrogênio do combustível, kg de hidrogênio kg⁻¹ de combustível seco;
- S - fração de enxofre do combustível, kg de enxofre kg⁻¹ de combustível seco; e
- O₂ - fração de oxigênio do combustível, kg de oxigênio kg⁻¹ de combustível seco.

O poder calorífico inferior é calculado a partir de equações empíricas, não considerando o calor de condensação do vapor da água formado pelos produtos da combustão; os gases da combustão deixam os equipamentos de utilização do calor em temperatura superior à de ebulição da água e, com isso, o calor total de vaporização da água formada não é utilizado. Este precisa ser deduzido a partir do poder calorífico superior, resultando então no poder calorífico inferior, que, normalmente, é usado na prática. O poder calorífico inferior é também chamado de poder calorífico líquido ou prático.

O PCI é determinado analiticamente a partir da equação 7 (LOPES, 2002; BAZZO, 1995; CHANDRA e PAYNE, 1986), subtraindo desta a entalpia de vaporização da água, devido ao vapor d'água formado na reação do hidrogênio com oxigênio

$$PCI = PCS - 2.440 (9 H_2) \quad (8)$$

em que

- PCI - poder calorífico inferior, kJ kg^{-1} de combustível seco;
- 2.440 - entalpia de vaporização da água, kJ kg^{-1} de água na temperatura de referência de 25°C ; e
- 9H_2 - 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 determinação da eficiência térmica com base no consumo de combustível úmido, o poder calorífico inferior calculado pela expressão anterior deve ser corrigido para a composição elementar na base úmida, considerando ainda a umidade presente no combustível, de acordo com a equação 9 (LOPES, 2002; CAMARGO, 1990):

$$\text{PCI}_{\text{bu}} = \text{PCS} (1 - U_{\text{bu}}) - 2.440 [9 \text{H}_2 (1 - U_{\text{bu}}) + U_{\text{bu}}] \quad (9)$$

em que

- PCI_{bu} - 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. Esse 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 (J. Ócon, 1967, citado por LOPES, 2002; CAMARGO, 1990). Como a combustão processa-se em elevada temperatura, é importante conhecer o comportamento das cinzas para evitar os inconvenientes mencionados.

Para determinar o poder calorífico superior, foram retiradas quatro amostras de cada combustível, segundo a norma ASTM D-2015-66, as quais foram moídas, passadas nas peneiras 40/60 U.S. Tyler e levadas à estufa a 100°C por duas horas. Colocou-se 0,5g desse material no cadinho e, usando a bomba calorimétrica do Laboratório de Painéis de Energia do Departamento de Engenharia Florestal, determinou-se o poder calorífico superior pela equação 10:

$$PCS = \frac{C \Delta T (C_1 + C_2)}{m_i} \quad (10)$$

em que

- PCS - poder calorífico superior, kcal kg⁻¹;
- C - constante do calorímetro (= 2461,98);
- ΔT - temperatura final (t_f) – temperatura inicial (t_i), °C;
- C₁ - correção em calorias para cada centímetro de fio queimado (2,3 cal cm⁻¹);
- C₂ - correção em calorias para titulação em ácido nítrico, cal (1cal=4,186J); e
- m_i - massa inicial, kg.

O poder calorífico inferior (PCI) foi estimado conforme a equação 11, citada por GOMES et al. (1985):

$$PCI = PCS - \frac{2508 (U_b - 9 H)}{1 + U_b} \quad (11)$$

em que

- U_b - umidade do combustível, decimal b. s.; e
- H - fração de hidrogênio no combustível, kg de H₂ kg⁻¹ de combustível.

2.2.7. Determinação da umidade

Foram retiradas, aleatoriamente, cinco amostras do total dos combustíveis, das quais foram determinadas as umidades, utilizando a norma ASTM D4442. As amostras dos combustíveis utilizados em cada teste foram colocadas em estufa durante 24 horas, a uma temperatura de 105°C/63°C, até atingir peso constante (SIMPSON, 1999). O resultado foi estimado pela equação 12:

$$U_b = \frac{m_i - m_f}{m_f} \quad (12)$$

em que

m_i - massa inicial da amostra, kg; e

m_f - massa final da amostra, kg.

2.3. Combustão

Denomina-se combustão o conjunto de reações químicas exotérmicas nas quais os elementos combustíveis se combinam com o oxigênio, liberando energia quando o combustível atinge a temperatura de ignição. A temperatura de ignição pode ser definida como aquela na qual o calor gerado na reação é maior que o calor perdido para o ambiente, mantendo, assim, a combustão (SILVA, 2001; ANDRADE et al., 1985).

A temperatura de ignição depende da temperatura ambiente e do comburente, ou seja, faltando um destes componentes, não haverá chama.

Por ser a combustão um fenômeno de superfície, o combustível sólido deve ser mantido suspenso por determinado tempo, enquanto o comburente circula por toda a sua superfície até extinguir todos os constituintes oxidáveis, deixando apenas um resíduo - a cinza.

Durante a combustão ocorrem reações químicas entre os constituintes do combustível - constituído essencialmente por carbono, hidrogênio e enxofre, - e o oxigênio, segundo as reações apresentadas no Quadro 1 (LOPES, 2002; LIMA, 1974):

Quadro 1 – Principais reações químicas envolvidas na oxidação dos elementos combustíveis C, H e S e entalpia padrão de reação

Reagentes		Produtos da reação	Entalpia padrão da reação
C + O ₂	⇌	CO ₂	ΔH = - 33.613 kJ kg ⁻¹
C + ½ O ₂	⇌	CO	ΔH = - 10.004 kJ kg ⁻¹
CO + ½ O ₂	⇌	CO ₂	ΔH = - 23.609 kJ kg ⁻¹
2 H ₂ + O ₂	⇌	2 H ₂ O Líquida	ΔH = - 143.000 kJ kg ⁻¹
S + O ₂	⇌	SO ₂	ΔH = - 9.259 kJ kg ⁻¹

Fonte: LOPES (2002).

As equações nas quais aparecem monóxido de carbono nos produtos são ditas incompletas e trazem prejuízos quanto ao aproveitamento energético do combustível e às demais reações de combustão completas.

Quando o carbono entra em combustão com formação de CO, deixa de liberar 23.609 kJ kg⁻¹ de carbono presente no combustível, o que equivale aproximadamente a 70% de seu efeito térmico.

Na maioria dos processos de combustão, em vez de utilizar o oxigênio puro, emprega-se o oxigênio fornecido pelo ar atmosférico, que é constituído também de nitrogênio, argônio e outros gases. Durante a combustão, o nitrogênio e o argônio permanecem inertes, isto é, não participam de nenhuma reação química, mas, ao final do processo, eles terão a mesma temperatura dos produtos da combustão (VAN WYLEN e SONNTAG, 1993).

2.3.1. Comburente e ar teórico

Comburente é toda substância capaz de fornecer oxigênio necessário para que se processe uma reação de combustão.

Dá-se o nome de “ar teórico” de combustão à quantidade suficiente para a queima completa de carbono, hidrogênio, enxofre e outros elementos presentes no combustível, sendo calculado com base na análise elementar do combustível.

Segundo SILVA (2001), o cálculo do ar teórico permite selecionar os ventiladores, projetar os condutores de ar e determinar o coeficiente de transferência convectiva entre os gases e as superfícies.

A massa de ar teórico, considerando o combustível isento de umidade, é constituída por carbono, hidrogênio, oxigênio e enxofre, sendo calculada pela equação 13 (LOPES, 2002; PERA, 1990):

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

em que

$m_{\text{ar}}^{\text{ts}}$ - massa teórica de oxigênio, em kg kg⁻¹ de combustível seco.

Na prática, o combustível apresenta certo teor de umidade, sendo comum expressar o consumo de oxigênio e de ar comburente por quilograma de combustível úmido. Para esse propósito, deve-se utilizar a equação 14 (LOPES, 2002; CAMARGO, 1990):

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

em que

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

Por ser abundante e rico em oxigênio, o ar atmosférico é o principal comburente nos processos de combustão. O oxigênio entra na composição gravimétrica do ar atmosférico na proporção de 23%, permitindo que a massa mínima do ar seco necessário à combustão seja estimada pela equação 15 (LOPES, 2002):

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

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

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

em que

$m_{\text{ar seco}}^{\text{ts}}$ - 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 pela equação 17:

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

em que

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

Na composição do ar comburente existe vapor d'água; o consumo de ar teórico úmido por unidade de combustível úmido deve ser calculado pela equação 18:

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

em que

- $m_{\text{ar úmido}}^{\text{tu}}$ - massa teórica de ar úmido, kg kg⁻¹ de combustível úmido; e
- W - razão de umidade do ar úmido, kg de vapor kg⁻¹ de ar seco.

A combustão completa requer, na realidade, uma quantidade maior de ar que a teoricamente requerida. Portanto, tecnicamente, torna-se impossível assegurar uma combustão completa apenas com o suprimento do ar teoricamente necessário (LOPES, 2002; PERA, 1999).

2.3.2. Coeficiente de excesso de ar

Na prática, o suprimento de ar teórico é insuficiente para promover a combustão completa, devido à dificuldade técnica em obter uma mistura ar-combustível perfeitamente homogênea; é necessário um excesso de ar na combustão para assegurar uma oxidação completa. A razão entre a massa de ar utilizada e a massa de ar estequiométrico é conhecida como coeficiente de excesso de ar, definido pela equação 19 (LOPES, 2002; BAZZO, 1995; CAMARGO et al., 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 essa 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.

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 20:

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

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 21 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 22 permite o cálculo desse coeficiente com base nesses parâmetros.

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

em que

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

2.3.3. Excesso de ar

A quantidade de excesso de ar é variável em função de diversos fatores, como: tipo de combustível, seu estado de divisão, sistema de injeção de ar, tempo de contato ar-combustível e temperatura a ser atingida na fornalha. O ar é fornecido de duas formas:

- como ar primário, entrando na fornalha com o combustível, ou, nos casos de combustível sólido queimado em grelhas, através do próprio leito do combustível;
- e
- como ar secundário, admitido para completar a combustão e proporcionar uma mistura turbulenta.

As fornalhas modernas devem possuir dispositivos que controlam os níveis de excesso de ar na câmara de combustão, para que, segundo Vann EE e Claar, citados por SAGLIETTI (1991) e LOPES (2002), não provoque:

- retardamento da reação de combustão;
- 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 do teórico necessário deve ser evitada, pois propicia a combustão incompleta; uma parte do carbono se une ao oxigênio formando monóxido de carbono (CO) e não o dióxido de carbono (CO₂), levando ao aparecimento de carbono livre em suspensão nos gases de combustão, ao aumento das perdas associadas aos gases de escape na chaminé, a prejuízos para o meio ambiente e perdas apreciáveis de combustível.

Utiliza-se algumas vezes o índice de excesso de ar (e), que representa o ar excedente administrado à fornalha, determinado pela equação 23:

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

em que

e - excesso de ar, decimal.

Segundo SILVA (2001), para combustíveis sólidos, o índice de excesso de ar deve ser entre 30 e 60%; para os líquidos, de 10 a 30%; e, para os gasosos, de 5 a 20%, calculados a partir da composição química do combustível.

2.4. Fornalhas

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

As fornalhas destinadas à queima de combustíveis sólidos não-pulverizados possuem os seguintes componentes:

1. Depósito de combustíveis: algumas fornalhas apresentam um depósito de combustível para a alimentação da grelha na câmara de combustão, no caso de utilização de combustíveis particulados, como cavaco de madeira, carvão em fragmentos, palha de café, pellet de bagaço de cana, etc.

2. Câmara de combustão: espaço destinado ao processo de combustão propriamente dito. Em seu interior, todos os compostos combustíveis devem ser completamente oxidados.

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

4. Cinzeiro: espaço onde se depositam os resíduos da combustão, compostos por cinzas e material incombusto (cinzas).

5. Entradas de ar: aberturas destinadas ao carregamento de combustível e à passagem do ar comburente para o interior da fornalha, devendo ser localizadas de tal forma que facilite a mistura comburente - combustível.

6. Saídas de gases: aberturas destinadas à exaustão dos gases da combustão e à retirada de cinzas e demais resíduos.

De acordo com VLASSOV (2001), para a queima de combustíveis sólidos finos o melhor processo é o de suspensão, pois esse método permite aumentar, praticamente sem limites, a potência unitária de uma instalação. As partículas finas dos combustíveis facilmente arrastam-se pelo ar e pelos gases. A combustão ocorre na câmara de combustão em um tempo muito curto, e o tempo de permanência do combustível na câmara é muito pequeno. Sabe-se que os combustíveis sólidos queimam-se a partir da superfície. Assim, para elevar a potência da fornalha, uma das alternativas é aumentar a área da superfície do combustível em contato com o ar.

O sistema para queima em suspensão consiste em introduzir o combustível convenientemente preparado (pulverizado) na fornalha, através de um processo pneumático de alimentação na sua parte lateral superior, em condições de se queimar todo ou quase todo em suspensão, em movimento turbilhonar. Esse sistema é indicado quando o combustível está disponível na forma de matéria pulverizada, como a serragem de indústrias de processamento de madeira; de outra forma, a preparação do combustível se torna muito cara (VLASSOV, 2001).

Nas fornalhas utilizadas em secadores de produtos agrícolas, a transferência de calor dos gases da combustão para o ar de secagem pode ser promovida direta ou indiretamente. Nas fornalhas com sistema de aquecimento direto do ar de secagem aproveita-se melhor a energia fornecida pelo combustível, porém a utilização direta dos gases da combustão poderá contaminar o produto a ser seco. A contaminação pode ser física, pelas partículas de cinzas e material não-queimado, exigindo o uso de dispositivo para reter as partículas suspensas no ar e apagar possíveis fagulhas, e/ou química, pela fumaça, que pode conter produtos como alcatrão e outros subprodutos da combustão incompleta, o que vem a depreciar a qualidade do produto. Esses fatores estão condicionados ao tipo de combustível utilizado e à qualidade da combustão.

Apesar dos problemas resultantes da secagem utilizando fornalha com sistema de aquecimento direto, muitos agricultores têm empregado tais equipamentos na secagem de seus produtos. Estas fornalhas podem ser de fluxo descendente ou ascendente. Na fornalha de fluxo de ar ascendente o ar aquecido carrega maiores quantidades de partículas e compostos fenólicos. Nas fornalhas de fluxo descendente os gases de combustão são forçados a passar pela zona incandescente, onde ocorre a queima das partículas e do alcatrão na zona de oxidação, gerando gases de combustão mais limpos, havendo, como consequência, menos contaminação do produto (SILVA, 1988).

Nas fornalhas com sistema de aquecimento indireto, os gases da combustão são utilizados como fluido de aquecimento em um trocador de calor utilizado para aumentar a temperatura do ar de secagem e, então, descarregados na atmosfera. Este sistema, embora evite a contaminação do ar de secagem, está sujeito a perdas energéticas consideráveis.

Uma maneira de contornar o aumento de dióxido de carbono (CO_2) na atmosfera é a utilização de fontes renováveis que não provoquem o aumento deste gás na atmosfera. A emissão de CO_2 seria equilibrada pela absorção deste gás pelas plantas durante sua formação, dando resultado líquido nulo (BANDEIRA, 1996; SILVA, 1997).

2.4.1. Dimensionamento de fornalhas

2.4.1.1. Considerações iniciais

Uma fornalha bem projetada deve apresentar dimensões mínimas, porém suficientes para uma combustão eficiente e com um mínimo de excesso de ar. Segundo Bazzo, citado por LOPES (2002), volumes pequenos podem implicar combustão parcial, com presença de material ainda combustível nos gases que deixam a fornalha (incombustos). Por outro lado, volumes grandes, por representarem maior superfície de irradiação, podem implicar menor temperatura na câmara de combustão, podendo dificultar o processo de ignição das partículas do combustível.

Uma fornalha, deve ser projetada com base nos 3 T's da combustão: temperatura, turbulência e tempo, de maneira a propiciar uma mistura ar-combustível homogênea na dosagem ideal e no tempo correto, a fim de permitir o aquecimento do combustível até sua ignição auto-sustentável e combustão completa deste. Como são utilizadas, na maioria das vezes, por pequenos e médios agricultores, impõem-se como condição projetos de fornalhas simples, compactas, de fácil construção, operação e manutenção, construída por materiais de baixo custo, a fim de torná-la acessível.

Segundo LOPES (2002), no projeto de uma fornalha os parâmetros de maior relevância 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, dos dispositivos 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 o 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 destes em tempo suficiente para que o combustível queime (DINIZ, 1981). Segundo Diniz, citado por LOPES (2002), a velocidade de propagação dos gases formados varia entre 0,2 e 1,0 m s⁻¹.

Segundo Andrade, citado por MELO et al. (1991), a câmara de combustão e a grelha de uma fornalha podem ser dimensionadas com base nos valores do consumo de combustível, da taxa de liberação de calor e da taxa de combustão de outra fornalha com as mesmas características técnicas. O consumo pode ser expresso pela massa de combustível gasta por unidade de tempo de funcionamento da fornalha, ou pela massa de combustível necessária para fornecer uma unidade de energia disponível na saída da fornalha (consumo específico).

Em relação à forma das câmaras de combustão, não existem restrições, desde que assegure a queima eficiente do combustível e o fluxo regular dos gases. O importante é propiciar a 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 seja maior do que o calor perdido para o ambiente, permitindo que a combustão prossiga (LOPES, 2002).

Por melhor que seja o projeto de uma fornalha, ela 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 superdimensionada e, em outro, subdimensionada. Essa 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 a alimentação contínua constitui um dos requisitos para a melhoria do desempenho destas fornalhas.

De acordo com PERA (1990), o projeto de uma fornalha deve ser concebido de modo a atender os seguintes requisitos:

- permitir alimentação contínua e uniforme do combustível;
- possuir aberturas reguláveis para a 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 a retirada contínua dos produtos da combustão.

2.4.1.2. Parâmetros para o cálculo do volume da câmara de combustão

Segundo Andrade, citado por LOPES (2002), o volume da câmara de combustão é um dos requisitos de maior importância dentro do projeto de fornalhas aplicadas à secagem de produtos agrícolas, uma vez que toda a energia proveniente da combustão

deve ser incorporada aos gases num 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 a energia liberada e o 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 (equação 24):

$$K = \frac{q}{V_{cc}} \quad (24)$$

em que

- K - carga térmica volumétrica, kW m⁻³
- q - energia liberada do combustível, kW; e
- V_{cc} - volume da câmara de combustão, m³.

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 bastantes variáveis. A literatura apresenta vários valores para a carga térmica volumétrica, mas não identifica casos individuais. Este parâmetro não pode ser calculado por meio teórico; ele tem sido determinado com base em estudos de caso sobre instalações existentes. Conforme Andrade, citado por LOPES (2002), as fornalhas comuns são dimensionadas para uma taxa de liberação de energia entre 116 e 581 kW m⁻³. 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.

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, rupturas dentro da fornalha, etc.

2.4.1.3. Parâmetros para o cálculo da grelha

A taxa de combustão representa a massa de combustível queimado por unidade de área de grelha, por unidade de tempo, é o parâmetro de projeto para o dimensionamento de grelhas. Segundo ANDRADE (1982), a taxa de combustão (N_c) varia entre 30 e 40 $\text{kg h}^{-1} \text{m}^{-2}$; 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, esta se situa entre 150 e 300 $\text{kg h}^{-1} \text{m}^{-2}$; e SILVA (1998), analisando uma fornalha a carvão vegetal de fogo direto, obteve uma taxa de combustão de 54,5 $\text{kg h}^{-1} \text{m}^{-2}$.

A taxa de combustão (N_c) pode ser calculada pela equação 25:

$$N_c = \frac{\dot{m}_{cb}}{S_t} \quad (25)$$

em que

- \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, do tipo de combustível e da tiragem dos gases de combustão. Sua determinação é feita experimentalmente ou conhecida de instalações existentes. Nunber, citado por LOPES (2003), propõe o dimensionamento da grelha com base no consumo de ar necessário à combustão de 1,0 kg de combustível, considerando o escoamento do ar com certa velocidade (v) pelos interstícios da grelha, segundo a equação 26:

$$S_l = \frac{\dot{m}_{cb} V_{ar}^t}{v \cdot 3600} \quad (26)$$

em que

- S_l - superfície livre da grelha, seção total de todos os espaços entre as barras que compõem a grelha, m^2 ; e
- V_{ar}^t - volume teórico de ar necessário à queima de 1 kg de combustível, m^3 .

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 a seguir na qual m varia de 1/4 a 1/2 para carvão e 1/7 a 1/5 para madeira.

$$m = \frac{S_l}{S_t} \quad (27)$$

A tensão térmica da grelha 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 2.100 kW m⁻², dependendo das características do combustível e da construção da fornalha (LORA e HAPP, 1997). VLASSOV (2001) cita valores entre 1.100 e 1.600 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 28 (LOPES, 2003; LORA e HAPP, 1997):

$$Q_A = \frac{m_{cb} \text{ PCI}}{S_t} \quad (28)$$

em que

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

2.4.2. Eficiência térmica

Hall, citado por LACERDA FILHO (1998), definiu três expressões para a eficiência de energia nos processos de secagem: eficiência de combustível, eficiência térmica e eficiência de secagem. A eficiência do combustível é definida como a razão entre a energia utilizada na evaporação da água e a energia fornecida ao sistema pelo combustível. A energia total corresponde à soma de energia para aquecer o ar, operar o secador, resfriar e movimentar o produto a partir de determinadas condições iniciais. A eficiência térmica é a razão entre o calor utilizado na secagem e o calor fornecido, relacionando-se apenas o processo térmico. A eficiência de secagem está relacionada à

quantidade de energia em quilojoules por quilogramas de água evaporados durante o processo de secagem

SAGLIETTI (1991) estudou o balanço energético de uma fornalha a lenha, com sistema de aquecimento indireto, obtendo valor médio de 28% para a eficiência energética; o melhor rendimento operacional foi obtido com maior abertura de tubos do trocador de calor. Quanto maior o número de tubos abertos, maior o tempo de permanência do ar junto à fornalha, aumentando a troca de calor.

VALARELLI (1991) projetou uma fornalha para queima de palha de café, com grelha inclinada e um trocador de calor de duplo tubo aletado, obtendo uma eficiência térmica de 54%. A fornalha operou com uma vazão de $1,08 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$, aquecendo o ar ambiente em 23 a 92°C , sendo consumidos 36 kg h^{-1} de combustível.

OLIVEIRA (1996) determinou a eficiência energética para uma fornalha de aquecimento indireto, utilizando água e óleo de soja como fluidos circulantes no trocador de calor. Com a água em circulação no trocador de calor, utilizando vazões de ar e de combustível iguais a $1,07 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ e $14,4 \text{ kg h}^{-1}$, obteve-se eficiência média de 30%; para o óleo de soja as vazões foram de $1,09 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ e $15,84 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$, respectivamente, sendo a eficiência média de 49%.

Morey e Thimsen, citados por SILVA (1998) e SAGLIETTI (1991), afirmam que, para determinados produtos, como o café e cacau, é indispensável o uso de trocadores de calor, para evitar a contaminação dos produtos pelos gases de exaustão; observa-se, entretanto, que o uso deles implica baixa eficiência térmica do sistema de secagem, o que vem a aumentar o custo final desses produtos.

Gomes, citado por LOPES (2002), afirma que, no estudo de fornalhas para secagem de produtos agrícolas, a energia química contida no combustível é transformada em energia térmica para o aquecimento do ar de secagem. Obviamente nem toda energia contida no combustível é aproveitada para esse fim, devido às perdas inerentes do sistema. A avaliação de uma fornalha quanto à eficiência dessa 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. Com base nessa definição, a eficiência térmica de uma fornalha (ϵ) pode ser expressa pela equação 29:

$$\varepsilon = \frac{\dot{q}_u}{\dot{q}_f} \cdot 100 \quad (29)$$

em que

- \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} .

Esta equação pode ser escrita da seguinte forma:

$$\varepsilon = 1 - \frac{\dot{q}_p}{\dot{q}_f} \quad (30)$$

em que

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

As perdas de energia computada pelo \dot{q}_p são atribuídas principalmente, segundo LOPES (2002), CAMARGO (1990), ASHRAE (1981) e 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 H_2 ;
- transferência de calor por condução, convecção e radiação para o exterior da fornalha; e
- entalpia associada aos gases da combustão na saída de chaminé.

Deve ser considerado que a temperatura dos reagentes na entrada da fornalha é igual à temperatura do ar ambiente (T_{ar}), que a temperatura dos produtos é igual à temperatura dos gases de combustão (T_{gc}), que todo o hidrogênio presente no combustível foi oxidado e que todo o carbono reagiu para formar CO_2 .

Segundo Sukup et al., citados por LOPES (2002), a quantidade dos gases de combustão, representada na maior parte por CO₂, não altera significativamente a entalpia específica do ar ao se misturarem, o que pode ser comprovado, conforme Gomide e Sousa, citados por MELO (1987) e LOPES (2002), 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 à 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 combustíveis com baixo teor de cinzas, $z < 1\%$ (LOPES, 2002; CAMARGO, 1990). Dessa forma, a energia útil na saída da fornalha pode ser determinada pela equação 31:

$$\dot{q}_u = \dot{m}_{\text{gases combustão}} c_{p \text{ ar}} (T_g - T_{\text{ar}}) \quad (31)$$

em que

- \dot{m}_{gc} - vazão mássica real dos gases resultantes da combustão, kg s⁻¹; e
- $c_{p \text{ ar}}$ - calor específico médio do ar a pressão constante entre a temperatura dos gases e a do ambiente, kJ kg⁻¹ °C⁻¹.

LOPES (2002) afirma que uma análise exata da eficiência térmica de fornalhas requer a utilização dos princípios da termodinâmica e da transferência de calor e massa, os quais requerem conhecimentos dos mecanismos que regem as reações químicas de combustão, composição elementar e imediata do combustível, composição dos gases de combustão, propriedades físicas dos reagentes e dos produtos da combustão nas suas fases sólidas e gasosas, fluxo de gases e de energia no sistema, temperatura dos gases, propriedades dos materiais utilizados e outros parâmetros nem sempre disponíveis na prática. Além desses aspectos, na maioria dos casos, é difícil quantificar com precisão todos os fluxos de energia perdidos 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 aos 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 à determinação da eficiência do processo (BAZZO, 1995; PERA, 1990).

2.4.3. Balanço de massa e de energia

2.4.3.1. Balanço de massa

A Figura 2 mostra os fluxos de massa e de energia entrando e saindo de um volume de controle (VC) aplicado a uma fornalha a combustíveis sólidos particulado finos, utilizados no aquecimento indireto do ar de secagem.

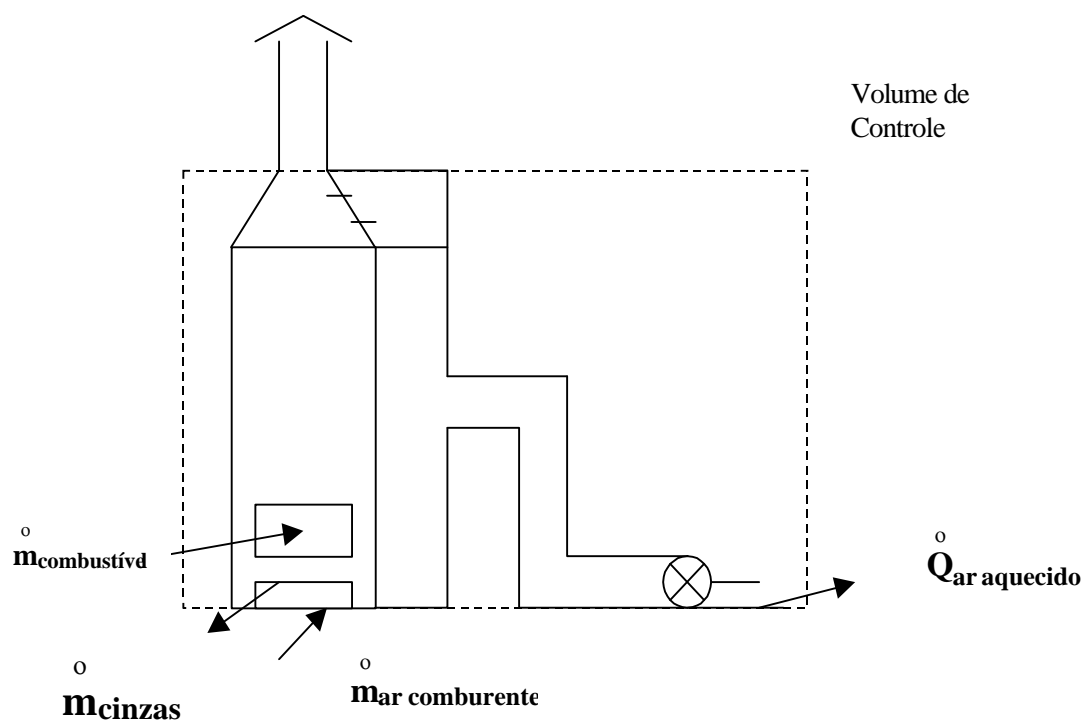


Figura 2 – Volume de controle aplicado ao sistema.

Do Princípio da Conservação da massa aplicada ao volume de controle determinado, pode-se escrever que:

$$\frac{dm_{v.c.}}{dt} + \sum \dot{m}_s - \sum \dot{m}_e = 0 \quad (32)$$

em que

- $\sum \dot{m}_s$ - vazão mássica instantânea dentro do volume de controle (V.C.) na unidade de tempo, kg h^{-1} ;
- $\sum \dot{m}_e$ - vazão mássica instantânea que entra no volume de controle (V.C.) pela superfície de controle, kg h^{-1} ; e
- $\frac{dm_{vc}}{dt}$ - vazão instantânea de massa que entra no V.C. através da superfície, kg h^{-1} .

Por ser, na prática, um sistema em que existem várias áreas na superfície de controle através das quais ocorre o fluxo de massa de reagentes e produtos da combustão e admitindo que a fornalha esteja operando em regime permanente, obtêm-se novas equações:

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = 0 \quad (33)$$

$$\sum \dot{m}_s = \sum \dot{m}_e \quad (34)$$

$$\sum \dot{m}_s = \dot{m}_{gc} + \dot{m}_c + \dot{m}_{ar \text{ quente}} \quad (35)$$

$$\sum \dot{m}_e = \dot{m}_{ar} + \dot{m}_{cb} \quad (36)$$

em que

- \dot{m}_{ar} - vazão mássica de ar que entra no volume de controle, kg h^{-1} ;
- \dot{m}_{cb} - vazão mássica de combustível que entra no volume de controle, kg h^{-1}
- $\dot{m}_{ar \text{ quente}}$ - vazão mássica de ar quente que sai do volume de controle, kg h^{-1} ;
- \dot{m}_g - vazão mássica de gases que sai do volume de controle, kg s^{-1} ; e

\dot{m}_c - vazão mássica de cinzas que sai do volume de controle, kg s^{-1} .

A vazão mássica de ar pode ser estimada por meio da seguinte relação:

$$\dot{m}_{\text{ar}} = \rho V A \quad (37)$$

em que

- ρ - massa específica do ar, kg m^{-3} ;
- V - velocidade do ar na seção, m h^{-1} ; e
- A - área através da qual se dá o escoamento, m^2 .

2.4.3.2. Balanço de Energia

A primeira lei da termodinâmica afirma que a taxa de transferência de calor para o volume de controle, mais a taxa de energia que entra neste 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, 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, 1993):

$$\dot{Q}_{\text{vc}} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + Z_e g \right) = \frac{dE_{\text{vc}}}{dt} + \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + Z_s g \right) + \dot{W}_{\text{vc}} \quad (38)$$

em que

- \dot{Q}_{vc} - taxa de transferência de calor entre a fornalha e sua vizinhança, kJ h^{-1} ;
- h_e - entalpia do ar na entrada da fornalha, kJ kg^{-1} ;
- h_s - entalpia do ar na saída da fornalha, kJ kg^{-1} ;
- V_e - velocidade do ar na entrada da fornalha, m s^{-1} ;
- V_s - velocidade do ar na saída da fornalha, m s^{-1} ;
- Z_e e Z_s - termos relativos à energia de posição, m;

- $\frac{dE_{vc}}{dt}$ - variação da energia dentro do volume de controle, kJ s^{-1} ;
 g - aceleração da gravidade. m s^{-2} ; e
 \dot{W}_{vc} - trabalho líquido realizado por dispositivos eletro-mecânicos acoplados à fornalha, kJ s^{-1} .

Camargo, citado por LOPES (2002), não leva em consideração a energia consumida por equipamentos como ventiladores, bomba de circulação de fluidos, etc. no cálculo da eficiência de fornalhas, por entender que se trata de “entrada de energia” no sistema. Segundo esse autor, o que se deve evidenciar é a eficiência da fornalha na conversão da energia do combustível em energia térmica.

Durante a operação de uma fornalha em regime permanente, algumas hipóteses devem ser levadas em consideração:

- O estado da massa em cada área discreta de escoamento da superfície de controle não varia com o tempo, e as taxas nas quais o calor e o trabalho cruzam a superfície de controle permanecem constantes. Assim:

$$\frac{dm_{vc.}}{dt} = 0 \quad \text{e} \quad \frac{dE_{vc.}}{dt} = 0$$

Dessa forma, a equação do primeiro princípio de termodinâmica se em:

$$\dot{Q}_{vc} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} \right) = \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} \right) \quad (39)$$

- A velocidade das cinzas e do combustível na entrada e na saída, respectivamente, do volume de controle, num intervalo de tempo em que $dt \rightarrow 0$, pode ser desprezada; no sistema entre os demais fluxos de massa que atravessam o volume de controle, a equação da primeira lei da termodinâmica se reduz à equação 40 ou 41.

$$\dot{Q}_{vc} = \sum \dot{m}_s h_s - \sum \dot{m}_e h_e \quad (40)$$

ou

$$\dot{Q}_{vc} = \dot{H}_2 - \dot{H}_1 \quad (41)$$

em que

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

\dot{H}_2 - entalpia dos reagentes na saída da fornalha, kJ s^{-1} .

A entalpia de reação ΔH , é calculada pela equação 42:

$$\Delta \dot{H} = \dot{H}_2 - \dot{H}_1 = \sum_{\text{prod.}} \dot{m} \bar{c}_p (T_2 - T_{\text{ref}}) - \left[\sum_{\text{reag.}} \dot{m} \bar{c}_p (T_1 - T_{\text{ref}}) - \dot{m}_{cb} \Delta H_r^{\circ} \right] \quad (42)$$

em que

\dot{m} - vazão mássica dos elementos reagentes e dos produtos, kg 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 ;

ΔH_r° - entalpia-padrão de reação, kJ kg^{-1} ; e

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

A energia útil que será realmente aproveitada pelo sistema representa a energia disponível nos gases de combustão, que será considerada neste trabalho como a energia fornecida à fornalha, aquela referente ao poder calorífico inferior do combustível, ou seja, a disponibilizada na câmara de combustão. Assim, tem-se que $\dot{q}_f = \dot{q}_d$, e a equação 28 pode ser escrita como a equação 43:

$$\varepsilon = \frac{\dot{q}_u}{\dot{q}_d} 100 \quad (43)$$

Segundo Bazzo e Pera, citados por LOPES (2002), 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. No entanto, se considerar que na fornalha apresentada 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. Dessa forma, tem-se que:

$$\dot{q}_d = \dot{m}_{cb} \text{ PCI} \quad (44)$$

em que

\dot{q}_d - energia disponível na câmara de combustão, kW.

Assim, a equação 29 pode ser escrita conforme a equação 45, para o cálculo simplificado da eficiência térmica:

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_{ar} \left(h_s + \frac{V_s}{2000} - h_e \right)}{\dot{m}_{cb} \text{ PCI} + \dot{W}_{vc}} \quad (45)$$

Para um sistema de aquecimento indireto de ar para secagem, no que se refere aos balanços de energia e massa, devem ser consideradas apenas as propriedades iniciais e finais do sistema relativo aos fluxos de massas e de energia na entrada e na saída do sistema, ou seja, do ar frio antes de entrar no sistema e do ar aquecido depois de deixar o sistema.

Considerando que a eficiência térmica é a razão entre a energia entregue pelo sistema (contida no ar de secagem) e a necessária para o sistema aquecer o ar (proveniente do combustível), e desprezando o acréscimo de energia pelos dispositivos eletromecânicos, a eficiência térmica global do sistema pode ser determinada pela equação 46:

$$\eta = 60 \frac{\rho_{ar} Q_{ar} c_{p ar} (T_s - T_{ar amb})}{\dot{m}_{cb} \text{ PCI}} \quad (46)$$

em que

- ρ_{ar} - massa específica do ar ambiente, kg m^{-3} ;
- Q_{ar} - vazão de ar aquecido, $\text{m}^3 \text{min}^{-1}$;
- $c_{p \text{ ar}}$ - calor específico médio do ar, $\text{kJ (kg } ^\circ\text{C)}^{-1}$;
- T_s - temperatura do ar de secagem, $^\circ\text{C}$; e
- $T_{\text{ar amb}}$ - temperatura do ar ambiente, $^\circ\text{C}$.

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 e da vazão de ar de secagem, obtendo eficiência de 95% para vazão de ar de $2,14 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$, na temperatura de 50°C , e consumo de $2,78 \text{ kg h}^{-1}$ de carvão.

3. MATERIAL E MÉTODOS

3.1. Local

O trabalho foi realizado no Laboratório de Energias Alternativas Prof. Juarez Sousa e Silva, do Departamento de Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa, situada no município de Viçosa, Minas Gerais.

3.2. Fornalha a biomassa para aquecimento direto/indireto do ar de secagem

Foi projetada, construída e avaliada uma fornalha de aquecimento direto com opção para aquecimento indireto, utilizando combustíveis particulados.

3.2.1. Construção da fornalha experimental

A fornalha foi construída por etapas, sendo constituída de: base; cinzeiro; grelhas plana e inclinada; câmara de combustão, em chapa metálica; depósito de combustível; rosca sem fim; ventilador centrífugo; e chaminé.

A primeira etapa constituiu-se da construção da câmara de combustão destinada à queima de combustível propriamente dita. Ela foi confeccionada em forma circular, utilizando para isso duas chapas de aço nº 12, nas dimensões de 2 x 1 x 0,012 m, ficando a câmara com um diâmetro de 0,64 m e altura de 2 m.

Visando obter maior permanência e contato dos gases de combustão, a partir do primeiro metro de altura, foram fixadas três aletas, na forma de meia circunferência, a cada 0,50 m (Figura 3).



(a)



(b)

Figura 3 - Detalhes do posicionamento das aletas na câmara de combustão (a e b).

Foi feito um cone para acoplar a câmara de combustão (diâmetro de 0,64 m) à chaminé, (diâmetro de 0,30 m) (Figura 4).



Figura 4 - Cone de conexão da câmara de combustão à chaminé.

A chaminé foi construída com chapa metálica de aço nº 20, com dimensões de 2 x 1 x 0,002 m, com 0,32 m de diâmetro e 1,20 m de altura (Figura 5). A 0,22 m do início da chaminé foi colocado um regulador para a tiragem.



Figura 5 - Chaminé.

A base da fornalha experimental foi construída com tijolos de barro, com dimensões de 0,20 x 0,10 x 0,05 m, na forma circular, com diâmetro de 1,32 m como mostrado na Figura 6.

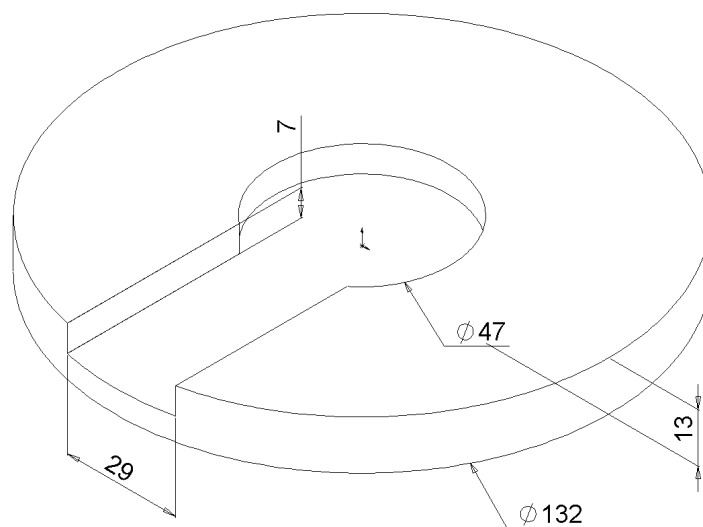


Figura 6 - Dimensões da base da fornalha.

A partir da base construiu-se o cinzeiro, com diâmetro de 0,47 m e altura de 0,25 m, destinado ao recebimento das cinzas provenientes da combustão dos combustíveis utilizados. Por gravidade, as cinzas são depositadas no cinzeiro (Figura 7).



Figura 7 - Construção do cinzeiro.

Para o recolhimento das cinzas provenientes da combustão foi feita uma abertura com dimensões de 0,40 x 0,20 m (Figura 8).



(a)



(b)

Figura 8 - Abertura para limpeza do cinzeiro (a). Cinzas se depositando no cinzeiro (b).

Construiu-se meia parede de tijolo com diâmetro igual ao do cinzeiro (0,47 m), fazendo-se um cinturão com diâmetro interno de 0,50 m e externo de 0,60 m. O cinturão

foi preenchido com areia, objetivando a saída de gases da câmara de combustão para o ambiente externo da câmara (Figura 9).



Figura 9 – Construção do cinturão de areia (a). Vista superior do cinturão (b).

Na Figura 10 são mostradas as dimensões da base do cinturão.

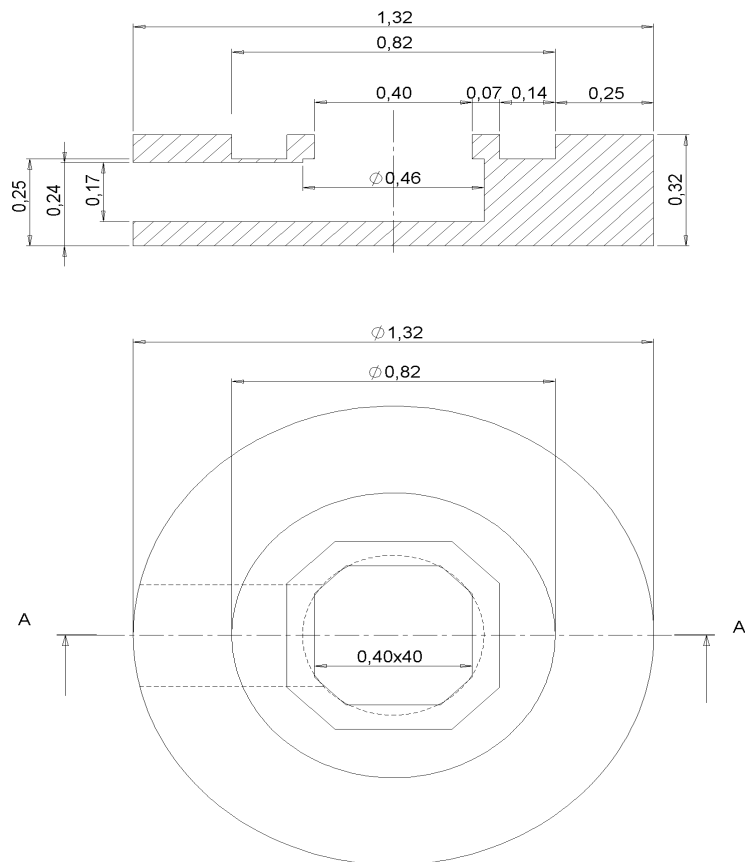


Figura 10 - Dimensões da base do cinturão.

A grelha plana, com dimensões de 0,40 x 0,40 m, foi colocada na câmara interna, em cujas frestas passam as cinzas que se depositam no cinzeiro (Figura 11-a). Sobre a grelha plana foi colocada uma grelha inclinada de 45°, onde o combustível particulado é lançado e desliza até à chama piloto, ocorrendo, nesse percurso, a sua combustão (Figura 11-b). Na Figura 12 são mostradas as dimensões das grelhas plana e inclinada.



Figura 11 - Posicionamento das grelhas: (a) grelha plana; (b) grelha inclinada.

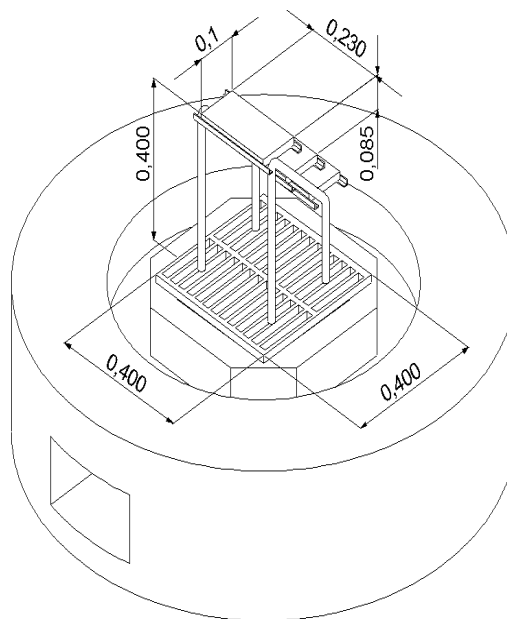


Figura 12 - Dimensões das grelhas plana e inclinada.

Foi erguida uma parede, deixando um vão de 0,12 m entre a câmara de combustão e a parede externa da fornalha de forma que o ar frio que entrasse por tubos fixados na lateral direita da fornalha pudesse escoar sobre a superfície aquecida da câmara de combustão, se aquecendo por trocas térmicas, e sair pela lateral esquerda da fornalha, onde pode ser direcionado para o secador (Figura 13).



Figura 13 - Construção da parede externa da fornalha.

A entrada de ar frio foi feita pela lateral esquerda da fornalha, utilizando-se sete tubos de PVC com diâmetro de 0,10 m (Figura 14).



Figura 14 - Entrada de ar frio pela lateral esquerda da fornalha.

O ar aquecido foi direcionado para uma caixa feita de alvenaria, na qual, no fundo, foi feita uma porta para se fazer a limpeza (Figura 15).



Figura 15 - Detalhe da saída de ar quente do trocador de calor para a caixa coletora de ar.

A caixa coletora de ar aquecido foi ligada a um ventilador centrífugo de pás retas (num total de oito), com vazão de $40 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$, por meio de um tubo de aço de 0,25 m de diâmetro, isolado com lã de vidro e protegido com folha de papel laminado, de forma a reduzir perdas de calor (Figura 16). O ventilador foi acoplado ao eixo de um motor elétrico trifásico, marca WEG, com potência nominal de 3,73 kW (5 cv) e 1.750 rpm, com rendimento nominal e fator de potência a plena carga de 84,6% e 0,83, respectivamente, que succionava e direcionava o ar aquecido para o secador (Figura 17).



Figura 16 - Tubulação isolada com lã de vidro e folha de papel laminado para condução do ar aquecido.



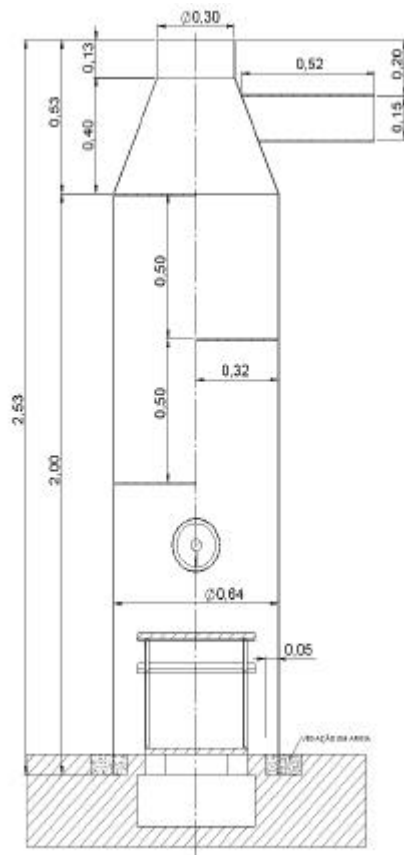
Figura 17 - Ventilador.

No início da chaminé colocou-se um duto com diâmetro de 0,20 m, com saída para a caixa de ar aquecido, de forma que pudesse aproveitar diretamente o ar proveniente da fornalha quando a queima fosse completa ou quando fosse utilizado qualquer outro combustível que não libere impurezas e gases que comprometam a qualidade dos grãos (Figura 18).



Figura 18 - Duto de ligação da câmara de combustão com a caixa coletora de ar aquecido.

Na Figura 19 são mostradas as dimensões da câmara de combustão e a fornalha pronta.



(a)



(b)

Figura 19 - Dimensões internas da câmara de combustão (a). Vista da fornalha (b).

A alimentação da fornalha é feita manualmente pela frente, por uma abertura com dimensões de 0,40 x 0,40 m, onde se coloca a lenha (Figura 20 - a); na parte de trás, adaptou-se um depósito para combustível particulado fino (Figura 20 - b).



(a)



(b)

Figura 20 - Alimentação da câmara de combustão: frontal(a); traseira(b).

Para se fazer o lançamento do combustível particulado fino, na câmara de combustão, foi utilizado um transportador helicoidal com diâmetro de 0,15 m, que foi acoplado ao reservatório, esta lançava o combustível na parte superior da grelha secundária. A esse helicóide acoplou-se um motor, cuja velocidade foi necessário reduzir, para que fornecesse combustível na quantidade adequada, visando obter boa queima (Figura 21).



(a)



(b)

Figura 21 - Vista frontal do reservatório de combustíveis particulados finos, transportador helicoidal e motor (a). Vista lateral do reservatório de combustíveis particulados finos, transportador helicoidal e motor (b).

Nas Figuras 22 e 23 são mostrados os cortes transversais da fornalha, do depósito de combustíveis particulados finos e transportador helicoidal, com as respectivas dimensões.

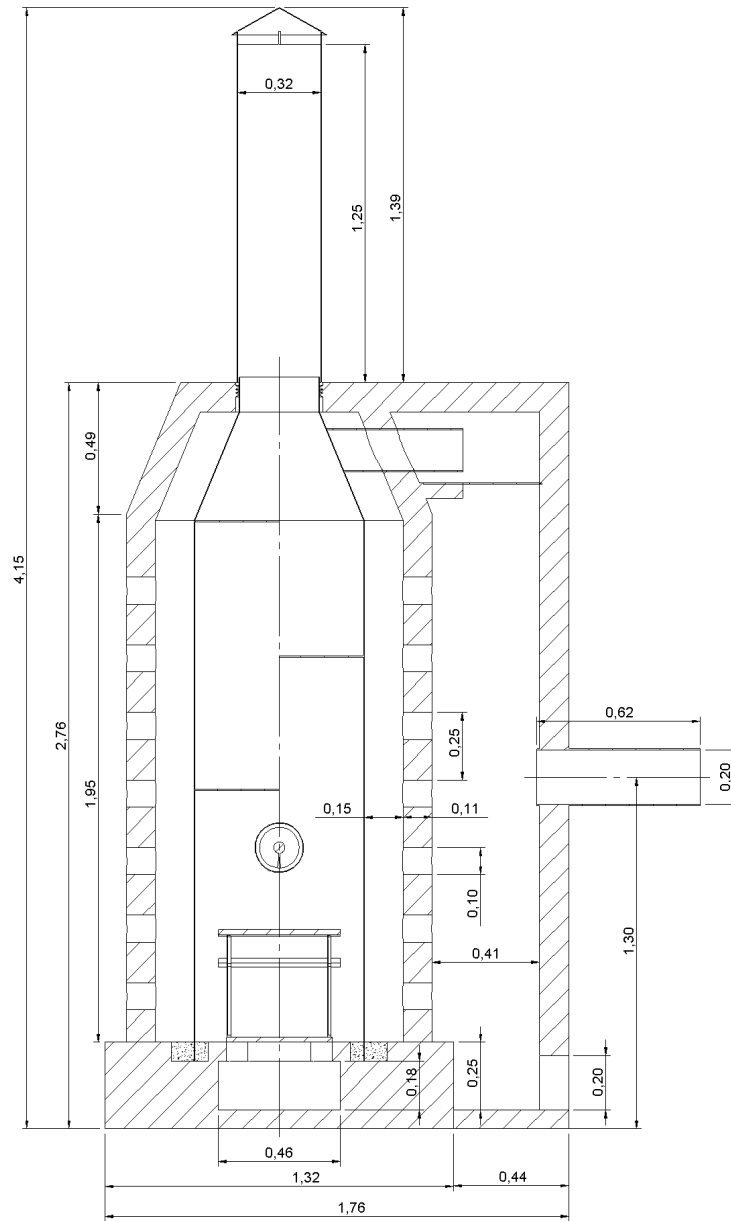


Figura 22 - Dimensões da fornalha.

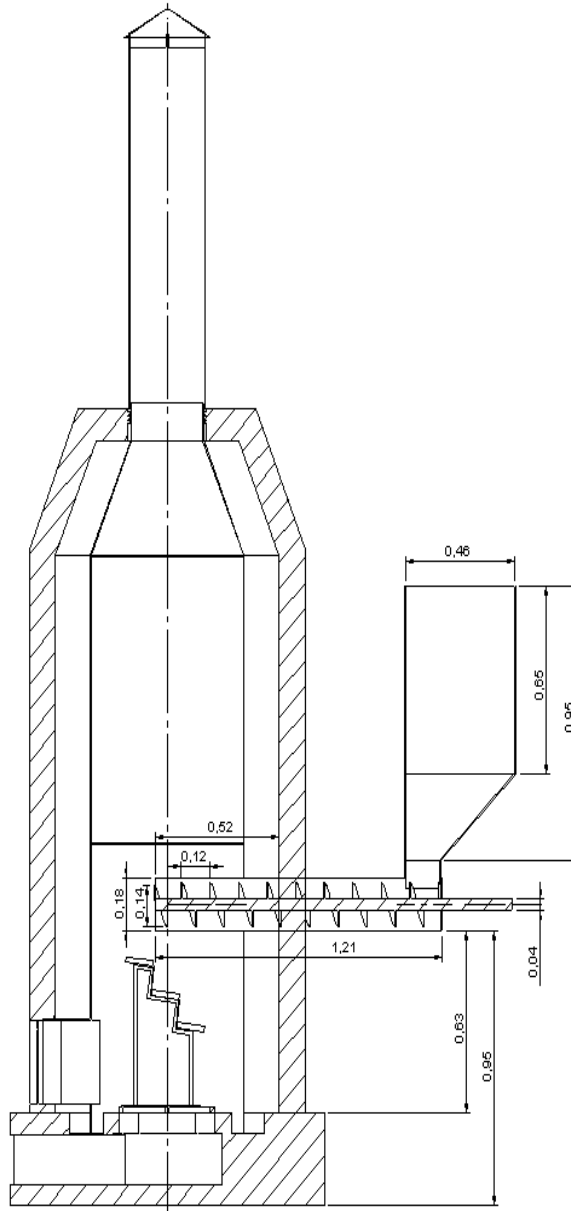


Figura 23 Dimensões do transportador helicoidal e depósito de combustível.

3.2.2. Instrumentação da fornalha

Na avaliação do desempenho de fornalhas, os parâmetros de maior importância que influenciam no desempenho da fornalha são: temperatura do ar ambiente, umidade relativa do ar ambiente, vazão de ar primário na câmara de combustão, temperatura na saída da fornalha, temperatura na saída do ventilador, vazão, temperaturas nas paredes internas e externas da fornalha, temperatura do leito de queima, temperatura dos gases no interior da fornalha e consumo de combustível. Essas informações são indispensáveis para o equacionamento dos balanços de massa e de energia e para a avaliação do desempenho de cada componente do sistema.

3.2.2.1. Medições de temperatura

As temperaturas foram medidas com sondas termométricas, escolhidas de acordo com a temperatura do local de medição e tolerância à atmosfera corrosiva. Utilizaram-se sondas de imersão em gases e sondas de superfície com pastilhas na junta quente de 3,0 mm de diâmetro, todas do tipo K.

Os sensores de superfície (ou de contato) foram utilizados para medir as temperaturas da parede da câmara de combustão da fornalha.

As temperaturas do ar ambiente e do ar aquecido, na saída da fornalha e na entrada do secador, foram medidas com sensor de imersão em gases.

A temperatura dos gases na saída da chaminé foi monitorada utilizando-se um sensor de imersão em gases do tipo K.

Os sensores de temperatura foram conectados a uma unidade de aquisição de dados, para registro das temperaturas em intervalos de 10 minutos, marca ICP DAS, modelo I-7018; os dados foram enviados a um microcomputador.

A umidade relativa do ar ambiente foi monitorada com um termoigrógrafo digital, modelo n.º 37951-00.

Nas Figuras 24 e 25 são mostrados os pontos de medições de temperatura.



(a)



(b)

Figura 24 - Pontos de medições das temperaturas: no interior da câmara de combustão e na superfície externa da parede da câmara de combustão (a); na saída da caixa coletora de ar aquecido (b).



(a)



(b)

Figura 25 - Pontos de medições das temperaturas: na saída do ventilador (a); no topo da chaminé (b).

3.2.2.2. Medição da velocidade do ar ambiente e da vazão do ar aquecido

Para medir a velocidade do ar comburente na entrada da câmara de combustão, utilizou-se um anemômetro digital de fio quente com precisão de leitura de $0,1 \text{ m s}^{-1}$.

Como o anemômetro digital somente registra velocidades inferiores a 20 m s^{-1} , não pôde ser utilizado para medir a velocidade do ar aquecido. Neste caso, utilizou-se um velômetro.

3.3. Dados relacionados ao combustível

Os combustíveis utilizados foram: palha de café, moinha de carvão vegetal de eucalipto e lenha de eucalipto. Para que fosse garantida a uniformidade quanto às características físicas e químicas dos combustíveis, todos foram provenientes do mesmo lote.

Para a caracterização do combustível foram determinados os teores de umidade, a percentagem de materiais voláteis, de cinzas, de carbono fixo, o poder calorífico e a massa específica.

3.3.1. Dados relacionados à lenha

Nos testes em que se utilizou lenha de eucalipto com comprimento médio de $42,2 \pm 6,4 \text{ cm}$, as peças, depois de rachadas no sentido longitudinal, apresentaram diâmetro médio de $5,5 \pm 1,1 \text{ cm}$. O teor de umidade da lenha foi medido em estufa, com temperatura de $105 \pm 2 \text{ }^\circ\text{C}$, 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 (4%), 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 por meio da equação 2, foi de $17.100,8 \text{ kJ kg}^{-1}$.

3.3.2. Dados relacionados à palha de café

- Massa específica a granel

A massa específica a granel da palha de café utilizada foi determinada conforme recomendações da norma NBR 6922/81 da ABNT, descrita no item 2.2.4. O valor encontrado foi de 150,67 kg m⁻³.

- Análise imediata

Os resultados médios da análise imediata, obtidos de acordo com o prescrito pela norma NBR 8112/83 da ABNT, são apresentados no Quadro 2.

Quadro 2 - Teor de água (U), materiais voláteis (MV), cinzas (CZ) e carbono fixo (CF) da palha de café

U	MV	CZ	CF
(b.s.)	(%)	(%)	(%)
0,167	77,72	5,44	16,83

- Poder calorífico superior

O poder calorífico superior do combustível (PCS), medido conforme recomendação da norma ASTM D-2015-66, em bomba calorimétrica adiabática, no Laboratório de Energia da Madeira/Departamento de Engenharia Florestal, foi de 16.115,82 kJ kg⁻¹. O poder calorífico inferior (PCI) da palha de café utilizada nos experimentos foi obtido por meio da equação 2, obtendo-se o valor de 15.491,16 kJ kg⁻¹.

3.3.3. Dados relacionados à moinha de carvão

- Massa específica a granel

A massa específica a granel da moinha de carvão utilizada foi determinada conforme recomendações da norma NBR 6922/81 da ABNT, descrita no item 2.2.4. O valor obtido foi de $325,88 \text{ kg m}^{-3}$

- Análise imediata

Os resultados médios da análise imediata, obtidos de acordo com o prescrito pela norma NBR 8112/83 da ABNT, são apresentados no Quadro 3.

Quadro 3 - Teor de água (U), materiais voláteis (MV), cinzas (CZ) e carbono fixo (CF) da moinha de carvão

U (b.s.)	MV (%)	CZ (%)	CF (%)
0,196	28,07	28,02	43,90

- Poder calorífico superior

O poder calorífico superior do combustível (PCS), medido conforme recomendação da norma ASTM D-2015-66, em bomba calorimétrica adiabática, no Laboratório de Energia da Madeira/Departamento de Engenharia Florestal, foi de $19.428,25 \text{ kJ kg}^{-1}$. O poder calorífico inferior (PCI) da moinha de carvão utilizada nos experimentos foi obtido por meio da equação 2, encontrando-se o valor de $16.251,15 \text{ kJ kg}^{-1}$.

3.4. Cálculo da eficiência térmica da fornalha

A eficiência térmica do sistema foi determinada com base na variação da entalpia do ar ambiente ao ser aquecido no sistema, em relação à energia térmica disponibilizada pelo combustível para o sistema promover o aquecimento daquele volume de ar. Para

esse propósito, considerando o balanço de massa apresentado na Figura 2, utilizou-se a equação 46, com as seguintes suposições:

- 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, citados por LOPES, 2002).

3.4.1. Desempenho da fornalha

A fornalha foi posta em funcionamento, para obtenção de dados sobre o seu desempenho. Os valores obtidos foram comparados com os da literatura.

Afim de que fosse estabelecido um regime regular de operação, atingindo a temperatura preestabelecida de secagem de 50°C, os testes foram realizados depois de um período de pré-aquecimento da fornalha de, aproximadamente, 20 minutos, em que se iniciava a coleta de dados.

Os testes tiveram duração média de três horas e foram conduzidos em diferentes horários e condições de tempo, uma vez que as variações ambientais dificultam a repetição dos ensaios.

A massa de combustível utilizado nos testes foi medida em balança digital, com sensibilidade de ± 50 g, e colocada no depósito de combustível vazio.

O consumo de energia elétrica do motor do mecanismo de tiragem forçada foi calculado a partir da medida da corrente elétrica, da tensão das fases de alimentação do motor e da curva característica do motor (WEG, 2003).

Os testes com opção de aquecimento direto do ar utilizaram as combinações lenha somente e lenha associada com moinha de carvão.

Nos testes com opção de aquecimento indireto do ar foram utilizados as combinações lenha somente e lenha associada com palha de café.

O suprimento de ar comburente foi feito por tiragem natural.

O desempenho da fornalha nos aquecimentos direto e indireto do ar foi estudado variando-se a temperatura do ar aquecido e o efeito das oscilações ambientais sobre o desempenho.

4 - RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1. Dados do projeto da fornalha

4.1.1. Cálculos para o ar de secagem

Para execução do projeto, foram feitas as considerações se seguem.

- **Vazão do ar de secagem**

Adotou-se para o projeto a vazão volumétrica de ar (\dot{V}_{ar}) de $0,67 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$, que foi baseada em testes preliminares realizados por SILVA (2002). SILVA et al. (1995) recomendam a taxa de 10 m^3 de ar min^{-1} por metro quadrado da massa de grão (área de chapa perfurada) a ser secado.

- **Varição da temperatura do ar**

A temperatura média do ar ambiente adotada foi de 20°C , considerando o período em que seriam realizados os testes, e a temperatura do ar de secagem igual a 50°C , como recomendado por SILVA et al. (1995) para secadores de camada fixa. Assim, para efeito de cálculo, o incremento médio da temperatura do ar foi de 30°C .

- **Massa específica média do ar**

Nas condições de temperatura e pressão em que a fornalha operou, para temperaturas próximas à do ambiente, o ar tem comportamento semelhante ao de um gás ideal com fator de compressibilidade (Z) igual a 1. Portanto, pôde-se utilizar a equação de estado dos gases perfeitos para a determinação da massa específica média do ar de secagem, que foi de $1,15 \text{ kg m}^{-3}$.

- **Calor específico médio do ar à pressão constante**

Considerando a média das temperaturas de entrada (20°C) e de saída (50°C) do sistema, o calor específico (c_p) do ar de secagem, considerando este como um gás perfeito, segundo VAN WYLEN e SONNTAG (1993), é igual a $1,007 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$.

- **Calor necessário para o aquecimento do ar**

A vazão mássica de ar foi estimada pela equação 38, e o valor obtido foi de $2.764,15 \text{ kg h}^{-1}$.

Estimou-se com esse dado a quantidade de energia necessária para aquecer o ar, obtendo-se o valor de $83,74 \text{ MJ h}^{-1}$.

- **Combustível necessário para o aquecimento do ar**

Considerando o poder calorífico inferior da palha de café igual a $15.434 \text{ kJ kg}^{-1}$, segundo análise feita no material utilizado no experimento, a vazão mássica de combustível (\dot{m}_c) necessária para fornecer a quantidade de calor necessário (\dot{Q}_{ar}) foi então, e o valor obtido foi de 18 kg h^{-1} .

- **4.1.2. Cálculos da câmara de combustão**

Para proceder ao dimensionamento da fornalha, foram calculados os seguintes parâmetros:

- **Volume da câmara de combustão**

O volume da câmara de combustão (V_c) foi calculado pela equação 15, sendo o valor obtido de $0,44 \text{ m}^3$.

- **Cálculo da energia liberada na câmara de combustão**

A energia liberada na câmara de combustão foi calculada pelo produto da carga térmica volumétrica e o volume da câmara de combustão, obtendo-se o valor de $77,53 \text{ kW}$.

- **4.1.3. Cálculo da grelha**

Considerando os seguintes dados: $N_c = 150 \text{ kg h}^{-1} \text{ m}^2$; $V = 0,8 \text{ m s}^{-1}$; $m = 1/7$. A área total encontrada foi de $0,1256 \text{ m}^2$.

A área livre da grelha foi determinada pela equação 27, em que o valor obtido foi de $0,018 \text{ m}^2$.

A vazão mássica de combustível foi determinada pela equação 25, e o valor obtido foi de 19 kg h^{-1} .

4.2. Desempenho da fornalha

4.2.1. Desempenho da fornalha com aquecimento direto do ar

4.2.1.1. Efeito da temperatura do ar ambiente sobre as temperaturas do ar, na saída da fornalha, e do ar aquecido

A resposta da fornalha à variação da quantidade de ar comburente admitida na câmara de combustão foi verificada analisando-se o comportamento das temperaturas dos gases na saída da fornalha e do ar aquecido na saída do ventilador. Os testes nos quais se utilizou a moimha de carvão juntamente com a lenha são mostrados nos Gráficos 1 e 2.

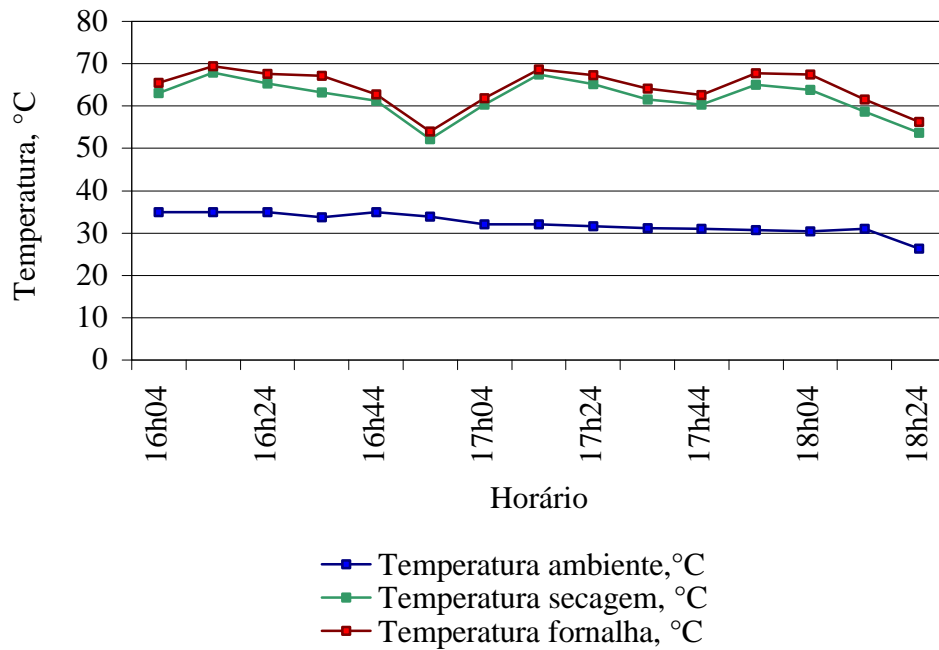


Gráfico 1 - Variação das temperaturas do ar, na saída da fornalha, aquecido e do ambiente, em função do tempo, utilizando moinha de carvão(primeiro teste).

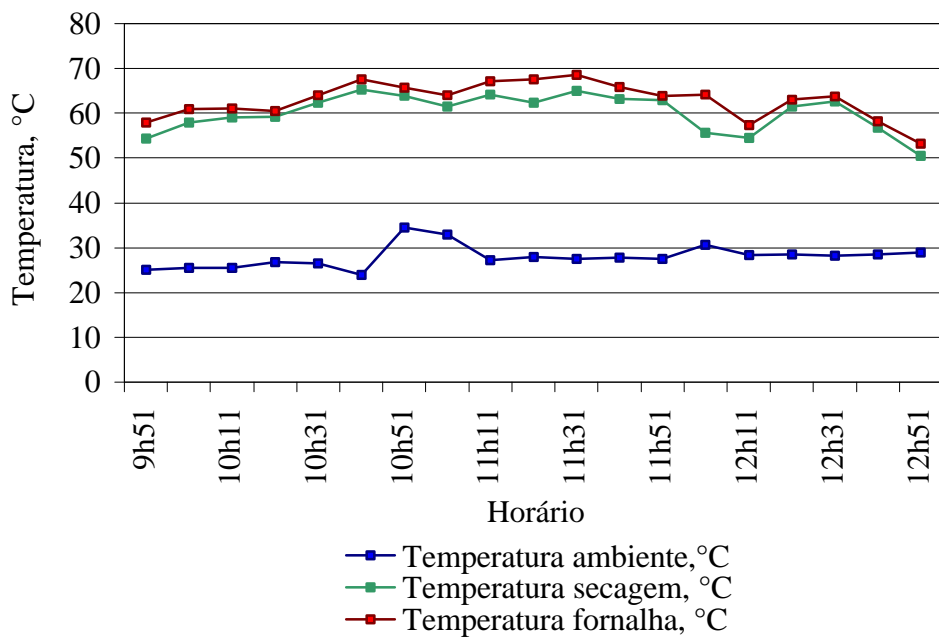


Gráfico 2 - Variação das temperaturas do ar, na saída da fornalha, aquecido e do ambiente, em função do tempo, utilizando moinha de carvão (segundo teste).

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 câmara de combustão. Por ser elevada a temperatura na superfície do combustível sólido, a velocidade das reações de combustão passa a ser determinada pela difusão de oxigênio na superfície da partícula, o que explica o aumento da cinética das reações à medida que se aumentou a velocidade de escoamento de ar comburente (oxigênio) na câmara de combustão nos instantes em que se reabastecia a câmara de combustão.

O aumento da turbulência no interior da câmara de combustão favoreceu o contato íntimo de 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 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 62,87 °C e 64,26 °C; a do ar de secagem (após o ventilador) foi de 60,13 °C e 61,94 °C, enquanto a temperatura média do ar ambiente foi de 28,02 °C e 32,24 °C, no primeiro e no segundo teste, respectivamente.

Como ocorreram oscilações no suprimento de lenha e moinha de carvão na câmara de combustão, esta se desenvolveu de forma descontínua e irregular, fazendo com que a taxa de liberação de energia não fosse constante. Nas fornalhas que utilizam lenha, em razão da 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 oscilações de temperatura na câmara de combustão e no ar de secagem.

No teste em que se utilizou somente lenha como combustível, observaram-se também oscilações nas temperaturas; esta característica foi observada em fornalhas que utilizam a lenha como combustível, já discutido anteriormente. A madeira, ao entrar em contato com o calor da fornalha, sofre um processo de secagem que ocorre de fora para dentro e que requer certo tempo, que é maior para os pedaços maiores. Esse processo se dá pela ação do calor transmitido por condução entre os pedaços de combustível e pela radiação emitida pelas paredes aquecidas e pela radiação emitida pelo combustível incandescente na célula de queima. Durante esse processo, a temperatura permanece baixa, devido à evaporação da água do combustível. Depois da secagem, a elevação de temperatura faz com que os materiais voláteis se desprendam e, ao se misturarem com o oxigênio do ar comburente, entrem em ignição. Por ser alto o teor de voláteis, é

produzida uma chama longa na combustão. 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, citados por LOPES, 2002).

No Gráfico 3, observa-se que as temperaturas variam em função da disponibilidade de combustível na câmara de combustão. Os pontos de temperaturas mínimas, relativos à curva de variação da temperatura, correspondem aos instantes em que se fez o reabastecimento de lenha na fornalha. Com a reposição do combustível na câmara de combustão, a temperatura se elevou rapidamente.

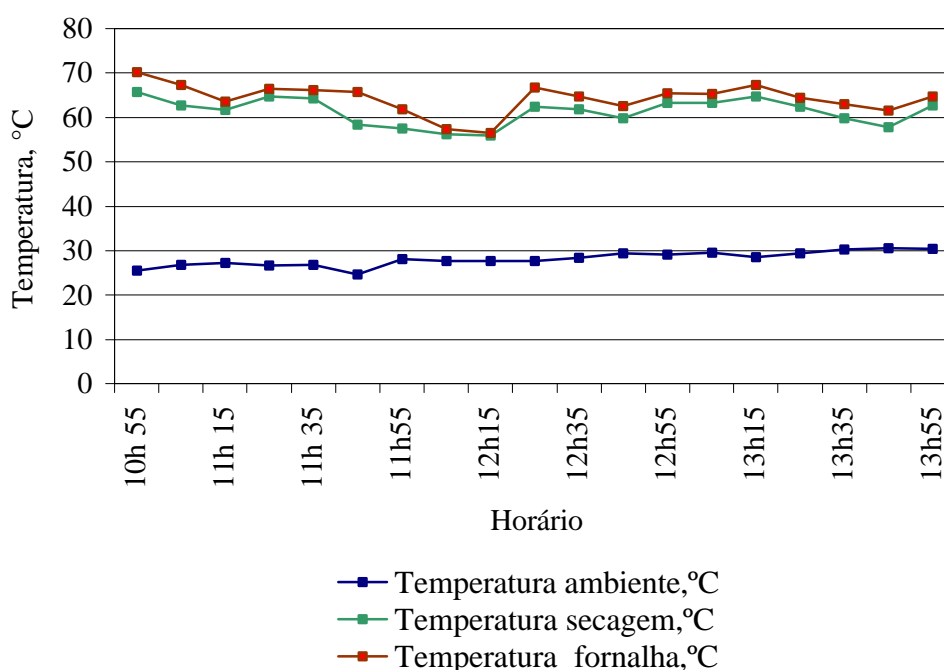


Gráfico 3 - Variação das temperaturas do ar, na saída da fornalha, aquecido e do ambiente, em função do tempo, utilizando lenha.

4.2.1.2. Variação do consumo de combustível em função da temperatura do ar aquecido (depois do ventilador)

Nos testes em que se utilizaram lenha e moinha de carvão o consumo de combustível, para a vazão de referência e temperatura média do ar de secagem de 62,47°C, foi de 10,33 kg h⁻¹ de moinha de carvão e 5,42 kg h⁻¹ de lenha; para temperatura de 61,94 °C, o consumo foi de 8,96 kg h⁻¹ de moinha de carvão e 5,14 kg h⁻¹

de palha de café (Gráfico 4). O baixo consumo de lenha se deve ao fato de esta ser utilizada somente para manter a chama.

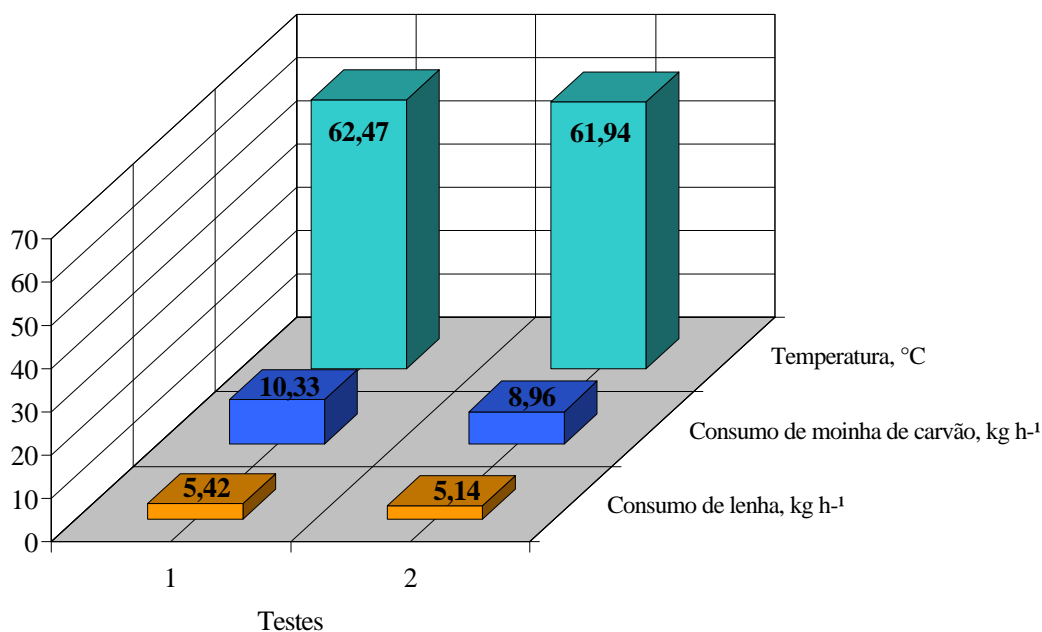


Gráfico 4 - Consumo de moinha de carvão e lenha em função da temperatura do ar aquecido.

Nos testes em que se utilizou somente lenha, o consumo para vazão de referência e a temperatura média do ar de secagem foram de 12 kg h⁻¹ de lenha e 61,34 °C, respectivamente.

Para uma vazão de referência, 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 ambiente.

A quantidade de energia para o aquecimento do ar depende do incremento de temperatura desejado e do volume de ar a ser aquecido.

O consumo de combustível foi considerado satisfatório. Shing et al. (1980), citados por SAGLIETTI (1991), utilizando casca de arroz como combustível em uma fornalha de fogo direto, constataram um consumo de 20 kg h⁻¹.

4.2.1.3. Avaliação do desempenho da fornalha sob diferentes temperaturas do ar aquecido (depois do ventilador)

A eficiência da fornalha variou em função do incremento de temperatura solicitado. Na vazão de referência e temperatura do ar de secagem de 62,47 °C, obteve-se eficiência de 80,73%. Determinou-se o desempenho da fornalha para a vazão de referência do ar aquecido na temperatura do ar de secagem de 61,49 °C, obtendo-se uma eficiência térmica de 77,43%, para os testes em que se utilizou-se a moinha de carvão juntamente com a lenha (Gráfico 5).

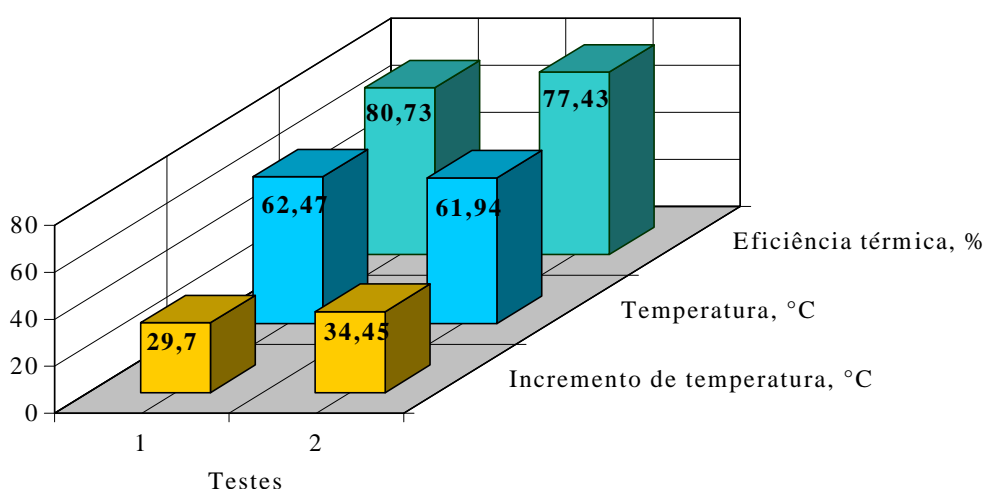


Gráfico 5 - Variação da eficiência térmica em função da temperatura do ar de secagem.

Para a vazão de referência e com a temperatura média do ar de secagem de 61,34°C, a eficiência térmica obtida foi de 86,51%, no teste em que se utilizou somente lenha.

A eficiência obtida foi considerada satisfatória segundo a literatura consultada. Shing et al. (1980), citados por SAGLIETTI (1991), utilizando casca de arroz como combustível (20 kg h⁻¹) em uma fornalha de fogo direto, obtiveram eficiência de 80%. LACERDA FILHO et al. (1980), relataram rendimentos de 81% para uma fornalha a lenha, de fogo direto.

4.2.2. Desempenho da fornalha no aquecimento indireto do ar

4.2.2.1. Efeito da temperatura do ar ambiente sobre as temperaturas do ar, na saída da fornalha, e do ar aquecido

A temperatura do ar comburente tem efeito sobre os mecanismos que regem a combustão. Observa-se nos Gráficos 6 e 7, relativos aos testes com lenha, a instabilidade das temperaturas (na saída da fornalha) e do ar de secagem (na saída do ventilador). Isso se deve à variação da taxa de liberação de energia na câmara de combustão. A temperatura do ar ambiente manteve-se em 25,46 °C e 27,74 °C; a do ar aquecido, em 58,21°C e 61,16 °C; e a do ar de secagem, em 53,19 °C e 61,16 °C.

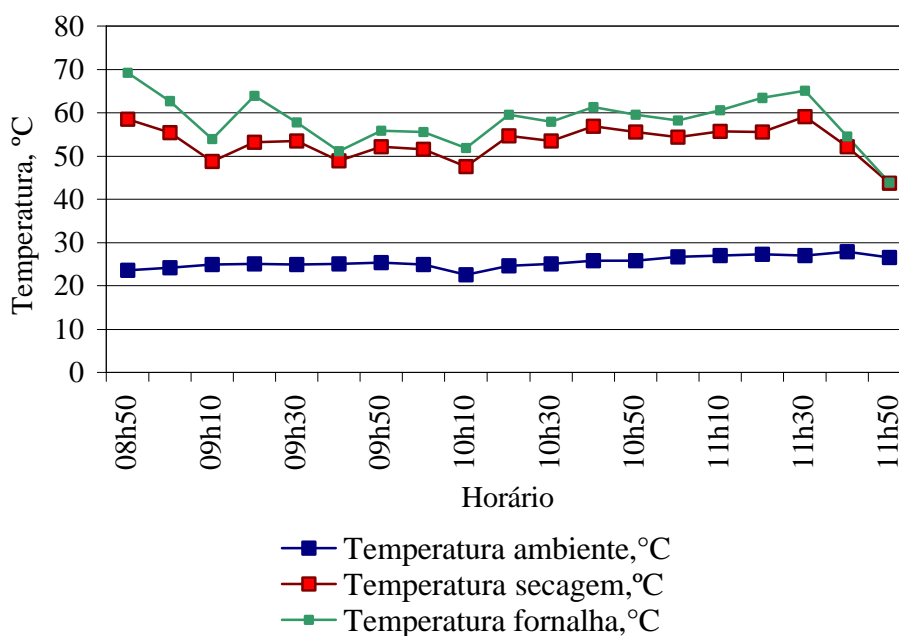


Gráfico 6 - Variação das temperaturas do ar, na saída da fornalha, do ar aquecido e do ar ambiente, em função do tempo, utilizando lenha (primeiro teste).

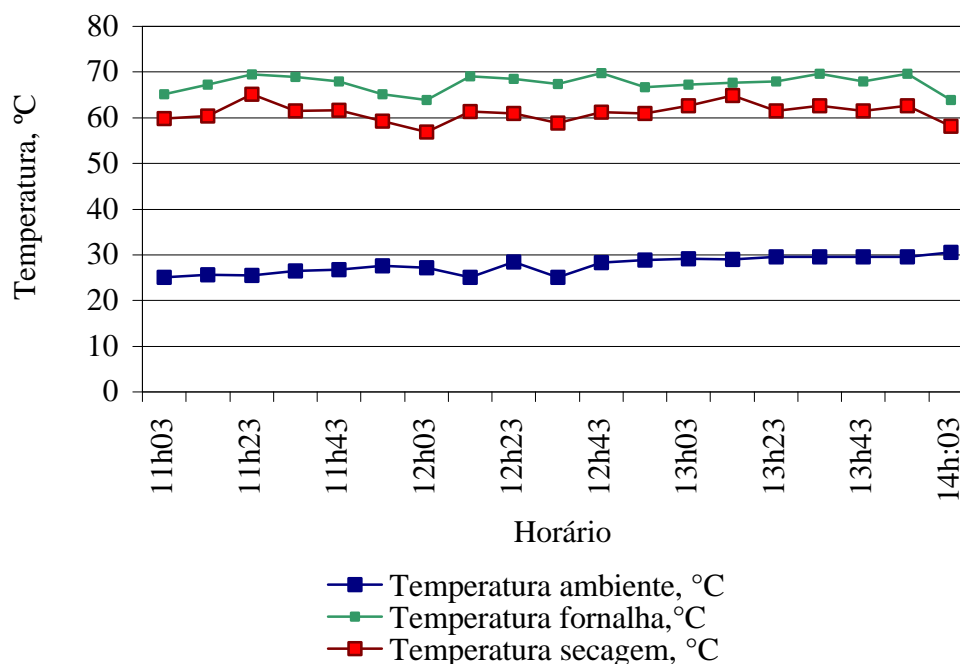


Gráfico 7 - Variação das temperaturas do ar, na saída da fornalha, do ar aquecido e do ar ambiente, em função do tempo utilizando lenha (segundo teste).

As quedas de temperatura do ar aquecido e do ar de secagem correspondem aos instantes em que se reabastecia a câmara de combustão. A partir desse momento, a temperatura diminuía e tornava a aumentar à medida que a combustão se processava, até atingir um valor máximo, para depois diminuir à medida que o consumo prosseguia.

No primeiro teste observa-se a variação mais brusca da temperatura, uma vez que no dia em que ele foi realizado estava ventando mais, propiciando o aumento da turbulência no interior da câmara de combustão, favorecendo assim o contato íntimo do comburente com o combustível, proporcionando melhores condições para o desenvolvimento das reações de combustão e, também, aumentando a admissão de ar comburente no interior da fornalha, ocorrendo mais picos de temperatura.

Essas oscilações são características das fornalhas que trabalham com lenha e implicam uma série de conseqüências, sendo a primeira a oscilação da temperatura do fluido de transferência de energia e a segunda a oscilação da temperatura do ar de secagem.

Os Gráficos 8 e 9 mostram as variações das temperaturas nos testes em que se utilizou a palha e a lenha juntamente.

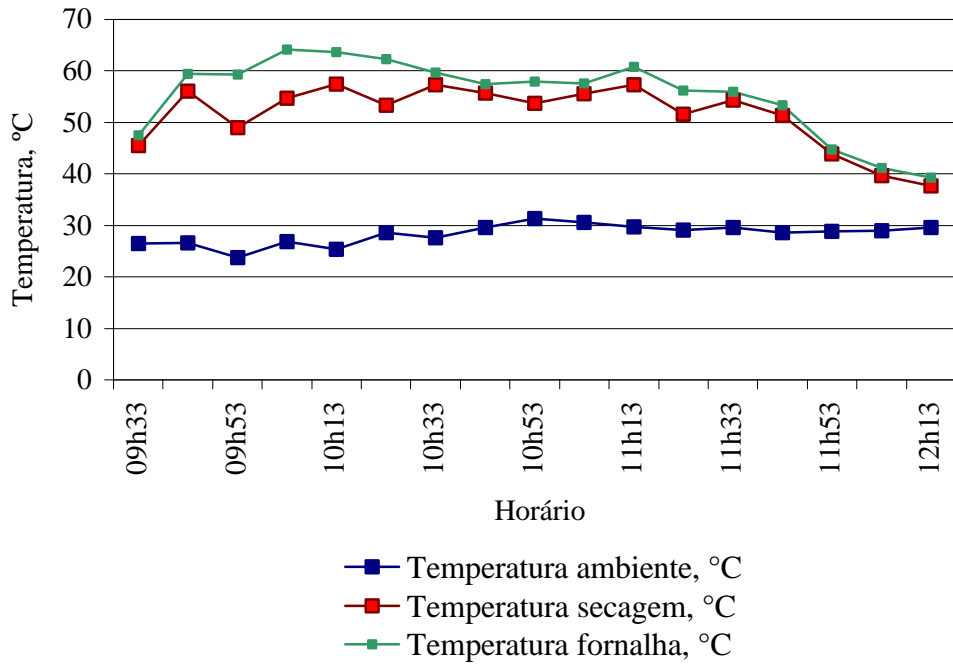


Gráfico 8 - Variação das temperaturas dos gases, na saída da fornalha, do ar aquecido e do ar ambiente, em função do tempo, utilizando palha e lenha (primeiro teste).

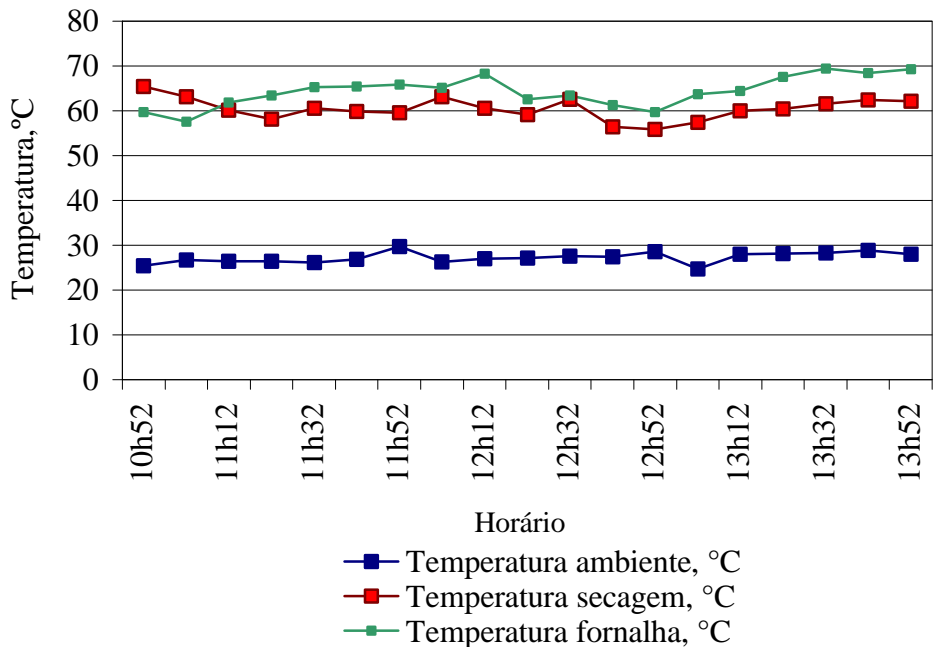


Gráfico 9 - Variação das temperaturas do ar, na saída da fornalha, do ar aquecido e do ambiente, em função do tempo utilizando palha e lenha (segundo teste).

No Gráfico 9 observam-se maiores oscilações de temperatura, pois, ocorreram quedas da temperatura do ar ambiente. As temperaturas do ar aquecido (na saída da fornalha) foram de 49,79 °C e 59,07 ° e as temperaturas do ar de secagem foram de 46,43°C e 55,44°C, quando a temperatura do ar ambiente manteve-se estável em 27,36°C e 25,55°C, referentes ao primeiro e segundo testes, respectivamente.

As quedas de temperatura do ar aquecido e do ar de secagem correspondem aos instantes em que a câmara de combustão era reabastecida com lenha, pois, a palha não consegue sustentar a combustão, necessitando de uma chama piloto. Assim, o ar comburente ao entrar na fornalha resfriava a mesma, retardando a cinética das reações químicas de combustão.

A partir do momento em que a temperatura do ar ambiente se estabilizou observou-se que as oscilações da temperatura diminuíram.

No segundo teste, não se observou oscilações significativas na temperatura ambiente, não interferindo nas temperaturas do ar na saída da fornalha e do ar de secagem.

4.2.2.2. Variação do consumo de combustível em função da temperatura do ar aquecido (depois do ventilador).

Nos testes em que se utilizou somente lenha, a temperatura média do ar aquecido foi de 53,19 °C, enquanto o consumo de combustível foi de 13,70 kg h⁻¹, no teste em que a temperatura média do ar aquecido foi de 67,55 °C, o consumo de combustível foi de 17,80 kg h⁻¹, para a mesma vazão (Gráfico 10).

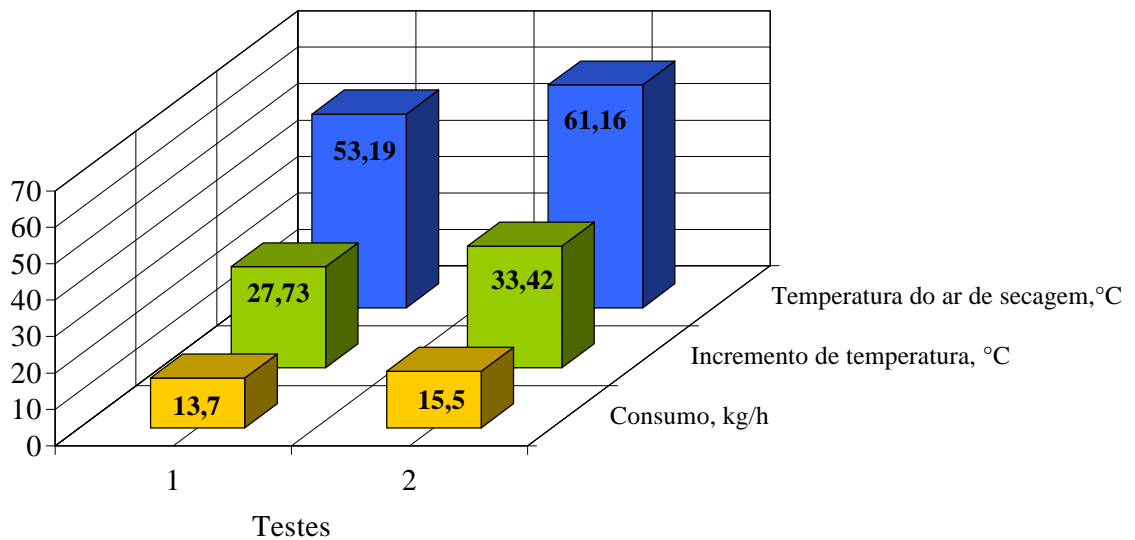


Gráfico 10 - Consumo de lenha em função da temperatura do ar de secagem, para uma mesma vazão de referência.

Nos testes em que se utilizaram lenha e palha de café a temperatura média do ar aquecido foi de 46,43°C, enquanto o consumo de combustível foi de 5,93 kg h⁻¹ de palha de café e 4,67 kg h⁻¹ de lenha; no outro teste, em que a temperatura média do ar aquecido foi de 55,44 °C, o consumo de combustível foi de 7,13 kg h⁻¹ de palha de café e 7,70 kg h⁻¹ de lenha (Gráfico 11).

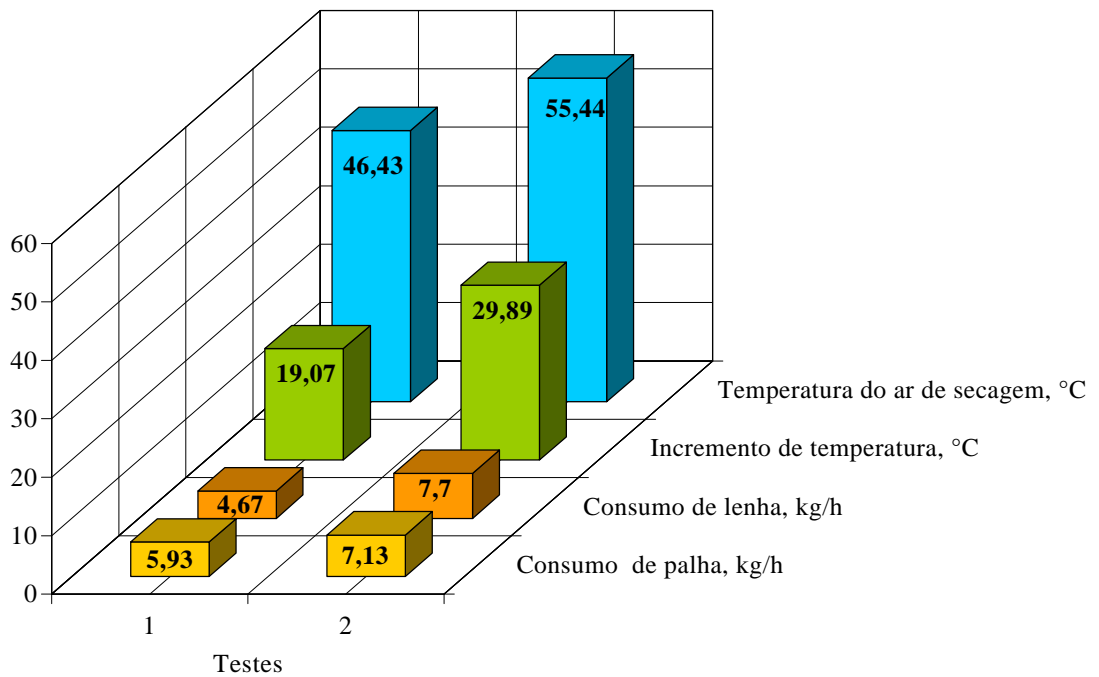


Gráfico 11 - Consumo de palha de café e lenha em função da temperatura do ar aquecido.

Com esses dados, observa-se que o consumo de combustível aumentou com a temperatura pretendida para a secagem, devido à maior quantidade de energia que a fornalha deve liberar para elevar a temperatura do ar.

A quantidade de energia para aquecimento do ar de secagem depende do incremento de temperatura desejado e do volume do ar aquecido. 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.

O consumo de combustível foi considerado satisfatório. OLIVEIRA (1996) encontrou um consumo de, aproximadamente, $16,0 \text{ kg h}^{-1}$ ao estudar um sistema de aquecimento indireto de ar para secagem, utilizando óleo de soja como fluido térmico, no aquecimento de $79,8 \text{ m}^3 \text{ min}^{-1}$ de ar a 60°C .

4.2.2.3. Avaliação do desempenho da fornalha sob diferentes temperaturas do ar aquecido (depois do ventilador)

Determinou-se o desempenho da fornalha nas temperaturas de $53,19^\circ\text{C}$ e $61,16^\circ\text{C}$ para a mesma vazão de $82,81 \text{ m}^3 \text{ min}^{-1}$. Foram analisados o consumo de combustível, a eficiência térmica e o efeito das condições ambientais. Utilizou-se para os cálculos a

equação 46. Os dados referentes aos cálculos do desempenho da fornalha utilizando somente lenha e utilizando uma combinação desta com a palha de café são apresentados nos Apêndices B e C, respectivamente.

A eficiência da fornalha utilizando lenha variou em função da temperatura do ar de secagem. No primeiro teste, na vazão de referência e temperatura média do ar de secagem de 61,16 °C, obteve-se uma eficiência de 67,33%; no segundo teste, em que a temperatura média do ar de secagem foi de 53,19 °C, a eficiência foi de 63,22%, para um incremento de temperatura de 33,42 °C e 27,73 °C, respectivamente (Gráfico 12).

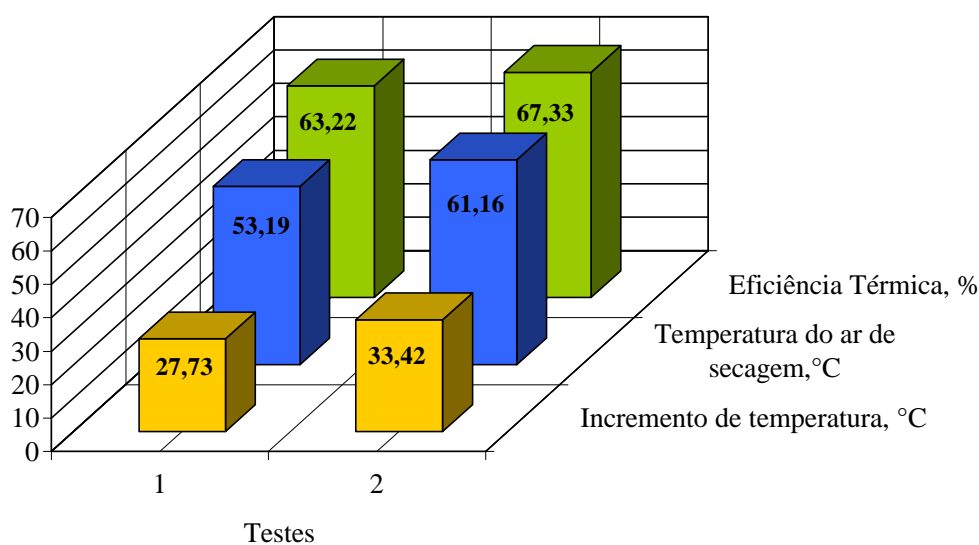


Gráfico 12 - Variação da eficiência térmica da fornalha a lenha em função da temperatura.

No primeiro teste, a eficiência fornalha utilizando lenha e palha de café, para a vazão de referência e temperatura de 46,43 °C, foi de 59,75%; no segundo teste, em que a temperatura média do ar de secagem foi de 55,44°C, a eficiência foi de 65,86%, para um incremento de temperatura de 19,07 °C e 29,89 °C, respectivamente (Gráfico 13).

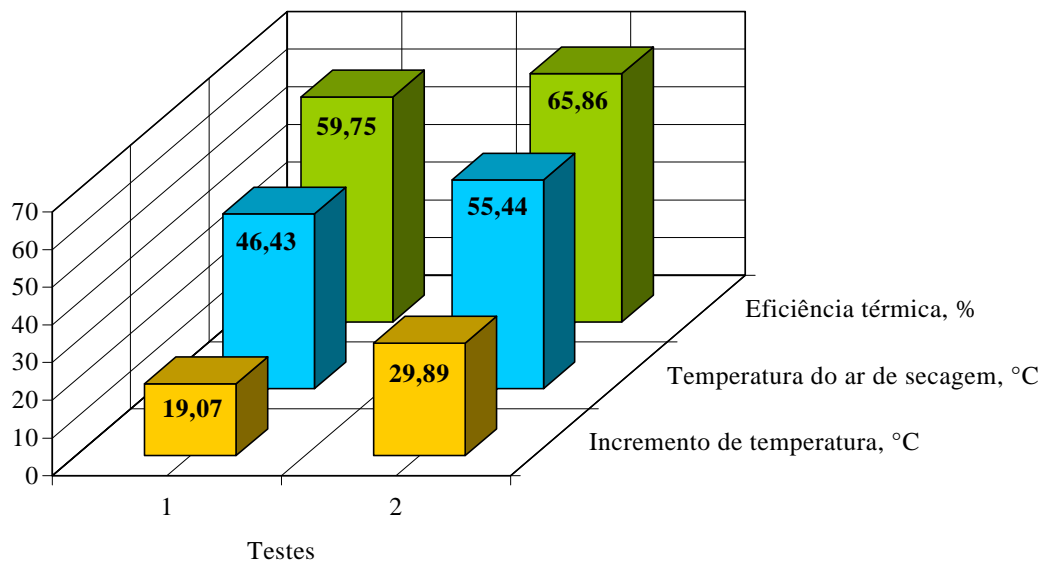


Gráfico 13 - Variação da eficiência térmica da fornalha a lenha e a palha em função da temperatura.

Portanto, para a mesma vazão, a fornalha teve melhor desempenho quando a temperatura média do ar de secagem foi menor; a eficiência e o consumo foram maiores. Já no teste em que a temperatura média do ar de secagem foi de 61,16 °C, a fornalha teve rendimento inferior, pois o incremento de temperatura e o consumo de combustível foram menores.

Para a fornalha operando na opção de fogo indireto, apesar das perdas inerentes ao sistema, a eficiência obtida foi considerada satisfatória, com valor superior aos citados na literatura para fornalhas de fogo indireto, para as quais o melhor rendimento encontrado foi de 54% (VALARELLI, 1991). Por outro lado, OLIVEIRA (1996), ao estudar um sistema de aquecimento indireto do ar de secagem, utilizando óleo de soja como fluido térmico, obteve rendimento de 49%, no aquecimento de 79,8 m³ min⁻¹ de ar a 60°C.

5 – RESUMOS E CONCLUSÕES

Este trabalho foi realizado no Laboratório de Energias Alternativas Prof^o Juarez Sousa e Silva, no Departamento de Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa.

Um sistema de aquecimento direto e indireto do ar de secagem foi desenvolvido e avaliado, visando aplicação na secagem ou na desidratação de produtos agrícolas.

Para atender a diferentes demandas de energia para o aquecimento de ar, avaliaram-se duas temperaturas em cada teste com diferentes combustíveis. Os combustíveis utilizados nos testes em que a fornalha operou como aquecimento direto do ar de secagem foram a moinha de carvão juntamente com lenha e lenha somente. Nos testes em que a fornalha operou como aquecimento indireto foram utilizados lenha e palha de café conjuntamente com lenha, operando-se com vazão de $82,81 \text{ m}^3 \text{ min}^{-1}$.

Avaliaram-se as variações das temperaturas do ar na saída da fornalha e na saída do ventilador (secagem) em relação às variações ambientais, o consumo de combustível e a eficiência térmica da fornalha.

De acordo com os ensaios realizados, pôde-se concluir:

- a) Operação do sistema no aquecimento direto do ar
 - O consumo médio de combustível para as condições do experimento foi razoável para secadores utilizados no meio rural, valor este inferior ao citado na literatura consultada.
 - A fornalha utilizando somente lenha teve eficiência de 86,48%, porém, quando se fazia seu reabastecimento, devido às fases da combustão da madeira, observou-se

presença de fumaça no ar de secagem, fato indesejável para o processo quando se busca maior qualidade dos produto.

- A fornalha apresentou-se sensível a variações de temperatura do ar ambiente.
- Por ser de fácil manuseio e manter razoavelmente constante a temperatura do ar aquecido, a operação da fornalha requer menos mão-de-obra quando comparada com as fornalhas de fogo direto a lenha.
- Nos testes em que se utilizou a moinha de carvão juntamente com a lenha, o consumo de combustível para a vazão de $82,81 \text{ m}^3 \text{ min}^{-1}$ foi de $3,5 \text{ kg h}^{-1}$ de lenha e de $7,5$ a $10,5 \text{ kg h}^{-1}$ de moinha de carvão, em decorrência do incremento de temperatura.
- A eficiência da fornalha utilizando moinha e lenha variou de 70 a 78%, observando-se também, quando se reabastecia a câmara de combustão com lenha, a ocorrência de fumaça.
- A alimentação do combustível particulado foi dimensionada para a palha de café. Quando se testou a moinha de carvão, houve acúmulo de combustível na câmara de combustão, sendo necessárias mais intervenções do operador.

b) Operação do sistema no aquecimento indireto do ar

- O consumo médio de combustível para temperatura média do ar de secagem de $53,19^\circ\text{C}$ foi de $13,70 \text{ kg h}^{-1}$, enquanto para temperatura média de $61,16^\circ$ ele foi de $15,50 \text{ kg h}^{-1}$. Estes valores são inferiores aos citados na literatura consultada, considerando que as fornalhas com aquecimento indireto do ar de secagem apresentam perdas nos trocadores de calor e nos gases na saída da chaminé.
- A fornalha utilizando somente a lenha teve eficiência que variou de 63 a 67%, valores estes considerados ótimos, de acordo com a literatura consultada.
- Por ser de fácil manuseio e permitir a manutenção da temperatura do ar aquecido, a operação da fornalha requer menos mão-de-obra quando comparada às das fornalhas usuais de fogo indireto a lenha.
- Nos testes em que se utilizou a palha de café juntamente com a lenha, o consumo de combustível variou de $5,93$ a $7,13 \text{ kg h}^{-1}$ de palha de café e de $4,67$ a $7,70 \text{ kg h}^{-1}$ de lenha, em decorrência do incremento de temperatura.
- Independentemente do tipo de combustível, o sistema disponibiliza ar aquecido com qualidade para a secagem ou para a desidratação de uma variedade de produtos, sem o risco de contaminação destes e com boa eficiência.

SUGESTÕES

Com base nos dados obtidos neste estudo, apresentam-se a seguir algumas sugestões:

- Testes da fornalha acoplada a um secador, com posterior análise da qualidade do produto seco.
- Análise econômica da fornalha, a fim de verificar a viabilidade de construção.
- Determinação da qualidade da combustão processada por meio da medição da concentração de monóxido de carbono na saída da fornalha.
- Quantificação da eficiência energética variando-se a vazão do ar a ser aquecido e a temperatura da câmara de combustão nos testes a serem efetuados.
- Verificar a influência de fatores como massa específica, granulometria e teor de umidade dos combustíveis utilizados sobre o desempenho da fornalha.
- Aplicação do sistema com aquecimento direto e indireto do ar para secagem de um mesmo produto e avaliar a qualidade e o custo da secagem.
- Aplicação do sistema com aquecimento indireto do ar na desidratação de frutas e hortaliças.
- Aplicação do sistema no aquecimento de ambientes.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS – ASHRAE. Combustion and fuels. In: ASHRAE **Fundamentals handbook**. Atlanta, 1981. Capítulo 15, 15.1—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.
- BALANÇO ENERGÉTICO NACIONAL 2000, Brasil, Ministério de Minas e Energia, Brasília, 2000. 154p
- BANDEIRA, P. **Plano de energias renováveis-biomassa**. In: ENCONTRO NACIONAL PARA O DESENVOLVIMENTO DA ENERGIA SOLAR, EÓLICA E DE BIOMASSA. 1996, São Paulo. Anais...São Paulo, SP: USP, 1996. 74p.
- 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).
- BERBERT, P.A **Secagem de café**(*Coffea arabica* L.), em camada fixa, com inversão de sentido do fluxo de ar. Viçosa-MG: UFV, 1991. 83 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, 1991.
- BROOKER, D.B.,BAKKER-ARKEMA, F.W., HALL,C.W. **Drying and storage of grains and oilseeds**. New York: AVI book, 1992. 450 p.
- CAMARGO, C. A.(Coord.). **Conservação de energia na indústria do açúcar e do álcool**. São Paulo: Instituto de Pesquisas Tecnológicas, 1990. 796 p. (Publicação IPT, 1817).
- CAMPOS, A.T. **Desenvolvimento e análise de um protótipo de secador de camada fixa para café** (*Coffea arabica* L.), com sistema de revolvimento mecânico, Viçosa-MG: UFV, 1998. 61 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, 1998.
- CASTRO, L.E. **Efeito do despulpamento, em secador de leito fixo sob alta temperatura, no consumo de energia e na qualidade do café** (*Coffea arabica*, L). Viçosa-MG: UFV, 1991. 61 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, 1991.
- 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.
- CORDEIRO, J.A.B. **Influência da temperatura e o tempo de repouso na secagem de café** (*Coffea arabica* L.) em camada fixa. Viçosa, MG: UFV, 1982. 60p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, 1982

- CÔRREA, P.C., HARA, T., SIMÃO JÚNIOR, R., **Análise da secagem de café em leito fixo, para temperaturas de ar a 40, 50 e 60°C.** Engenharia na Agricultura, Viçosa-MG: UFV, v. 4, n. 7, p. 1-6, 1994.
- CÔRREA, P.C., HARA, T., SIMÃO JÚNIOR, R. **Simulação de secagem de café em camada espessa. e revolvimento mecânico,** Viçosa-MG: UFV, 1982. 47 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, 1982.
- DELLA, V.P; KUHN,I; e HOTZA,D. **Caracterização de cinza de casca de arroz para uso como matéria-prima na fabricação de refratários de sílica.** Florianópolis, Sc: UFSC, 2001. 5p. Artigo – Universidade Federal de Santa Catarina, 2001.
- DINIZ, V. Y. Caldeiras a lenha. In: PENEDO, W.R. (comp). **Gasificação de madeira e carvão vegetal.** Belo Horizonte: CETEC, 1981. P.113-131. Série SPT 004).
- GOMES, R.A.R. **Avaliação do desempenho de uma fornalha a lenha de fluxo descendente e com sistema de aquecimento direto** Viçosa, MG: UFV, 1988. 56p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, 1988.
- GRANDI, A.M. **Avaliação da eficiência de secagem de café (Coffea arabica L.), em secador de camada fixa vertical com revolvimento mecânico.** Viçosa, MG: UFV, 1999. 61p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, 1999.
- GUARÇONI, R.C. **Efeito da temperatura de secagem e da percentagem de frutos verdes na qualidade do café conilon (Coffea canephora Pierre ex froehner).** Viçosa, MG: UFV, 1995. 50p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, 1995.
- INSTITUTO BRASILEIRO DO CAFÉ – IBC. **Cultura do café no Brasil: manual de recomendações.** 5. Ed. Rio de Janeiro: 1985. 580 p.

- 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.
- LACERDA FILHO, A.F. **Avaliação de diferentes sistemas de secagem e suas influências na qualidade do café (Coffea arabica L.)**. Viçosa, MG: UFV, 1986. 136p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, 1986.
- LACERDA FILHO, A.F. **Avaliação de uma unidade de beneficiamento de sementes de milho (Zea mays L.)**. Botucatu-SP: UNESP, 1998. 198 p. Tese (Doutorado em Energia na Agricultura) – Universidade Estadual Paulista, 1998.
- LOPES, R.P et al. **Fontes de energia para secagem de café**. Viçosa : Associação dos Engenheiros Agrícolas de Minas Gerais/ UFV, DEA, 2001. 26p.:il. (Engenharia na Agricultura. Boletim técnico; 3).
- LIMA, L. da R **Elementos básicos de engenharia química**. São Paulo: McGraw-hill, 1974. 412p.
- LOPES, R.P. **Desenvolvimento e avaliação de uma fornalha a carvão vegetal com opção para aquecimento direto e indireto do ar de secagem**. Viçosa-MG, 2002. 227p. Tese (doutorado em Energia na Agricultura) – Universidade Federal de Viçosa, 2002.
- LOPES, R.P et al. **Fontes de energia para secagem de café**. Viçosa: associação dos Engenheiros Agrícolas de Minas Gerais/ UFV, DEA, 2001. 26p.:il. (Engenharia na Agricultura. Boletim técnico; 3).
- LORA, E. S., HAPP, J.F. **Classificação e balanço térmico das fornalhas para a combustão de biomassa**. In: CORTEZ, L.A.B. e LORA, E.S. tecnologias de conversão energética da biomassa. Manaus: EDUA/EFEI, 1997. p91-132 e p5-37.

- MELO, E. C. **Rendimento térmico de uma fornalha a lenha de fluxos descendentes.** Viçosa: Universidade Federal de Viçosa, 1987. 45p. (Dissertação de mestrado).
- OLIVEIRA FILHO, D. **Aquecimento de ar.** Viçosa: CENTREINAR, 1987. 16p. Viçosa, MG: UFV, 1982. 57p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, 1982.
- OLIVEIRA, G. A., **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).
- OSÓRIO, A.G.S. **Projeto e construção de um secador intermitente de fluxo concorrente e sua avaliação na secagem de café (Coffea arabica L.).** Viçosa, MG: UFV, 1982. 57p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, 1982.
- PERA, H. **Geradores de vapor; um compêndio sobre conversão de energia com vistas à preservação da ecologia.** São Paulo: Fama, 1990. (Paginação irregular).
- PINTO, F.A.C. **Projeto de um secador de fluxos contracorrentes/concorrente análise na secagem na secagem de café (Coffea arabica L.).** Viçosa, MG: UFV, 1993. 72p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, 1993.
- ROSSI, S.J., ROA, G. **Secagem e armazenamento de produtos agropecuários com uso de energia solar e ar natural.** São Paulo: Secretaria da Indústria, Comércio, Ciência e Tecnologia. Academia de Ciências do estado de São Paulo, 1980. 295 p. (Publicação ACIESP, 22).

- SABIONE, P.M. **Projeto e avaliação de um secador de fluxos cruzados, intermitente e com reversão do fluxo de ar, na secagem de milho.** Viçosa, MG: UFV, 1986. 106p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, 1986.
- SAGLIETTI, J.R.C. **Rendimento térmico de fornalha a lenha de fluxos cruzados.** Botucatu: Universidade Estadual Paulista, 1991. 102p. (Tese de Doutorado Agronomia).
- SILVA, I.D. **Projeto, construção e teste de uma fornalha a carvão vegetal para secagem de café.** Viçosa, MG: UFV, 1998. 81p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, 1998.
- SILVA, J.S., AFONSO, A.D.L., RLACERDA FILHO, A.F. Secagem e armazenamento de produtos agrícolas. In: SILVA, J.S. **Pré-processamento de produtos agrícolas.** Juiz de Fora-MG: Instituto Maria, 1995. P.395-461.
- SILVA, J.S., GOMES, R.A.R., HARA, T., CARVALHO PINTO, F. de A. **Estudo de um fornalha para a secagem de grãos com aquecimento direto.** Engenharia na Agricultura, Viçosa, Série Armazenamento, v. 1, n. 2, p. 6-10, 1991.
- SILVA, J.S., LACERDA FILHO, A.F. **Construção e operação de secador de grãos.** Viçosa, MG: UFV, 1993. 28p. boletim de Extensão, 34).
- SIMPSON, W.T., Drying and control of Moisture content and dimensional changes. In: **Wood handbook – Wood as engeneering material.** 1999. Madison, WI: U.S. Departament of agriculture. FPL-GTR-113., Forest Products laboratory. 12:1-20.
- SINGH, R., MAHESHWARI, R.C., OJHA, T.P. Developmente of a husk fired furnace. **Journal of Agricultural Enginneering Research.** Londres, 25:p109-120. 1980.
- SOBRINHO, J.C. **Simulação e avaliação de sistemas de secagem de café.** Viçosa, MG: UFV, 2001. 120p. Dissertação (Doutorado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, 2001.

SOUZA, Z. de. **Elementos de máquinas térmicas.** Rio de Janeiro: Editora Campus/EFEI, 1980. 198p.

TÔRRES, G. **Qualidade: fator determinante para a cafeicultura moderna.** Informe Agropecuário, Belo Horizonte – MG, v.18, n. 187, p. 3, 1997.

VALARELLI, I. D. **Desenvolvimento e teste de uma fornalha a resíduos agrícolas, de fogo indireto para secadores de produtos agrícolas.** Botucatu-SP: UNESP, 1991. 123 p. Tese (Doutorado) – Universidade Estadual Paulista, 1991.

VAN WYLEN, G. J., SONNTAG, R. E. **Fundamentos da termodinâmica clássica.** São Paulo: Edgard Blucher, 1980. 565p.

VILELA, E.R. **Secagem e qualidade do café.** Informe Agropecuário, Belo Horizonte-MG, v. 18, n. 187, p. 55-67, 1997.

VLASSOV, D. **combustíveis, combustão e câmara de combustão.** Curitiba: Editora da UFPR, 2001. 185p.

APÊNDICE

APÊNDICE A

Quadro 1 A – Temperaturas do ar ambiente, na saída da fornalha e depois do ventilador no decorrer dos testes, em fornalha operando na opção fogo direto

Primeiro teste			
Horário (h)	Temperatura Ambiente (°C)	Temperatura depois do ventilador (°C)	Temperatura do ar na saída da Fornalha (°C)
09h51	25,16	54,29	57,89
10h01	25,56	57,91	60,82
10h11	25,5	59,01	61,04
10h21	26,88	59,2	60,42
10h31	26,57	62,31	64,09
10h41	23,98	65,28	67,58
10h51	34,53	63,9	65,72
11h01	33	61,43	64,09
11h11	27,24	64,23	67,2
11h21	27,95	62,37	67,59
11h31	27,55	65,02	68,57
11h41	27,76	63,16	65,89
11h51	27,54	62,88	63,93
12h01	30,72	55,64	64,19
12h11	28,38	54,52	57,38
12h21	28,49	61,44	63,03
12h31	28,24	62,66	63,73
12h41	28,53	56,69	58,13
12h51	28,97	50,45	53,18
Média	28,03	60,13	62,87

Quadro 2A – Parâmetros obtidos durante o primeiro teste

Parâmetros	Unidades	Valores	
Consumo de combustível medido	Lenha	kg h ⁻¹	5,42
	Moinha de carvão		10,33
Poder calorífico inferior	Lenha	kJ (kg °C) ⁻¹	17.100,80
	Moinha de carvão		13.074,05
Temperatura média do ar ambiente		°C	28,03
Temperatura média do ar na saída da fornalha		°C	62,87
Temperatura média do ar depois do ventilador		°C	60,13
Massa específica média do ar		kg m ⁻³	1,07
Calor específico médio do ar		kJ (kg °C) ⁻¹	1,0058
Umidade relativa do ar ambiente		%	65
Vazão do ar aquecido		m ³ min ⁻¹	82,81

Quadro 3A – Temperaturas do ar ambiente, na saída da fornalha e depois do ventilador no decorrer dos testes, fornalha operando na opção fogo direto.

Segundo teste			
Horário (h)	Temperatura Ambiente (°C)	Temperatura depois do ventilador (°C)	Temperatura do ar na saída da Fornalha (°C)
16h04	34,96	63,12	65,49
16h14	34,96	67,86	69,43
16h24	34,96	65,29	67,64
16h34	33,66	63,15	67,1
16h44	34,98	61,27	62,7
16h54	33,86	52,2	54,05
17h04	32,06	60,31	61,88
17h14	32,07	67,43	68,71
17h24	31,6	65,23	67,27
17h34	31,19	61,59	64,12
17h44	31	60,31	62,57
17h54	30,65	65,1	67,82
18h04	30,4	63,84	67,52
18h14	31,06	58,64	61,48
18h24	26,25	53,76	56,19
Média	32,24	61,94	64,26

Quadro 4A – Parâmetros obtidos durante o segundo teste

Parâmetros	Unidades	Valores
Consumo de combustível medido	Lenha	kg h ⁻¹
	Moinha de carvão	5,14
Poder calorífico inferior	Lenha	kJ (kg °C) ⁻¹
	Moinha de carvão	8,96
Temperatura do ar ambiente		17 100,80
Temperatura do ar na saída da fornalha		13.074,05
Temperatura do ar depois do ventilador		°C
Massa específica média do ar		32,24
Calor específico médio do ar		°C
Umidade relativa		64,26
Vazão do ar aquecido		°C
		61,94
		kg m ⁻³
		1,07
		kJ (kg °C) ⁻¹
		1,0058
		%
		68
		m ³ min ⁻¹
		82,81

APÊNDICE B

Quadro 1B – Temperaturas do ar ambiente, na saída da fornalha e depois do ventilador no decorrer dos testes, fornalha operando na opção fogo indireto.

Primeiro teste			
Horário (h)	Temperatura Ambiente (°C)	Temperatura depois do ventilador (°C)	Temperatura do ar na saída da fornalha (°C)
08h50	23,55	58,52	69,12
09h00	24,18	55,44	62,68
09h10	24,82	48,73	53,9
09h20	25,06	53,23	63,91
09h30	24,91	53,47	57,81
09h40	25,08	48,83	51,17
09h50	25,35	52,22	55,89
10h00	24,87	51,5	55,61
10h10	22,58	47,57	51,8
10h20	24,6	54,6	59,53
10h30	25,08	53,49	57,96
10h40	25,72	56,85	61,27
10h50	25,79	55,5	59,6
11h00	26,66	54,32	58,27
11h10	26,94	55,77	60,56
11h20	27,28	55,53	63,45
11h30	27	59,1	65,1
11h40	27,78	52,21	54,54
11h50	26,46	43,69	43,91
Média	25,46	53,19	58,21

Quadro 2B – Parâmetros obtidos durante o primeiro teste

Parâmetros	Unidades	Valores
Consumo de lenha medido	kg h ⁻¹	13,70
Poder calorífico inferior da lenha	kJ (kg °C) ⁻¹	17.100,80
Temperatura do ar ambiente	°C	25,46
Temperatura do ar na saída da fornalha	°C	58,21
Temperatura do ar depois do ventilador	°C	53,19
Massa específica média do ar	kg m ⁻³	1,07
Calor específico médio do ar	kJ (kg °C) ⁻¹	1,0045
Umidade relativa	%	69
Vazão do ar aquecido	m ³ min ⁻¹	82,81

Quadro 3B – Temperaturas do ar ambiente, na saída da fornalha e depois do ventilador no decorrer dos testes, fornalha operando na opção fogo indireto.

Segundo teste			
Horário (h)	Temperatura Ambiente (°C)	Temperatura do ar na saída Fornalha (°C)	Temperatura depois do ventilador (°C)
11h03	25,09	65,12	59,79
11h13	25,57	67,25	60,33
11h23	25,51	69,56	65,08
11h33	26,48	68,97	61,51
11h43	26,81	68,02	61,68
11h53	27,66	65,14	59,23
12h03	27,22	63,84	56,85
12h13	25,12	69,09	61,38
12h23	28,38	68,49	60,96
12h33	25,03	67,36	58,89
12h43	28,37	69,79	61,22
12h53	28,92	66,68	60,98
13h03	29,16	67,25	62,66
13h13	29,02	67,7	64,89
13h23	29,5	68	61,55
13h33	29,61	69,65	62,62
13h43	29,5	68	61,55
13h53	29,61	69,65	62,62
14h03	30,51	63,89	58,16
Média	27,74	67,55	61,16

Quadro 4B – Parâmetros obtidos durante o segundo teste

Parâmetros	Unidades	Valores
Consumo de lenha medido	kg h ⁻¹	15,50
Poder calorífico inferior da lenha	kJ (kg °C) ⁻¹	17.100,80
Temperatura do ar ambiente	°C	27,74
Temperatura do ar na saída da fornalha	°C	67,55
Temperatura do ar depois do ventilador	°C	61,16
Massa específica média do ar	kg m ⁻³	1,07
Calor específico médio do ar	kJ (kg °C) ⁻¹	1,0045
Umidade relativa	%	66
Vazão do ar aquecido	m ³ min ⁻¹	82,81

APÊNDICE C

Quadro 1C – Temperaturas do ar ambiente, na saída da fornalha e depois do ventilador no decorrer dos testes, fornalha operando na opção fogo indireto.

Primeiro teste			
Horário (h)	Temperatura Ambiente (°C)	Temperatura do ar depois do ventilador (°C)	Temperatura do ar na saída da fornalha (°C)
09h33	26,49	45,53	47,49
09h43	26,62	56,04	59,37
09h53	23,71	48,97	59,32
10h03	26,89	54,67	64,15
10h13	25,38	57,43	63,67
10h23	28,55	53,32	62,35
10h33	27,6	57,31	59,71
10h43	29,65	55,7	57,43
10h53	31,28	53,7	58
11h03	30,6	55,56	57,59
11h13	29,74	57,27	60,79
11h23	29,1	51,56	56,14
11h33	29,58	54,29	55,91
11h43	28,63	51,39	53,29
11h53	28,86	43,85	44,77
12h03	28,98	39,67	41,1
12h13	29,6	37,64	39,27
Média	27,36	46,43	49,79

Quadro 2C – Parâmetros obtidos durante o primeiro teste

Parâmetros	Unidades	Valores
Consumo de combustível medido	Lenha	kg h ⁻¹
	Palha de café	
Poder calorífico inferior	Lenha	kJ (kg °C) ⁻¹
	Palha de café	
Temperatura do ar ambiente	°C	27,36
Temperatura do ar na saída da fornalha	°C	49,79
Temperatura do ar depois do ventilador	°C	46,43
Massa específica média do ar	kg m ⁻³	1,07
Calor específico médio do ar	kJ (kg °C) ⁻¹	1,0038
Umidade relativa	%	76
Vazão do ar aquecido	m ³ min ⁻¹	82,81

Quadro 3C – Temperaturas do ar ambiente, na saída da fornalha e depois do ventilador no decorrer dos testes, fornalha operando na opção fogo indireto.

Horário (h)	Temperatura Ambiente (°C)	Temperatura ar de secagem (°C)	Temperatura saída da fornalha (°C)
10h52	25,38	65,41	59,68
11h02	26,71	63,21	57,64
11h12	26,44	60,16	61,88
11h22	26,38	58,19	63,5
11h32	26,14	60,58	65,23
11h42	26,83	59,79	66,5
11h52	29,78	59,59	65,82
12h02	26,27	63,15	65,18
12h12	27,05	60,63	68,27
12h22	27,2	59,11	62,53
12h32	27,54	62,56	63,44
12h42	27,45	56,47	61,28
12h52	28,58	55,9	59,68
13h02	24,68	57,41	63,72
13h12	27,94	60,02	64,46
13h22	28,16	60,48	67,64
13h32	28,31	61,6	69,43
13h42	28,86	62,48	68,45
13h52	28,05	62,12	69,24
Média	25,55	55,44	59,07

Quadro 4C – Parâmetros obtidos durante o segundo teste

Parâmetros	Unidades	Valores	
Consumo de combustível medido	Lenha	kg h ⁻¹	7,70
	Palha de café		7,13
Poder calorífico inferior	Lenha	kJ (kg °C) ⁻¹	17.100,80
	Palha de café		15.491,16
Temperatura do ar ambiente		°C	25,55
Temperatura do ar na saída da fornalha		°C	59,07
Temperatura do ar depois do ventilador		°C	55,44
Massa específica média do ar		kg m ⁻³	1,07
Calor específico médio do ar		kJ (kg °C) ⁻¹	1,0035
Umidade relativa		%	72
Vazão do ar aquecido		m ³ min ⁻¹	82,81