

REGINALDO RODRIGUES DOS SANTOS

**ANÁLISE DE SISTEMAS DE SECAGEM DE CAFÉ UTILIZANDO-SE
BOMBA DE CALOR E GÁS LIQÜEFEITO DE PETRÓLEO - GLP**

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

VIÇOSA
MINAS GERAIS – BRASIL
2007

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

T

S237a
2007

Santos, Reginaldo Rodrigues dos, 1973-
Análise de sistemas de secagem de café utilizando-se
bomba de calor e gás liquefeito de petróleo - GLP
/ Reginaldo Rodrigues dos Santos. – Viçosa, MG, 2007.
xxi, 112f. : il. ; 29cm.

Inclui apêndice.

Orientador: Adilio Flauzino de Lacerda Filho.
Tese (doutorado) - Universidade Federal de Viçosa.
Referências bibliográficas: f. 87-91.

1. Equipamento de secagem - Avaliação. 2. Café -
Secagem. 3. Café - Qualidade. I. Universidade Federal de
Viçosa. II. Título.

CDD 22.ed. 631.3

REGINALDO RODRIGUES DOS SANTOS

**ANÁLISE DE SISTEMAS DE SECAGEM DE CAFÉ UTILIZANDO-SE
BOMBA DE CALOR E GÁS LIQÜEFEITO DE PETRÓLEO - GLP**

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

APROVADA: 10 de outubro de 2007.

Prof. Jadir Nogueira da Silva

Dr. Sérgio Maurício Lopes Donzeles

Prof. Paulo Marcos de Barros Monteiro

Prof. José Helvecio Martins
(Co-orientador)

Prof. Adílio Flauzino de Lacerda Filho
(Orientador)

A quem acredita no estudo e no trabalho para vencer na vida,

dedico

Aos meus pais,
Aos meus irmãos,
Aos meus filhos e
À minha esposa,

OFEREÇO

AGRADECIMENTOS

A Deus, por tudo.

À Universidade Federal de Viçosa e ao Departamento de Engenharia Agrícola, pela oportunidade e infra-estrutura.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq), pela concessão da bolsa de estudo.

Ao professor Adílio Flauzino de Lacerda Filho, pela orientação, amizade, estímulo e dedicação durante o Programa.

Aos professores Juarez de Sousa e Silva, Evandro de Castro Melo, José Helvécio Martins, Jadir Nogueira da Silva e Paulo Marcos de Barros Monteiro, pelo apoio, amizade e valiosas sugestões.

Ao pesquisador da EPAMIG, Dr. Sérgio Maurício Lopes Donzeles, pela amizade e valiosas sugestões.

Aos professores do Departamento de Engenharia Agrícola que contribuíram diretamente para o sucesso deste trabalho.

À Coolseed Resfriamento Artificial, pelo apoio financeiro na construção do secador de café em lotes intermitente de fluxos concorrentes e pela construção e empréstimo da bomba de calor utilizada no experimento.

À Drumond Tubulações, por ter fornecido o sistema de aquecimento a gás utilizado no experimento.

À SHV Gás Brasil, por ter colaborado com o fornecimento de gás para a realização do experimento.

Aos produtores Silamar e Glória Zélia, pelo empréstimo do café utilizado no experimento no ano de 2007.

À ARCA, pelo empréstimo do café utilizado no experimento no ano de 2006.

Aos funcionários do Departamento de Engenharia Agrícola, pela amizade e pelo apoio.

Aos funcionários da divisão de transportes, Jorge e Reinaldo, pelo apoio.

Aos meus amigos verdadeiros, pelo convívio e pela amizade sincera.

Aos meus colegas e amigos da Pós-Graduação e Graduação, pela ajuda, apoio e amizade.

Aos estagiários e estagiárias, pela preciosa ajuda.

Aos meus pais e irmãos, por tudo.

À minha esposa Janaína de Paula Santos, pelo amor, amizade e compreensão.

Aos meus filhos, Vinnícius Gabriel e Náthaly Gabrielle, por existirem.

BIOGRAFIA

REGINALDO RODRIGUES DOS SANTOS, filho de Raimundo Bispo dos Santos e Juranir Rodrigues da Silva, nasceu em Aurelino Leal, Bahia, em 19 de agosto de 1973.

Em março de 1995, ingressou no curso de Física, transferindo-se no segundo semestre de 1997 para o curso de Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa (UFV), em Viçosa, MG, concluindo-o em outubro de 2000.

Em outubro de 2000, ingressou no Programa de Pós-Graduação em nível de Mestrado em Engenharia Agrícola, na Universidade Federal de Viçosa, defendendo tese em 22 de julho de 2002.

Em agosto de 2002, ingressou na Universidade Estadual de Goiás, como professor temporário, pelo período de um ano.

Em março de 2004, ingressou no Programa de Pós-Graduação em nível de Doutorado em Engenharia Agrícola, na Universidade Federal de Viçosa, submetendo-se à defesa de tese em 10 de outubro de 2007.

SUMÁRIO

	Página
LISTA DE FIGURAS.....	ix
LISTA DE QUADROS.....	xiv
RESUMO.....	xviii
ABSTRACT.....	xx
1 – INTRODUÇÃO.....	1
2 – REVISÃO DE LITERATURA.....	4
2.1 – Bomba de calor.....	4
2.1.1 – Bomba de calor na secagem de grãos.....	11
2.1.2 – Variáveis e considerações para a bomba de calor.....	13
2.1.2.1 – Compressor	13
2.1.2.2 – Trocadores de calor (evaporador e condensador).....	14
2.1.2.3 – Fluido interno (refrigerante).....	15
2.1.2.4 – Fluido externo (ar).....	16
2.1.2.5 – Válvula de expansão.....	18
2.1.2.6 – Tubos de conexão.....	19
2.2 – Secagem de café.....	19
2.2.1 – Secagem em terreiros.....	21
2.2.2 – Secagem em secadores mecânicos.....	23
2.2.2.1 – Secagem a alta temperatura.....	24
2.2.2.2 – Secador de leito fixo ou camada fixa.....	24
2.2.2.3 – Secagem em secador rotativo.....	25
2.2.2.4 – Secagem em secadores de colunas.....	26
2.2.2.5 – Secadores de fluxos concorrentes.....	27
2.2.2.6 – Secadores de fluxos concorrentes.....	28

2.2.2.7 – Secagem em baixa temperatura utilizando ar natural.....	28
2.2.2.8 – Secagem combinada.....	30
2.3 – Avaliação dos custos operacionais de secagem.....	32
2.4 – Classificação do café.....	34
2.4.1 – Tipo.....	34
2.4.2 – Bebida.....	35
3 – MATERIAL E MÉTODOS.....	36
3.1 – Sistemas de secagem.....	37
3.1.1 – Secador de café em lotes intermitentes de fluxos concorrentes.....	37
3.1.2 – Secador de leito fixo em leiras.....	43
3.1.3 – Terreiro suspenso.....	46
3.1.4 – Monitoramento das variáveis.....	47
3.1.4.1 – Massa do produto.....	47
3.1.4.2 – Teor de água do produto e massa específica aparente.....	47
3.1.4.3 – Temperatura e umidade relativa do ar ambiente.....	48
3.1.4.4 – Temperaturas do ar intergranular, de secagem e de exaustão.....	48
3.1.4.5 – Vazão específica do ar e pressão estática.....	49
3.1.4.6 – Entalpia específica do sistema de secagem.....	49
3.1.4.6.1 – Secador de café em lotes intermitentes de fluxos concorrentes.....	49
3.1.4.6.2 – Secador de leito fixo em leiras.....	49
3.2 – Avaliação do desempenho do sistema de secagem.....	50
3.2.1 – Avaliação de desempenho da bomba de calor.....	50
3.2.2 – Componentes da bomba de calor.....	51
3.2.2.1 – Evaporador.....	51
3.2.2.2 – Compressor.....	53
3.2.2.3 – Condensador.....	54
3.3 – Avaliação do custo operacional dos sistemas de secagem.....	55
3.4 – Avaliação da qualidade do produto.....	55
4 – RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	56

4.1 – Secador de café em lotes intermitentes de fluxos concorrentes	56
4.1.1 – Pré-secagem em secador de leito fixo em leiras.....	56
4.1.2 – Teor de água e massa específica aparente.....	56
4.1.3 – Temperatura do ar ambiente, ar de exaustão, ar de secagem e do ar intergranular e da massa de grãos.....	60
4.1.4 – Umidade relativa do ar de exaustão, do ar de secagem e do ar ambiente.....	62
4.2 – Secador de leito fixo em leiras.....	66
4.2.1 – Teor de água e massa específica aparente.....	66
4.2.2 – Temperatura do ar ambiente, ar de exaustão, ar de secagem e da massa de grãos.....	70
4.2.3 – Umidade relativa do ar de secagem e do ar ambiente.....	72
4.3 – Consumo específico de energia.....	74
4.4 – Desempenho da bomba de calor.....	76
4.5 – Análise dos custos operacionais de secagem.....	81
4.6 – Qualidade do produto.....	83
5 – RESUMO E CONCLUSÕES.....	85
6 – REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	87
APÊNDICE.....	92

LISTA DE FIGURAS

	Página
01 – Fluxo de calor observado na bomba de calor e transferência de calor observada naturalmente.....	6
02 – Ciclo de Carnot reverso e ciclo reverso para temperatura real em termos de entropia.....	7
03 – Dispositivos do ciclo de refrigeração por compressão de fluido....	9
04 – Esquema do processo de desumidificação.....	17
05 – Croqui: sistema de secagem utilizando bomba de calor.....	38
06 – Difusor para distribuição do ar de secagem (a) e anel para captação do ar de exaustão (b).....	39
07 – Vista parcial do secador de café em lotes intermitentes de fluxos concorrentes.....	39
08 – Duto para reaproveitamento do ar de exaustão e cone com 60° de inclinação.....	40
09 – Bomba de calor utilizada no experimento.....	41
10 – Esquema simplificado da bomba de calor.....	42
11 – Painel de controle e quadro de comando com inversor de frequência.....	43
12 – Secador de leito fixo em leiras, sem carga (a) e com carga (b)....	44
13 – Pontos de medição da temperatura do ar de secagem, da massa de grãos e do ar de exaustão.....	45
14 – Pontos de medição da temperatura da massa de grãos e do ar de exaustão.....	45

15 – Gerador de calor (a) instalado no secador de leite fixo em leiras, detalhando o painel de controle de temperatura (b), medidor de gás ACTARIS G-6 (c) e o bico do queimador (d).....	46
16 – Terreiro suspenso utilizado para secagem da amostra testemunha.....	47
17 – Sistema de aquisição de dados utilizado no tratamento 1.....	48
18 – Volume de controle para balanço de energia e massa no evaporador.....	51
19 – Volume de controle para balanço de energia e massa no compressor.....	53
20 – Volume de controle para balanço de energia e massa no condensador.....	54
21 – Variação do teor de água do café durante a secagem complementar, no secador de café, em lotes intermitentes de fluxos concorrentes, nos testes 1, 2 e 3 do tratamento 1.....	57
22 – Variação do teor de água do café, durante a secagem das amostras testemunhas, no terreiro suspenso, nos testes 1, 2 e 3, do tratamento 1.....	57
23 – Variação do teor final de água do café, durante a descarga, no secador de café, em lotes intermitentes de fluxos concorrentes, para os testes 1, 2 e 3 do tratamento 1.....	58
24 – Variação da massa específica aparente do café, durante a secagem complementar, no secador de café, em lotes intermitentes de fluxos concorrentes, nos testes 1, 2 e 3 do tratamento 1.....	59
25 – Variação da massa específica aparente do café em função do teor de água durante a secagem das amostras testemunhas no terreiro suspenso, nos testes 1, 2 e 3, do tratamento 1.....	59
26 – Temperatura do ar ambiente, do ar de exaustão, do ar de secagem, da massa de grãos e do ar intergranular, durante a secagem complementar, no secador de café, em lotes intermitentes de fluxos concorrentes, teste 1, do tratamento 1..	60

27 – Temperatura do ar ambiente, do ar de exaustão, do ar de secagem, da massa de grãos e do ar intergranular, durante a secagem complementar, no secador de café, em lotes intermitentes de fluxos concorrentes, teste 2, do tratamento 1...	61
28 – Temperatura do ar ambiente, do ar de exaustão, do ar de secagem, da massa de grãos e do ar intergranular, durante a secagem complementar, no secador de café, em lotes intermitentes de fluxos concorrentes, teste 3, do tratamento 1...	61
29 – Umidade relativa do ar de exaustão, do ar de secagem e do ar ambiente, durante a secagem complementar, no secador de café, em lotes intermitentes de fluxos concorrentes, teste 1, tratamento 1.....	63
30 – Umidade relativa do ar de exaustão, do ar de secagem e do ar ambiente, durante a secagem complementar, no secador de café, em lotes intermitentes de fluxos concorrentes, teste 2, tratamento 1.....	63
31 – Umidade relativa do ar de exaustão, do ar de secagem e do ar ambiente, durante a secagem complementar, no secador de café, em lotes intermitentes de fluxos concorrentes, teste 3, tratamento 1.....	64
32 – Variação do teor de água do café, durante a pré-secagem e secagem complementar, no secador de leito em leiras, no teste 1, do tratamento 2.....	66
33 – Variação do teor de água do café durante a pré-secagem e secagem complementar, no secador de leito em leiras, no teste 2, do tratamento 2.....	67
34 – Variação do teor de água do café durante a pré-secagem e secagem complementar, no secador de leito em leiras, no teste 3, do tratamento 2.....	67
35 – Variação do teor de água do café durante a pré-secagem e secagem complementar das amostras testemunhas, no terreiro suspenso, nos testes 1, 2 e 3, do tratamento 2.....	68

36 – Variação da massa específica aparente do café em função do teor de água durante a pré-secagem e secagem complementar, no secador de leito fixo em leiras, no teste 1, do tratamento 2....	69
37 – Variação da massa específica aparente do café em função do teor de água durante a pré-secagem e secagem complementar, no secador de leito fixo em leiras, no teste 2, do tratamento 2....	69
38 – Variação da massa específica aparente do café em função do teor de água durante a pré-secagem e secagem complementar, no secador de leito fixo em leiras, no teste 3, do tratamento 2....	70
39 – Variação da massa específica aparente do café em função do teor de água, durante a pré-secagem e secagem complementar das amostras testemunhas, no terreiro suspenso, nos testes 1, 2 e 3, do tratamento 2.....	70
40 – Temperatura do ar ambiente, ar de exaustão, ar de secagem e da massa de grãos, durante a pré-secagem e secagem complementar, no secador de leito fixo em leiras, no teste 1, do tratamento 2.....	71
41 – Temperatura do ar ambiente, ar de exaustão, ar de secagem e da massa de grãos, durante a pré-secagem e secagem complementar, no secador de leito fixo em leiras, no teste 2, do tratamento 2.....	71
42 – Temperatura do ar ambiente, ar de exaustão, ar de secagem e da massa de grãos, durante a pré-secagem e secagem complementar, no secador de leito fixo em leiras, no teste 3, do tratamento 2.....	72
43 – Umidade relativa do ar de secagem e do ar ambiente, durante a pré-secagem e secagem complementar, no secador de leito fixo em leiras, nos testes 1, 2 e 3, do tratamento 2.....	73
44 – Variação das pressões (alta e baixa) durante a secagem complementar, observada na bomba de calor, nos testes 1, 2 e 3, do tratamento 1.....	78

45 – Variação das temperaturas de condensação e evaporação (sucção), durante a secagem complementar, observadas na bomba de calor, nos testes 1, 2 e 3, do tratamento 1.....	78
46 – Variação da massa de água condensada, no evaporador da bomba de calor, obtida experimentalmente, durante a secagem complementar no secador de café, em lotes intermitentes de fluxos concorrentes, nos testes 1, 2 e 3, do tratamento 1.....	79
47 – Potência demandada pelo ventilador, pelo motor do compressor e pela bomba de calor, para os testes 1, 2 e 3, tratamento 1.....	81
1A – Curva característica do ventilador usado para movimentar o ar através da bomba de calor e dos grãos no tratamento 1.....	112

LISTA DE QUADROS

	Página
01 – Resultados médios observados experimentalmente nos três testes da secagem complementar, do tratamento 1, no secador de café, em lotes intermitentes de fluxos concorrentes, acoplado à bomba de calor.....	65
02 – Resultados médios observados experimentalmente nos três testes da pré-secagem e secagem complementar, do tratamento 2, no secador de leito fixo em leiras.....	74
03 – Consumo de combustível, poder calorífico inferior (PCI), consumo de energia elétrica e consumo específico real de energia durante a pré-secagem do café, no secador de leito fixo em leiras, nos testes 1, 2 e 3, do tratamento 1.....	75
04 – Consumo de energia elétrica e consumo específico real de energia durante a secagem complementar, no secador de café, em lotes intermitentes de fluxos concorrentes, nos testes 1, 2 e 3, do tratamento 1.....	75
05 – Consumo de combustível, poder calorífico inferior (PCI), consumo de energia elétrica e consumo específico real de energia, durante a pré-secagem do café, no secador de leito fixo em leiras, nos testes 1, 2 e 3 do tratamento 2.....	75
06 – Consumo de combustível, poder calorífico inferior (PCI), consumo de energia elétrica e consumo específico real de energia, durante a secagem complementar do café, no secador de leito fixo em leiras, nos testes 1, 2 e 3 do tratamento 2.....	76

07 – Valores obtidos nos circuitos de alta e baixa pressões, temperatura do fluido refrigerante, temperatura e umidade relativa do ar e velocidade do ar, na bomba de calor, nos testes 1, 2 e 3, do tratamento 1.....	77
08 – Volume de água condensada, no evaporador, experimental e calculado, durante a secagem complementar do café, nos testes 1, 2 e 3, do tratamento 1.....	79
09 – Valores médios da vazão mássica de ar, variação de entalpia, energia elétrica e coeficiente de desempenho na bomba de calor, durante a secagem complementar, no secador de café em lotes intermitentes de fluxos concorrentes, nos testes 1, 2 e 3, do tratamento 1.....	80
10 – Custos operacionais de secagem, para a secagem complementar do café, no secador de café, em lotes intermitentes de fluxos concorrentes, nos testes 1, 2 e 3, do tratamento 1.....	81
11 – Composição percentual média por categoria de custos, para a secagem complementar, no secador de café, em lotes intermitentes de fluxos concorrentes, nos testes 1, 2 e 3, do tratamento 1.....	82
12 – Custos de combustível, de energia elétrica, de mão-de-obra, de depreciação, de oportunidade, de seguro, de reparo e custo total, para a secagem complementar do café, no secador de leito fixo em leiras, nos testes 1, 2 e 3, do tratamento 2.....	82
13 – Composição percentual média por categoria de custos, para a secagem complementar do café, no secador de leito fixo em leiras, nos testes 1, 2 e 3, do tratamento 2.....	83
14 – Resultados da análise do rendimento, da peneira e da bebida do café secado no secador de café em lotes intermitentes de fluxos concorrentes e suas amostras testemunhas, nos testes 1, 2 e 3, do tratamento 1.....	84

15 – Resultados da análise do rendimento, da peneira e da bebida do café secado no secador de leito fixo em leiras e suas amostras testemunhas, nos testes 1, 2 e 3, do tratamento 2...	84
1A – Temperaturas do ar de exaustão, ar de secagem, ar ambiente, intergranular e massa de grãos em função do tempo de secagem, teste 1, tratamento 1.....	93
2A – Temperaturas do ar de exaustão, ar de secagem, ar ambiente, intergranular e massa de grãos em função do tempo de secagem, teste 2, tratamento 1.....	94
3A – Temperaturas do ar de exaustão, ar de secagem, ar ambiente, intergranular e massa de grãos, em função do tempo de secagem, teste 3, tratamento 1.....	95
4A – Temperaturas do ar de exaustão, ar de secagem, ar ambiente e da massa de grãos, em função do tempo de secagem, teste 1, tratamento 2.....	96
5A – Temperaturas do ar de exaustão, ar de secagem, ar ambiente e da massa de grãos, em função do tempo de secagem, teste 2, tratamento 2.....	96
6A – Temperaturas do ar de exaustão, ar de secagem, ar ambiente e da massa de grãos, em função do tempo de secagem, teste 3, tratamento 2.....	97
7A – Umidade relativa do ar de exaustão, ar de secagem e ar ambiente, em função do tempo de secagem, testes 1, 2 e 3, tratamento 1.....	98
8A – Umidade relativa do ar de secagem e do ar ambiente, em função do tempo de secagem, testes 1, 2 e 3, tratamento 2..	99
9A – Variação do teor de água e massa específica aparente do café, durante a secagem, para os testes 1, 2 e 3, no tratamento 1.....	100
10A – Variação do teor de água e massa específica aparente do café durante a secagem das amostras testemunhas, tratamento 1.....	100

11A – Variação do teor de água e massa específica aparente do café, durante a secagem, para os testes 1, 2, e 3, no tratamento 2.....	101
12A – Variação do teor de água e massa específica aparente do café durante a secagem das amostras testemunhas, tratamento 2.....	101
13A – Variação das pressões de alta e baixa, quantidade de água condensada e pressão estática no secador, teste 1, tratamento1.....	102
14A – Variação das pressões alta e baixa, quantidade de água condensada e pressão estática no secador, teste 2, tratamento1.....	103
15A – Variação das pressões alta e baixa, quantidade de água condensada e pressão estática no secador, teste 3, tratamento1.....	104
16A – Consumo de energia elétrica na bomba de calor e variações de tensão e corrente, na bomba de calor e no ventilador, teste 1, tratamento 1.....	105
17A – Consumo de energia elétrica na bomba de calor e variações de tensão e corrente, na bomba de calor e no ventilador, teste 2, tratamento 1.	106
18A – Consumo de energia elétrica na bomba de calor e variações de tensão e corrente, na bomba de calor e no ventilador, teste 3, tratamento 1.....	107
19A – Temperaturas do fluido refrigerante e do ar nos componentes da bomba de calor, teste 1, tratamento 1...	108
20A – Temperaturas do fluido refrigerante e do ar nos componentes da bomba de calor, teste 2, tratamento 1...	109
21A – Temperaturas do fluido refrigerante e do ar nos componentes da bomba de calor, teste 3, tratamento 1....	110

RESUMO

SANTOS, Reginaldo Rodrigues dos, D.Sc., Universidade Federal de Viçosa, outubro de 2007. **Análise de sistemas de secagem de café utilizando-se bomba de calor e gás liqüefeito de petróleo - GLP**. Orientador: Adílio Flauzino de Lacerda Filho. Co-orientadores: Evandro de Castro Melo e José Helvecio Martins.

Objetivou-se com este trabalho analisar a secagem de café cereja descascado e desmucilado em secador de café em lotes intermitentes de fluxos concorrentes, utilizando uma bomba de calor para condicionar o ar de secagem. Na avaliação da viabilidade técnica e do custo operacional deste sistema, fez-se um estudo comparativo com o sistema de secagem para café em secador de leito fixo em leiras, utilizando, como fonte de aquecimento do ar de secagem, um gerador de calor a gás, tendo sido utilizado neste trabalho o gás liqüefeito de petróleo (GLP). A temperatura do ar de secagem foi de 40 °C no secador de café em lotes intermitentes de fluxos concorrentes e durante a pré-secagem no secador de leito fixo em leiras. Na secagem completa no secador de leito fixo em leiras, a temperatura do ar de secagem foi de e 50 °C. Foram realizados três testes para cada um dos sistemas de secagem estudados. Utilizou-se como produto o café (*Coffea arabica* L.). Como amostra testemunha, fez-se, em terreiro suspenso, ao sol, uma secagem para cada ensaio até que o café atingisse o teor final de umidade de $11,0 \pm 0,5\%$ b.u., visando à comparação de qualidade final do produto. Para a avaliação da eficiência energética de secagem dos sistemas, determinaram-se o consumo de combustível e o

consumo de energia elétrica. Com base nos resultados obtidos, foi possível observar menor consumo específico de energia no secador de café em lotes intermitentes de fluxos concorrentes em todos os testes, quando comparados com o secador de leito fixo em leiras. O coeficiente de desempenho (COP') da bomba de calor apresentou valores de 2,3; 2,4 e 2,5 para os testes 1, 2 e 3, respectivamente. O custo operacional da secagem complementar, por saca de 60 kg de café beneficiado, foi de R\$ 16,00, R\$ 15,89 e R\$ 18,48 para os testes 1, 2 e 3, respectivamente, para a secagem no secador de café em lotes intermitente de fluxos concorrentes; e de R\$ 7,66, R\$ 6,44 e R\$ 5,57, para os testes 1, 2 e 3, respectivamente, para a secagem no secador de leito fixo em leiras. A qualidade final do produto não foi comprometida quando comparada com as secagens nos dois sistemas estudados com suas respectivas amostras testemunhas.

ABSTRACT

SANTOS, Reginaldo Rodrigues dos, D.Sc., Universidade Federal de Viçosa, October of 2007. **Analysis of systems of coffee drying being used heat pump and liquefied gas of petroleum - LGP**. Adviser: Adílio Flauzino de Lacerda Filho. Co-advisers: Evandro de Castro Melo and José Helvecio Martins.

This work aimed to analyze cherry coffee drying after wet removal of skin and mucilage in an intermittent concurrent flow batch dryer using a heat pump to condition the drying air. To evaluate the technical viability and operational cost of this system, a comparative study was carried out using a fixed-bed dryer, using a gas heat generator, liquefied gas of petroleum (LGP), as heat source for the drying air. Drying air temperature was 40 °C in the intermittent concurrent flow batch dryer and during predrying in the fixed-bed dryer. For complete drying in the fixed-bed dryer, drying air temperature was 50 °C. Three tests were carried out for each drying system studied. Coffee (*Coffea arabica* L.) was the product used. As control, an elevated patio under the sun was used with one drying being conducted for each assay until the coffee reached a final moisture content of $11.0 \pm 0.5\%$ w.b., to compare the quality of the final product. To evaluate the drying energy efficiency of the systems, fuel and electric energy consumptions were determined. Based on the results obtained, it was possible to observe a lower energy specific consumption in the intermittent concurrent flow batch dryer in all tests, compared to the fixed-bed dryer. Performance coefficient (PCO') of the heat pump presented 2.3; 2.4 and 2.5 for tests 1, 2 and 3,

respectively. The operational cost of the complementary drying per 60 kg bag of processed coffee was R\$ 16.00, R\$ 15.89 and R\$ 18.48 for tests 1, 2 and 3, respectively, for the intermittent concurrent flow batch dryer; and R\$ 7.66, R\$ 6.44 and R\$ 5.57, for tests 1, 2 and 3, respectively, for the fixed-bed dryer. The final quality of the product was not compromised when drying under the two systems was compared with their respective control samples.

1 – INTRODUÇÃO

No Brasil, a produção de café beneficiado no ano de 2006 atingiu 42,5 milhões de sacas de 60 kg, sendo 33 milhões de café arábica e 9,5 milhões de café robusta, superior à safra do ano de 2005 em 29,0%, em razão de um crescimento de 32,9% na produtividade. A produtividade média na safra de 2006 foi de 19,8 sacas por hectare e a área cultivada foi de 2,3 milhões de hectares. Minas Gerais produziu 51,7% do café beneficiado com 22 milhões de sacas de 60 kg, o que corresponde a um aumento de 44,5% em relação à safra anterior, devido ao crescimento de 47,5% na produtividade média, que foi de 21,7 sacas por hectare (CONAB, 2007).

A estimativa de produção nacional de café para o ano de 2007 é de 32,1 milhões de sacas de café beneficiado. Desse total, 69,5% (22,3 milhões de sacas) é de arábica e 30,5% (9,8 milhões de sacas), de robusta. Quando comparada à safra anterior, verifica-se uma redução de 24,6% (10,4 milhões de sacas), causada pela redução de 23,3% (4,61 sacas por hectare) na produtividade, passando de 19,8 sacas por hectare para 15,1 sacas. (CONAB, 2007). Os fatores que contribuíram para essa redução foram: a biennialidade negativa no ciclo da cultura; a estiagem ocorrida entre março e setembro afetando a floração das lavouras; e o excesso de chuvas nos meses de dezembro de 2006 e janeiro de 2007, propiciando o aparecimento de pragas e doenças e prejudicando seu combate.

A produção e o consumo mundial de café mantiveram-se estagnados entre os anos 1990 e 2004. A produção total atingiu 1.529,3 milhões de sacas nos períodos 1989/1990 e 2003/2004, média de 102 milhões de sacas por ano, enquanto o consumo alcançou 1.565,6 milhões, com média de 104,4 milhões de sacas por ano. O consumo superou a produção em 36,2

milhões de sacas. O estoque mundial de café de 50,2 milhões de sacas em 1989/90 caiu para, aproximadamente, 14 milhões em 2003/2004 (FLORIANI, 2004).

A população mundial cresceu 21,6% entre os anos 1990 e 2004 e o consumo "per capita" de café se reduziu em 10%. Os países em desenvolvimento dominam a produção de café, e o Brasil é o principal produtor, com participação média anual de 29 milhões de sacas nas 10 últimas safras. O Brasil contribuiu com 40,2% da produção na safra mundial de 2002/2003, caindo para 29,1% na safra 2003/2004 (FLORIANI, 2004).

Para o mercado exportador, é de fundamental importância que o café apresente propriedades organolépticas e químicas desejáveis. Estas propriedades são dependentes da eficiência do pré-processamento ao qual o produto é submetido, sendo o método de secagem utilizado, a operação que exerce maior influência.

No Brasil, o café é secado empregando-se dois métodos distintos:

a) em terreiros, esparramando-se o produto sobre uma superfície pavimentada com cimento ou alvenaria de tijolos ou diretamente sobre o solo compactado e sem pavimentação. Durante o processo, o produto é submetido à contínua movimentação pela ação mecânica do homem, sendo a radiação solar utilizada como fonte energética para o ar de secagem.

b) em secadores mecânicos, fazendo-se circular ar aquecido através da massa de grãos com o uso de ventiladores. A fonte complementar de energia é feita pela queima de biomassa ou de combustíveis fósseis.

No Brasil, os secadores utilizam, na grande maioria, fontes convencionais de energia, tais como carvão, gás liquefeito de petróleo (GLP), lenha, eletricidade, dentre outras. Com a crescente preocupação de minimizar os efeitos causados ao meio ambiente, tanto pela devastação de matas como pela emissão de gases poluentes, alterou-se completamente a visão do uso da energia e dos projetos de secadores em unidades de pré-processamento de produtos agrícolas.

As pesquisas realizadas sobre secagem de café, com o intuito de diminuir o custo de produção e de reduzir a emissão de poluentes no ar atmosférico, têm como objetivo o desenvolvimento de novas técnicas que

resultem em economia de energia e redução no custo de implantação e manuseio do sistema.

O uso de bomba de calor para a secagem de produtos agrícolas é uma opção que deve ser levada em consideração e estudada, pois na secagem de um produto utiliza-se da propriedade que o ar seco tem de absorver e carregar a umidade cedida pelo produto.

Em um sistema de secagem, os secadores devem ter alta eficiência e ser de fácil operação. Um sistema de secagem que utiliza bomba de calor faz com que isto seja alcançado devido, principalmente, ao fácil controle de temperatura e umidade relativa do ar, já que as trocas de calor do fluido refrigerante nos trocadores de calor (evaporador e condensador) permanecem quase inalteradas. O sistema proposto tem como um dos objetivos avaliar o consumo de energia. Além disso, é de fundamental importância estudar detalhadamente todo e qualquer sistema que tenha como função o uso racional de energia.

Em função destas informações, com este trabalho objetivou-se:

- a) analisar a secagem de café em um secador de lotes intermitentes de fluxos concorrentes, utilizando uma bomba de calor para condicionar o ar de a secagem
- b) avaliar o desempenho energético do sistema composto pelo secador de lotes intermitentes de fluxos concorrentes e bomba de calor;
- c) avaliar o custo operacional do sistema proposto, comparando-o com o sistema de secagem em secador de leito fixo em leiras, utilizando, como fonte de energia do ar de secagem, um gerador de calor a gás (GLP); e
- d) comparar a qualidade final do produto, obtida em cada um dos sistemas avaliados, com o café seco em terreiro suspenso (testemunha).

2 – REVISÃO DE LITERATURA

2.1 – Bomba de calor

A bomba de calor é um dispositivo térmico por compressão de vapor que pode ser utilizado tanto para resfriamento como para aquecimento do ar. Normalmente, o objetivo de uma máquina de refrigeração é absorver calor no evaporador de uma carga de resfriamento. O calor que sai do condensador passa para a atmosfera ou para uma massa de água. Não existe razão para que este calor não possa ser usado para satisfazer uma carga de aquecimento. Quando se realiza isto, a máquina se transforma em uma bomba de calor. O efeito de refrigeração, que continuará existindo, poderá ser usado ou não, dependendo das necessidades (PITA, 2002).

Uma bomba de calor não é uma “máquina frigorífica que funciona de modo inverso”, é um circuito que funciona sob a mesma condição que um refrigerador doméstico, cujo objetivo não é a quantidade de calor extraído pelo evaporador, mas a quantidade de calor cedido pelo condensador (LARRINAGA et al., 1993).

Como o próprio nome já diz, a bomba de calor tem a função de bombear calor (energia térmica) de um nível energético mais baixo para um mais alto. O nível energético superior é representado pelo ar de secagem (no presente estudo) e o inferior, geralmente, pelo ar ambiente. O meio ambiente representa um enorme reservatório de energia, que ao mesmo tempo é o nosso referencial energético. Para atingir qualquer condição acima ou abaixo da temperatura do ambiente, é necessário realizar trabalho. Com o objetivo de aproveitar a energia disponível no ambiente, a bomba de calor transfere esta energia para o ar de secagem, por meio de um ciclo de

refrigeração por compressão de vapor, por exemplo. Tal ciclo é geralmente mais aceito no uso residencial e comercial de pequeno porte, por tratar-se de um equipamento pequeno e de fácil manutenção.

Segundo LARRINAGA et al. (1993), os elementos de uma bomba de calor são os seguintes:

a) *fluidos refrigerantes* – são substâncias que têm a propriedade de mudar de estado, em diferentes temperaturas, a uma dada pressão, e permitem a transferência de calor entre a evaporação e a condensação.

b) *compressor* – tem a finalidade de recircular o fluido refrigerante, proporcionando uma diferença de pressão entre o evaporador e o condensador. Isto é feito succionando o fluido em uma determinada condição de pressão e temperatura e descarregando-o a uma pressão mais alta.

c) *evaporador* – constitui-se, basicamente, de um trocador de calor, construído de cobre, alumínio ou ferro. Sua função é permitir a evaporação do fluido refrigerante a baixa pressão e temperatura, com o objetivo de retirar calor do meio externo.

d) *condensador* - é um trocador de calor com características semelhantes às do evaporador. Tem como objetivo condensar o fluido refrigerante evaporado. Neste, o fluido refrigerante cede calor para o meio que se deseja aquecer.

e) *elemento de controle* – é o dispositivo que liga o condensador ao evaporador. Sua função é controlar o fluxo do fluido refrigerante no sistema. No caso de refrigeradores e/ou aquecedores domésticos, usa-se, simplesmente, um tubo capilar. Em grandes sistemas, usa-se uma válvula de expansão que ajusta automaticamente a quantidade do fluido refrigerante que circula por eles, de acordo com as características da operação.

f) *filtro secador* – tem como função desidratar o sistema, absorvendo pequena quantidade de água remanescente da operação de montagem, impedindo possíveis oxidações no compressor e entupimento do tubo capilar. Pode, ainda, reter algumas partículas sólidas que circulam pelo sistema. Encontra-se instalado entre o condensador e o elemento de controle.

Quando, em 1824, Sadi Carnot desenvolvia a idéia de ciclo baseado na máquina a vapor, ciclo de Carnot original, começou a surgir a idéia da máquina térmica ideal (sem perdas de energia ou irreversibilidades). No ciclo de Carnot original, o efeito útil é o trabalho, sendo que para o ciclo de refrigeração deve-se utilizar o ciclo de Carnot no sentido inverso (ciclo de Carnot reverso), já que, no sistema de refrigeração, o efeito útil é o calor. O estudo de tal ciclo é importante para que se possam analisar os pontos de principais perdas no sistema (SPORKET, 2001).

Para que se tenha o calor como efeito útil, a segunda lei da termodinâmica deverá ser analisada considerando que o calor deve fluir no sentido inverso daquele que determina a natureza, o que representa um consumo de energia, como representado na Figura 1.

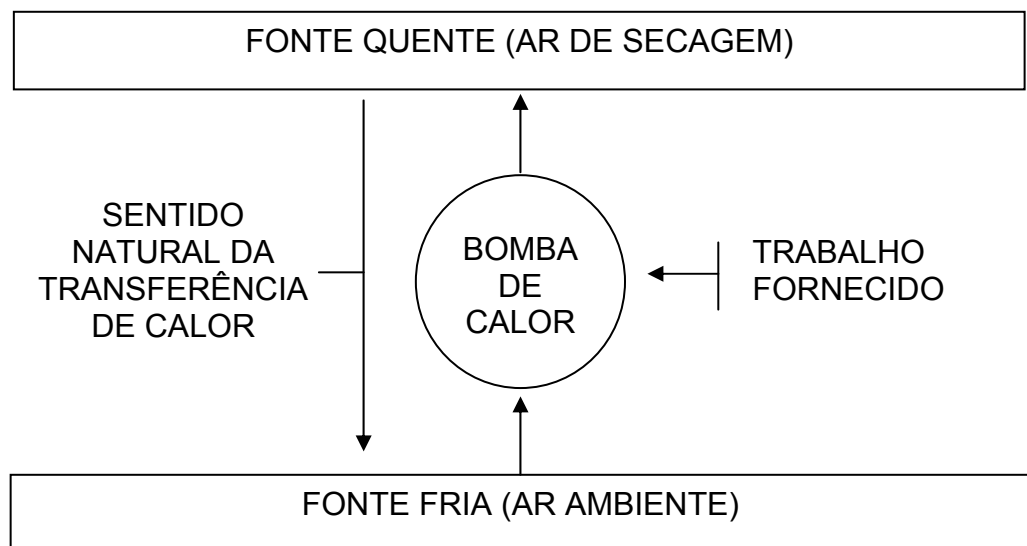


Figura 1 – Fluxo de calor observado na bomba de calor e transferência de calor observada naturalmente.

Sabendo-se que a entropia (s) pode expressar a irreversibilidade de um processo, é adequado descrever o ciclo de Carnot em função desse parâmetro. Assim, pode-se desenhar o ciclo de Carnot reverso conforme representado pelo processo 1-2-3-4 na Figura 2.

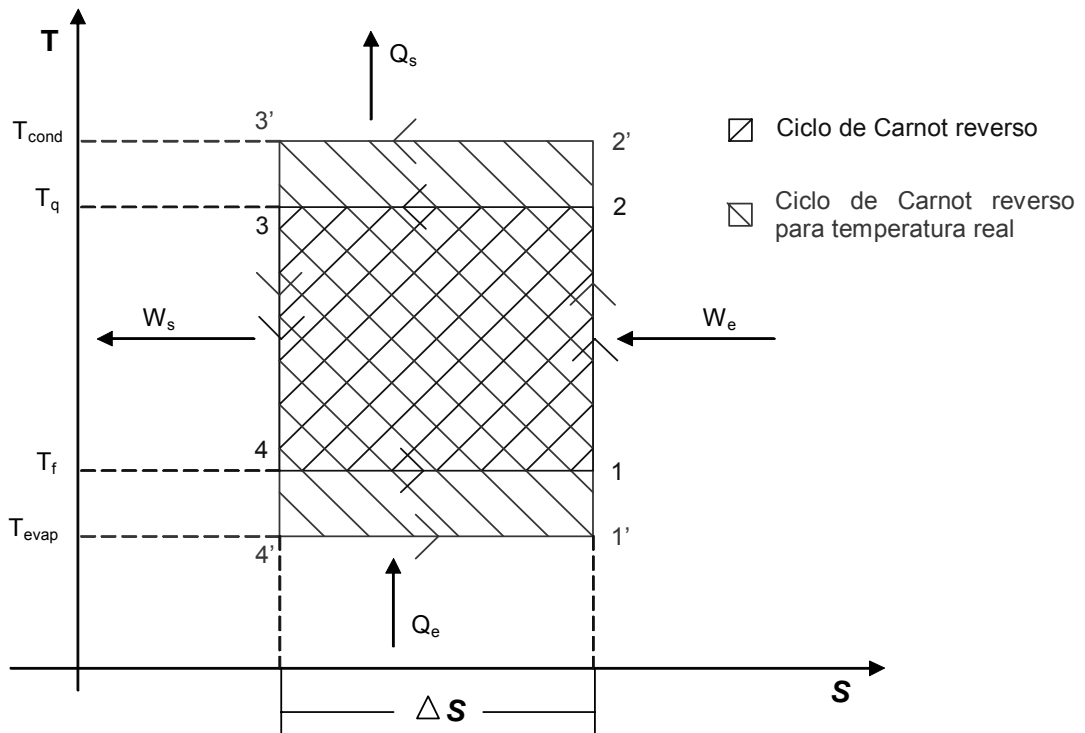


Figura 2 – Ciclo de Carnot reverso e ciclo reverso para temperatura real em termos de entropia.

Na Figura 2 podem-se observar quatro processos. De 1-2, entrada de trabalho por compressão isoentrópica W_e ; de 2-3, saída de calor do sistema para o meio, Q_s , a temperatura constante T_q ; e de 3-4, saída de trabalho por expansão isoentrópica, W_s . Para que se consiga uma retirada de trabalho no ciclo da Figura 2, é preciso que se introduza uma turbina de expansão, já que ocorre uma expansão do refrigerante no processo de 3'-4'. Como a introdução de tal turbina representa um custo elevado em relação ao trabalho que se conseguiria retirar neste processo, torna-se inviável aproveitar o trabalho que sai do ciclo e 4-1, entrada de calor do meio para o sistema Q_e , a uma temperatura constante T_f . No sistema real, só se consegue a troca de calor com o meio de 2'-3' e 4'-1', se existir uma diferença de temperatura. Assim, é necessário que a temperatura de condensação T_{cond} . e a temperatura de evaporação T_{evap} . sejam ligeiramente diferentes das temperaturas do meio quente e frio, respectivamente. Definem-se temperaturas de evaporação e condensação as temperaturas

nas quais acontecem as mudanças de fase para que se tenha troca de calor a uma temperatura constante. Tal diferença de temperatura vai depender do calor a ser trocado, da resistência à troca de calor oferecida pelo dispositivo de troca, dos coeficientes de convecção interno e externo e da área de troca. É interessante lembrar que quanto maior essa diferença de temperatura maior a área listrada (processo 1'-2'-3'-4'), ou seja, maior o trabalho necessário para manter a mesma diferença de temperatura ($T_q - T_f$). Assim, pode-se expressar tal comportamento em função do coeficiente de desempenho, conforme a Equação 1 (SPORKET, 2001).

$$\text{COP}' = \frac{\text{Efeito útil}}{\text{Energia gasta}} = \frac{Q_s}{W_e} \quad (1)$$

em que:

COP' = coeficiente de desempenho de aquecimento, adimensional;

Q_s = energia cedida pelo condensador, J; e

W_e = energia consumida pelo compressor, J.

O coeficiente de desempenho, descrito na Equação 1, representa o coeficiente em função do aquecimento, pois o efeito útil é o calor rejeitado no ciclo. Também existe o coeficiente em função do resfriamento (Equação 2), ou COP de refrigeração, como é mais usualmente conhecido. Este coeficiente tem como efeito útil o calor adicionado ao ciclo e representa o desempenho de um sistema de refrigeração.

$$\text{COP} = \frac{\text{Efeito útil}}{\text{Energia gasta}} = \frac{Q_e}{W_e} \quad (2)$$

em que:

COP = coeficiente de desempenho de refrigeração, adimensional;

Q_e = energia cedida pelo evaporador, J; e

W_e = energia consumida pelo compressor, J.

Como no ciclo reverso para temperatura real da Figura 2, no ciclo de refrigeração acontecem quatro processos, para os quais podem ser vistos os respectivos dispositivos na Figura 3.

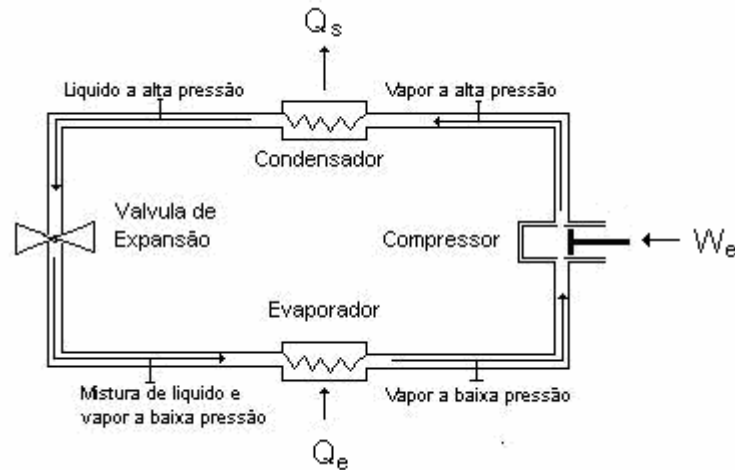


Figura 3 – Dispositivos do ciclo de refrigeração por compressão de fluido.

O compressor que comprime o fluido refrigerante de uma pressão baixa para uma mais alta em um processo quase isoentrópico tem a função de realizar o processo 1'-2'. O condensador, no qual este fluido a alta pressão e alta temperatura libera calor, resfriando e passando para o estado líquido, representa o processo 2'-3'. O dispositivo de expansão onde acontece uma queda de pressão, que não é um processo isoentrópico, mas sim isoentálpico, representa o processo 3'-4'. O evaporador, no qual o fluido líquido recebe calor e passa para o estado gasoso, representa o processo 4'-1'. Assim, são utilizados os fluxos de calor no evaporador e no condensador para transferir energia do ar para o ar de secagem, e como meio de transporte tem-se um fluido chamado fluido refrigerante, aqui simplesmente denominado refrigerante.

Em sistemas comerciais o COP' atinge valores entre 2 e 3, sendo esta a grande vantagem em relação às resistências elétricas que têm um valor do COP' de 1. Isto acontece porque na bomba de calor existe uma transferência de energia entre dois níveis, exigindo menos energia gasta em relação à energia transferida, enquanto nas resistências existe uma transformação da energia elétrica em energia térmica. Tal transformação faz com que o valor da energia consumida seja igual à energia necessária no aquecimento.

Nota-se que o coeficiente de desempenho de uma bomba de calor não tem o mesmo significado quando se usa uma unidade para refrigeração. O COP' é útil para mostrar a vantagem de aquecer o ar empregando energia elétrica para impulsionar o compressor de uma bomba de calor, ao invés de usar diretamente a eletricidade com aquecedores de resistência.

A quantidade de calor rejeitado no condensador é a mesma absorvida pelo evaporador adicionada à quantidade de energia utilizada.

Segundo STULGYS (1980), o coeficiente de desempenho atinge valores entre 2 e 3 para equipamentos que utilizam o ar ambiente como fonte de calor.

MORRISON e SHOVE (1977), utilizando uma bomba de calor para secagem de milho, obtiveram COP' de aquecimento de 2,3; PERSON Jr. et al. (1977) obtiveram COP' de aquecimento de 3,5 durante testes de secagem de amendoim; e Anderson e Bern, citados por ROSSI e ROA (1978), obtiveram COP' de 2,2 durante a secagem de milho. Ou seja, para cada 1 kWh consumido pela bomba de calor, são fornecidos 2 a 3 kWh ao ar para secagem dos grãos.

Este fato torna-se particularmente importante ao levar em consideração os altos custos atuais que envolvem a secagem de produtos agrícolas, a qual, em grande escala, utiliza combustíveis fósseis cada vez mais caros e menos abundantes.

O custo operacional de um sistema de bomba de calor é o custo da energia elétrica necessária para movimentar o compressor e o ventilador. Uma grande vantagem deste sistema é que mais energia está disponível para o aquecimento do que o trabalho requerido para operá-la.

Embora as vantagens da bomba de calor sob o ponto de vista termodinâmico sejam reconhecidas há muito tempo, seu desenvolvimento como um produto industrial, visando à recuperação de calor de rejeitos de processos, foi realmente iniciado no princípio da década de 70 (ROSSI, 1993). Até o presente, sua utilização em indústrias ainda é pouco difundida. A principal razão é a suspeita que se relaciona ao benefício econômico que ela gera em relação ao custo do investimento.

2.1.1 – Bomba de calor na secagem de grãos

Bomba de calor auxiliando a secagem de produtos agrícolas é um processo energético eficiente, pois o calor é recuperável. Porém, a viabilidade econômica do secador, usando bomba de calor, é discutível porque se usa grande quantidade de energia nobre (eletricidade).

As primeiras pesquisas realizadas com bombas de calor para a secagem de produtos agrícolas foram feitas por Davis, Shove e Flikke et al. (HOGAN et al., 1983).

FLIKKE et al. (1957) estudaram a secagem de trigo e de milho utilizando uma bomba de calor em um sistema fechado, constituída por um compressor de 0,56 kW, fluido refrigerante R-12 e um ventilador centrífugo de 0,37 kW, cuja vazão de ar variou entre 0,13 – 0,47 m³ s⁻¹ e a temperatura do ar de secagem entre 43,5 e 55 °C. A redução média no teor de água do trigo foi de 28,47 ± 1,14% b.u. para 11,58 ± 0,72% b.u. A do milho foi de 24,96 ± 0,55% b.u. para 13,28 ± 0,45% b.u. O consumo específico médio de energia para o trigo foi de 1.127 kJ kg⁻¹ de água evaporada e para o milho foi 1.143 kJ kg⁻¹.

PRASERTSAN e SEAN-SABY (1998), secando madeira serrada e banana em um secador com bomba de calor experimental, verificaram que a taxa de remoção de água (kg h⁻¹) e a taxa específica de remoção de água (kg kWh⁻¹) na secagem da madeira e da banana diminuíam rapidamente com o tempo de secagem. No entanto, a potência do compressor era relativamente constante. Quando o teor final de água da madeira foi menor que 10% b.u., a máxima taxa de remoção de água comum e a taxa específica de remoção de água foram de 2,85 kg h⁻¹ e 0,57 kg kWh⁻¹, respectivamente. Na secagem da banana, a taxa de remoção de água comum foi de 2,71 kg h⁻¹ e a taxa específica de remoção de água, de 0,54 kg kWh⁻¹. Análises econômicas, entre um secador usando bomba de calor e outro usando resistências elétricas para aquecer o ar durante a secagem, revelaram que o secador com bomba de calor teve o mais baixo custo operacional.

Zylla et al., citados por BARCELOS (1986), desenvolveram e avaliaram um sistema de secagem utilizando uma bomba de calor

desumidificadora em um circuito fechado acoplado a um silo. Utilizou-se um compressor semi-hermético de 1,6 kW e como fluido refrigerante o R-114 (Diclorotetrafluoretano - $\text{CClF}_2\text{CClF}_2$). Para diversas condições de operação do equipamento, obtiveram coeficientes de desempenho na faixa de 1,0 – 3,5 e de desempenho de desumidificação de 1,0 – 4,0 kg de água condensada por kWh.

BARCELLOS (1986), em seu estudo, fez uma análise experimental de uma bomba de calor ar – ar, a fim de verificar sua viabilidade para a aplicação em secagem de grãos, sob condições brasileiras. Concluiu que a bomba de calor é mais eficiente que secadores elétricos e a lenha.

Um estudo sobre o desempenho da bomba de calor na secagem de produtos agrícolas foi realizado por PRASERTSAN e SEAN-SABY (1998), que discutiram também o custo da utilização deste tipo de secador em comparação com outras fontes de calor.

Os sistemas de bomba de calor são classificados, em relação à aplicação e ao tamanho, em: residenciais, cobrindo o setor doméstico do mercado, com capacidade de aquecimento de até 400 kW; comerciais, representando o setor de edifícios de escritórios, lojas, escolas etc., com capacidade de 20 a 1.000 kW; e industriais, com sistemas entre 100 e 10.000 kW ou mais (HODGETT e OELERT, 1982).

De acordo com GLUCKMAN (1987), a classe industrial das bombas de calor é a que apresenta a mais ampla variedade de sistemas instalados, com predominância daqueles com o ciclo fechado por compressão mecânica, particularmente os que utilizam motor elétrico como força motriz, seguidos do sistema por absorção. Quanto às áreas de aplicação, destacam-se a recuperação de calor de plantas de resfriamento e aquecimento, o aquecimento de ambientes ou de água, o acoplamento dos processos de aquecimento e resfriamento e a secagem.

Dependendo da escolha que se faça, podem-se conseguir desde pequenas elevações na temperatura do fluido de processo até elevações da ordem de 100 °C. As fontes de calor a baixas temperaturas podem apresentar temperaturas em torno de 0 °C, e as fontes receptoras a altas temperaturas podem estar entre 30 e 150 °C. No caso dos sistemas por

compressão mecânica, os refrigerantes mais utilizados são o R-22 (Monoclorodifluormetano - CHClF_2), para temperaturas até $50\text{ }^\circ\text{C}$; o R-12 (Diclorodifluormetano - CCl_2F_2) para temperaturas até $75\text{ }^\circ\text{C}$; e o R-114 (Diclorotetrafluoretano - $\text{CClF}_2\text{CClF}_2$), para temperaturas até $120\text{ }^\circ\text{C}$ (GLUCKMAN, 1987).

Uma vantagem definida da bomba de calor é que ela pode proporcionar resfriamento ou aquecimento com uma só máquina, sem grandes modificações. Em muitos casos, isto significa um custo inicial menor, pois ao invés de dois equipamentos (um para aquecer e outro para resfriar) ter-se-ia apenas um (PITA, 2002).

A bomba de calor apresenta também a vantagem de não ser poluidora, dependendo do fluido refrigerante utilizado. Os fluidos refrigerantes halogenados são os recomendados pelo Protocolo de Montreal, pois não destroem a camada de ozônio, visto que o ozônio detém os raios ultravioletas do sol que podem trazer danos à saúde humana.

2.1.2 – Variáveis e considerações para a bomba de calor

O cálculo do sistema de compressão de vapor se divide em diferentes submodelos para cada um dos componentes: compressor, trocadores de calor (evaporador e condensador), válvula de expansão, acessórios e tubos de conexão. Uma descrição básica do cálculo de cada componente é apresentada a seguir, por meio de suas respectivas equações.

2.1.2.1 – Compressor

Três equações caracterizam o comportamento de um compressor de refrigeração: uma equação para a vazão em massa, outra para a potência consumida e outra para a entalpia de saída (CORBERÁN et al., 2000a).

A vazão em massa pode ser calculada por meio da Equação 3:

$$\dot{m} = \rho_i \cdot \dot{V}_s \cdot \eta_v \quad (3)$$

em que:

\dot{m} = vazão em massa do fluido refrigerante em kg s^{-1} ;

ρ_i = massa específica do fluido refrigerante na entrada do compressor em kg m^{-3} ;

\dot{V}_s = vazão do fluido deslocado no compressor em $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$; e

η_v = eficiência volumétrica do compressor em dec.

A potência consumida pelo compressor pode ser obtida utilizando-se a Equação 4:

$$\dot{E} = \frac{\dot{m} \cdot (i_{is} - i_i)}{\eta_c} \quad (4)$$

em que:

\dot{E} = potência consumida pelo compressor em W;

i_{is} = entalpia isoentrópica na saída do compressor em J kg^{-1} ;

i_i = entalpia na entrada do compressor em J kg^{-1} ; e

η_c = eficiência do compressor em dec.

O cálculo das condições termodinâmicas do refrigerante na saída do compressor é feito introduzindo o calor transferido para o ambiente estimado por meio da Equação 5:

$$h_o = i_i + \frac{i_{is} - i_i}{\eta_c} (1 - \xi) \quad (5)$$

em que:

h_o = entalpia na saída do compressor em J kg^{-1} e

ξ = percentagem de calor perdido para o ambiente em relação ao calor consumido em dec.

2.1.2.2 – Trocadores de calor (evaporador e condensador)

O cálculo do calor trocado entre o fluido refrigerante e o fluido secundário (ar) se faz usando o método *eficiência*-NUT que permite calcular

a influência de um trocador de calor de área conhecida no funcionamento do ciclo de refrigeração sem a necessidade de maiores detalhes do sistema.

O trocador de calor é formado basicamente por dois fluidos que trocam calor através de uma série de contornos sólidos ou paredes, formado, neste caso, por tubos e aletas (CORBERÁN et al., 2000b).

2.1.2.3 – Fluido interno (refrigerante)

No caso de um evaporador ou um condensador, é estabelecido um fluxo bifásico com mudanças de fase. Assume-se que o fluxo no interior dos tubos seja anular e estacionário. Deste modo, o modelo de fluxos separados pode ser considerado adequado neste caso. Podem ser utilizadas as Equações 6, 7 e 8 para descrever o comportamento deste tipo de fluxo:

$$G = \rho \cdot u = \text{constante} \quad (6)$$

$$-\frac{dp}{dz} = \frac{2 \cdot f \cdot G^2 (1-x)^2}{Dh \cdot \rho_f} \Phi_f^2 + G^2 \frac{d}{dz} \left(\frac{x^2}{\rho_g \cdot \alpha} + \frac{(1-x)^2}{\rho_f (1-\alpha)} \right) + (\alpha \cdot \rho_g + (1-\alpha) \cdot \rho_f) g \cdot \text{sen} \theta \quad (7)$$

$$A \cdot G \frac{\partial}{\partial z} \left[x \cdot \left(i_g + \frac{G^2 \cdot x^2}{2 \cdot \rho_g^2 \cdot \alpha^2} \right) + (1-x) \cdot \left(i_f + \frac{G^2 (1-x)^2}{2 \cdot \rho_f^2 (1-\alpha)^2} \right) \right] + A \cdot G \cdot \frac{\partial}{\partial z} (z \cdot g \cdot \text{sen} \theta) = P \cdot h (T_w - T) \quad (8)$$

em que:

G = velocidade em massa de $\text{kg s}^{-1} \text{ m}^{-2}$;

ρ = massa específica do fluido circulante em kg m^{-3} ;

u = velocidade em m s^{-1} ;

p = pressão Pa;

z = coordenada longitudinal do fluxo m;

f = fator de fricção, adimensional;

x = título, decimal;

Dh = diâmetro hidráulico em m;

α = percentagem de aberturas, decimal;

g = aceleração de gravidade em m s^{-2} ;

θ = ângulo formado entre a direção longitudinal do fluxo e a horizontal em graus;

A = área de passagem do fluido em m²;

Φ_f^2 = multiplicador de fricção de fases, adimensional;

i = entalpia em J kg⁻¹;

P = perímetro de transmissão de calor em m;

h = coeficiente de transferência de calor em W m⁻² K⁻¹;

T = temperatura K; e

f, g e w = subíndices que fazem referências a líquido saturado, vapor saturado e parede de contato com o fluido, respectivamente.

2.1.2.4 – Fluido externo (ar)

No caso do ar, as equações de comportamento são as de conservação de massa, quantidade de movimento e energia. No caso de uma célula elementar de cálculo, Figura 4, as Equações 9, 10, 11 e 12 são utilizadas para descrever o fenômeno.

$$-\dot{m}_a \cdot di = dQ - \dot{m}_a \cdot dW \cdot i_{f,wat} \quad (9)$$

$$dQ = (h_C (T - T_{wat}) + h_D (W - W_{s,wat}) \cdot (i_{g,T} - i_{f,wat})) P \cdot dz \quad (10)$$

$$-\dot{m}_a \cdot dW = h_D \cdot P dz (W - W_{s,wat}) \quad (11)$$

$$\frac{dp}{dz} = -\frac{d(\rho \cdot u^2)}{dz} - f \frac{1}{2Dh} \rho \cdot u^2 \quad (12)$$

em que:

Q = calor total transmitido em W;

W = umidade absoluta em g g⁻¹; e

wat, s e D = índices que fazem referências à água, ao ar saturado e ao calor latente, respectivamente.

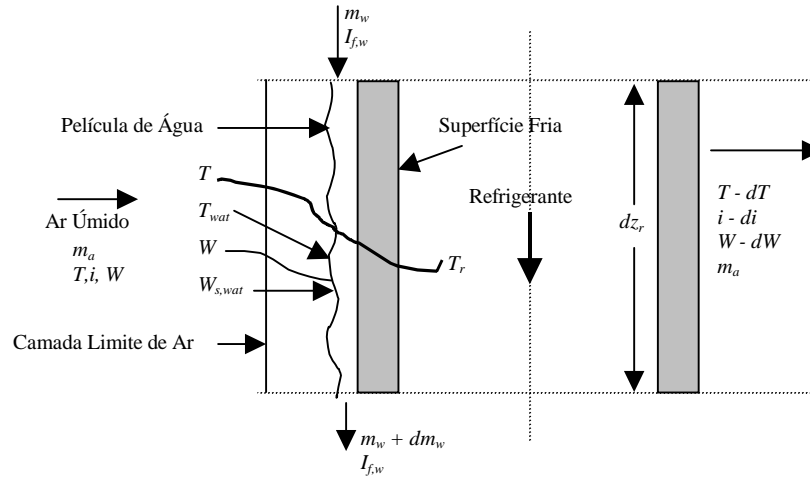


Figura 4 – Esquema do processo de desumidificação do ar.

A Figura 4 ilustra o caso geral de uma célula de ar em que sua desumidificação se produz ao entrar em contato com uma superfície fria, e uma película de água se produz na superfície do tubo e das aletas. Existe uma camada limite de ar próxima da superfície da água. A hipótese principal é de que o ar em contato com a película de água está saturado à temperatura da película d'água, T_{wat} .

Desta forma, a transferência de calor pode ser expressa como função da diferença de entalpia, conforme as Equações 13 e 14.

$$dQ = \frac{h_w}{b_w} (i - i_{s,w}) P \cdot dz \quad (13)$$

$$h_w = \frac{1}{\frac{C_{p,a}}{b_w \cdot h} + \frac{y_w}{k_w}} \quad (14)$$

em que:

b = espessura da parede em m;

C_p = calor específico em $J \text{ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$;

y = espessura da película d'água em m;

k = condutividade térmica em $W \text{ m}^{-1} \text{ K}^{-1}$; e

a = índice que faz referência ao ar seco.

Por meio da Equação 15, avalia-se o processo de transferência de calor em função da diferença de entalpia do ar úmido e da entalpia do ar saturado, tendo como potencial motriz a temperatura da parede.

Porém, para o esquema numérico no cálculo de temperatura de parede, é mais conveniente usar uma diferença de temperatura como potencial motriz. O calor total transferido consiste de duas partes: a sensível e a latente.

$$dQ = (h(T - T_w) + h_D \cdot i_{f,g}(W - W_{s,w}))P \cdot dz \quad (15)$$

A Equação 15 pode ser obtida como uma função da diferença de temperatura resultando na Equação 16.

$$dQ = h \left(1 + \frac{i_{f,g}}{C_{p,a}} \cdot \frac{(W - W_{s,w})}{(T - T_w)} \right) (T - T_w) P \cdot dz = h_{eq} (T - T_w) P \cdot dz \quad (16)$$

em que o índice eq se refere a equivalente.

2.1.2.5 – Válvula de expansão

A válvula de expansão termostática tem um comportamento isoentálpico. O efeito que tem no sistema é o de fixar um sobreaquecimento útil na saída do evaporador, de modo a regular a queda de pressão para conseguir o sobreaquecimento desejado. Por meio da Equação 17, proposta por CORBERÁN et al. (2000a), calcula-se esta variável.

$$T_{ev,o} - T_{ev,sat} = SH \quad (17)$$

$$i_{v,o} = i_{v,i} \quad (18)$$

em que:

SH = sobreaquecimento, K;

$T_{ev,o}$ = temperatura na saída do evaporador, K;

$T_{ev,sat}$ = temperatura de saturação do evaporador, K;

$i_{v,o}$ = entalpia na saída da válvula em $J\ kg^{-1}$; e

$i_{v,i}$ = entalpia na entrada da válvula em $J\ kg^{-1}$.

2.1.2.6 – Tubos de conexão

Os tubos de conexão entre os diferentes elementos que compõem o ciclo têm sido modelados como trocadores de calor com o ar ao seu redor, levando em conta a queda de pressão no fluido refrigerante. Este modelo assume como conhecidas as condições de entrada no tubo e o fluxo de massa circulante, calculando a pressão e a entalpia de saída do tubo. As Equações 19 e 20 descrevem este comportamento.

$$p_o = p_i - f \frac{1}{2} \rho_m \cdot V_m^2 \frac{L}{Dh} + \rho_i \cdot V_i^2 - \rho_o \cdot V_o^2 \quad (19)$$

$$i_o = i_i + \frac{U \cdot P \cdot L}{\dot{m}} (\bar{T}_{ref} - T_a) \quad (20)$$

em que:

U = coeficiente global de transferência de calor em $W\ m^{-2}\ K^{-1}$;

L = comprimento do tubo em m; e

i_o, m, ref = índices que fazem referências à entrada, saída, valor médio e referência, respectivamente.

2.2 – Secagem de café

A secagem pode ser feita natural ou artificialmente. A secagem natural é feita no campo sem a interferência do homem, e a secagem artificial caracteriza-se pela utilização de processos manuais ou mecânicos,

com o uso de ventilação natural ou forçada. Como exemplo de secagem artificial tem-se a secagem em terreiros, em secadores solares rotativos, mecânicos e outros.

A secagem com ventilação forçada é classificada de acordo com o aquecimento ou não do ar de secagem em: a) secagem com ar natural não-aquecido; b) secagem a baixa temperatura, na qual o ar é aquecido até 10 °C acima da temperatura ambiente; c) secagem a alta temperatura, na qual o ar é aquecido a mais de 10 °C acima da temperatura ambiente; d) secagem com sistema combinado em que se utilizam dois métodos, ou seja, alta e baixa temperatura; e e) seca-aeração (DALPASQUALE e SILVA, 1983).

A secagem do café é, comparativamente, mais difícil de ser executada que a de outros produtos agrícolas, em virtude de seu elevado teor inicial de água, geralmente próximo de 60% b.u. Com isso, a possibilidade de ocorrer fermentações durante a primeira fase de secagem é maior, causando redução na qualidade do produto (SILVA, 2001). Além do alto teor inicial de água, o café difere dos demais grãos, por ser um produto que apresenta certas peculiaridades, como a desuniformidade na maturação dos frutos, necessitando de cuidados e métodos específicos para a secagem.

A secagem é o processo mais econômico para manutenção da qualidade de grãos agrícolas, quando armazenados em ambiente natural. Este processo consiste na remoção de parte da água que os grãos apresentam depois do amadurecimento fisiológico. O teor final de água desejado é aquele correspondente ao valor máximo com o qual o produto pode ser armazenado durante períodos pré-determinados, à temperatura ambiente, sem que ocorram deteriorações e/ou redução de qualidade. No caso de café, considerando-se um ano de armazenagem, o valor indicado dessa umidade está entre 11 e 12% b.u.

Até há pouco tempo, o consumo de energia e o rendimento de um secador eram os parâmetros a que se dava maior ênfase na escolha do sistema. Dessa forma, muitos trabalhos foram feitos com os objetivos únicos de conservação e racionalização de energia (CORDEIRO, 1982). Atualmente, além dessa preocupação, os danos mecânicos causados ao

produto pelos secadores e pelos métodos de secagem, refletindo na redução de qualidade, têm sido assuntos de importância entre pesquisadores, processadores e fabricantes de equipamentos.

BAKKER-ARKEMA et al. (1978) propuseram uma metodologia para avaliação do desempenho de secadores com base em um número reduzido de testes de campo, sob determinadas condições padronizadas, acompanhados da simulação do processo de secagem, com o objetivo de reduzir o tempo e o custo com os testes experimentais. A avaliação da qualidade dos grãos secos complementa os testes de campo.

OSÓRIO (1982) e SILVA (1991) adaptaram a metodologia proposta por BAKKER-ARKEMA et al. (1978) para a avaliação do desempenho de secadores de café. Tiveram, porém, dificuldades em fixar alguns parâmetros para a padronização dos testes, principalmente, os relacionados ao produto, como teor inicial de água e homogeneização de maturação.

2.2.1 – Secagem em terreiros

Este sistema de secagem artificial difere da secagem natural simplesmente pelo fato de o produto ser retirado da planta e depositado em locais próprios para esse tipo de secagem (terreiros). O terreiro convencional pode ser construído de cimento, tijolos, asfalto e chão batido. Neste, o produto a ser secado deverá ser distribuído em camada fina. No terreiro, o desenvolvimento de microrganismos na superfície dos frutos e o aumento da respiração e da temperatura do produto são fatores que aceleram o processo de fermentação. Apesar desses riscos, pequenos e médios produtores utilizam intensivamente os terreiros como única etapa na secagem do café.

No processo de secagem em terreiro, é aconselhável trabalhar com lotes homogêneos, considerando-se tanto a época de colheita quanto o estágio de maturação ou o teor de água dos grãos, para obtenção de um produto final uniforme e de boa qualidade.

Em geral, devido às características da maioria dos secadores mecânicos comercializados, a secagem do café logo depois da colheita ou recém-saído do lavador, ou seja, com elevado teor de água, é altamente

prejudicada, em razão da dificuldade de escoamento do produto dentro do secador. Portanto, para acelerar o processo de secagem, deve-se combinar a secagem artificial em terreiro com a realizada em secadores mecânicos.

SILVA (2001) recomenda secar o café em terreiros ou em pré-secadores até a fase de pré-secagem (35 a 40% b.u.), sendo a secagem continuada em secador mecânico, até que o teor de água seja reduzido para 22% b.u., para que possa ser submetido a uma secagem complementar, em silos ventilados, durante o processo de armazenagem, e atinja um teor de água entre 11 e 12% b.u.

Segundo CAMPOS (1998), a secagem em terreiro, além de requerer tempo relativamente longo para a realização do processo, apresenta outras desvantagens, como a utilização de grandes áreas nobres para a construção dos terreiros, excessiva mão-de-obra e, muitas vezes, exposição do produto a condições climáticas adversas, favorecendo o desenvolvimento de fungos e o processo de fermentação, que depreciam a qualidade.

HARDOIM (2001) avaliou o tempo total de secagem do café submetido à secagem em quatro diferentes tipos de terreiros (terreiro de concreto, lama asfáltica, chão batido e leite suspenso) até que o café atingisse o teor de água de 12% b.u. Nos testes, foram avaliados três tipos de café (cereja desmucilado, cereja e o bóia). Como resultados, os terreiros de concreto e de lama asfáltica apresentaram tempo de secagem menor que o terreiro de chão batido, seguido pelo leite suspenso para o café tipo cereja. Para o café tipo bóia, o terreiro de concreto foi mais eficiente na secagem em relação ao terreiro de lama asfáltica, seguido pelos terreiros de chão batido e leite suspenso. Para café cereja desmucilado, o terreiro de concreto apresentou menor tempo de secagem em relação aos outros, e o terreiro de chão batido demandou o maior tempo para a secagem do grão.

LACERDA FILHO (1986), secando café cereja em quatro tipos de terreiro, obteve consumos específicos de energia iguais a 17.864,7; 16.593,5; 16.966,5 e 15.916,0 kJ kg⁻¹ de água evaporada para reduzir o teor de água do produto de 66,0 ± 1,0% b.u. até 18,0; 14,5; 13,0 e 11,5% b.u., nos terreiros de piso de terra batida, tijolo, cimento e asfalto, respectivamente. Neste estudo, considerou-se o mesmo tempo de secagem em todos os casos. O terreiro de piso de terra batida apresentou também o

pior aspecto visual do produto em relação àquele secado em terreiros com piso construído com outros materiais (cimento, tijolo e asfalto). Sendo assim, em preferência por terreiro, a secagem deve ser feita naqueles revestidos por concreto, que são mais eficientes e apresentam menor risco de comprometer a qualidade.

A secagem de café cereja descascado, em “Terreiro Híbrido” apresentou consumo específico de energia de 13.700 e 12.939 kJ kg⁻¹ de água evaporada, para reduzir o teor de água do produto de 37,5 ± 0,5% b.u. até 11,7 ± 0,5% b.u., para as temperaturas do ar de secagem de 60 e 40 °C, respectivamente. Para esta mesma redução de teor de água, a secagem em terreiro de cimento apresentou consumo específico de energia de 18.046 kJ kg⁻¹ de água evaporada. Quando o produto utilizado foi o café cereja, o consumo específico de energia foi de 8.027 e 10.297 kJ kg⁻¹ de água evaporada, para reduzir o teor de água do produto de 57,0 ± 0,5% b.u. para 12,3 ± 0,3% b.u., para as temperaturas do ar de secagem de 60 e 40 °C, respectivamente. Para esta mesma redução de teor de água, a secagem em terreiro de cimento apresentou consumo específico de energia de 138.135 kJ kg⁻¹ de água evaporada (DONZELES, 2002).

2.2.2 – Secagem em secadores mecânicos

A secagem mecânica consiste em submeter o produto à ação do ar que atravessa a massa de grãos. A secagem dos grãos ou sementes em que se usa ar aquecido é uma operação onerosa, entretanto, apresenta vantagens com relação à secagem natural, pois pode ser processada independentemente das condições climáticas, permitindo programar as operações antecipadamente. Por ser um processo mais rápido que o realizado ao sol, o intervalo de tempo entre a colheita e a operação de secagem é reduzido, minimizando a possibilidade de desenvolvimento de microorganismos (SILVA, 2001).

2.2.2.1 – Secagem a alta temperatura

Os efeitos dos secadores e os métodos de secagem de grãos sobre a qualidade do produto final têm sido assunto de grande importância entre os pesquisadores, processadores e fabricantes de equipamentos. A boa qualidade do produto é fator de grande importância na sua comercialização, e o processo de secagem é importante na obtenção de um produto de boa qualidade, portanto, a escolha do melhor método de secagem torna-se fundamental.

Segundo SILVA (2001), a temperatura máxima do ar que o café pode suportar é de 70 °C. Temperaturas mais elevadas são prejudiciais ao produto, uma vez que a desuniformidade de fluidez dos grãos dentro do secador propicia a supersecagem de parte da massa de produto, transformando a torração em um processo de difícil controle.

Segundo SILVA (2000), os parâmetros que afetam a taxa de secagem e o desempenho de secadores são: a temperatura e a umidade relativa do ar ambiente, a temperatura e a vazão do ar de secagem, as propriedades físicas do produto, os teores de água inicial e final do produto, o tipo e a fonte de energia, a velocidade dos grãos no secador, os sistemas de carga e o tipo de ventilador.

2.2.2.2 – Secador de leito fixo ou camada fixa

No secador de leito fixo, a secagem é feita em camadas com 0,40 m de espessura. O material é colocado em uma câmara de secagem sobre a superfície de uma chapa perfurada formando uma massa de grãos de café que é atravessada pelo ar quente. O processo termina quando os grãos atingem o teor de água desejado. Para melhorar a uniformidade da secagem, o café deve ser revolvido a cada três horas (SILVA e LACERDA FILHO, 1984).

LACERDA FILHO (1986), trabalhando com secagem de café cereja em secador de leito fixo, obteve um consumo específico de energia de 7.000 kJ kg⁻¹ de água evaporada para reduzir o teor de água do café cereja de 66,6 para 13% b.u. Verificou-se também que não houve

comprometimento da qualidade da bebida, sendo esta superior à do produto secado em terreiro com qualquer tipo de piso.

CAMPOS (1998) desenvolveu e analisou um protótipo de secador de leite fixo composto de quatro câmaras com sistema de revolvimento mecânico para secagem de café despulpado com cinco diferentes teores de água. O consumo específico de energia foi de $12.752 \text{ kJ kg}^{-1}$ de água evaporada para reduzir o teor de água de $43,1 \pm 0,5$ para $11,0 \pm 3,0\%$ b.u. A temperatura do ar de secagem foi mantida em 43°C .

DE GRANDI (1999), avaliando um protótipo de secador de camada fixa para café despulpado com sistema de revolvimento mecânico sob diferentes intervalos de revolvimento e condições de secagem, verificou que o secador apresentou consumo específico de energia de 27.645, 30.864, 29.510, 29.300 e $31.373 \text{ kJ kg}^{-1}$ de água evaporada, para os testes com intervalos de revolvimento de 2, 3, 4, 5 e 6 h, respectivamente. Em todos os testes, a temperatura do ar de secagem na massa de café foi mantida próxima a 40°C .

2.2.2.3 – Secagem em secador rotativo

Este secador é formado por um cilindro tubular horizontal ou ligeiramente inclinado que gira em torno de seu eixo longitudinal a uma velocidade compreendida entre 1 e 15 rpm. No caso de um secador contínuo, o produto com alto teor de água ($60,0 \pm 10,0\%$ b.u.) chega à parte mais elevada do tambor por meio de um transportador e sai na parte mais baixa por gravidade. O ar de secagem é introduzido no tambor no mesmo sentido ou no sentido contrário à trajetória do produto, em caso de secadores inclinados.

Um tipo muito comum e utilizado como pré-secador ou secador para café constitui-se de um tambor horizontal não-inclinado, com o ar de secagem sendo injetado numa câmara situada no centro desse tambor, atravessando radialmente a massa do produto.

SANTOS (2002), secando café cereja lavado em dois secadores rotativos, um comercial (aquecimento do ar de secagem feito com uma fornalha a fogo indireto a lenha) e outro modificado (aquecimento do ar de

secagem feito com uma fornalha a fogo direto a carvão), com capacidade para 1,6 m³ de grão, encontrou consumos específicos de energia de 7.873 e 12.865 kJ kg⁻¹ de água evaporada, para reduzir o teor de água de 65,0 ± 4,0% b.u. para 11,0 ± 0,5% b.u., para os secadores rotativos modificado e comercial, respectivamente. A temperatura do ar de secagem nos secadores foi de 60 °C. O tempo de secagem foi o mesmo nos dois secadores. Quanto ao consumo de energia elétrica, o secador modificado apresentou uma redução de 91% em relação ao comercial na movimentação dos grãos.

CARDOSO SOBRINHO (2001), trabalhando com secador rotativo, com distribuição radial de fluxo de ar, com capacidade de 15 m³, com temperatura do ar de secagem de 60 °C, utilizando café em coco, obteve valores médios de consumo específico de energia da ordem de 13.652; 14.925 e 18.393 kJ kg⁻¹ de água evaporada para redução do teor de água de 39,0 para 11,0% b.u; de 41,0 para 11,0% b.u; e de 34,0 para 12,0% b.u., respectivamente.

OCTAVIANI (2000) encontrou consumos específicos de energia iguais a 3.530, 4.539 e 2.966 kJ kg⁻¹ de água evaporada, para temperaturas do ar de secagem de 85,2; de 76,9; e de 99,9 °C, respectivamente, quando o fluxo de ar foi de 85 m³ min⁻¹. Ao analisar o fluxo de ar de 103 m³ min⁻¹, para as temperaturas do ar de secagem de 100,9; 80,6 e de 97,4, o consumo específico de energia foi de 3.040, de 3.839 e de 3.116 kJ kg⁻¹ de água evaporada, respectivamente. O teor de água do produto foi reduzido de 47,61 ± 4,36% b.u. para 13,57 ± 1,73% b.u.

REINATO et al. (2003) obtiveram consumos específicos de energia de 5.837 e 7.527 kJ kg⁻¹ de água evaporada, para reduzir o teor de água de 37,0% b.u. para 11,85 ± 0,53% b.u., em dois secadores com o ar aquecido utilizando GLP.

2.2.2.4 – Secagem em secadores de colunas

Nestes secadores, os grãos de café fluem em colunas verticais construídas em chapas perfuradas e são submetidos a um fluxo de ar

perpendicular à camada do produto. Estando os grãos em movimento, o secador é chamado de fluxos cruzados. Os secadores em colunas com recirculação do produto são muito utilizados para café. A parte superior do secador ou a parte acima das colunas constituem a câmara de repouso. Deve-se, para esse tipo de secador, evitar que a temperatura do ar ou da massa de café ultrapasse 45 °C por períodos superiores a duas horas (SILVA, 2000).

Um protótipo de secador de fluxos cruzados com reversão do fluxo de ar e reaproveitamento do ar de resfriamento, para a secagem de café, foi desenvolvido por PINTO FILHO (1994). Na avaliação deste secador, foram utilizadas três temperaturas para o ar de secagem (60, 75 e 90 °C), para secagem de café em coco, com teor de água inicial de 26,2 e final de 14,7% b.u. O consumo específico de energia foi de 17.171, de 10.656 e de 9.197 kJ kg⁻¹ de água evaporada, nas temperaturas do ar de secagem de 60, 75 e 90 °C, respectivamente.

CARDOSO SOBRINHO (2001), trabalhando com secador de lotes intermitentes de fluxo cruzado com temperatura do ar de secagem de 60 °C, utilizando café em coco, obteve valores do consumo específico de energia médio de 4.856, de 6.269 e de 4.595 kJ kg⁻¹ de água evaporada para redução do teor de água de 43 para 13, b.u.; de 25 para 13% b.u.; e de 32,0 para 12,0% b.u., respectivamente.

2.2.2.5 – Secadores de fluxos concorrentes

PINTO (1993), trabalhando com secador de lotes intermitentes de fluxos contracorrentes/concorrentes às temperaturas de 80, 100 e 120 °C, com café em coco, obteve valores no consumo específico médio de energia de 6.068, de 5.657 e de 5.685 kJ kg⁻¹ de água evaporada, respectivamente.

OSÓRIO (1982), com o objetivo de atender a uma grande parcela de pequenos e médios produtores de café, construiu e testou um secador intermitente de fluxo concorrente, tendo como principais características a alta eficiência térmica, o baixo custo, a simplicidade de operação e manutenção. Foram testadas as temperaturas de 80, 100, 120 °C do ar de secagem. Neste sistema, foi observada uma eficiência térmica maior nas

temperaturas mais elevadas. Cada teste foi comparado com o sistema tradicional de secagem em terreiro, constatando-se que as temperaturas de secagem não prejudicaram a qualidade final da bebida.

LACERDA FILHO (1986), avaliando diferentes sistemas de secagem e sua influência na qualidade do café, verificou que, do ponto de vista técnico, operacional e energético, a secagem complementar no secador de fluxos concorrentes contribuiu para um café de boa qualidade. Concluiu também que para os secadores de fluxos concorrentes, a temperatura do ar de secagem tem menor efeito sobre a temperatura da massa de grãos, quando esta temperatura é comparada com a do produto secado em secador de camada fixa.

2.2.2.6 – Secadores de fluxos contracorrentes

SILVA (1991), objetivando introduzir a secagem em fluxos contracorrentes no Brasil, construiu e avaliou um protótipo de secador intermitente de fluxos contracorrentes, destinado à secagem de café. Nos testes, a secagem do café até o estágio de pré-secagem foi executada em secador de leito fixo. A complementação foi executada em secador intermitente de fluxos contracorrentes, utilizando as temperaturas de 60, 80 e 100 °C, obtendo consumos específicos de energia de 8.300, de 7.547 e de 6.442 kJ kg⁻¹ de água evaporada, respectivamente. Com relação à qualidade da bebida, o produto apresentou melhores resultados quando comparado às amostras testemunhas secadas em terreiros. Não foram constatados efeitos da temperatura do ar de secagem sobre a qualidade do produto final.

2.2.2.7 – Secagem em baixa temperatura utilizando ar natural

Secagem com ar natural ou em baixa temperatura compreende os sistemas que utilizam ar em condição ambiente. Quando ocorre apenas o incremento de temperatura, causado pelo atrito entre as moléculas de ar e o rotor do ventilador, o sistema é conhecido como secagem com ar natural. Quando, além deste acréscimo de temperatura, houver incremento de até 10 °C na temperatura do ar por meio da queima de combustível ou pelo uso de

energia solar e de eletricidade, o sistema é conhecido como secagem a baixa temperatura. Entretanto, a secagem a baixas temperaturas em camadas espessas (altura da camada superior a um metro) requer longo tempo operacional, possibilitando a deterioração das camadas superiores do produto, caso o sistema não seja criteriosamente dimensionado (SILVA e BERBERT, 1999).

A secagem com ar natural pode ser empregada para pequenas ou grandes produções e tem como pontos limitantes as condições ambientes e a velocidade de colheita do produto (DALPASQUALE, 1984). Essa opção de secagem é válida quando se dispõe de tempo suficiente e quando se utilizam vazões apropriadas de ar. A quantidade de energia gasta pelos ventiladores é sempre significativamente menor que a energia térmica utilizada na evaporação da água dos produtos.

Este método de secagem apresenta algumas vantagens em relação à secagem em alta temperatura, devido a fatores como: menor necessidade de equipamentos, menos mão-de-obra, menor gerenciamento requerido durante a safra e melhor qualidade final dos grãos por reduzir sua movimentação.

O processo de secagem a baixa temperatura é normalmente feito em silo com fundo perfurado, no qual o produto é secado e armazenado ao mesmo tempo. O fluxo mínimo de ar recomendado e a espessura máxima da camada de grãos no silo dependem do teor inicial de água do produto e das condições ambientais (BAKKER-ARKEMA et al., 1978).

A secagem artificial de grãos com ar natural é um processo lento, havendo a possibilidade de desenvolvimento de fungos antes de o produto atingir o teor final de água desejado. Entretanto, quando bem conduzido, este sistema de secagem permite a manutenção da qualidade do produto devido ao pequeno incremento na temperatura do ar (DALPASQUALE e SILVA, 1983).

Os fatores mais importantes a serem observados na secagem com ar natural são as condições psicrométricas do ar ambiente. O Brasil, na maior parte de seu território, apresenta um clima tipicamente tropical. Os elevados valores de umidade relativa média do ar, característicos neste tipo de clima, dificultam grandemente a utilização de secagem de grãos com ar natural, em

razão de seu baixo potencial de secagem. Entretanto, esse problema pode ser contornado por meio de estudos visando à otimização da vazão específica de ar necessário e do melhor intervalo de tempo de trabalho do ventilador durante o dia para diferentes produtos e localidades.

Para a utilização da secagem com ar natural, o teor inicial de água do produto não deve ser muito elevado, sendo recomendando uma faixa entre 18 e 20% b.u. Caso não se consiga colher o produto com teor de água adequado, é preciso que se faça uma secagem parcial rápida para, a partir daí, utilizar a secagem com ar natural. A configuração entre os dois métodos de secagem é conhecida como secagem em combinação (DALPASQUALE e SILVA, 1983).

No Brasil, o sistema de secagem de grãos em baixa temperatura tem sido utilizado, em alguns casos, para secagem de sementes. A aplicação deste sistema nas fazendas, para secagem de grãos industriais, é ainda relativamente desprezível se comparada aos processos tradicionais de secagem natural no campo e secagem em terreiros e em secadores de altas temperaturas (SILVA, 1993).

Sob determinadas condições climáticas, é técnica e economicamente viável secar café cereja descascado ou despulpado com teor inicial de água de até 25% b.u.. A maior vantagem da secagem com ar natural ou em baixa temperatura é que, além da economia substancial de energia e do aumento no rendimento dos secadores, o produto final apresenta coloração e teor de água bastante uniformes, propiciando boa torração (SILVA et al., 2000).

2.2.2.8 – Secagem combinada

Para solucionar possíveis problemas em decorrência de condições climáticas desfavoráveis e de teor inicial de água elevado, foram realizados alguns estudos utilizando a técnica da secagem em combinação (alta temperatura na primeira fase e baixa temperatura ou ar natural na segunda fase) para a secagem de café.

Neste sistema, depois de separar adequadamente, por densidade, o café tipo cereja, procede-se ao descascamento e à lavagem para retirar

parte da mucilagem. A seguir, realiza-se uma pré-secagem até que o teor de água atinja valores próximos a 25% b.u. (dependendo das condições climáticas para a secagem a baixas temperaturas) e, em seguida, transfere-se o café para a secagem complementar em silos, com ar natural ou levemente aquecido. Além de evitar a deterioração do produto, este procedimento permite reduzir o tempo de secagem a alta temperatura, aumenta a capacidade dos secadores e reduz o consumo total de energia em mais de 50%, quando comparado aos processos tradicionais de secagem. Apesar de aparentemente simples e de fácil adaptação a sistemas já existentes em fazendas, o sistema de secagem em combinação é altamente dependente das condições climáticas da propriedade, das tecnologias utilizadas antes da operação de secagem a baixa temperatura e do nível de treinamento do operador. Isto quer dizer que, nem sempre, um sistema projetado para um cafeicultor será necessariamente adequado para outro.

Com a finalidade de adaptar a tecnologia de secagem com sistemas combinados para o café, FREIRE (1998) construiu e avaliou um sistema em que o café despulpado, pré-secado em terreiro, passava por uma secagem intermediária em um secador experimental de alta temperatura e fluxos contracorrentes/concorrentes e, em seguida, era transportado para um sistema em baixa temperatura, composto por um silo-secador, no qual era secado até atingir um teor de água seguro para o armazenamento. Os resultados obtidos mostraram um menor consumo específico de energia na secagem com sistemas combinados.

Com o objetivo de também melhorar as condições e a possibilidade da utilização do sistema de secagem em combinação para café e adaptar um modelo de simulação de secagem utilizando ar ambiente, GUIMARÃES (1995) realizou testes de secagem, utilizando ar com temperatura ambiente em um silo. A secagem de café cereja com ar ambiente deve ser iniciada quando o teor de água do produto for de, aproximadamente, 20% b.u. Foram constatadas a importância do manejo adequado do ventilador e a necessidade da instalação de um sistema de termometria para acompanhamento da temperatura da massa de café no silo-secador.

2.3 – Avaliação dos custos operacionais de secagem

Os parâmetros de custo que envolvem o processo de secagem são: energia para movimentar e aquecer o ar de secagem, trabalho humano, equipamentos, manutenção, taxas, seguros e juros (YOUNG e DICKENS, 1975).

A taxa de depreciação foi obtida utilizando a Equação 21. O seguro e o valor dos reparos foram estimados em 0,5% anuais sobre o investimento médio e de 3,0% anuais sobre o investimento inicial, respectivamente (HELLEVANG e REFF, 1990). Estimou-se um tempo de funcionamento anual para o equipamento em 2.400 horas, taxa anual de juros de 11,5% e taxa anual de inflação de 5% a.a.

$$D = \frac{T_D (V_i - V_f)}{N_{sacas}} \quad (21)$$

em que:

D = custo de depreciação em R\$ saca⁻¹;

$T_D =$ taxa de depreciação $\left(T_D = \left(\frac{100}{V_{util}} \right) \left(\frac{1}{100} \right) \right)$, decimal;

$V_i =$ Valor inicial do equipamento em R\$;

$V_f =$ valor de sucata do equipamento, 10 % do valor inicial, em R\$;

$N_{sacas} =$ número de sacas de café beneficiadas de 60 kg por ano, em sacas ano⁻¹; e

$V_{util} =$ vida útil do equipamento por ano.

Os custos com reparos, seguro e custo de oportunidade foram obtidos por meio das Equações 22, 23 e 24.

$$C_R = \frac{3\% (V_i)}{N_{sacas}} \quad (22)$$

$$C_S = \frac{0,5\% \left(\frac{(V_i + V_f)}{2} \right)}{N_{sacas}} \quad (23)$$

$$C_O = \frac{(11,5\% - 5\%) \left(\frac{(V_i + V_f)}{2} \right)}{N_{sacas}} \quad (24)$$

em que:

C_R = custos anuais com reparos em R\$ $saca^{-1}$;

C_S = custos anuais com seguro em R\$ $saca^{-1}$; e

C_O = custos de oportunidade em R\$ $saca^{-1}$;

O custo da mão-de-obra foi estimado, utilizando a Equação 25.

$$C_{MDO} = \left[\left(\frac{t}{J} \right) \left(\frac{S}{N_{sacas}} \right) \right] K \quad (25)$$

em que:

C_{MDO} = custo de mão-d- obra em R\$ $saca^{-1}$;

t = tempo total de secagem em h;

J = jornada de trabalho mensal em h;

S = salário mensal incluindo encargos sociais em R\$; e

K = fator de utilização de mão de obra, $K = 0,625$ para o GLP (OCTAVIANI e BIAGI, 2004)

O custo energético foi obtido, utilizando as Equações 26, 27 e 28.

$$C_C = \frac{M_{comb} \cdot P_{comb}}{N_{sacas}} \quad (26)$$

em que:

C_C = custo de combustível em R\$ $saca^{-1}$;

M_{comb} = massa de combustível em kg; e

P_{comb} = preço unitário do combustível em R\$ kg^{-1} .

$$C_E = \frac{P_a \cdot t \cdot P_E}{N_{\text{sacas}}} \quad (27)$$

em que:

C_E = custo da eletricidade em R\$ saca⁻¹;

P_a = potência elétrica do equipamento em kW;

t = Tempo de funcionamento em h; e

P_E = preço unitário do kWh em R\$ kWh⁻¹.

$$C_{ET} = C_C + C_E \quad (28)$$

em que:

C_{ET} = custo energético total em R\$ saca⁻¹.

2.4 – Classificação do café

2.4.1 – Tipo

A classificação quanto ao tipo do café beneficiado foi feita de acordo com o Regulamento Técnico de Identidade e de Qualidade para a Classificação do café beneficiado, grão cru, utilizando as tabelas de Classificação do Café Beneficiado Grão Cru quanto à equivalência de defeitos (intrínsecos), impurezas (extrínsecos) e em função do defeito/tipo, conforme Instrução Normativa nº 8 de 11 de julho de 2003 (BRASIL, 2003).

De acordo com a Instrução Normativa nº 8 de 11 de julho de 2003 (BRASIL, 2003), na classificação por peneiras, o vazamento máximo admissível para cada peneira foi de 10%, sendo que um vazamento superior a esse valor caracterizou a ocorrência de outra peneira, no lote analisado. O café beneficiado grão cru da subcategoria chato, de acordo com o tamanho dos grãos e a dimensão dos crivos circulares que os retêm, foi classificado em: chato graúdo – peneiras 19/18 e 17; chato médio – peneiras 16 e 15; e chato miúdo – peneira 14 e menores, conforme Instrução Normativa nº 8 de 11 de julho de 2003 (BRASIL, 2003).

2.4.2 – Bebida

Quanto ao sabor e aroma (bebida), o café é classificado como Grupo I (arábica) e definido por meio de prova de xícara, utilizando-se definições de subgrupos assim discriminados (BRASIL, 2003):

Bebidas Finas do Grupo I - Arábica.

- a) *Estritamente mole*: café que apresenta, em conjunto, todos os requisitos de aroma e sabor "mole", porém, mais acentuado;
- b) *Mole*: café que apresenta aroma e sabor agradável, brando e adocicado;
- c) *Apenas mole*: café que apresenta sabor levemente doce e suave, mas sem adstringência ou aspereza de paladar; e
- d) *Duro*: café que apresenta sabor acre, adstringente e áspero, porém, não apresenta paladares estranhos.

Bebidas Fenicadas do Grupo I - Arábica.

- a) *Riado*: café que apresenta leve sabor, típico de iodofórmio;
- b) *Rio*: café que apresenta sabor típico e acentuado de iodofórmio; e
- c) *Rio Zona*: café que apresenta aroma e sabor muito acentuado, assemelhado ao iodofórmio ou ao ácido fênico, sendo repugnante ao paladar.

3 – MATERIAL E MÉTODOS

O experimento foi realizado no Setor de Pré-Processamento e Armazenamento de Produtos Vegetais do Departamento de Engenharia Agrícola, da Universidade Federal de Viçosa. Utilizou-se café (*Coffea arabica L.*) cereja descascado, da variedade Catuaí, procedente de fazendas da Região de Viçosa, Minas Gerais. A colheita do produto foi feita entre os meses de maio e julho, nos anos de 2006 e 2007, pelo sistema de derricha sobre pano, quando o teor de água dos frutos era de aproximadamente 60% b.u. Após o processamento por via úmida, o café cereja descascado e desmucilado foi espalhado sobre o terreiro de cimento e revolvido em intervalos regulares de uma hora, durante dois a três dias, até atingir o teor de água igual $42,0 \pm 1,0\%$ b.u., sendo, então, transportado para o Setor de Pré-processamento e Armazenamento de Produtos Vegetais – DEA/UFV, para os testes de secagem.

Para cada tratamento, foram feitos três testes de secagem, utilizando café cereja descascado e desmucilado por via úmida, conforme a seguir:

T1 – *tratamento 1* – pré-secagem em secador de leito fixo em leiras, até que os grãos atingissem teor de água de $24,4 \pm 0,5\%$ b.u., e secagem complementar em um secador de café em lotes intermitentes de fluxos concorrentes, utilizando uma bomba de calor para condicionamento do ar de secagem. O café foi secado até atingir o teor de água de $11,0 \pm 0,8\%$ b.u.

T2 – *tratamento 2* – secagem em secador de leito fixo em leiras, com temperatura do ar de secagem de 50 °C, quando o produto tinha umidade inicial de $24,8 \pm 0,2\%$ b.u. até atingir o teor de água de $11,0 \pm 1,0\%$ b.u.

Para o aquecimento do ar de secagem, foi utilizado um gerador de calor a gás (GLP).

Para a análise dos sistemas de secagem, foi adaptada a metodologia proposta por BAKKER-ARKEMA et al. (1978). Por esta metodologia, os secadores foram analisados considerando três testes por tratamento. Nos sistemas de secagem em lotes, os autores recomendam fazer três testes consecutivos por tratamento. Tal procedimento se justifica pela impossibilidade de obter repetições das avaliações de sistemas de secagem, considerando-se, principalmente, as variações ambientais, do material biológico (grãos) e da própria máquina.

Com relação ao produto, mediram-se os teores inicial e final de água (% b.u.), as massas específicas inicial e final (kg m^{-3}), as massas inicial e final (kg) e foram feitas análises de qualidade final do produto.

Em relação ao ar de secagem, foram medidas as temperaturas inicial e final ($^{\circ}\text{C}$), temperatura do ar de exaustão ($^{\circ}\text{C}$), temperatura do ar de secagem ($^{\circ}\text{C}$), temperatura ambiente ($^{\circ}\text{C}$) e a umidade relativa do ar ambiente (%). Com relação aos parâmetros do secador, foram medidos a pressão estática (Pa), o fluxo de ar de secagem ($\text{m}^3 \text{min}^{-1} \text{m}^{-2}$), a área de secagem (m^2) e a espessura da camada (m).

Nos parâmetros relativos ao combustível, foram medidos o poder calorífico inferior (kJ kg^{-1}) e o consumo (kg h^{-1}). Com relação ao desempenho do equipamento, foram determinados a eficiência (kJ kg^{-1} de água evaporada), a duração do teste (h) em cada tratamento, a redução do teor de água do produto (% b.u.), o consumo de energia elétrica (kWh) e o coeficiente de desempenho, COP (adimensional).

3.1 – Sistemas de secagem

3.1.1 – Secador de café em lotes intermitentes de fluxos concorrentes

Foi projetado e construído um secador de café em lotes intermitentes de fluxos concorrentes com capacidade estática de 10 m^3 de grãos. O secador era composto por duas câmaras de repouso: uma superior com capacidade estática de $4,6 \text{ m}^3$ e uma inferior com capacidade estática de $1,5 \text{ m}^3$. A capacidade estática de câmara de secagem era de $3,9 \text{ m}^3$. Neste tipo de secador, apenas os grãos contidos na câmara de secagem recebem ar

aquecido, os demais permanecem nas câmaras de repouso para que o teor de água seja redistribuído no interior dos grãos. Esta equalização facilita a remoção de água do grão, promovendo menor consumo de energia e reduzindo o estresse térmico. A movimentação dos grãos era feita por meio de um elevador de caçambas. A Figura 5 ilustra o esquema do secador utilizado, já acoplado ao sistema de aquecimento do ar de secagem (bomba de calor).

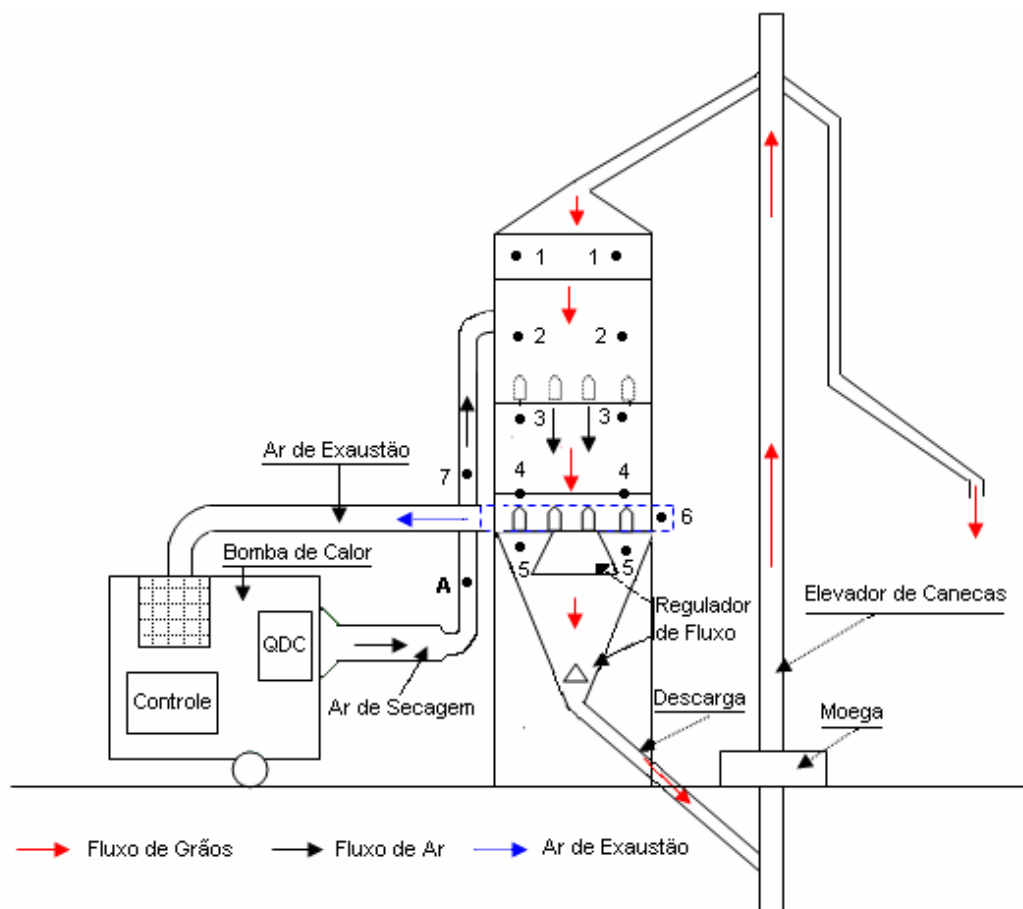


Figura 5 – Croqui: sistema de secagem utilizando bomba de calor.

Os pontos 1, 2, 3, 4 e 5 indicam os locais de leitura da temperatura em diferentes pontos dentro do secador de lotes intermitentes de fluxos concorrentes.

Os pontos 1 e 2 e o ponto 5 indicam as temperaturas da massa de grãos nas câmaras de repouso superior e inferior, respectivamente. Os pontos 3 e 4 indicam as temperaturas do ar intergranular, já que durante essas leituras o sistema não era desligado. O ponto 6 indica o local de

medição da temperatura do ar de exaustão, observada em três pontos equidistantes de 120° , tomando como referência o eixo vertical do secador. O ponto A indica o local de medição da pressão estática e o 7 indica o local de medição da temperatura do ar de secagem.

O secador de café em lotes intermitentes de fluxos concorrentes foi construído na oficina do Setor de Pré-Processamento e Armazenamento de Produtos Vegetais – DEAUUV. As Figuras de 6 e 7 ilustram as partes constituintes do secador separadamente e depois de montado.

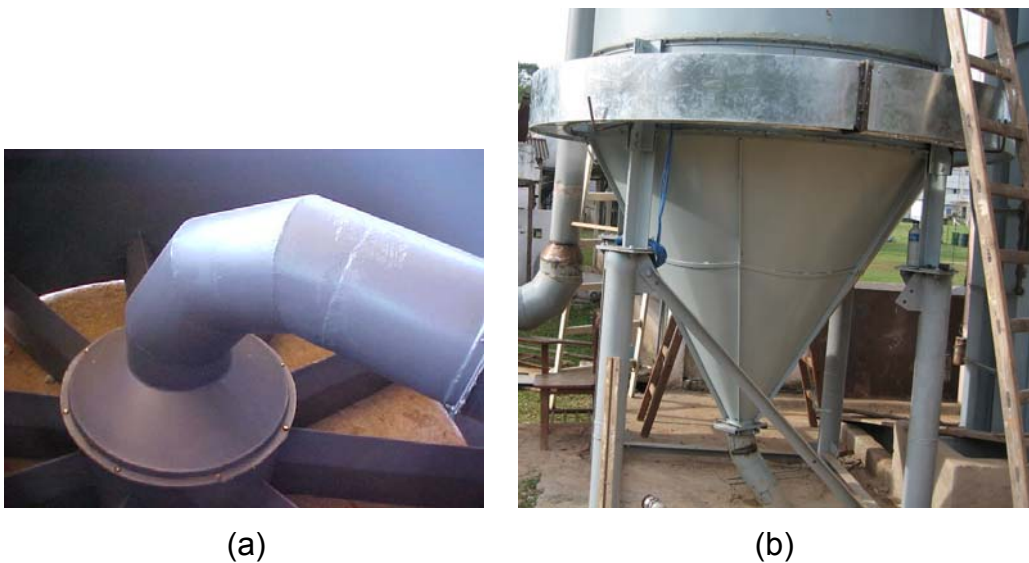


Figura 6 – Difusor para distribuição do ar de secagem (a) e anel para captação do ar de exaustão (b).



Figura 7 – Vista parcial do secador de café em lotes intermitentes de fluxos concorrentes.

Testes preliminares realizados no ano de 2006 determinaram a necessidade de realizar adaptações no secador a fim de melhorar seu desempenho. O fundo cônico que tinha ângulo de 45° dificultava o escoamento do produto. Para solucionar este problema, um novo fundo cônico foi construído com um ângulo de 60° , passando ar de exaustão a ser reaproveitado pelo sistema com o propósito de aumentar o coeficiente de desempenho da bomba de calor, conforme ilustra a Figura 8.



Figura 8 – Duto para reaproveitamento do ar de exaustão e cone com 60° de inclinação.

O café despulpado e desmucilado, proveniente da pré-secagem em secador de leito fixo em leiras, com teor inicial de água de $25,1 \pm 1,0\%$ b.u., foi colocado no secador de café em lotes intermitentes de fluxos concorrentes e secado até atingir o teor final de água de $11,0 \pm 1,0\%$ b.u.

O revolvimento do produto foi feito por meio de um elevador de caçambas que recebia, por gravidade, o produto vindo do secador. O tempo de revolvimento era de 30 minutos a cada três horas. Este tempo era suficiente para fazer com que o produto contido na câmara de secagem fosse para a(s) câmara(s) de repouso e vice-versa. Cada operação de secagem tinha a duração de 12 h (07 às 19 h), com interrupção de 12 horas, objetivando permitir a equalização de umidade e de temperatura dos grãos.

Durante o período de tempo em que os grãos recebiam o ar de secagem, os mesmos grãos eram revolvidos durante 30 minutos, em intervalos regulares de 3 h.

O ar de exaustão foi succionado por meio de um ventilador centrífugo e insuflado na massa de grãos depois de condicionado pela bomba de calor para a realização da secagem.

O sistema funcionou com a recirculação de 100% do ar de exaustão da seguinte maneira: o ar de exaustão, ao passar através do evaporador da bomba de calor, foi resfriado a uma temperatura inferior à do ponto de orvalho, condensando a água nele contida. Em seguida, com o calor dissipado pelo compressor e pelo condensador da bomba de calor, o ar com menor razão de mistura foi reaquecido a uma temperatura superior à do ambiente antes de atravessar a camada de café. Desta forma, fornecia-se energia ao grão para a evaporação da água nele contida e, ao mesmo tempo, aumentava-se o potencial de secagem do ar.

A bomba de calor, utilizada no experimento (Figura 9), foi obtida por meio de um convênio firmado entre UFV/DEA e a Coolseed Resfriamento Artificial.



Figura 9 – Bomba de calor utilizada no experimento.

A concepção da utilização da bomba de calor para condicionar o ar para a secagem de grãos foi parte fundamental do presente trabalho. A bomba de calor foi construída a partir de uma máquina já existente utilizada para resfriamento de grãos. Para isso, foram feitas algumas adaptações a fim de atender ao propósito do trabalho. A bomba de calor apresenta uma

capacidade de refrigeração de 42,2 kW (12 TR - toneladas de refrigeração - equivalentes a 144.000 BTU.h⁻¹).

Um ventilador centrífugo com vazão de 90 m³ min⁻¹ e potência motriz de 4,33 kW (5 cv) acoplado à bomba de calor foi utilizado para a movimentação do ar através dos trocadores de calor e da massa de grãos. A rotação do ventilador durante os testes de secagem foi de 1.750 rpm, valor controlado com o uso de um inversor de frequência.

O ar de exaustão ao sair do secador de café em lotes intermitentes de fluxos concorrentes passava pelos evaporadores da bomba de calor em que parte da água contida neste ar sofria condensação (a temperatura nos evaporadores era menor que a temperatura de ponto de orvalho do ar de exaustão). Ao passar pelos evaporadores, o ar com menor razão de mistura era reaquecido pelos compressores e condensadores da bomba de calor para, em seguida, ser insuflado no secador, promovendo a secagem dos grãos.

A bomba de calor possui dois evaporadores, quatro compressores, quatro condensadores, quatro válvulas de expansão e quatro filtros. Em cada um dos trocadores de calor (evaporador e condensador), passavam dois circuitos independentes. A Figura 10 ilustra o processo simplificado da bomba de calor.

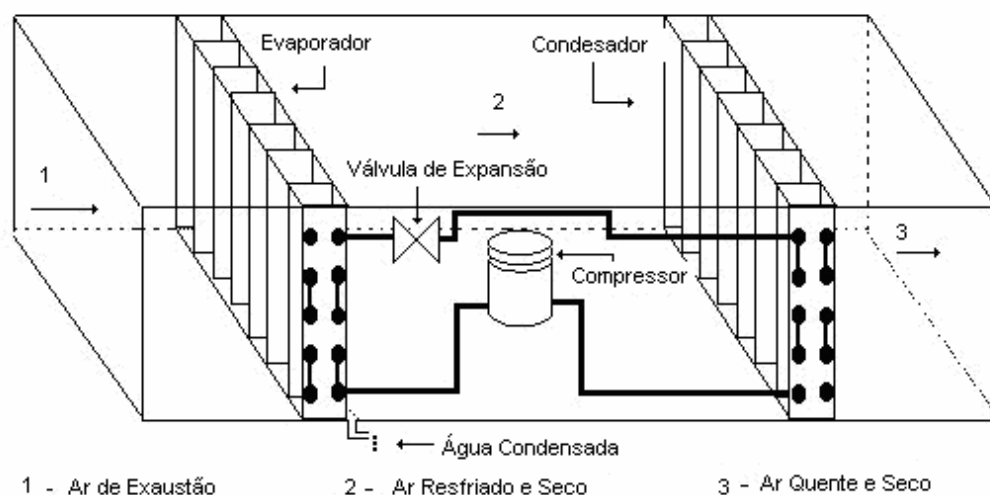


Figura 10 – Esquema simplificado da bomba de calor.

Para controle do sistema, foram instalados nos circuitos pressostatos de baixa pressão, automáticos, e pressostatos de alta pressão, manuais.

Para monitoramento das temperaturas do fluido refrigerante, foram instalados termopares tipo J, previamente calibrados, nas entradas e saídas dos compressores. Manômetros de alta e baixa pressão foram instalados nas entradas e saídas dos compressores para monitorar as pressões de trabalho do fluido refrigerante.

Termopares tipo J, previamente calibrados, foram instalados nas entradas e saídas de ar dos trocadores de calor para monitoramento da temperatura do ar ao passar através desses trocadores. A umidade relativa do ar foi monitorada na entrada de ar dos evaporadores e na saída dos condensadores. A Figura 11 ilustra o painel de controle existente na máquina, bem como seu quadro de comando.



Figura 11 – Painel de controle e quadro de comando com inversor de frequência.

3.1.2 – Secador de leito fixo em leiras

Um secador de leito fixo em leiras foi utilizado para a secagem e pré-secagem do café cereja descascado e desmucilado, conforme a metodologia proposta por DONZELES (2002). Neste sistema, o aquecimento do ar se fazia com a utilização de um gerador de calor a gás, tendo o gás liqüefeito de petróleo (GLP) como combustível. Durante a secagem, foram formadas

leiras com espessura, de aproximadamente, 0,40 m, sobre um duto de chapa perfurada, cuja finalidade era conduzir o ar de secagem através da massa de grãos (Figura 12).



Figura 12 – Secador de leito fixo em leiras, sem carga (a) e com carga (b).

Em todos os testes, a temperatura média do ar de secagem foi de 50 ± 1 °C. Uma quantidade de café de aproximadamente 30 kg foi extraída do lote constituinte de cada teste e posta ao sol para secagem em terreiro suspenso, cujo objetivo foi obter a amostra testemunha para comparação qualitativa.

Para a movimentação do ar de secagem, utilizou-se um ventilador centrífugo com um motor de potência motriz de 4,33 kW (5 cv) e vazão de $80,0 \text{ m}^3 \text{ min}^{-1}$. O revolvimento do produto foi feito manualmente a cada três horas, até o final da secagem.

A Figura 13 ilustra os pontos de medição das temperaturas do ar de secagem, da massa de grãos e do ar de exaustão. A temperatura do ar de secagem foi monitorada com termopar tipo J na saída do ventilador (ponto **A**). Para monitorar a temperatura da massa de grãos e do ar de exaustão, foram instalados termopares do tipo T no ponto **C** (centro dos módulos), no ponto **B** (a 1,3 m à esquerda do ponto C) e no ponto **D** (a 1,3 m à direita do ponto C). A medição da temperatura da massa dos grãos foi feita com o sistema de ventilação desligado, tomando-se o cuidado de executar as leituras depois de três minutos, a fim de garantir que não haveria convecção forçada de ar durante as leituras.

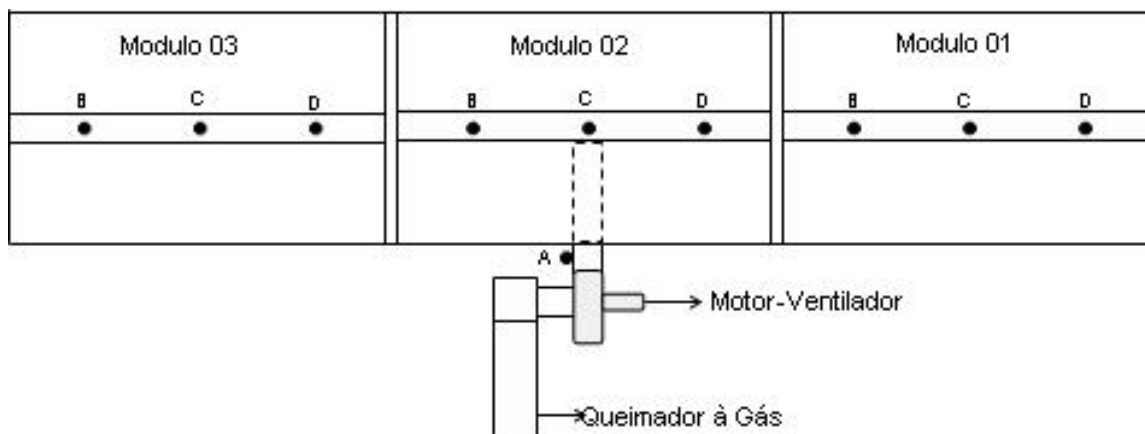


Figura 13 – Pontos de medição da temperatura do ar de secagem, da massa de grãos e do ar de exaustão.

Na massa de grãos, as temperaturas foram medidas a 0,10 m e a 0,20 m de distância do ponto de saída do ar no duto. Para medir a temperatura do ar de exaustão, os termopares ficaram posicionados sobre a massa de grãos. A Figura 14 ilustra os pontos de medição de temperatura na massa de grãos (pontos 1 e 2) e do ar de exaustão (ponto 3)..

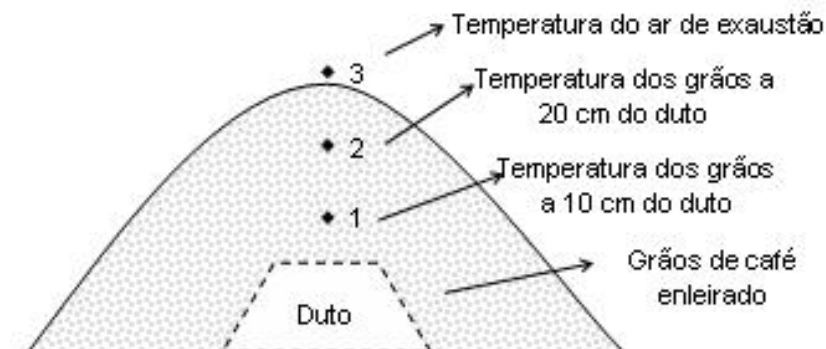


Figura 14 – Pontos de medição da temperatura da massa de grãos e do ar de exaustão.

O GLP utilizado para aquecimento do ar de secagem foi armazenado em três tanques P-190 e transportado por meio de uma tubulação galvanizada até uma válvula reguladora de pressão.

O consumo de gás ($\text{m}^3 \text{h}^{-1}$) foi medido em um medidor de gás ACTARIS G-6, registrador de leitura direta, com resolução de $0,001 \text{ m}^3$. A Figura 15 contém ilustrações do queimador a gás e seus principais componentes.

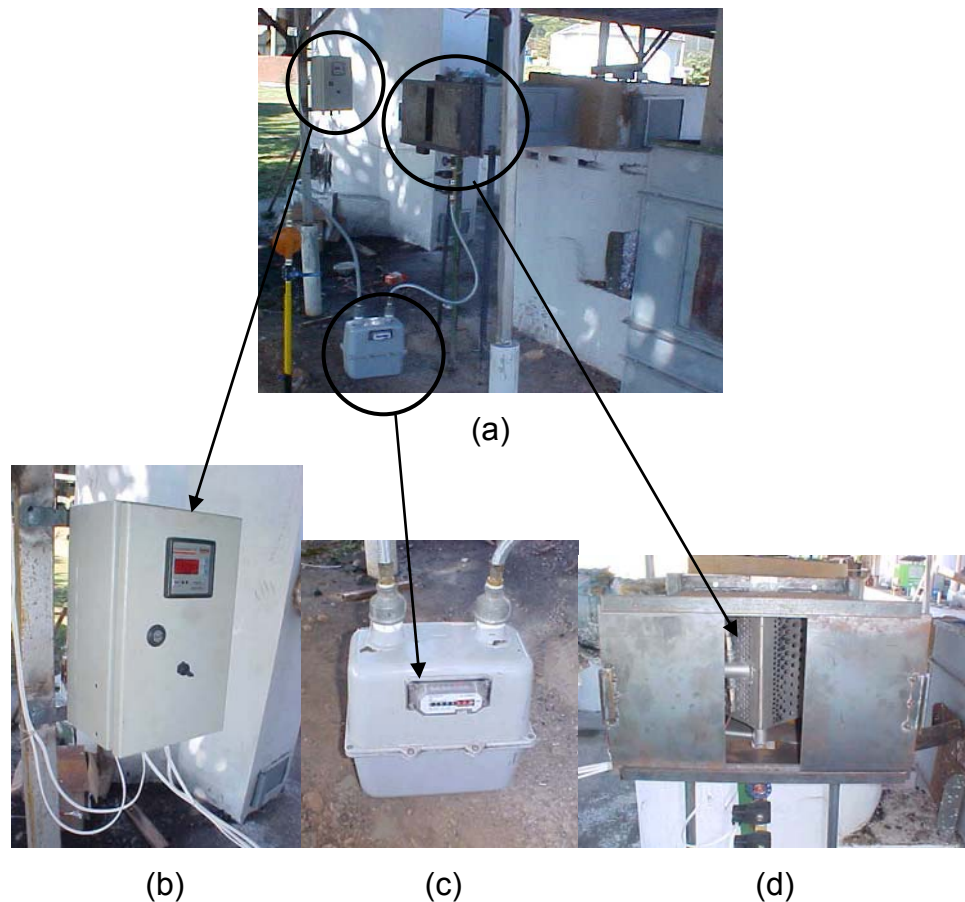


Figura 15 – Gerador de calor (a) instalado no secador de leito fixo em leiras, detalhando o painel de controle de temperatura (b), medidor de gás ACTARIS G-6 (c) e o bico do queimador (d).

3.1.3 – Terreiro suspenso

No processo de secagem em terreiro suspenso (Figura 16), cuja finalidade foi obter o controle (testemunha), o café foi secado ao sol. O revolvimento do produto foi feito manualmente em intervalos regulares de uma hora. A secagem foi concluída quando o teor final de água do café atingiu valor entre $11,0 \pm 1,0\% \text{ b.u.}$.

Amostras foram retiradas às 16 h de cada dia para monitorar o teor de água e a massa específica do produto.



Figura 16 – Terreiro suspenso utilizado para secagem da amostra testemunha.

3.1.4 – Monitoramento das variáveis

3.1.4.1 – Massa do produto

Antes da operação de carga de cada secador e depois das pré-secagens e secagens, o produto foi pesado em balança de plataforma, com resolução de 2,0 kg, para obtenção das massas inicial e final de cada etapa.

3.1.4.2 – Teor de água do produto e massa específica aparente

Foram retiradas amostras de café no início do processo, em intervalos regulares de três horas, durante a secagem e no final da operação, com o objetivo de medir a variação da massa específica em função do teor de água durante a secagem.

O teor de água do produto foi medido pelo método oficial de estufa, com circulação forçada de ar, a 105 ± 3 °C, durante 24 h, conforme descrito em Regras para Análise de Sementes (BRASIL, 1992). Entretanto, durante o processo, a variação do teor de água dos grãos foi medida pelo método de

Evaporação Direta da Água em Banho de Óleo – EDABO (SABIONE et al., 1984), a fim de obter respostas rápidas.

A massa específica foi medida em balança de peso hectolítrico com capacidade para 1000 mL.

3.1.4.3 – Temperatura e umidade relativa do ar ambiente

Durante a secagem, foram monitoradas a temperatura e a umidade relativa do ar ambiente utilizando-se um termo-higrógrafo digital, previamente calibrado.

3.1.4.4 – Temperaturas do ar intergranular de secagem e de exaustão

As temperaturas do ar intergranular, do ar de secagem e do ar de exaustão foram medidas por meio de um sistema de termometria, utilizando termopares tipo T. As informações foram coletadas em sistema automático de aquisição de dados (Figura 17), com leituras feitas em intervalos regulares de um minuto.



Figura 17 – Sistema de aquisição de dados utilizado no tratamento 1.

3.1.4.5 – Vazão específica do ar e pressão estática

A vazão específica do ar de secagem foi estimada a partir da determinação das curvas características do ventilador, conforme COSTA (1978). A pressão estática foi medida em intervalos regulares de 2 horas, utilizando um manômetro digital previamente calibrado.

3.1.4.6 – Entalpia específica do sistema de secagem

3.1.4.6.1 – Secador de café em lotes intermitentes de fluxos concorrentes

A entalpia específica para o sistema de secagem (secador de café em lotes intermitentes de fluxos concorrentes - bomba de calor) foi calculada utilizando a Equação 29:

$$H = \frac{Q_{cv}}{M_{aev}} \quad (29)$$

em que:

H = entalpia específica e kJ kg⁻¹ de água evaporada de produto;

Q_{cv} = energia elétrica consumida (compressor e ventilador) em kJ; e

M_{aev} = massa de água evaporada do produto em kg.

A energia elétrica demandada pelo sistema durante cada teste foi monitorada com o auxílio de um wattímetro e de um multímetro alicate.

3.1.4.6.2 – Secador de leite fixo em leiras

A entalpia específica para o sistema de secagem (secador de leite fixo em leiras) foi calculada, utilizando-se a Equação 30, desconsiderando-se o consumo de energia elétrica para a movimentação do ar:

$$H = \frac{PCI \cdot c \cdot t \cdot (100 - U_f)}{M (U_i - U_f)} \quad (30)$$

em que:

H = entalpia específica real em kJ kg^{-1} de água evaporada;

c = consumo de gás (GLP) em kg h^{-1} ;

t = tempo total da secagem em h;

M = massa inicial do produto em kg; e

U_i e U_f = teores inicial e final de água do produto em % b.u.

A energia elétrica demandada pelo sistema durante cada teste foi monitorada com o auxílio de um multímetro alicate.

3.2 – Avaliação do desempenho do sistema de secagem

3.2.1 – Avaliação de desempenho da bomba de calor

O coeficiente de desempenho (COP') da bomba de calor foi calculado com base na Equação 1. O fluxo de calor cedido ao ar de secagem pelo condensador foi calculado por meio da Equação 31. Para obtenção da vazão mássica média do ar, utilizou-se a Equação 32.

$$\dot{Q}_C = \dot{m} \cdot c_p (T_s - T_e) \quad (31)$$

em que:

\dot{Q}_C = fluxo de calor cedido pelo condensador em J s^{-1} ;

\dot{m} = vazão mássica média em kg s^{-1} ;

c_p = calor específico do fluido em $\text{J kg}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$

T_s = temperatura do fluido na saída do condensador em $^\circ\text{C}$; e

T_e = temperatura do fluido na entrada do condensador em $^\circ\text{C}$.

$$\dot{m} = \frac{\bar{V} \cdot A}{v} \quad (32)$$

em que:

\dot{m} = vazão mássica média em kg s^{-1} ;

v = velocidade média do ar na saída do condensador em m s^{-1} ;

A = área da superfície do condensador em m^2 ; e

v = volume específico do ar na saída do condensador em $\text{m}^3 \text{kg}^{-1}$.

3.2.2 – Componentes da bomba de calor

A bomba de calor foi analisada em função de seus componentes: evaporador, compressor e condensador.

3.2.2.1 – Evaporador

A taxa de transferência de calor no evaporador foi calculada em função das propriedades psicrométricas do ar (Equações 33 a 36). O ar, ao passar pelo evaporador, condensa parte do vapor d'água contido nele, o que só é possível se a temperatura do trocador de calor (evaporador) for menor que a temperatura do ponto de orvalho para as condições psicrométricas de entrada do ar. Neste processo, a razão de mistura (W), que é a razão entre a massa de vapor d'água e a massa de ar seco, diminuirá, tornando o ar mais seco, ou seja, com menor relação entre a massa de vapor e a de ar seco. A Figura 18 ilustra o volume de controle (VC) para o evaporador da bomba de calor.

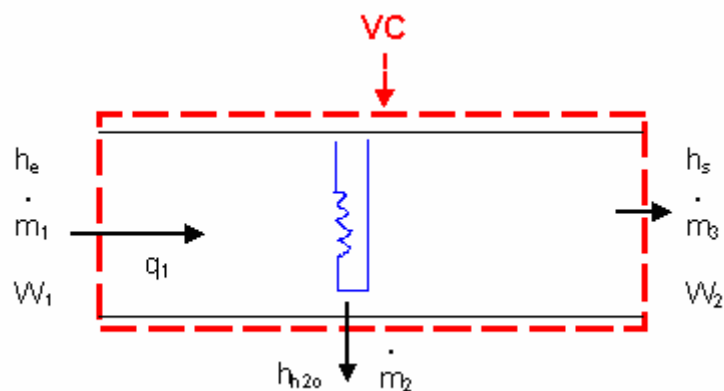


Figura 18 – Volume de controle para balanço de energia e massa no evaporador.

Balço de energia e massa

$$\dot{m}_1 \cdot h_e = \dot{q}_1 + \dot{m}_1 \cdot h_s + \dot{m}_2 \cdot h_{H_2O} \quad (33)$$

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{V}}{\upsilon} \quad (34)$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 (W_1 - W_2) \quad (35)$$

Combinando as Equações (33) e (35), obtém-se a equação (36).

$$\dot{q}_1 = \dot{m}_1 (h_e - h_s) - \dot{m}_1 (W_1 - W_2) h_{H_2O} \quad (36)$$

em que:

\dot{V} = vazão volumétrica do ar em $m^3 s^{-1}$;

υ = volume específico do ar em $m^3 kg^{-1}$.

\dot{m}_1 = vazão mássica do ar que entra no VC em $kg s^{-1}$;

\dot{m}_2 = vazão mássica da água condensada no evaporador que deixa o VC, em $kg s^{-1}$;

\dot{m}_3 = vazão mássica do ar que deixa o VC em $kg s^{-1}$;

h_e, h_s = entalpia do ar na entrada e saída do VC, respectivamente, em $kJ kg^{-1}$;

h_{H_2O} = entalpia da água condensada em $kJ kg^{-1}$;

\dot{q}_1 = taxa de transferência de calor do ar de entrada em $kJ s^{-1}$; e

W_1, W_2 = razão de mistura do ar na entrada e saída do VC, respectivamente, $kg_{H_2O} kg_{as}$.

Considerou-se que $\dot{Q}_e = \dot{q}_1$, ou seja, o calor cedido pelo ar ao evaporador tenha sido igual ao calor absorvido pelo evaporador.

3.2.2.2 – Compressor

A taxa de transferência de calor do compressor para o ar foi calculada em função de suas propriedades psicrométricas, depois de passar pelo evaporador (Equações 37 e 38). Deste ponto até chegar ao compressor, a razão de mistura do ar (W) se manterá constante. Isto faz com que qualquer acréscimo na temperatura do ar diminua sua umidade relativa. A Figura 19 ilustra o volume de controle (VC) para o evaporador da bomba de calor.

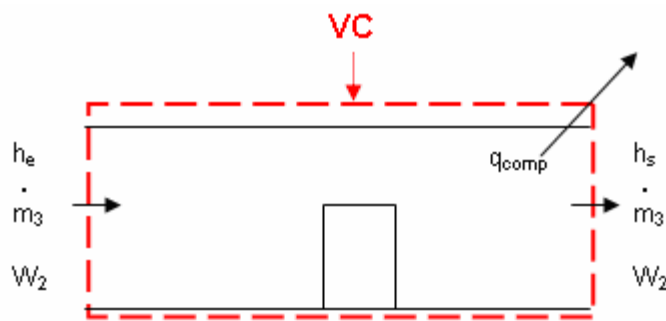


Figura 19 – Volume de controle para balanço de energia e massa no compressor.

Balanço de energia e massa

$$\dot{m}_3 \cdot h_e + \dot{q}_{cv} = \dot{m}_3 \cdot h_s \quad (37)$$

$$\dot{q}_{cv} = \dot{m}_3 (h_s - h_e) \quad (38)$$

em que:

\dot{q}_{cv} = taxa de transferência de calor para o ar do ventilador e do compressor em kJ s^{-1} ;

\dot{m}_3 = vazão mássica do ar em kg s^{-1} ; e

h_e, h_s = entalpia do ar na entrada e na saída do VC em kJ kg^{-1} .

3.2.2.3 – Condensador

O calor absorvido pelo fluido refrigerante para a condensação foi considerado igual ao calor cedido pelo condensador ao ar. A Figura 20 ilustra o volume de controle (VC) para o condensador da bomba de calor.

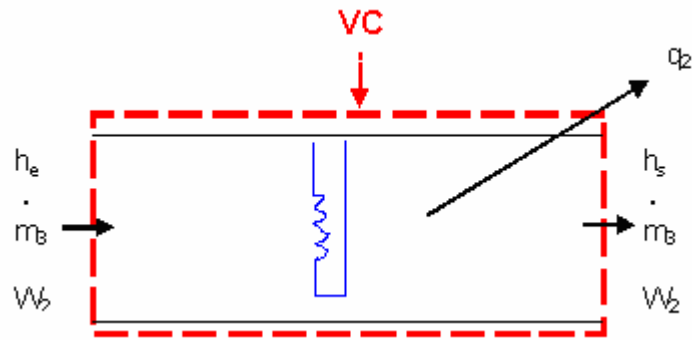


Figura 20 – Volume de controle para balanço de energia e massa no condensador.

Balanço de energia e massa

O calor cedido pelo condensador ao ar foi considerado igual ao calor absorvido pelo ar (pronto para a secagem), ou seja, $Q_s = q_2$.

A eficiência de refrigeração do sistema usado no trabalho foi calculada a partir da Equação 39, e a eficiência da bomba de calor, a partir da Equação 40.

$$\text{COP} = \frac{Q_e}{|(Q_s - Q_e)|} \quad (39)$$

$$\text{COP}' = \frac{Q_s}{|(Q_s - Q_e)|} \quad (40)$$

Logo o $\text{COP}' = 1 + \text{COP}$ para o sistema funcionando como bomba de calor, cujo objetivo final é aquecer o ar de secagem.

Para efeito de cálculo, no presente trabalho, consideraram-se desprezíveis as perdas de calor por convecção e radiação nas paredes da

bomba de calor e do secador de café em lotes intermitentes de fluxos concorrentes.

3.3 – Avaliação do custo operacional dos sistemas de secagem

Para a análise do custo operacional de secagem, considerou-se o preço do combustível (GLP) de R\$2,80 kg⁻¹ (fornecido pela MINASGAS); o preço da energia elétrica foi de R\$0,336566.kWh⁻¹, na modalidade de tarifa rural convencional (CEMIG, 2007); período de colheita de 90 dias úteis para uma safra de três meses; jornada de trabalho de 12 h.dia⁻¹; e período para manutenção dos equipamentos de 2 h.dia⁻¹.

O custo do capital foi obtido, tendo-se como base o valor inicial dos sistemas de secagem: foi de R\$ 20.000,00 para o sistema de secagem de leito fixo em leiras e de R\$ 80.000,00 para o sistema composto pela bomba de calor e secador de café em lotes intermitentes de fluxos concorrentes. Ambos os sistemas apresentam uma vida útil em torno de 10 anos.

3.4 – Avaliação da qualidade do produto

As análises da qualidade final do produto foram feitas por provadores da empresa Três Irmãos Corretora de Café. As amostras finais do produto, representativas de cada teste, foram obtidas conforme os critérios estabelecidos em BRASIL (2003), com o objetivo de analisar o tipo e a bebida do café.

Os resultados das amostras testemunhas (terreiro suspenso) foram comparados aos resultados das amostras secadas no secador de café em lotes intermitentes de fluxos concorrentes e no secador de leito fixo em leiras.

4 – RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 – Secador de café em lotes intermitentes de fluxos concorrentes

4.1.1 – Pré-secagem em secador de leito fixo em leiras

Para fazer os testes de secagem complementar no secador de café em lotes intermitentes de fluxos concorrentes, o café cereja descascado e desmucilado foi submetido à pré-secagem em secador de leito fixo em leiras, conforme a metodologia proposta por DONZELES (2002). Durante a pré-secagem, foram monitorados a temperatura do ar de secagem, as variações do teor de água, o consumo de energia elétrica e o consumo de combustível (GLP). A temperatura do ar de secagem foi mantida em 40 °C. O teor inicial de água foi de $41,9 \pm 1,0\%$ b.u., e o teor final de água foi de $24,4 \pm 0,5\%$ b.u. O acompanhamento da variação do teor de água durante a pré-secagem se fez necessário para que os testes de secagem do tratamento 1, secagem complementar em secador de café em lotes intermitentes de fluxos concorrentes, apresentassem valores do teor inicial de água próximos entre si. As amostras foram coletadas a cada três horas, antes do revolvimento do produto, feito em intervalos regulares de 3 h.

4.1.2 – Teor de água e massa específica aparente

As Figuras 21 e 22 ilustram as curvas de secagem do café cereja descascado e desmucilado resultantes do tratamento 1 e de sua amostra testemunha.

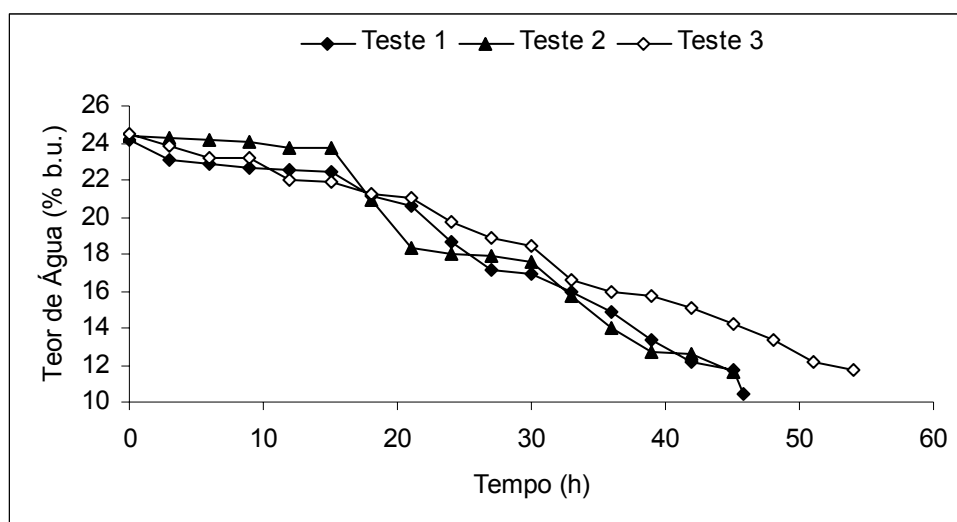


Figura 21 – Variação do teor de água do café, durante a secagem complementar, no secador de café em lotes intermitentes de fluxos concorrentes, nos testes 1, 2 e 3 do tratamento 1.

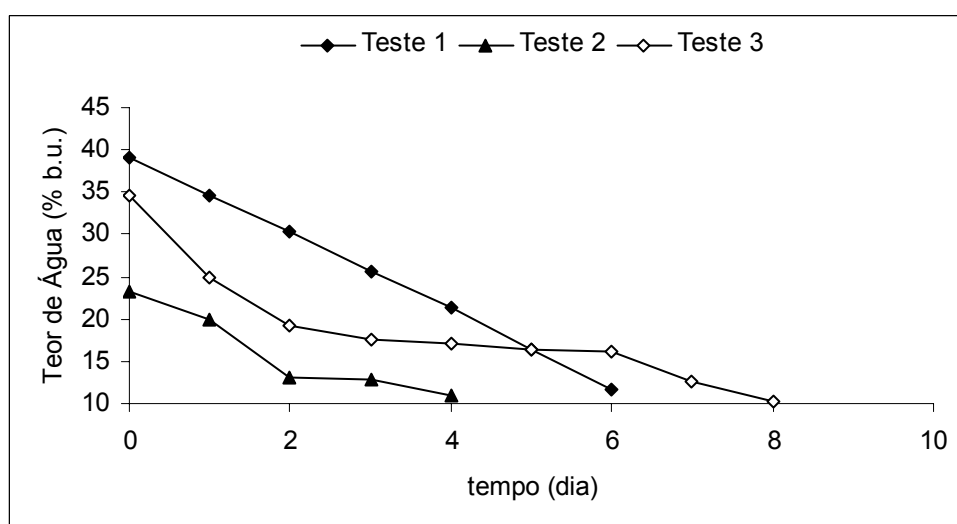


Figura 22 – Variação do teor de água do café, durante a secagem das amostras testemunhas, no terreiro suspenso, nos testes 1, 2 e 3, do tratamento 1.

O teor inicial de água do produto variou para cada teste, sendo que no tratamento 1 o valor médio foi de $24,4 \pm 0,5$ % b.u. O teor final de água do produto também variou para cada teste, sendo que no tratamento 1 o valor médio foi de $11,0 \pm 0,8$ % b.u.

O tempo de secagem das amostras testemunhas do tratamento 1 variou de acordo com a temperatura e a umidade relativa do ar ambiente,

tendo o teor inicial de água apresentado um valor médio de $31,2 \pm 8,0$ % b.u., e o teor final de água um valor médio de $10,9 \pm 0,7$ % b.u.

A Figura 23 ilustra a variação do teor final de água durante a descarga do café no secador vertical de fluxo concorrente, tratamento 1. Cada amostra representa a média dos teores de água de 12 sacos com, aproximadamente, 35 kg de café em pergaminho. Esta variação indica a uniformidade com que o produto foi secado.

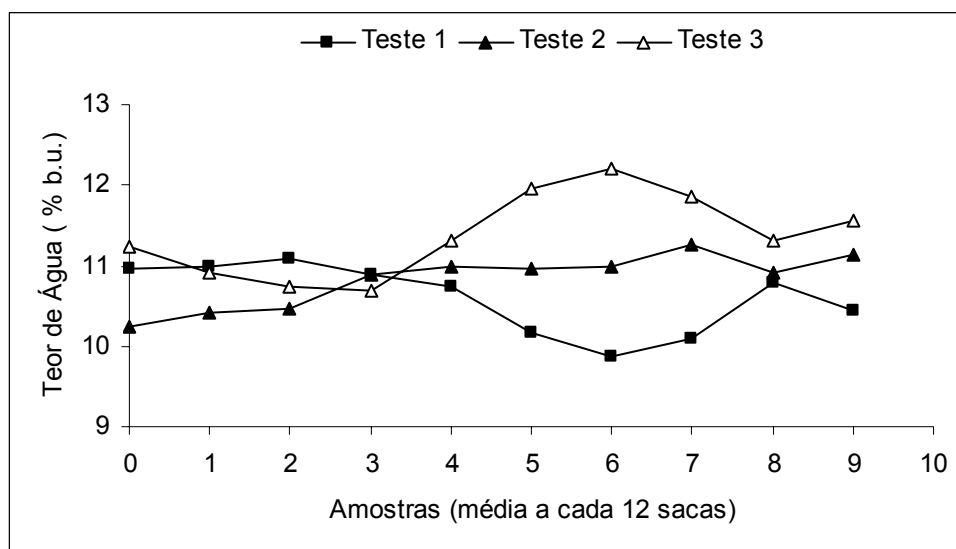


Figura 23 – Variação do teor final de água do café, durante a descarga no secador de café, em lotes intermitentes de fluxos concorrentes, para os testes 1, 2 e 3 do tratamento 1.

O teor final de água na descarga foi de $10,5 \pm 0,6$; $10,8 \pm 0,5$ e $11,4 \pm 0,8$ % b.u., para os testes 1, 2 e 3, respectivamente, para o tratamento 1. Estas pequenas variações indicam um movimento contínuo dos grãos no interior do secador, ou seja, a secagem se processou uniformemente em função da distribuição uniforme de ar no interior do secador e da velocidade uniforme dos grãos.

Determinou-se, também, a variação da massa específica aparente do produto, em função de seu teor de água (Figuras 24 e 25).

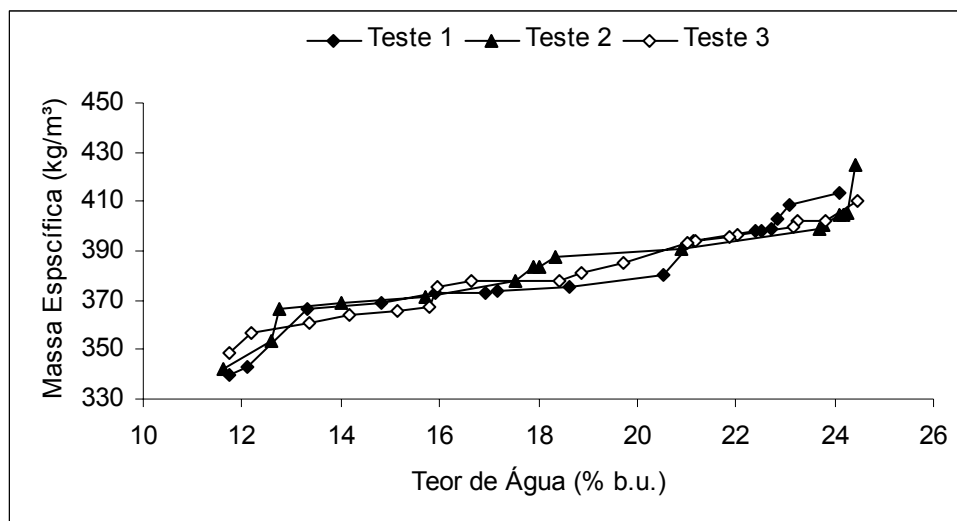


Figura 24 – Variação da massa específica aparente do café, durante a secagem complementar no secador de café, em lotes intermitentes de fluxos concorrentes, nos testes 1, 2 e 3 do tratamento 1.

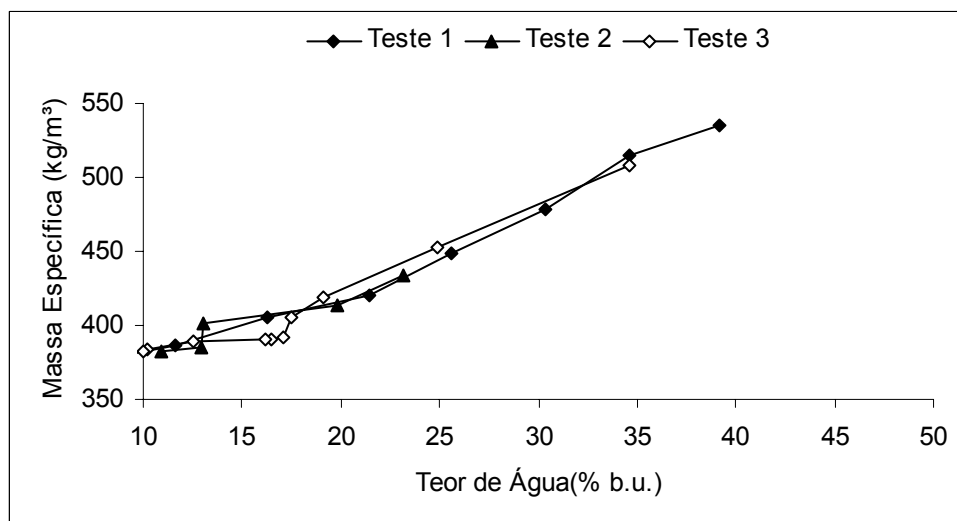


Figura 25 – Variação da massa específica aparente do café em função do teor de água durante a secagem das amostras testemunhas no terreiro suspenso, nos testes 1, 2 e 3, do tratamento 1.

Conforme era esperado para o café, verificou-se um decréscimo da massa específica aparente do café em função da redução do teor de água. Esse decréscimo foi constatado em todos os testes estudados, bem como em todas as amostras testemunhas. Esses decréscimos estão associados à propriedade que o café apresenta de reduzir seu volume durante a secagem, já que os espaços vazios, antes preenchidos com água, passam a ser

preenchidos com ar, fato ocorrido em função de a água possuir maior massa específica que o ar, ocasionando, desta maneira, um produto final de menor massa específica que a inicial.

4.1.3 – Temperatura do ar ambiente, ar de exaustão, ar de secagem e do ar intergranular e da massa de grãos

A representação gráfica das temperaturas do ar ambiente, do ar de exaustão, do ar de secagem, do ar na massa de grãos e do ar intergranular, durante a secagem do café cereja descascado e desmucilado, no secador de café em lotes intermitentes de fluxos concorrentes, encontra-se nas Figuras 26, 27 e 28.

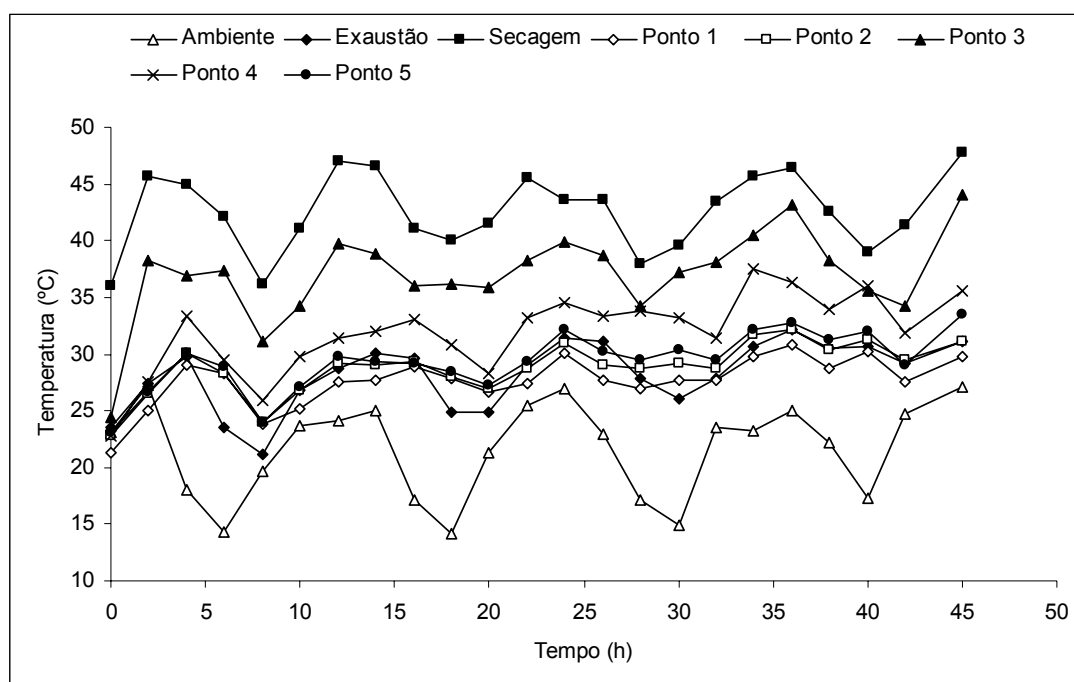


Figura 26 – Temperatura do ar ambiente, do ar de exaustão, do ar de secagem, da massa de grãos e do ar intergranular, durante a secagem complementar no secador de café, em lotes intermitentes de fluxos concorrentes, teste 1, do tratamento 1.

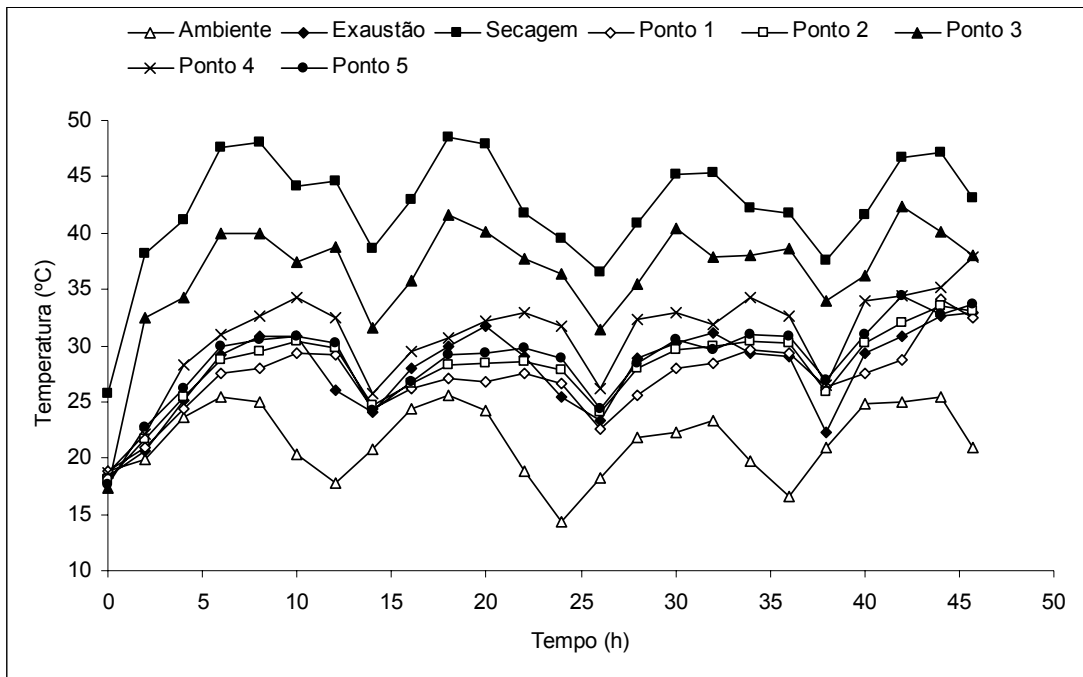


Figura 27 – Temperatura do ar ambiente, do ar de exaustão, do ar de secagem, da massa de grãos e do ar intergranular, durante a secagem complementar no secador de café, em lotes intermitentes de fluxos concorrentes, teste 2, do tratamento 1.

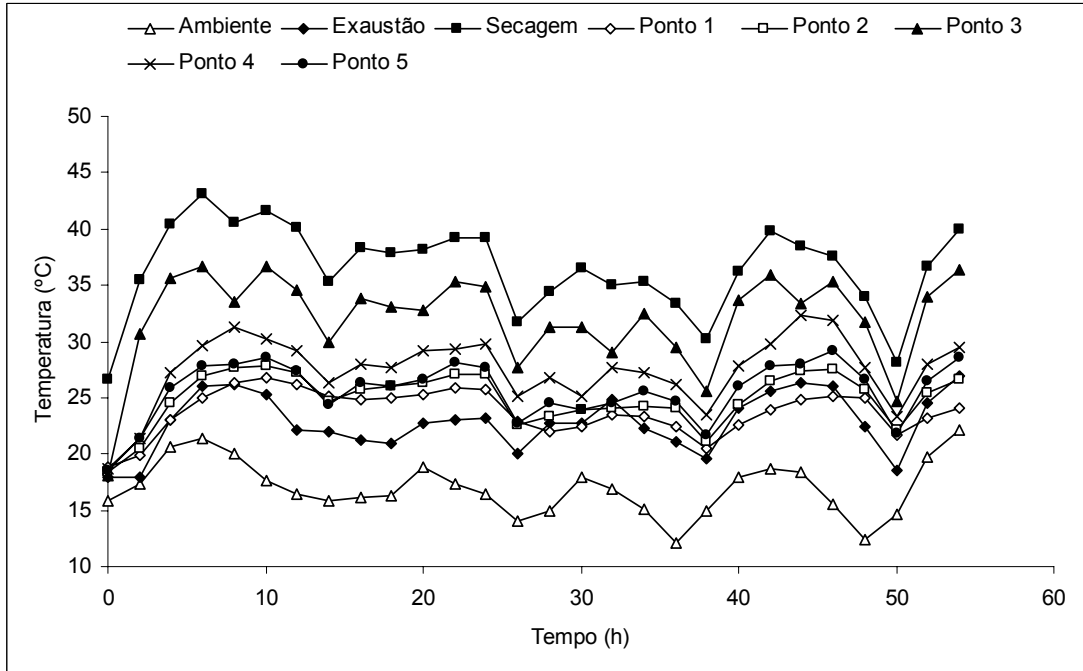


Figura 28 – Temperatura do ar ambiente, do ar de exaustão, do ar de secagem, da massa de grãos e do ar intergranular, durante a secagem complementar no secador de café, em lotes intermitentes de fluxos concorrentes, teste 3, do tratamento 1.

No tratamento 1 não foi possível manter a temperatura do ar de secagem em um valor pré-fixado devido às características variáveis do ar na entrada do evaporador, sendo observados valores médios de $41,9 \pm 5,9$; $37,1 \pm 11,3$ e $35,6 \pm 7,5$ °C nos testes 1, 2 e 3, respectivamente. A temperatura na massa de grãos (pontos 1, 2 e 5) apresentou valores médios de $27,5 \pm 6,1$; $26,1 \pm 8,4$ e $23,8 \pm 5,4$ °C, para os testes 1, 2 e 3, respectivamente. Esses valores de temperatura contribuíram para a manutenção da qualidade dos grãos. A temperatura do ar intergranular (pontos 3 e 4) apresentou valores médios de $35,0 \pm 9,1$; $32,3 \pm 10,1$ e $29,0 \pm 7,6$ °C, para os testes 1, 2 e 3, respectivamente. A temperatura do ar de exaustão apresentou valores médios de $26,7 \pm 5,5$; $25,6 \pm 7,2$ e $22,4 \pm 4,5$ °C, para os testes 1, 2 e 3, respectivamente. Ressalta-se que a menor temperatura do ar de exaustão indica maiores valores de umidade relativa, resultando na maior eficácia do processo de secagem. A temperatura do ar de exaustão (aproveitamento do ar de exaustão) proporcionou à bomba de calor um melhor desempenho devido ao fato de a temperatura do ar ambiente na cidade de Viçosa, Minas Gerais, durante a realização dos testes, apresentar valores médios de $20,7 \pm 6,6$; $20,0 \pm 5,6$ e $17,1 \pm 5,0$ °C, para os testes 1, 2 e 3, respectivamente, inferiores ao da temperatura do ar de exaustão.

Em todos os testes do tratamento 1, as variações das temperaturas foram influenciadas pela temperatura do ar na entrada do evaporador, ou seja, o aumento da temperatura do ar na entrada do evaporador aumentava as demais, ocorrendo o mesmo fenômeno, ao inverso, com a redução da temperatura.

4.1.4 – Umidade relativa do ar de exaustão, do ar de secagem e do ar ambiente

As Figuras 29, 30 e 31 apresentam a umidade relativa do ar de exaustão, do ar de secagem e do ar ambiente, para os testes 1, 2 e 3 do tratamento 1.

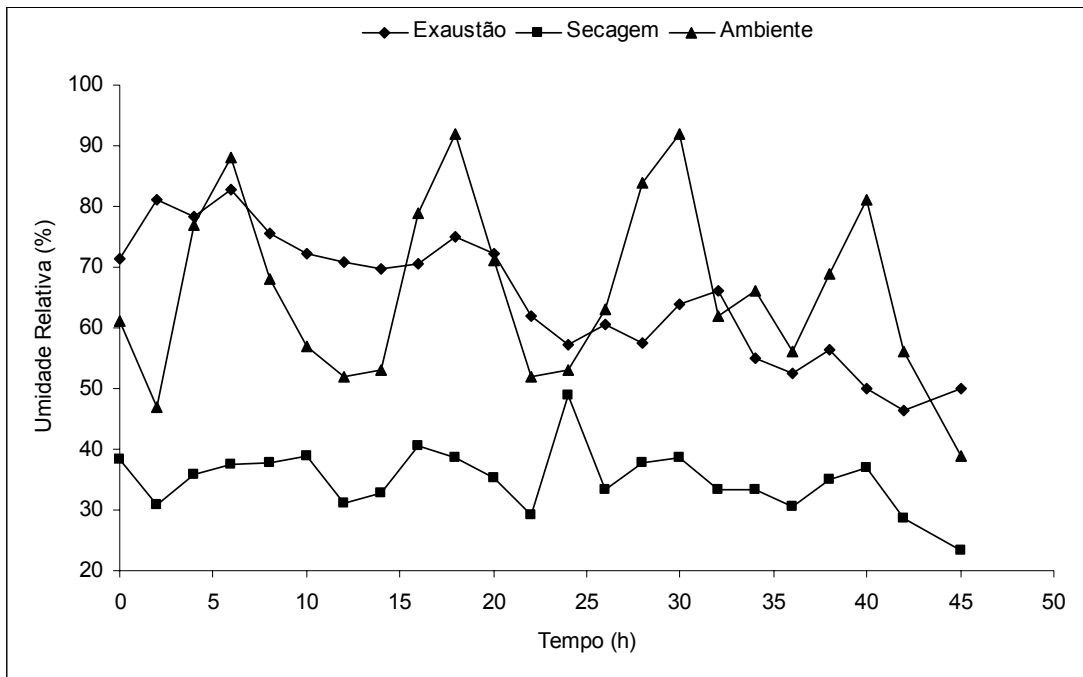


Figura 29 – Umidade relativa do ar de exaustão, do ar de secagem e do ar ambiente, durante a secagem complementar no secador de café, em lotes intermitentes de fluxos concorrentes, teste 1, tratamento 1.

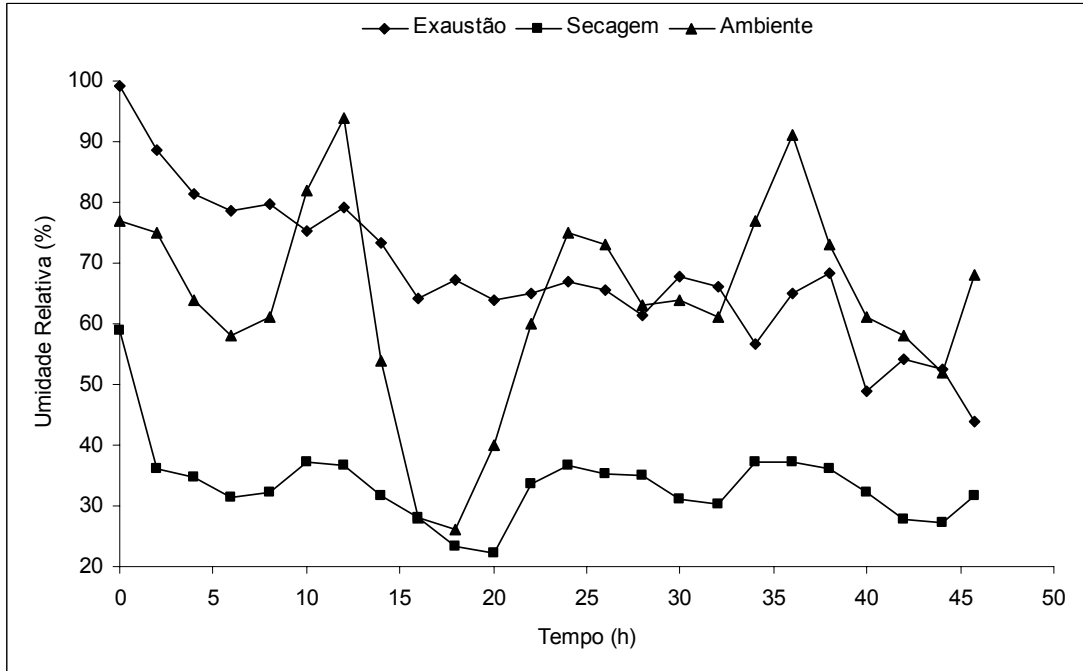


Figura 30 – Umidade relativa do ar de exaustão, do ar de secagem e do ar ambiente, durante a secagem complementar no secador de café, em lotes intermitentes de fluxos concorrentes, teste 2, tratamento 1.

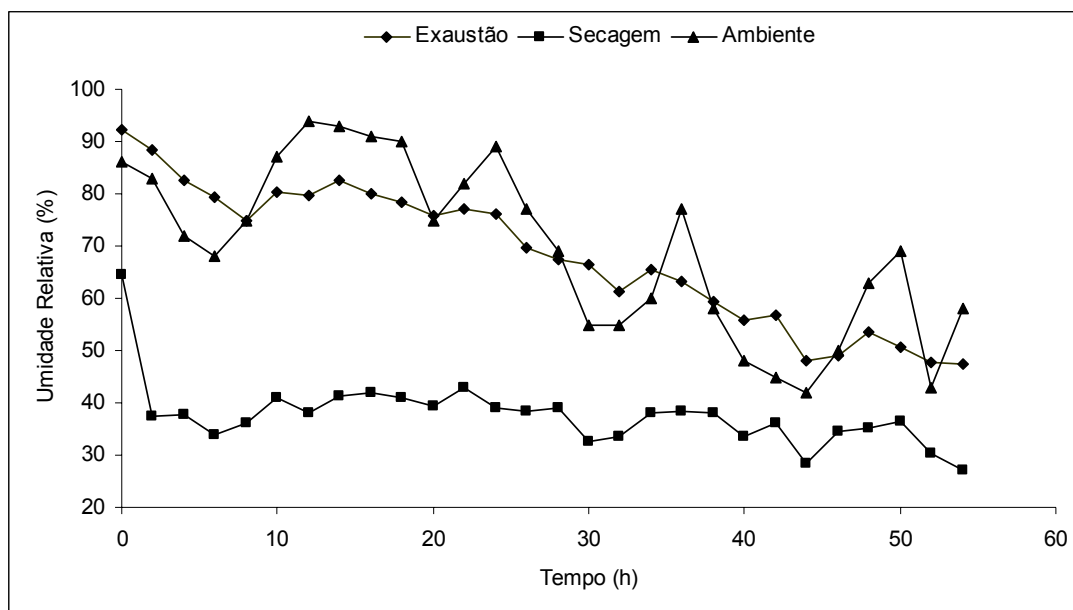


Figura 31 – Umidade relativa do ar de exaustão, do ar de secagem e do ar ambiente, durante a secagem complementar no secador de café, em lotes intermitentes de fluxos concorrentes, teste 3, tratamento 1.

A umidade relativa do ar de exaustão apresentou valores médios de $64,6 \pm 18,2$; $71,5 \pm 27,7$ e $69,9 \pm 22,5\%$, no secador de café em lotes intermitentes de fluxos concorrentes, para os testes 1, 2 e 3, respectivamente. Verificou-se que à medida que a secagem era processada, a umidade relativa do ar de exaustão diminuía devido à menor quantidade de água no produto no decorrer da operação. A umidade relativa do ar de secagem apresentou valores médios de $36,0 \pm 12,8$; $40,5 \pm 18,4$ e $45,8 \pm 18,8\%$, para os testes 1, 2 e 3, respectivamente.

O Quadro 1 apresenta os resultados médios observados experimentalmente na avaliação do sistema de secagem estudado no tratamento 1.

Quadro 1 – Resultados médios observados experimentalmente nos três testes da secagem complementar do tratamento 1, no secador de café em lotes intermitentes de fluxos concorrentes acoplado à bomba de calor

Parâmetros	Teste 1	Teste 2	Teste 3
1) Do produto			
Teor inicial de água, % b.u.	24,1	24,1	24,5
Teor final de água, % b.u.	10,6	10,8	11,4
Temperatura inicial, °C	22,9	18,2	18,5
Temperatura final, °C	34,8	35,0	29,0
Massa específica inicial, kg m ⁻³	413,4	424,5	410,0
Massa específica final, kg m ⁻³	339,5	342,3	348,3
Massa inicial, kg	3.755,5	3.888,0	3.876,8
Massa final, kg	3.188,3	3.309,8	3.305,7
Massa de água evaporada, kg	567,2	578,2	571,1
2) Do ar			
Temperatura do ar de secagem, °C	38,5	39,0	34,3
Temperatura do ar ambiente, °C	21,7	21,6	17,1
Temperatura do ar de exaustão, °C	29,2	28,2	25,9
Umidade relativa do ar de secagem, %	36,6	36,2	37,7
Umidade relativa do ar ambiente, %	66,0	64,0	69,8
Umidade relativa do ar de exaustão, %	65,1	68,0	68,2
3) Do secador			
Vazão de ar, m ³ min ⁻¹	89,2	89,1	88,6
Espessura da camada, m	0,8	0,8	0,8
Área de secagem, m ²	2,87	2,87	2,87
Pressão estática, mmca	38,2	38,4	39,7
4) De energia			
Movimentar o ar, kWh	89,0	92,5	112,0
Movimentar o grão, kWh	10,9	10,9	12,5
Aquecer o ar de secagem, kWh	356,0	369,1	393,8
Total, kWh	455,9	472,5	518,3
5) Do desempenho			
Duração do teste, h	44,5	45,8	54,1
Redução no teor de água, % b.u.	13,5	13,3	13,1

A pré-secagem do café cereja descascado e desmucilado para a realização dos testes de secagem do tratamento 1 foi feita em secador de leito fixo em leiras. O teor inicial de água nos grãos foi de $42,0 \pm 1,0\%$ b.u., e a temperatura do ar de secagem, mantida em 40 °C. A pré-secagem foi concluída quando o teor de água dos grãos era de $24,4 \pm 0,8\%$ b.u.

4.2 – Secador de leito fixo em leiras

A secagem neste secador foi dividida em pré-secagem e secagem complementar, com o propósito de fazer comparação com as secagens complementares do secador de café em lotes intermitentes de fluxos concorrentes.

4.2.1 – Teor de água e massa específica aparente

As Figuras 32, 33, 34 e 35 ilustram as curvas de secagem do café cereja descascado resultantes do tratamento 2.

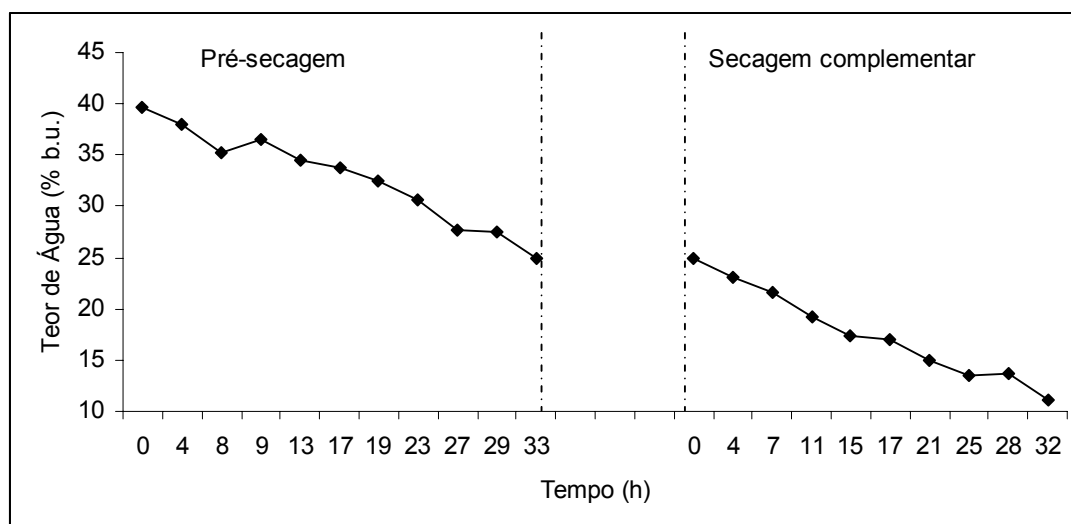


Figura 32 – Variação do teor de água do café durante a pré-secagem e secagem complementar no secador de leito em leiras, no teste 1, do tratamento 2.

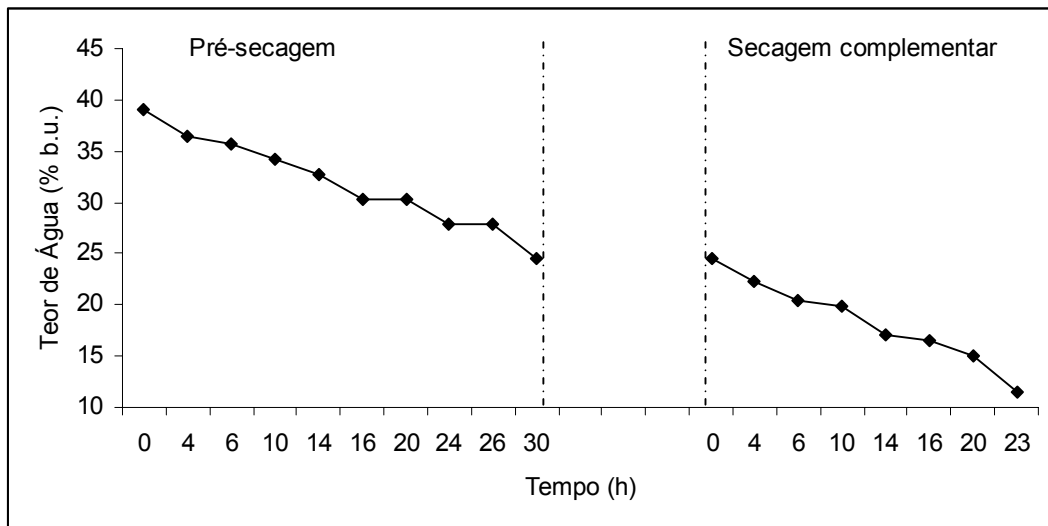


Figura 33 – Variação do teor de água do café durante a pré-secagem e secagem complementar no secador de leito em leiras, no teste 2, do tratamento 2.

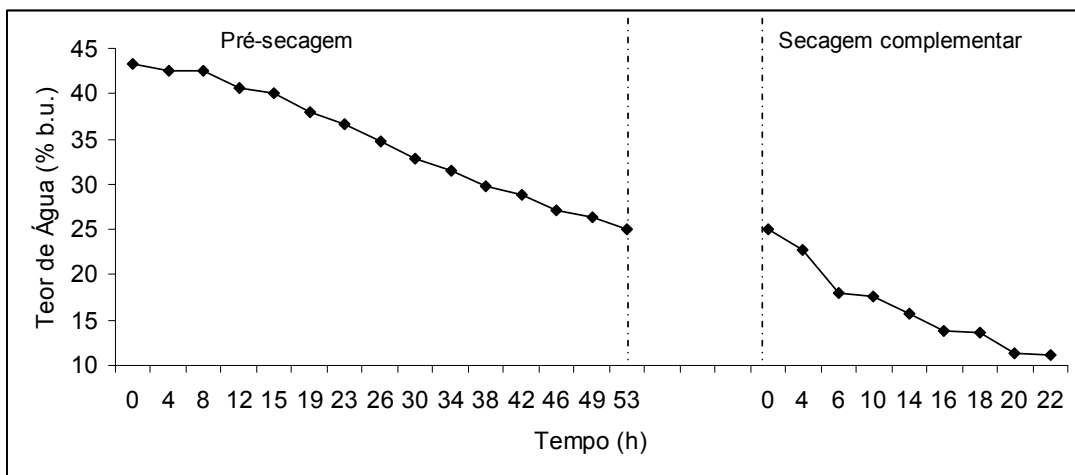


Figura 34 – Variação do teor de água do café durante a pré-secagem e secagem complementar no secador de leito em leiras, no teste 3, do tratamento 2.

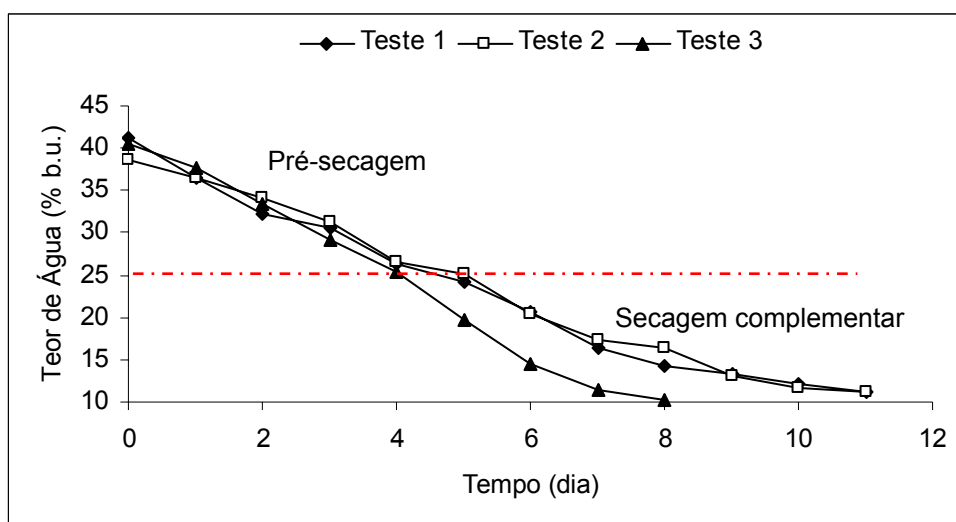


Figura 35 – Variação do teor de água do café durante a pré-secagem e secagem complementar das amostras testemunhas no terreiro suspenso, nos testes 1, 2 e 3, do tratamento 2.

O teor inicial de água do produto variou para cada teste, sendo no tratamento 1 o valor médio de $41,1 \pm 2,1$ % b.u. O teor final de água do produto também variou para cada teste, sendo no tratamento 2 o valor médio de $11,3 \pm 0,2$ % b.u.

O tempo de secagem das amostras testemunhas do tratamento 2 variou de acordo com a temperatura e umidade relativa do ar ambiente, tendo o teor inicial de água apresentado um valor médio de $39,9 \pm 1,2$ % b.u., e o teor final de água, um valor médio de $10,8 \pm 0,6$ % b.u.

Determinou-se, também, a variação da massa específica aparente do produto em função de seu teor de água (Figuras 36, 37, 38 e 39).

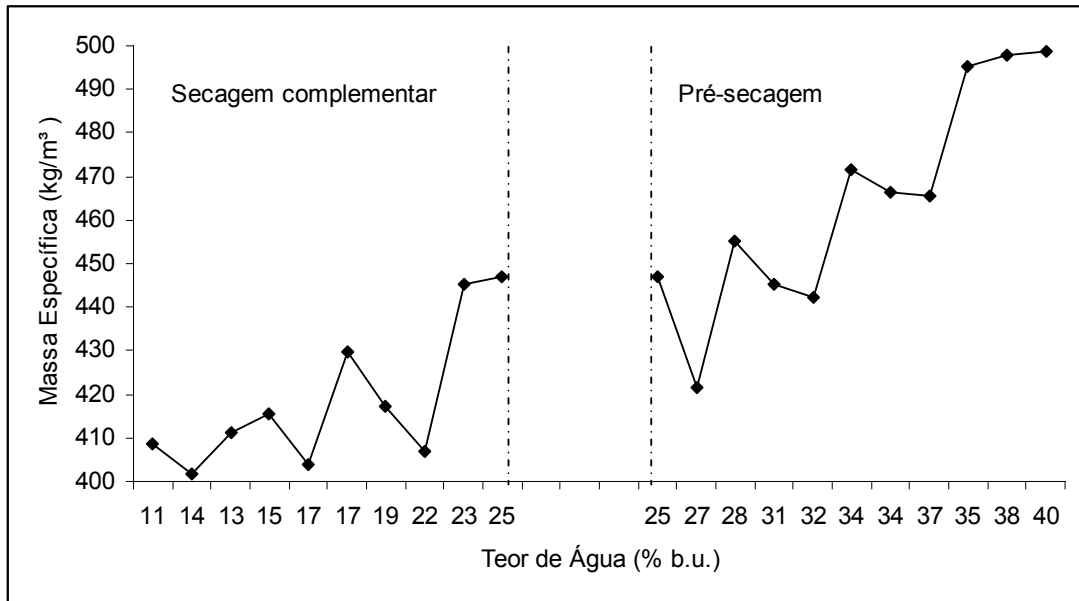


Figura 36 – Variação da massa específica aparente do café em função do teor de água durante a pré-secagem e secagem complementar no secador de leito fixo em leiras, no teste 1, do tratamento 2.

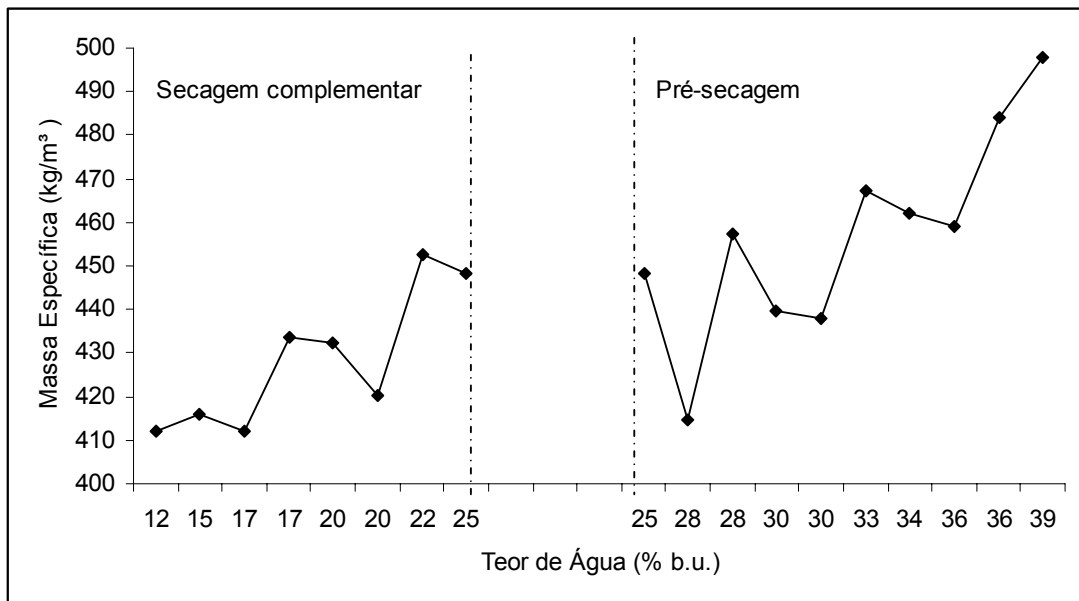


Figura 37 – Variação da massa específica aparente do café em função do teor de água durante a pré-secagem e secagem complementar no secador de leito fixo em leiras, no teste 2, do tratamento 2.

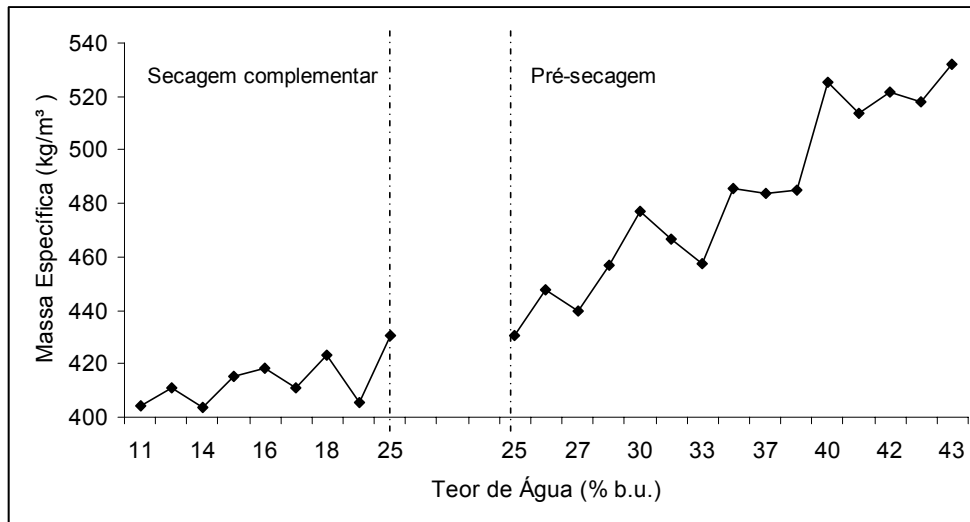


Figura 38 – Variação da massa específica aparente do café em função do teor de água durante a pré-secagem e secagem complementar no secador de leito fixo em leiras, no teste 3, do tratamento 2.

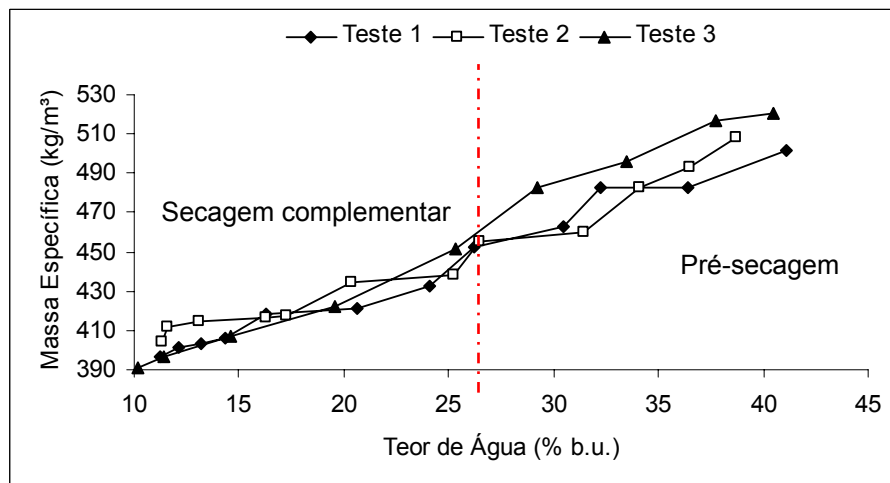


Figura 39 – Variação da massa específica aparente do café em função do teor de água durante a pré-secagem e secagem complementar das amostras testemunhas no terreiro suspenso, nos testes 1, 2 e 3, do tratamento 2.

Conforme esperado verificou-se um decréscimo da massa específica aparente do café em função da redução do seu teor de água.

4.2.2 – Temperatura do ar ambiente, ar de exaustão, ar de secagem e da massa de grãos

A representação gráfica das temperaturas do ar ambiente, ar de exaustão, ar de secagem e ar na massa de grãos durante a secagem do café cereja descascado se encontra nas Figuras 40, 41 e 42.

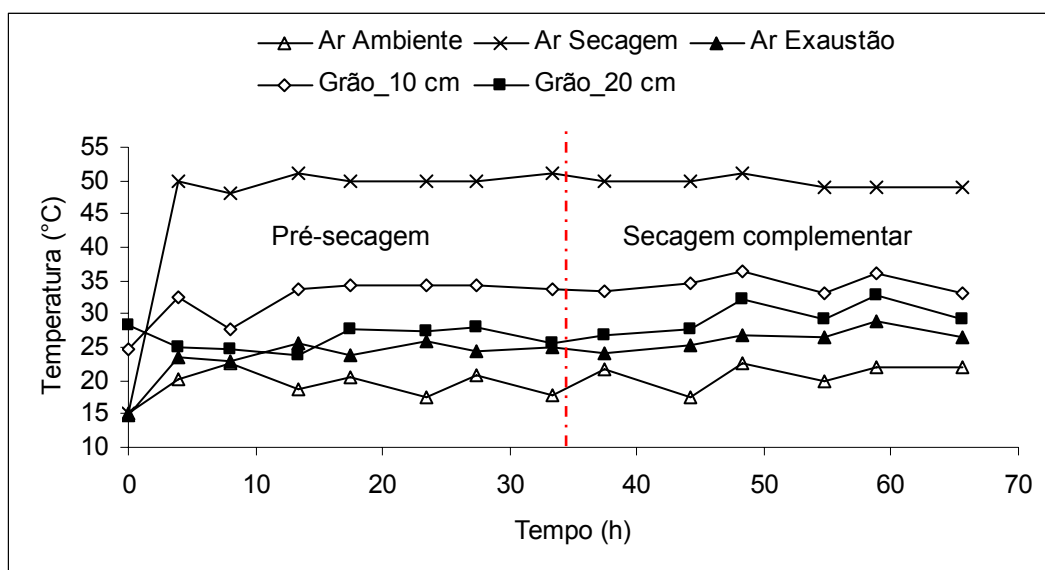


Figura 40 – Temperatura do ar ambiente, ar de exaustão, ar de secagem e da massa de grãos, durante a pré-secagem e secagem complementar, no secador de leito fixo em leiras, no teste 1, do tratamento 2.

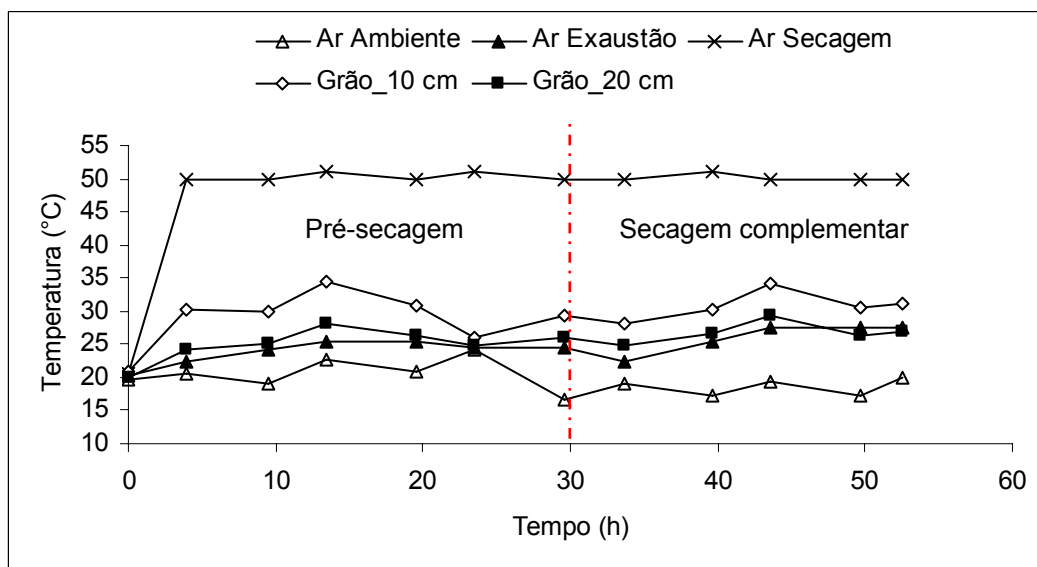


Figura 41 – Temperatura do ar ambiente, ar de exaustão, ar de secagem e da massa de grãos, durante a pré-secagem e secagem complementar, no secador de leito fixo em leiras, no teste 2, do tratamento 2.

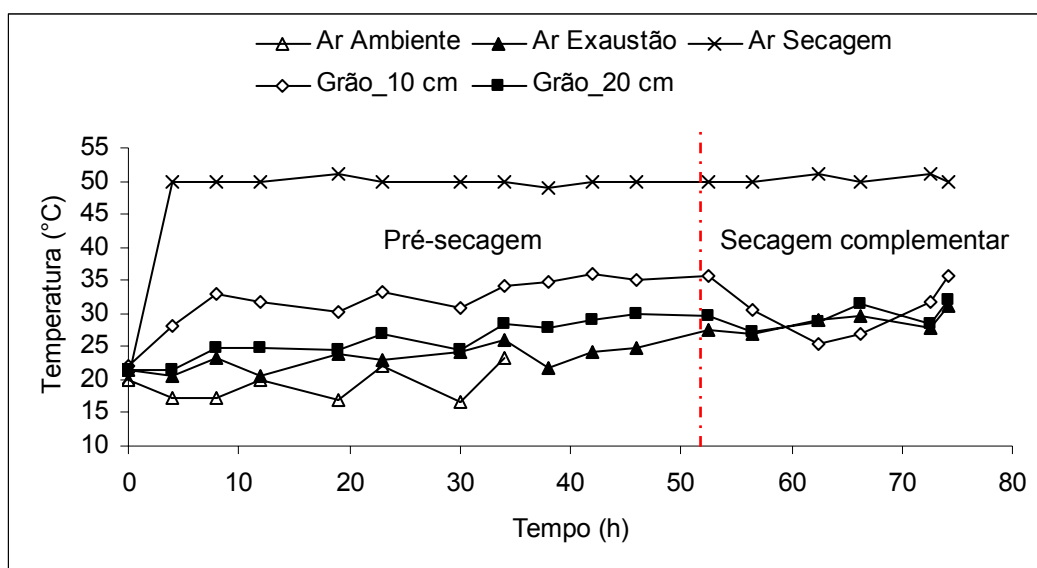


Figura 42 – Temperatura do ar ambiente, ar de exaustão, ar de secagem e da massa de grãos, durante a pré-secagem e secagem complementar, no secador de leito fixo em leiras, no teste 3, do tratamento 2.

A temperatura do ar de secagem no tratamento 2 foi de $45,9 \pm 1,5$; $50,5 \pm 0,5$ e $50,0 \pm 1,0$ °C nos testes 1, 2 e 3, respectivamente. A temperatura na massa de grãos (ar intergranular) apresentou valores médios iguais a $30,2 \pm 4,1$; $28,6 \pm 3,2$ e $29,3 \pm 4,5$ °C, para os testes 1, 2 e 3, respectivamente. Para a temperatura da massa de grãos, foi considerada a média dos 2 (dois) pontos, a 10 e 20 cm do duto de distribuição de ar, no secador de leito fixo em leiras. A temperatura do ar de exaustão apresentou valores médios iguais a $25,9 \pm 2,9$; $24,9 \pm 2,7$ e $25,9 \pm 5,4$ °C, para os testes 1, 2 e 3, respectivamente. O uso do gerador de calor a gás proporcionou uniformidade na temperatura do ar de secagem.

4.2.3 – Umidade relativa do ar de secagem e do ar ambiente

A Figura 43 apresenta a umidade relativa do ar de secagem e do ar ambiente, para os testes 1, 2 e 3, do tratamento 2.

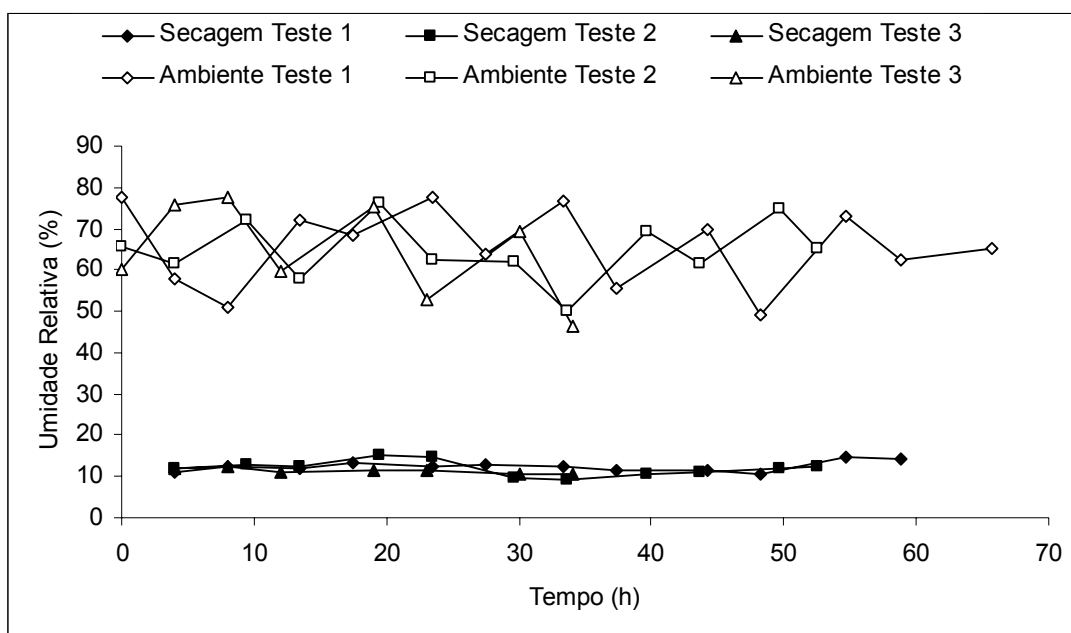


Figura 43 – Umidade relativa do ar de secagem e do ar ambiente, durante a pré-secagem e secagem complementar, no secador de leito fixo em leiras, nos testes 1, 2 e 3, do tratamento 2.

A umidade relativa do ar de secagem apresentou valores médios iguais a $12,5 \pm 2,1$; $12,2 \pm 2,9$ e $11,5 \pm 0,9$, para os testes 1, 2 e 3, respectivamente, do tratamento 2

O Quadro 2 apresenta os resultados médios observados experimentalmente na avaliação do sistema de secagem estudado no tratamento 2.

Quadro 2 – Resultados médios observados experimentalmente nos três testes da pré-secagem e secagem complementar, do tratamento 2, no secador de leito fixo em leiras.

Parâmetros	Teste 1		Teste 2		Teste 3	
	PS*	SC**	PS	SC	PS	SC
1) Do produto						
Teor inicial de água, % bu	39,7	24,9	39,0	24,6	43,2	25,0
Teor final de água, % bu	24,9	11,1	24,6	11,5	25,0	11,1
Temperatura inicial, °C	26,5	29,7	20,5	27,8	21,7	32,7
Temperatura final, °C	29,7	31,1	27,8	28,4	32,7	33,9
Massa específica inicial, kg m ⁻³	498,8	447,2	497,8	448,4	532,0	430,8
Massa específica final, kg m ⁻³	447,2	408,7	448,4	412,3	730,8	404,5
Massa inicial, kg	4.562,0	3.663,0	4.139,7	3.349,1	4.656,0	3.526,1
Massa final, kg	3.663,0	3.093,6	3.349,1	2.853,0	3.526,1	2.975,8
Massa de água evaporada, kg	899,0	569,4	790,6	496,1	1.129,9	550,3
2) Do ar						
Temperatura do ar de secagem, °C	50,0	49,9	50,3	50,2	50,3	50,3
Temperatura do ar ambiente, °C	19,8	20,5	20,7	18,3	19,0	19,0
Temperatura do ar de exaustão, °C	24,5	26,2	24,4	25,8	28,7	28,7
Umidade relativa do ar de secagem, %	12,4	12,7	12,8	10,8	11,4	11,4
Umidade relativa do ar ambiente, %	66,7	64,6	65,4	63,8	65,2	65,2
3) Do secador						
Vazão de ar, m ³ min ⁻¹	80	80	80	80	80	80
Espessura da camada, m	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
Área de secagem, m ²	7,0	7,0	7,0	7,0	7,0	7,0
4) De energia						
Tipo de combustível	GLP	GLP	GLP	GLP	GLP	GLP
Massa de combustível, kg	64,2	56,3	48,2	47,4	110,3	39,9
Energia elétrica, kWh	111,6	107,7	98,9	76,3	175,4	72,2
5) Do desempenho						
Duração do teste, h	33,4	32,3	29,6	22,8	52,5	21,6
Redução no teor de água, % b.u.	14,8	13,8	14,4	13,1	18,2	13,9

*PS – Pré-secagem e **SC – Secagem complementar

4.3 – Consumo específico de energia

Os Quadros 3, 4, 5 e 6 mostram os valores médios dos consumos específicos de energia, consumo de energia elétrica, poder calorífico inferior do GLP e consumo horário de combustível (GLP). A única fonte de energia no tratamento 1 foi a elétrica.

Quadro 3 – Consumo de combustível, poder calorífico inferior (PCI), consumo de energia elétrica e consumo específico real de energia, durante a pré-secagem do café, no secador de leito fixo em leiras, nos testes 1, 2 e 3, do tratamento 1.

Parâmetros	Teste 1	Teste 2	Teste 3
Tipo de combustível	GLP	GLP	GLP
Consumo de combustível, kg h ⁻¹	1,66	1,61	1,51
Poder calorífico inferior, kJ kg ⁻¹	48.139,0	48.139,0	48.139,0
Consumo de energia elétrica, kWh	133,1	130,3	133,0
Eficiência energética, kJ kg ⁻¹ :			
Sem energia elétrica	2.553,7	2.501,0	2.113,3
Com energia elétrica	2.936,7	2.887,9	2.462,4

Quadro 4 – Consumo de energia elétrica e consumo específico real de energia, durante a secagem complementar, no secador de café em lotes intermitentes de fluxos concorrentes, nos testes 1, 2 e 3, do tratamento 1

Parâmetros	Teste 1	Teste 2	Teste 3
Consumo de energia elétrica, kWh			
Movimentar o ar	89,0	92,5	112,0
Aquecer o ar	356,0	369,1	393,8
Movimentar o grão	10,9	10,9	12,5
<i>Total</i>	455,9	472,5	518,3
Eficiência energética, kJ kg ⁻¹ :			
Movimentar o ar	564,9	576,0	705,9
Aquecer o ar	2.259,5	2.298,4	2.482,7
Movimentar o grão	69,4	68,1	78,8
<i>Total</i>	2.893,8	2.942,5	3.267,4

Quadro 5 – Consumo de combustível, poder calorífico inferior (PCI), consumo de energia elétrica e consumo específico real de energia, durante a pré-secagem do café, no secador de leito fixo em leiras, nos testes 1, 2 e 3 do tratamento 2.

Parâmetros	Teste 1	Teste 2	Teste 3
Tipo de combustível	GLP	GLP	GLP
Consumo de combustível, kg h ⁻¹	1,92	1,63	2,10
Poder calorífico inferior, kJ kg ⁻¹	48.139,0	48.139,0	48.139,0
Consumo de energia elétrica, kWh	111,6	98,9	175,4
Eficiência energética, kJ kg ⁻¹ :			
Sem energia elétrica	3.436,7	2.933,8	4.699,5
Com energia elétrica	3.883,4	3.383,9	5.258,2

Quadro 6 – Consumo de combustível, poder calorífico inferior (PCI), consumo de energia elétrica e consumo específico real de energia, durante a secagem complementar do café, no secador de leito fixo em leiras, nos testes 1, 2 e 3 do tratamento 2.

Parâmetros	Teste 1	Teste 2	Teste 3
Tipo de combustível	GLP	GLP	GLP
Consumo de combustível, kg h ⁻¹	1,8	2,1	1,9
Poder calorífico inferior, kJ kg ⁻¹	48.139,0	48.139,0	48.139,0
Consumo de energia elétrica, kWh	107,7	76,3	72,2
Eficiência energética, kJ kg ⁻¹ :			
Sem energia elétrica	4.759,4	4.603,2	3.492,0
Com energia elétrica	5.440,5	5.156,6	3.964,3

Os valores do poder calorífico inferior e do consumo de combustível referem-se à pré-secagem e secagem complementar feitas no tratamento 2 e à pré-secagem do café cereja descascado e desmucilado com teor inicial de água de 42 ± 1 % b.u. até o teor final de água de 25 ± 1 % b.u. para a efetivação das secagens do tratamento 1.

A secagem complementar nos tratamentos 1 e 2 apresentou consumos específicos de energia inferiores aos encontrados por CARDOSO SOBRINHO (2001) e PINTO FILHO (1994) que encontraram consumos específicos de energia da ordem de 6.269 kJ kg^{-1} de água evaporada para redução do teor de água de 25,0% b.u. para 13,0% b.u.; e de 17.171, 10.656 e 9.197 kJ kg^{-1} de água evaporada, para redução do teor de água de 26,2% para 14,7% b.u., respectivamente.

4.4 – Desempenho da bomba de calor

Os valores médios de pressão do fluido refrigerante (R-22), as temperaturas de sucção e condensação, as temperaturas e umidades relativas do ar na entrada e na saída do evaporador, do compressor e do condensador e a velocidade do ar no evaporador e no condensador, para os testes 1, 2 e 3 durante o uso da bomba de calor para a secagem de café cereja descascado e desmucilado, tratamento 1, estão no Quadro 7. Os dados completos de cada teste encontram-se no Anexo A.

Quadro 7 – Valores obtidos nos circuitos de alta e baixa pressões, temperatura do fluido refrigerante, temperatura e umidade relativa do ar e velocidade do ar na bomba de calor, nos testes 1, 2 e 3, do tratamento 1

Parâmetros	Teste 1	Teste 2	Teste 3
<i>Pressão do fluido refrigerante, kPa</i>			
Alta	1.590,7	1.560,7	1.336,8
Baixa	295,6	302,2	252,3
<i>Temperatura do fluido refrigerante, °C</i>			
Evaporação (Sucção)	26,0	25,6	21,0
Condensação	40,3	39,6	33,9
<i>Temperatura do ar, °C</i>			
Entrada do evaporador	30,3	29,1	25,2
Saída do evaporador	22,8	21,0	16,4
Entrada do compressor	22,8	21,0	16,4
Saída do compressor	25,3	25,7	19,6
Entrada do condensador	25,3	25,7	19,6
Saída do condensador	40,0	40,7	34,3
<i>Umidade relativa do ar, %</i>			
Entrada do evaporador	65,1	68,0	68,2
Saída do evaporador	100,0	100,0	100,0
Entrada do compressor	100,0	100,0	100,0
Saída do compressor	86,1	75,4	81,8
Entrada do condensador	86,1	75,4	81,8
Saída condensador	35,0	33,3	37,6
<i>Velocidade do ar, m s⁻¹</i>			
Evaporador	3,0	3,0	3,0
Condensador	4,6	4,6	4,6

As pressões de trabalho da bomba de calor (tratamento 1) não se mantiveram constantes durante os testes. As pressões no circuito de alta apresentaram valores médios iguais a 1.613 ± 197 ; 1.485 ± 308 e 1.367 ± 213 kPa, para os testes 1, 2 e 3, respectivamente; e as pressões de baixa apresentaram valores médios iguais a 294 ± 48 ; 288 ± 58 e 260 ± 37 kPa, para os testes 1, 2 e 3, respectivamente.

Os menores valores médios de pressão e temperatura encontrados no Quadro 7, para o teste 3, foram ocasionados pela baixa temperatura do ar ambiente durante sua execução.

As Figuras 44 e 45 ilustram a variação das pressões de trabalho (alta e baixa) e suas temperaturas de condensação e sucção (evaporação), respectivamente, durante o funcionamento da bomba de calor para a

realização das secagens do café cereja descascado e desmucilado, nos testes 1, 2 e 3 do tratamento 1.

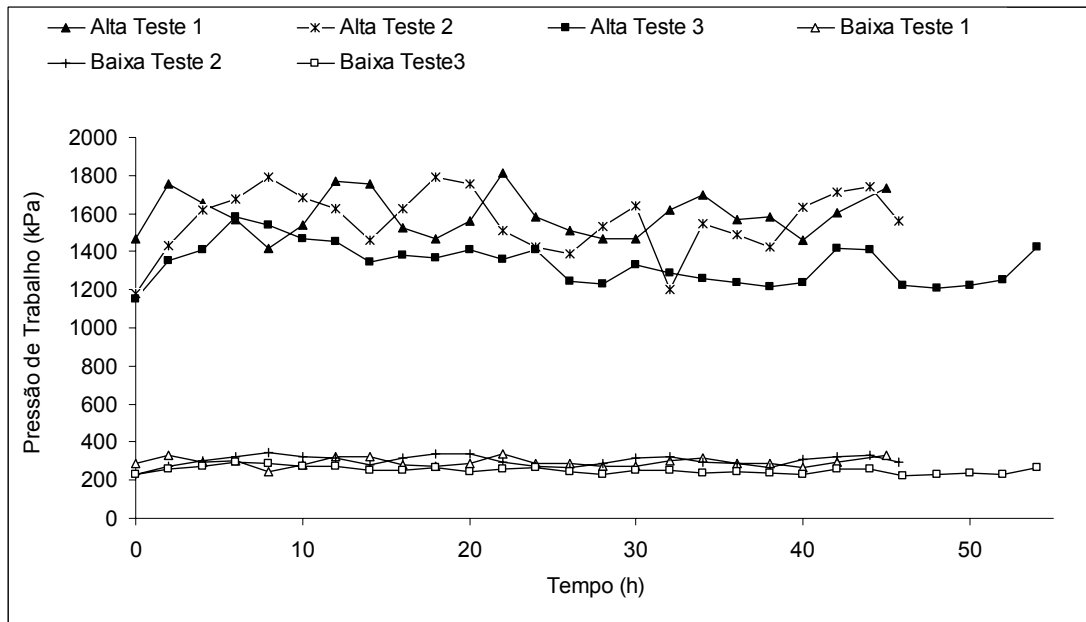


Figura 44 – Variação das pressões (alta e baixa), durante a secagem complementar, observadas na bomba de calor, nos testes 1, 2 e 3, do tratamento 1.

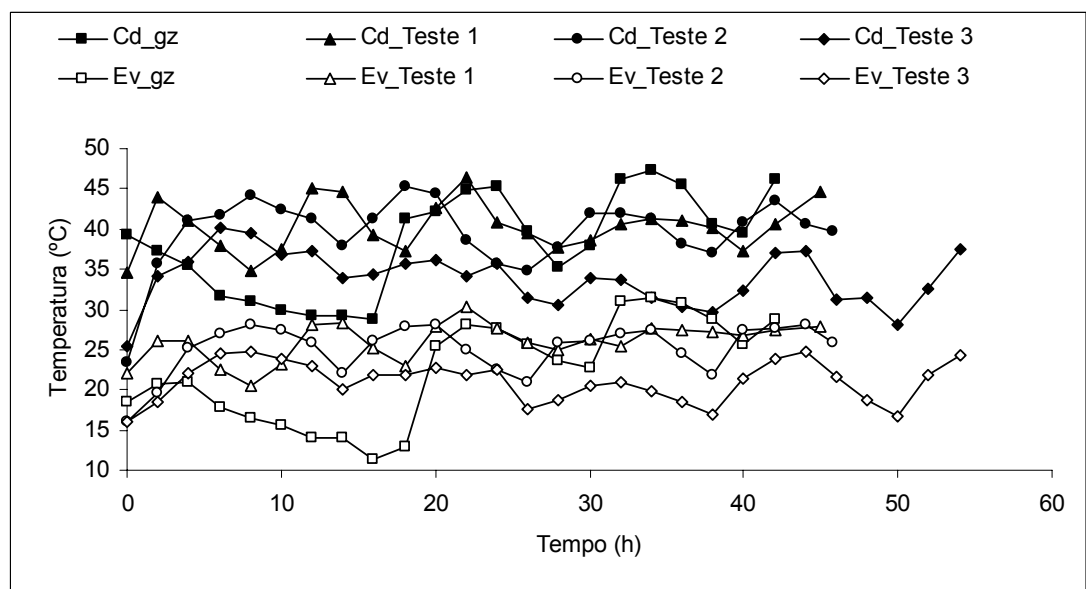


Figura 45 – Variação das temperaturas de condensação e evaporação (sucção), durante a secagem complementar, observadas na bomba de calor, nos testes 1, 2 e 3, do tratamento 1.

O ar de exaustão (saída dos grãos), ao passar pelo evaporador da bomba de calor condensou água, pois a temperatura da superfície do evaporador foi sempre inferior à temperatura de ponto de orvalho do ar na saída da exaustão. Esta água foi coletada em recipiente graduado, e os valores médios de cada teste do tratamento 1 encontram-se no Quadro 8.

Quadro 8 – Volume de água condensada no evaporador, experimental e calculado, durante a secagem complementar do café, nos testes 1, 2 e 3, do tratamento 1

Parâmetros	Teste 1	Teste 2	Teste 3
Água condensada, L.h ⁻¹			
Experimental	3,2	3,4	2,9
Calculado	1,5	10,1	13,1
Diferença	1,7	-6,7	-10,2

O tempo de contato do ar com o trocador de calor é fator determinante para a quantidade de água condensada, logo, a velocidade do ar ao passar pelo trocador pode ter ocasionado essas diferenças. Outro fator que deve ser considerado é que para o cálculo foram utilizados valores médios de temperaturas e umidades relativas, ou seja, considerou-se que as características do ar não foram alteradas durante os testes. A Figura 46 ilustra a variação real da quantidade de água condensada em função do tempo de funcionamento da bomba de calor.

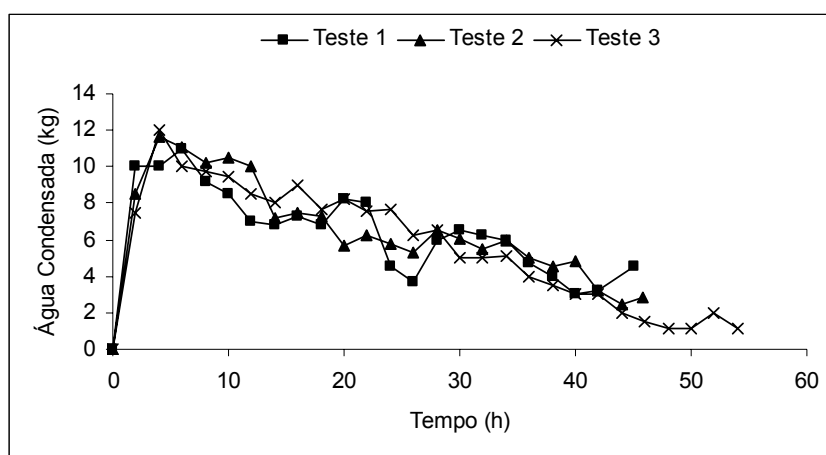


Figura 46 – Variação da massa de água condensada, no evaporador da bomba de calor, obtida experimentalmente durante a secagem complementar no secador de café em lotes intermitentes de fluxos concorrentes, nos testes 1, 2 e 3, do tratamento 1.

A Figura 46 mostra um decréscimo na quantidade de água condensada com o decorrer da secagem, o que era esperado devido ao reaproveitamento do ar de exaustão, ou seja, a água condensada era proveniente do próprio produto que reduzia sua umidade em cada passagem pela câmara de secagem.

O Quadro 9 contém os valores da vazão mássica de ar, a diferença de entalpia, a energia fornecida ao ar pelo fluido refrigerante ao passar pelo condensador, o consumo de energia elétrica e o coeficiente de desempenho da bomba de calor com e sem a energia utilizada pelo ventilador.

Quadro 9 – Valores médios da vazão mássica de ar, variação de entalpia, energia elétrica e coeficiente de desempenho na bomba de calor, durante a secagem complementar, no secador de café em lotes intermitentes de fluxos concorrentes, nos testes 1, 2 e 3, do tratamento 1

Parâmetros	Teste 1	Teste 2	Teste 3
<i>Ar</i>			
Vazão mássica, kg h ⁻¹	5.434,7	5.483,7	5.549,1
Variação da entalpia, kJ kg ⁻¹	15,3	15,5	15,1
Energia recebida do condensador, kWh	1.028,4	1.082,7	1.261,6
<i>Bomba de calor</i>			
Energia elétrica no compressor, kWh	356,0	369,2	393,8
Energia elétrica no ventilador, kWh	89,0	92,5	112,0
<i>Coeficiente de desempenho (COP'), adim</i>			
Sem ventilador	2,9	2,9	3,2
Com ventilador	2,3	2,4	2,5

O coeficiente de desempenho de aquecimento (COP') da bomba de calor para cada teste do tratamento 1 foi calculado, dividindo-se a diferença de entalpia do ar antes e depois de passar pelo condensador, pela energia consumida pela bomba de calor

O COP' da bomba de calor apresentou valores iguais a 2,3; 2,4 e 2,5 para os testes 1, 2 e 3, respectivamente. Estes valores estão próximos dos valores encontrados por outros autores na revisão de literatura. Neste trabalho, cada kW consumido pelo motor do compressor da bomba de calor propiciou ao condensador gerar 2,9; 2,9 e 3,2 kW, para os testes 1, 2 e 3, respectivamente.

A Figura 47 ilustra a potência demandada pela bomba de calor (ventilador, motor do compressor e total). Em todos os testes do tratamento 1, verificou-se que o motor do compressor foi responsável pelo consumo de, aproximadamente, 80% da energia elétrica, enquanto o ventilador foi responsável por, aproximadamente 20%, deste valor.

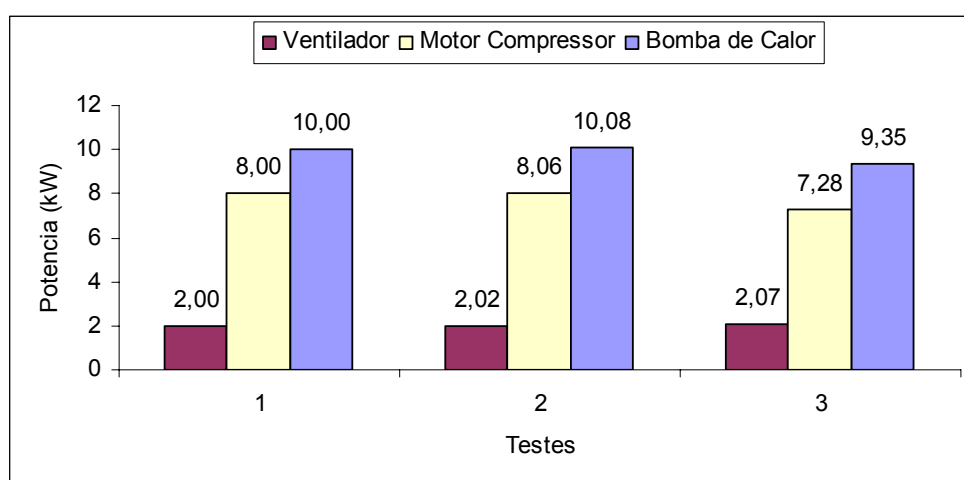


Figura 47 – Potência demandada pelo ventilador, pelo motor do compressor e pela bomba de calor, para os testes 1, 2 e 3, tratamento 1.

4.5 – Análise dos custos operacionais de secagem

Os Quadros 10, 11, 12 e 13 apresentam a composição total dos custos de secagem e a composição percentual média por categorias de custos, respectivamente, para os tratamentos 1 e 2.

Quadro 10 – Custos operacionais de secagem, para a secagem complementar do café, no secador de café em lotes intermitentes de fluxos concorrentes, nos testes 1, 2 e 3, do tratamento 1

Composição de custo	Custos por saca de 60 kg, R\$		
	Teste 1	Teste 2	Teste 3
Energia elétrica	3,70	3,70	4,06
Reparo	2,15	2,13	2,52
Seguro	0,20	0,20	0,23
Depreciação	6,44	6,39	7,55
Custos de oportunidade	2,56	2,54	3,00
Mão de obra	0,96	0,95	1,12
Custo total	16,00	15,89	18,48
Custo médio	16,79		

Quadro 11 – Composição percentual média por categoria de custos, para a secagem complementar, no secador de café em lotes intermitentes de fluxos concorrentes, nos testes 1, 2 e 3, do tratamento 1

Composição de custo	Relação proporcional, %		
	Teste 1	Teste 2	Teste 3
Energia elétrica	23,13	23,26	21,96
Reparo	13,42	13,40	13,62
Seguro	1,23	1,23	1,25
Depreciação	40,25	40,19	40,87
Custos de oportunidade	15,99	15,96	16,23
Mão de obra	5,98	5,97	6,07
Total	100	100	100

O custo operacional total de secagem por saca de 60 kg de café beneficiado, no tratamento 1, foi de R\$ 16,00, R\$ 15,89 e R\$ 18,48 para os testes 1, 2 e 3, respectivamente. O custo de depreciação foi o que apresentou maior participação percentual na composição destes custos com valores de 44,68; 44,71 e 45,25 %, para os testes 1, 2 e 3, respectivamente. O alto valor inicial do sistema de secagem do tratamento 1 explica o fato de a depreciação representar maior participação na composição dos custos bem como o custo total elevado, em comparação com o custo total de secagem no secador de leito fixo, face ao menor custo deste equipamento.

Quadro 12 – Custos de combustível, de energia elétrica, de mão de obra, de depreciação, de oportunidade, de seguro, de reparo e custo total, para a secagem complementar do café, no secador de leito fixo em leiras, nos testes 1, 2 e 3, do tratamento 2

Composição de custo	Custos por saca de 60 kg, R\$		
	Teste 1	Teste 2	Teste 3
Combustível	3,92	3,58	2,89
Energia elétrica	0,90	0,69	0,62
Reparo	0,40	0,31	0,28
Seguro	0,04	0,03	0,03
Depreciação	1,20	0,92	0,84
Custos de oportunidade	0,48	0,37	0,33
Mão de obra	0,72	0,55	0,58
Custo total	7,66	6,44	5,57
Custo médio	6,56		

Quadro 13 – Composição percentual média por categoria de custos, para a secagem complementar do café, no secador de leito fixo em leiras, nos testes 1, 2 e 3, do tratamento 2

Composição de custo	Relação proporcional, %		
	Teste 1	Teste 2	Teste 3
Combustível	51,18	55,55	51,87
Energia elétrica	11,77	10,75	11,19
Reparo	5,24	4,77	5,01
Seguro	0,48	0,44	0,46
Depreciação	15,73	14,31	15,04
Custos de oportunidade	6,25	5,69	5,98
Mão de obra	9,34	8,5	10,45
Total	100	100	100

No tratamento 2, o custo operacional total de secagem, por saca de 60 kg de café beneficiado, foi de R\$ 7,66, R\$ 6,44 e R\$ 5,57, para os testes 1, 2 e 3, respectivamente. O custo do combustível (GLP) foi o que apresentou maior participação percentual na composição destes custos, com valores de 51,18; 55,55 e 51,87%, para os testes 1, 2 e 3, respectivamente.

OCTAVIANI (2004) obteve uma participação do combustível (GLP), em termos percentuais, na composição do custo de secagem, igual a 69,20%. Quando o combustível utilizado para aquecer o ar de secagem foi a lenha, o mesmo autor obteve uma participação do combustível, em termos percentuais, na composição do custo de secagem, igual a 39,60%.

4.6 – Qualidade do produto

A origem, os procedimentos operacionais de secagem e o beneficiamento influenciam diretamente a qualidade do café.

Os Quadros 14 e 15 mostram que a qualidade final do produto não foi alterada, quer pela secagem no secador vertical de fluxo concorrente (tratamento 1), quer no secador de leito fixo em leiras (tratamento 2), quando comparados com suas respectivas amostras testemunhas, exceto no teste 1 do tratamento 2, para o qual a amostra testemunha apresentou bebida ligeiramente inferior à do secador. Na amostra testemunha do teste 3,

tratamento 1, a bebida dura pode ser justificada devido à ocorrência de chuva sobre o produto.

Os resultados, dentro do mesmo tratamento, foram similares entre si e, também, similares à amostra testemunha. Em relação ao aspecto comercial, o produto apresentou boa classificação, visto que a bebida dura é considerada como referência comercial do Brasil.

Quadro 14 – Resultados da análise do rendimento, da peneira e da bebida do café secado no secador de café em lotes intermitentes de fluxos concorrentes e suas amostras testemunhas, nos testes 1, 2 e 3, do tratamento 1

Sistema de secagem	Teste	Rendimento,%	Peneira	Bebida
Secador de fluxo concorrente	1	76,0	16	Apenas mole
	2	76,3	16	Apenas mole
	3	76,0	16	Apenas mole
Testemunha	1	76,3	16	Apenas mole
	2	72,7	16	Apenas mole
	3	76,0	16	Duro

Quadro 15 – Resultados da análise do rendimento, da peneira e da bebida do café secado no secador de leito fixo em leiras e suas amostras testemunhas, nos testes 1, 2 e 3, do tratamento, 2

Sistema de secagem	Teste	Rendimento,%	Peneira	Bebida
Secador de leito fixo em leiras	1	79,2	16	Mole
	2	78,0	16	Mole
	3	79,3	16	Mole
Testemunha	1	78,5	16	Apenas mole
	2	78,7	16	Mole
	3	78,2	15	Mole

5 – RESUMO E CONCLUSÕES

O presente trabalho foi desenvolvido nos anos 2006 e 2007, no Setor de Pré-Processamento e Armazenamento de Produtos Vegetais do Departamento de Engenharia Agrícola, da Universidade Federal de Viçosa, em Viçosa, Minas Gerais.

Foram avaliados o consumo específico de energia, os custos operacionais e a qualidade final do produto secado em dois sistemas de secagem. Um sistema era composto por um secador de lotes de fluxo concorrente, tendo como condicionadora do ar de secagem uma bomba de calor de 12 TR (toneladas de refrigeração). O outro sistema era composto por um secador de leito fixo em leiras, tendo como fonte de aquecimento para o ar de secagem um gerador de calor a gás. O gás utilizado foi o gás liqüefeito de petróleo (GLP).

Na avaliação, foram feitos três testes de secagem para o tratamento 1 e três testes de secagem para o tratamento 2. A tomada de dados foi realizada conforme descrito a seguir:

T1 – *tratamento 1* – pré-secagem em secador de leito fixo em leiras, até que os grãos atingissem teor de água de $24,4 \pm 0,5\%$ b.u., e secagem complementar em um secador de café em lotes intermitentes de fluxos concorrentes, utilizando uma bomba de calor para condicionamento do ar de secagem. O café foi secado até atingir o teor de água de $11,0 \pm 0,8\%$ b.u.

T2 – *tratamento 2* – pré-secagem em secador de leito fixo em leiras, até que os grãos atingissem teor de água de $24,8 \pm 0,2\%$ b.u. e secagem complementar em secador de leito fixo em leiras, com temperatura do ar de secagem de $50\text{ }^{\circ}\text{C}$, até atingir o teor de água de $11,0 \pm 1,0\%$ b.u. Para o aquecimento do ar de secagem, foi utilizado um gerador de calor a gás.

O teor de água e a massa específica aparente do produto foram monitorados em intervalos regulares de três horas, em cada teste. As temperaturas da massa de grãos, do ar intergranular, do ar de exaustão, do ar de secagem e do ar ambiente, bem como as umidades relativas do ar de exaustão, do ar de secagem e do ar ambiente foram monitoradas em intervalos regulares de duas horas, em cada teste.

Considerando as condições em que o experimento foi conduzido, pode-se concluir que:

- 1 – o sistema de secagem em lotes intermitentes de fluxos concorrentes mostrou-se eficiente tecnicamente para a secagem de café em comparação com o sistema de leito fixo em leira;
- 2 – o custo operacional de secagem foi menor no sistema de leito fixo em leiras, considerando-se o menor investimento inicial para a implantação do sistema;
- 3 – o desempenho do sistema de secagem em fluxos concorrentes, utilizando uma bomba de calor como condicionadora de ar, foi energeticamente mais eficiente, quando comparado com outros sistemas citados na literatura, para a secagem de café;
- 4 – o sistema de secagem em fluxos concorrentes apresentou menor consumo específico de energia em comparação com o sistema de secagem em leito fixo, mesmo considerando que a secagem foi realizada com menor teor inicial de água;
- 4 – o sistema de secagem em fluxos concorrentes apresentou maior custo operacional, sendo este influenciado pelo elevado valor do investimento inicial, em comparação com o valor do sistema de leito fixo em leiras; e
- 5 – não foram observadas variações na qualidade dos grãos de café, considerando os dois tratamentos, comparando-se os resultados observados com os da testemunha.

6 – REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BAKKER-ARKEMA, F.W., LEREW, L.E., BROOK, R.C., BROOKER, D.B. Energy and capacity performance evaluation of grain dryers. St. Joseph, Michigan, ASAE, 1978. 13p. (ASAE Paper, 78-3523).

BARCELLOS, K.M. Aplicação de bomba de calor à secagem de grãos. Belo Horizonte, UFMG, 1986. 108p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Térmica) – Universidade Federal de Minas Gerais, 1986.

BRASIL. Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento. Regulamento técnico de identidade e de qualidade para a classificação do café beneficiado grão cru. Instrução Normativa nº 8, de 11 de junho de 2003. 2003. 11 p.

BRASIL. Regras para análise de sementes. Ministério da Agricultura e Reforma Agrária. Secretaria Nacional de Defesa Agropecuária. Brasília: MAA/DNDV, 1992, 365p.;

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: UFV, 1998. 61p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, 1998.

CARDOSO SOBRINHO, J. Simulação e avaliação de sistemas de secagem de café. Viçosa: UFV, 2001. 120p. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, 2001

CEMIG – Companhia Energética de Minas Gerais. Disponível em: <http://www.cemig.com.br/>. Acessado em 16 de agosto de 2007.

CONAB – Companhia Nacional de Abastecimento, 3º levantamento de café 2007/2008. Disponível em: <http://www.conab.gov.br/>. Acessado em 28 de agosto de 2007.

CORBERÁN, J.M. GONZÁLVEZ, J.; URCHUEGUÍA, J.; LENDOIRO, A.M. Simulation of an air-to-water reversible heat pump. Investigación y modelado de sistemas térmicos (IMST). Instituto de Ingeniería Energética. Universidad Politécnica de Valencia, Spain, 8p. 2000a.

CORBERÁN, J.M. CÓRDOBA, P.F.; ORTUÑO S., FERRI, V., SETARO, T.; BOCCARDI, G. Modeling of tube and fin coils working as evaporators or condensers, 3rd European Thermal Sciences Conference, p. 1199-1204, Heidelberg, 2000b.

CORDEIRO, J. A B. Influência da temperatura e do tempo de repouso na secagem de café (*Coffea arabica*, L.) em camadas fixas. Viçosa: UFV, 1982. 60p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, 1982.

COSTA, E.C. Compressores. São Paulo – SP: Ed. Edgard Blucher, 172 p.1978.

DALPASQUALE, V. A; SILVA, J.S. Secagem de grãos. In: Informe Agropecuário, Belo Horizonte, EPAMIG, 99:8-11.1983.

DALPASQUALE, V.A. Tecnologia apropriada para secagem e armazenagem de grãos. *Jornal da Armazenagem*, n.6, v.19. p.7-8, 1984.

DE GRANDI, A M. Avaliação da eficiência de secagem de café (*Coffea arabica* L.) em secador de camada fixa vertical com revolvimento mecânico. Viçosa: UFV, 1999.61p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, 1999.

DONZELES, S. M.L. Desenvolvimento e avaliação de um sistema híbrido, solar e biomassa, para secagem de café (*Coffea arabica* L.). Viçosa: UFV, 2002. 122p. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, 2002.

FLIKKE, A.M.; CLOUD, M.A.; HUSTRULID, A. Grain drying by heat pump. *Agricultural Engineering*, Michigan, v.38, n.3, p. 592 – 597. 1957.

FLORIANI, C.G. Armazenamento e Agronegócio: Café – uma bebida preciosa. *Revista CASEMG*: Belo Horizonte, ano 01, p.7-12, 2004.

FREIRE, A T. Projeto e avaliação de um sistema para secagem combinada de café (*Coffea arabica* L.) despulpado. Viçosa: UFV, 1998. 76p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, 1998.

GLUCKMAN, M.A. Practical performance of industrial heat pumps. *Proc. Int. Inst. Refrig.* 83: 58-66, 1987

GUIMARÃES, A.C. Secagem de café (*coffea arabica* L.) combinando sistemas em altas e baixas temperaturas. Viçosa: UFV, 1995. 64p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, 1995.

HARDOIM P. C. Secagem do café cereja, bóia e cereja desmucilado em terreiros de concreto, de lama asfáltica, de chão batido e de leite suspenso em Lavras. In; 27º Congresso Brasileiro de Pesquisas Cafeeiras. Uberaba. 2001.

HELLEVANG, J.K.; REFF, T. Calculating grain drying cost. AE-923, NSDU Extension Service, Fargo, North Dakota, p.1-8, 1990.

HODGETT, D.L., OELERT, G. IEA common study on advanced heat pump systems, technology survey. Part 1: Research and development trends. Int. J. Refrig. 5(3): 160-168, 1982.

HOGAN, M.R.; AYRES, D.L.; MULLER, R.E. Heat pump for low – temperature grain drying. Transaction of the ASAE, St. Joseph, v. 26,n. 4, p. 1234-1238. 1983.

LACERDA FILHO, A F, Avaliação de diferentes sistemas de secagem e sua influência na qualidade do café (*Coffea arabica*, L.) Viçosa: UFV, 1986. 136p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, 1986.

LARRINAGA, M.R.; MARTÍN, P.H.; SAIZ, J.F. La bomba de calor: fundamentos, técnicas y aplicaciones. España: McGraw-Hill, 1993. 556p

MORRISON, D.W., SHOVE, G.C. Solar energy- heat pump low temperature grain drying. For presentation at the 1977 Winter Meeting American Society of Agricultural Engineers. Palmer House Hotel, Chicago, Illinois. December 1977 (Paper nº 77-3546). (1977)

OCTAVIANI, J.C. Secagem de café cereja descascado desmucilado com a utilização de Gás Liqüefeito de Petróleo. Campinas: Unicamp, 2000. 101p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Estadual de Campinas, 2000.

OCTAVIANI, J.C.; BIAGI, J.D. Avaliação de qualidade e custos de secagem de café cereja descascado desmucilado, em secador rotativo, com utilização de lenha de eucalipto e gás liqüefeito de petróleo. Revista Ecossistema, v.29, n.2, p.27-32, 2004

OSÓRIO, A. G. S. Projeto e construção de um secador intermitente de fluxo concorrente e sua avaliação na secagem de café. Viçosa: UFV, 1982. 57p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, 1982.

PERSON Jr., N.R., JASKA, E.H., NEWMAN, J.S. Peanut drying with heat pump system. For presentation at the 1977 Winter Meeting American Society of Agricultural Engineers. Palmer House Hotel, Chicago, Illinois. December 1977 (Paper nº 77-3536).

PINTO FILHO, G. L. Desenvolvimento de um secador de fluxos cruzados com reversão do fluxo de ar e reaproveitamento do ar de resfriamento para a secagem de café (*Coffea arabica L.*) Viçosa: UFV, 1994. 80p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, 1994.

PINTO, F.A.C. Projeto de um secador de fluxos contracorrentes/concorrentes e análise de seu desempenho na secagem de café (*Coffea arabica L.*). Viçosa: UFV, 1993. 72p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, 1993.

PITA, E.G.A. Acondicionamiento de aire: principios y sistemas. 2ª edição. México: Compañía Editorial Continental, S.A. de CV, 2002. 548p.

PRASERTSAN, S., SAEN-SABY, P. Heat pump drying of agricultural materials. *Drying Technology*, 16(1&2), 235-250, 1998

REINATO, C.H.R.; BORÉM, F.M.; CARVALHO, F.M.; PEREIRA, R.G.F.A. Eficiência de secadores rotativos com diferentes pontos para o controle da temperatura do café. *Revista Brasileira de Armazenamento, Viçosa, Especial Café*, n. 6, p. 3-9, 2003.

ROSSI, S.J. Desenvolvimento e avaliação de uma bomba de calor usada no condicionamento de ar para secagem de alimentos. Campinas- SP: UNICAMP, 1993. 214p. Tese (Doutorado em Engenharia de Alimentos) – Universidade Estadual de Campinas, 1993.

ROSSI, S.J., ROA, G. Utilização de bomba de calor na secagem e armazenamento de sementes de soja. III Seminário Nacional de Armazenagem, Curitiba, 1978. 25p.

SABIONI, P.M.; FARIA, M.N.; HARA, T. Determinador de umidade de grãos experimental – EDABO In. 14º Congresso Brasileiro de Engenharia Agrícola, Fortaleza, 1984. Anais, p. 62, 1984

SANTOS, R.R. Modificação e avaliação de um secador rotativo horizontal, com distribuição radial do fluxo de ar, para secagem de café. Viçosa: UFV, 2002. 62p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, 2002.

SILVA, L. C Desenvolvimento e avaliação de um secador de café (*Coffea arabica L.*) intermitente de fluxos contracorrentes. Viçosa: UFV, 1991. 74p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, 1991.

SILVA, J.S. Secagem e Armazenagem de Produtos Agrícolas. Viçosa: Aprenda Fácil, 2000. 502p.

SILVA, J. S. Secagem e armazenagem de café: tecnologias e custos. In: Viçosa:UFV – editor: Juarez de Sousa e Silva. 2001.162p.

SILVA, J.S. Estado da arte da secagem e armazenagem de grãos, no Brasil. Engenharia na Agricultura. Série Armazenamento. v.3, n.1, Viçosa, MG, 1993. 17p.

SILVA, J. S.; BERBET, P. A Colheita, secagem e armazenagem de café. Viçosa MG: Aprenda Fácil, 1999. 146p.

SILVA, J.S.; LACERDA FILHO, A.F. Construção de um secador para produtos agrícolas. Viçosa, Imprensa Universitária, 1984, 17p. (Informe Técnico 41)

SILVA, J.S., RUFFATO, S., PRECCI, R.L. Gerenciamento da secagem de café em sistemas combinados. In: ZAMBOLIM, I. (ed) Café: produtividade, qualidade e sustentabilidade. Viçosa:UFV, Departamento de Fitopatologia, 2000. 396p.

SPORKET, F. Análise teórico-experimental dos evaporadores de uma bomba de calor. Porto Alegre: UFRGS, 2001. 86p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2001.

STULGYS, J.P. Bomba térmica, uma contribuição à conservação de energia; São Paulo: ABRAVA, v. 5, n. 44, p. 32-4. 1980.

YOUNG, J. H., DICKENS, J. W. Evaluation of costs for drying grains in batch or cross-flow systems. Transactions of the ASAE.. v. 8, n. 4, p. 734-38. 1975.

APÊNDICE

Quadro 1A – Temperaturas do ar de exaustão, ar de secagem, ar ambiente, intergranular e massa de grãos em função do tempo de secagem, teste 1, tratamento 1.

Tempo (h)	Temperatura (°C)							
	Ar			Massa de grãos				
	Exaustão	Secagem	Ambiente	P1	P2	P3	P4	P5
0,0	23,5	36,0	23,1	21,4	22,9	24,4	22,8	23,1
2,0	27,4	45,7	27,2	25,0	26,4	38,3	27,5	26,7
4,0	29,7	44,9	18,1	29,0	30,1	36,8	33,4	30,1
6,0	23,5	42,1	14,3	28,2	28,3	37,3	29,5	28,8
8,0	21,2	36,1	19,6	23,8	23,9	31,1	25,9	24,0
10,0	26,9	41,1	23,7	25,2	26,8	34,3	29,7	27,1
12,0	28,8	47,0	24,1	27,6	29,1	39,8	31,3	29,8
14,0	30,1	46,6	25,0	27,6	29,0	38,8	32,1	29,4
16,0	29,6	41,2	17,1	28,9	29,4	36,0	33,1	29,2
18,0	24,9	40,1	14,1	27,8	27,9	36,2	30,8	28,4
20,0	24,8	41,5	21,3	26,7	26,9	35,9	28,2	27,2
22,0	29,0	45,5	25,4	27,4	28,7	38,3	33,1	29,4
24,0	31,4	43,6	27,0	30,0	30,9	40,0	34,5	32,1
26,0	31,1	43,5	23,0	27,7	29,0	38,7	33,3	30,2
28,0	27,8	37,9	17,1	26,9	28,7	34,3	33,8	29,4
30,0	26,0	39,6	14,9	27,7	29,1	37,3	33,2	30,4
32,0	27,8	43,4	23,5	27,7	28,7	38,2	31,4	29,4
34,0	30,7	45,7	23,3	29,8	31,7	40,5	37,5	32,2
36,0	32,2	46,4	25,0	30,9	32,1	43,2	36,4	32,8
38,0	30,6	42,5	22,2	28,7	30,4	38,2	33,9	31,3
40,0	30,7	39,0	17,3	30,2	31,3	35,6	36,0	32,0
42,0	29,2	41,4	24,7	27,5	29,4	34,3	31,8	29,0
45,0	31,1	47,7	27,1	29,8	31,1	44,1	35,5	33,6

Quadro 2A – Temperaturas do ar de exaustão, ar de secagem, ar ambiente, intergranular e massa de grãos em função do tempo de secagem, teste 2, tratamento 1.

Tempo (h)	Temperatura (°C)							
	Ar			Massa de grãos				
	Exaustão	Secagem	Ambiente	P1	P2	P3	P4	P5
0,0	18,4	25,8	18,8	18,9	18,2	17,4	18,8	17,7
2,0	20,6	38,2	19,9	20,9	21,7	32,4	22,2	22,7
4,0	25,1	41,2	23,7	24,3	25,5	34,2	28,3	26,2
6,0	29,2	47,6	25,4	27,5	28,7	40,0	31,0	30,0
8,0	30,8	48,1	25,0	28,0	29,5	39,9	32,7	30,6
10,0	30,8	44,2	20,4	29,3	30,3	37,4	34,3	30,8
12,0	26,1	44,7	17,8	29,2	29,8	38,8	32,4	30,3
14,0	24,0	38,6	20,8	24,4	24,7	31,5	25,7	24,3
16,0	27,9	43,0	24,4	26,1	26,7	35,8	29,4	26,7
18,0	29,9	48,5	25,6	27,1	28,3	41,5	30,6	29,2
20,0	31,7	48,0	24,2	26,8	28,5	40,2	32,1	29,3
22,0	29,0	41,8	18,9	27,5	28,6	37,7	32,9	29,7
24,0	25,5	39,5	14,4	26,6	27,8	36,4	31,8	28,9
26,0	23,3	36,6	18,3	22,6	24,1	31,4	26,2	24,4
28,0	28,8	40,8	21,9	25,6	28,0	35,5	32,4	28,4
30,0	30,2	45,2	22,3	28,0	29,6	40,4	32,9	30,6
32,0	31,1	45,3	23,4	28,5	29,9	37,8	31,9	29,6
34,0	29,3	42,2	19,7	29,6	30,4	38,0	34,3	31,0
36,0	29,1	41,8	16,6	29,4	30,2	38,7	32,6	30,9
38,0	22,2	37,6	20,9	26,3	25,9	34,0	26,5	26,9
40,0	29,3	41,7	24,9	27,6	30,2	36,3	34,0	31,0
42,0	30,8	46,7	25,0	28,7	32,1	42,3	34,4	34,5
44,0	32,7	47,2	25,5	34,1	33,5	40,1	35,2	32,7
45,8	32,9	43,1	21,0	32,4	33,1	38,0	37,9	33,6

Quadro 3A – Temperaturas do ar de exaustão, ar de secagem, ar ambiente, intergranular e massa de grãos em função do tempo de secagem, teste 3, tratamento 1.

Tempo (h)	Temperatura (°C)							
	Ar			Massa de grãos				
	Exaustão	Secagem	Ambiente	P1	P2	P3	P4	P5
0,0	17,9	26,6	15,8	18,9	18,5	18,1	18,8	18,5
2,0	18,0	35,4	17,4	19,9	20,6	30,7	21,4	21,4
4,0	23,0	40,5	20,7	23,0	24,6	35,6	27,2	25,9
6,0	26,0	43,1	21,4	25,0	27,0	36,7	29,7	27,8
8,0	26,2	40,5	20,0	26,3	27,7	33,5	31,3	28,0
10,0	25,3	41,6	17,7	26,8	27,8	36,7	30,3	28,5
12,0	22,1	40,1	16,4	26,1	27,2	34,6	29,2	27,4
14,0	21,9	35,3	15,8	25,1	24,7	30,0	26,4	24,3
16,0	21,3	38,3	16,1	24,8	25,7	33,9	28,0	26,3
18,0	20,9	37,9	16,3	25,0	26,0	33,1	27,7	26,1
20,0	22,7	38,2	18,9	25,2	26,3	32,7	29,2	26,7
22,0	23,1	39,2	17,3	25,9	27,0	35,3	29,4	28,1
24,0	23,1	39,2	16,4	25,8	27,1	34,8	29,7	27,7
26,0	20,1	31,7	14,1	22,9	22,6	27,7	25,2	22,7
28,0	22,7	34,5	15,0	21,9	23,3	31,2	26,8	24,5
30,0	22,7	36,5	17,9	22,4	23,9	31,2	25,1	23,9
32,0	24,8	35,0	16,9	23,5	24,1	29,0	27,6	24,5
34,0	22,3	35,3	15,1	23,4	24,3	32,4	27,2	25,5
36,0	21,1	33,4	12,1	22,5	24,1	29,5	26,1	24,7
38,0	19,6	30,2	15,0	20,5	21,0	25,6	23,4	21,7
40,0	24,1	36,2	17,9	22,6	24,3	33,6	27,9	26,1
42,0	25,6	39,8	18,7	23,9	26,5	35,8	29,8	27,9
44,0	26,3	38,5	18,4	24,9	27,4	33,3	32,3	27,9
46,0	26,0	37,6	15,5	25,1	27,5	35,3	31,8	29,2
48,0	22,4	34,0	12,4	24,9	25,8	31,7	27,7	26,6
50,0	18,5	28,1	14,7	21,6	22,1	24,7	23,3	21,8
52,0	24,5	36,6	19,8	23,2	25,4	34,0	28,0	26,5
54,0	27,0	40,0	22,1	24,0	26,6	36,3	29,5	28,5

Quadro 4A – Temperaturas do ar de exaustão, ar de secagem, ar ambiente e da massa de grãos em função do tempo de secagem, teste 1, tratamento 2.

Tempo (h)	Temperatura (°C)				
	Ar			Massa de grãos	
	Exaustão	Secagem	Ambiente	Grão_10 cm	Grão_20 cm
0,00	14,89	15,07	15,25	24,62	28,38
4,00	23,60	50,00	20,29	32,38	25,14
8,00	22,99	48,00	22,73	27,70	24,61
13,42	25,60	51,00	18,74	33,68	23,69
17,42	23,82	50,00	20,39	34,22	27,59
23,42	25,86	50,00	17,45	34,39	27,41
27,42	24,51	50,00	20,95	34,40	27,86
33,42	24,86	51,00	17,90	33,79	25,54
37,42	24,19	50,00	21,70	33,36	26,92
44,25	25,22	50,00	17,50	34,62	27,56
48,25	26,81	51,00	22,62	36,49	32,11
54,75	26,64	49,00	19,95	33,09	29,33
58,80	28,78	49,00	22,00	35,97	32,70
65,67	26,63	49,00	21,88	33,04	29,23

Quadro 5A – Temperaturas do ar de exaustão, ar de secagem, ar ambiente e da massa de grãos em função do tempo de secagem, teste 2, tratamento 2.

Tempo (h)	Temperatura (°C)				
	Ar			Massa de grãos	
	Exaustão	Secagem	Ambiente	Grão_10 cm	Grão_20 cm
0,00	20,18	20,60	19,52	20,90	20,09
4,00	22,48	50,00	20,59	30,13	24,10
9,50	24,08	50,00	19,01	29,91	25,00
13,50	25,43	51,00	22,77	34,47	28,26
19,50	25,47	50,00	20,76	30,71	26,42
23,50	24,39	51,00	24,30	26,10	24,67
29,63	24,59	50,00	16,63	29,47	25,99
33,63	22,23	50,00	19,17	27,99	24,83
39,63	25,34	51,00	17,32	30,34	26,61
43,63	27,41	50,00	19,28	34,27	29,29
49,63	27,53	50,00	17,39	30,44	26,26
52,47	27,60	50,00	20,01	31,20	26,80

Quadro 6A – Temperaturas do ar de exaustão, ar de secagem, ar ambiente e da massa de grãos em função do tempo de secagem, teste 3, tratamento 2.

Tempo (h)	Temperatura (°C)				
	Ar			Massa de grãos	
	Exaustão	Secagem	Ambiente	Grão_10 cm	Grão_20 cm
0,00	21,36	20,40	20,02	21,99	21,36
4,00	20,52	50,00	17,32	28,13	21,54
8,00	23,28	50,00	17,18	33,06	24,69
12,00	20,56	50,00	19,83	31,70	24,77
19,00	23,80	51,00	17,02	30,12	24,52
23,00	23,09	50,00	22,10	33,16	26,94
30,00	24,14	50,00	16,59	30,70	24,44
34,00	26,09	50,00	23,25	34,01	28,48
38,00	21,89	49,00		34,66	27,68
42,00	24,28	50,00		35,86	29,12
46,00	24,91	50,00		34,92	29,79
52,50	27,38	50,00		35,81	29,53
56,50	26,92	50,00		30,59	27,29
62,50	28,98	51,00		25,48	28,76
66,30	29,77	50,00		26,80	31,46
72,50	27,93	51,00		31,89	28,29
74,12	31,24	50,00		35,62	32,08

Quadro 7A – Umidade relativa do ar de exaustão, ar de secagem e ar ambiente em função do tempo de secagem, testes 1, 2 e 3, tratamento 1.

Tempo (h)	Umidade Relativa (%)								
	Teste 1			Teste 2			Teste 3		
	Exaustão	Secagem	Ambiente	Exaustão	Secagem	Ambiente	Exaustão	Secagem	Ambiente
0,0	71,5	38,4	61,0	99,2	58,8	77,0	92,3	64,5	86,0
2,0	81,0	30,8	47,0	88,7	36,0	75,0	88,4	37,3	83,0
4,0	78,2	35,7	77,0	81,3	34,8	64,0	82,6	37,8	72,0
6,0	82,8	37,4	88,0	78,5	31,5	58,0	79,5	34,0	68,0
8,0	75,5	37,7	68,0	79,6	32,2	61,0	75,0	36,0	75,0
10,0	72,2	39,0	57,0	75,2	37,1	82,0	80,4	41,0	87,0
12,0	70,8	31,2	52,0	79,3	36,6	94,0	79,6	38,2	94,0
14,0	69,7	32,7	53,0	73,3	31,8	54,0	82,5	41,4	93,0
16,0	70,6	40,5	79,0	64,1	28,1	28,0	79,9	41,9	91,0
18,0	74,9	38,5	92,0	67,1	23,4	26,0	78,5	41,0	90,0
20,0	72,3	35,3	71,0	63,8	22,1	40,0	75,9	39,4	75,0
22,0	62,0	29,2	52,0	65,1	33,7	60,0	77,0	43,0	82,0
24,0	57,3	48,8	53,0	67,0	36,7	75,0	76,1	38,9	89,0
26,0	60,5	33,3	63,0	65,5	35,3	73,0	69,7	38,4	77,0
28,0	57,4	37,7	84,0	61,5	35,1	63,0	67,4	39,0	69,0
30,0	64,0	38,5	92,0	67,8	31,2	64,0	66,5	32,7	55,0
32,0	66,0	33,3	62,0	66,1	30,2	61,0	61,3	33,5	55,0
34,0	54,9	33,3	66,0	56,8	37,1	77,0	65,6	38,0	60,0
40,0	50,0	37,0	81,0	49,0	32,2	61,0	55,8	33,7	48,0
42,0	46,4	28,6	56,0	54,3	27,9	58,0	56,8	36,2	45,0
44,0	50,1	23,2	39,0	52,6	27,3	52,0	48,1	28,4	42,0
46,0				43,8	31,6	68,0	48,9	34,6	50,0
48,0							53,4	35,1	63,0
50,0							50,7	36,4	69,0
52,0							47,6	30,2	43,0
54,0							47,4	27,0	58,0

Quadro 8A – Umidade relativa do ar de secagem e do ar ambiente em função do tempo de secagem, testes 1, 2 e 3, tratamento 2.

Tempo (h)	Umidade Relativa (%)		Tempo (h)	Umidade Relativa (%)		Tempo (h)	Umidade Relativa (%)	
	Teste 01			Teste 02			Teste 03	
	Secagem	Ambiente		Ambiente	Secagem		Ambiente	Secagem
0,00	78,30	77,40	0,00	65,53	61,30	0,00	60,00	58,60
4,00	11,10	57,64	4,00	61,65	12,10	4,00	75,64	12,10
8,00	12,60	51,05	9,50	72,17	12,90	9,50	77,44	12,30
13,42	12,00	71,92	13,50	58,06	12,40	13,50	59,60	11,20
17,42	13,30	68,30	19,50	76,29	15,10	19,50	75,47	11,30
23,42	12,50	77,55	23,50	62,22	14,60	23,50	52,69	11,40
27,42	12,80	63,77	29,63	61,94	9,50	29,63	69,50	10,60
33,42	12,20	76,87	33,63	50,19	9,30	33,63	46,31	10,70
37,42	11,70	55,43	39,63	69,14	10,50			
44,25	11,30	69,71	43,63	61,47	11,10			
48,25	10,40	49,32	49,63	74,95	12,10			
54,75	14,50	73,10	52,47	65,14	12,30			
58,80	14,10	62,54						
65,67	14,60	65,20						

Quadro 9A – Variação do teor de água e massa específica aparente do café, durante a secagem, para os testes 1, 2 e 3, no tratamento 1.

Tempo (h)	Teor de Água (% b.u.)			Massa Específica Aparente (kg m ⁻³)		
	Teste 1	Teste 2	Teste 3	Teste 1	Teste 2	Teste 3
0,00	24,11	24,43	24,47	413,40	424,50	410,00
3,00	23,08	24,24	23,81	408,50	405,30	401,90
6,00	22,85	24,19	23,24	402,60	404,70	401,90
9,00	22,70	24,10	23,18	399,20	404,40	400,10
12,00	22,53	23,77	22,02	398,40	400,30	396,20
15,00	22,40	23,69	21,88	397,90	398,90	395,30
18,00	21,13	20,89	21,19	393,80	390,50	394,00
21,00	20,55	18,36	21,02	380,60	387,90	393,50
24,00	18,63	18,03	19,73	375,60	383,70	385,30
27,00	17,18	17,88	18,89	373,60	383,50	381,40
30,00	16,92	17,52	18,43	373,20	378,20	377,60
33,00	15,91	15,73	16,64	373,10	371,10	377,60
36,00	14,84	14,00	15,97	368,80	368,70	375,80
39,00	13,33	12,75	15,78	366,40	366,50	367,00
42,00	12,11	12,61	15,13	342,60	353,90	365,90
45,00	11,74	11,62	14,18	339,50	342,30	363,80
48,00	10,40		13,36			360,80
51,00			12,18			356,80
54,00			11,76			348,30

Quadro 10A – Variação do teor de água e massa específica aparente do café, durante a secagem das amostras testemunhas, no tratamento 1.

Tempo (dia)	Teor de Água (% b.u.)			Massa Específica Aparente (kg m ⁻³)		
	Teste 1	Teste 2	Teste 3	Teste 1	Teste 2	Teste 3
0	39,20	23,15	34,63	535,0	433,2	507,5
1	34,58	19,85	24,87	514,6	412,9	452,4
2	30,38	13,02	19,12	477,9	401,1	418,6
3	25,59	12,95	17,47	448,9	385,1	404,9
4	21,43	10,93	17,13	420,8	382,2	391,9
5	16,27		16,50	405,2		390,6
6	11,58		16,15	386,9		390,5
7			12,50	376,8		389,7
8			10,22			384,4
9						382,5

Quadro 11A – Variação do teor de água e massa específica aparente do café, durante a secagem, para os testes 1, 2, e 3, no tratamento 2.

Teste 01			Teste 02			Teste 03		
Tempo (h)	Teor de Água (% b.u.)	Massa Esp. Aparente (kg/m ³)	Tempo (h)	Teor de Água (% b.u.)	Massa Esp. Aparente (kg/m ³)	Tempo (h)	Teor de Água (% b.u.)	Massa Esp. Aparente (kg/m ³)
0,0	39,7	498,8	0,0	39,0	497,8	0,0	43,2	532,1
4,0	38,0	497,7	4,0	36,4	484,1	4,0	42,6	517,8
8,0	35,3	495,1	5,5	35,7	459,2	8,0	42,5	521,7
9,4	36,5	465,7	9,5	34,2	462,2	12,0	40,7	513,7
13,4	34,4	466,3	13,5	32,7	467,0	15,0	40,0	525,6
17,4	33,8	471,7	15,5	30,3	437,8	19,0	37,9	484,8
19,4	32,5	442,4	19,5	30,4	439,5	23,0	36,7	483,7
23,4	30,7	445,2	23,5	27,9	457,3	26,0	34,7	485,6
27,4	27,6	455,4	25,6	27,9	414,5	30,0	32,8	457,7
29,4	27,4	421,4	29,6	24,6	448,4	34,0	31,5	466,6
33,4	24,9	447,2	33,6	22,3	452,5	38,0	29,9	476,9
37,4	23,1	445,1	35,6	20,4	420,1	42,0	28,8	456,8
40,3	21,6	406,8	39,6	19,8	432,3	46,0	27,1	440,0
44,3	19,2	417,4	43,6	17,1	433,5	48,5	26,4	447,7
48,3	17,4	429,9	45,6	16,5	412,1	52,5	25,0	430,8
50,8	17,0	403,8	49,6	15,0	416,1	56,5	22,7	405,7
54,8	15,0	415,5	52,5	11,5	412,3	58,5	17,9	423,3
58,8	13,4	411,4				62,5	17,7	410,9
61,3	13,6	401,9				66,5	15,8	418,4
65,7	11,1	408,7				68,5	13,8	415,2
						70,6	13,5	403,4
						72,5	11,3	410,7
						74,1	11,1	404,5

Quadro 12A – Variação do teor de água e massa específica aparente do café, durante a secagem das amostras testemunhas, no tratamento 2.

Teste 01			Teste 02			Teste 03		
Tempo (h)	Teor de Água (% b.u.)	Massa Esp. Aparente (kg/m ³)	Tempo (h)	Teor de Água (% b.u.)	Massa Esp. Aparente (kg/m ³)	Tempo (h)	Teor de Água (% b.u.)	Massa Esp. Aparente (kg/m ³)
0	41,1	501,5	0	38,7	507,9	0	40,5	520,4
1	36,4	482,9	1	36,5	492,7	1	37,7	516,4
2	32,2	482,3	2	34,1	483	2	33,5	496,2
3	30,5	463,3	3	31,4	459,6	3	29,2	483
4	26,2	452,9	4	26,5	455,2	4	25,3	451,9
5	24,1	432,9	5	25,2	438,7	5	19,6	421,8
6	20,6	421,4	6	20,4	434,76	6	14,6	407,2
7	16,3	418,5	7	17,3	417,5	7	11,4	396,3
8	14,3	405,7	8	16,3	416,4	8	10,2	390,8
9	13,2	403,2	9	13,1	414,6			
10	12,1	400,9	10	11,6	412,05			
11	11,2	396,2	11	11,3	404,19			

Quadro 13A – Variação das pressões alta e baixa, quantidade de água condensada e pressão estática no secador, teste 1, tratamento1.

Tempo (h)	Pressão (kPa)						Água condensada (L)	Pressão estática (mmca)
	Alta			Baixa				
	1	2	3	1	2	3		
0	1460	1450	1500	240	320	310		
2	1800	1650	1825	310	310	370	10,0	34,2
4	1670	1560	1740	220	300	360	10,0	34,4
6	1600	1450	1650	280	280	350	11,0	40,4
8	1450	1400	1400	240	220	280	9,2	37,5
10	1640	1440	1530	275	260	300	8,5	30,4
12	1860	1680	1760	320	310	345	7,0	39,0
14	1850	1660	1750	320	310	340	6,8	37,7
16	1625	1440	1510	280	265	300	7,3	34,4
18	1500	1450	1460	260	280	290	6,8	44,2
20	1600	1460	1620	270	270	330	8,2	40,0
22	1840	1730	1860	320	325	380	8,0	38,0
24	1700	1450	1600	290	270	310	4,5	40,0
26	1560	1420	1550	270	270	315	3,7	50,0
28	1500	1400	1500	260	270	300	6,0	38,1
30	1510	1390	1500	260	260	300	6,5	46,6
32	1650	1550	1660	275	290	345	6,3	41,9
34	1710	1620	1760	290	310	360	6,0	29,6
36	1660	1480	1560	280	270	310	4,7	50,5
38	1690	1500	1560	290	280	300	3,0	46,5
40	1540	1400	1450	260	260	280	3,0	36,4
42	1690	1490	1640	280	280	330	3,3	10,0
45	1660	1700	1840	300	320	370	4,5	40,0

Quadro 14A – Variação das pressões alta e baixa, quantidade de água condensada e pressão estática no secador, teste 2, tratamento1.

Tempo (h)	Pressão (kPa)						Água condensada (L)	Pressão estática (mmca)
	Alta			Baixa				
	1	2	3	1	2	3		
0	1200	1150	1180	200	250	240		37,4
2	1400	1400	1500	230	280	320	8,5	38,7
4	1640	1520	1700	270	290	350	11,6	30,6
6	1690	1590	1750	290	320	360	11,1	37,4
8	1800	1720	1860	310	350	380	10,2	35,8
10	1700	1600	1750	290	320	360	10,5	32,4
12	1620	1550	1700	280	310	350	10,0	40,4
14	1480	1360	1550	250	280	310	7,2	37,6
16	1650	1540	1690	280	320	340	7,5	32,8
18	1800	1730	1850	300	350	370	7,3	42,2
20	1760	1690	1810	300	350	370	5,7	39,5
22	1530	1420	1580	260	300	320	6,2	36,1
24	1450	1340	1490	240	280	300	5,8	43,5
26	1360	1350	1450	220	270	300	5,3	41,6
28	1550	1450	1600	260	290	320	6,5	30,1
30	1650	1570	1710	270	320	350	6,1	44,4
32	1690	161	1760	280	330	360	5,5	41,1
34	1580	1460	1610	270	290	320	6,0	30,1
36	1500	1400	1560	250	290	320	5,0	45,7
38	1500	1320	1450	240	270	280	4,5	46,1
40	1700	1550	1640	285	320	320	4,8	35,0
42	1750	1650	1740	300	330	340	3,2	44,9
44	1800	1670	1760	310	340	350	2,5	40,7
45,75	1650	1480	1560	280	300	310	2,8	16,5

Quadro 15A – Variação das pressões alta e baixa, quantidade de água condensada e pressão estática no secador, teste 3, tratamento1.

Tempo (h)	Pressão (kPa)						Água condensada (L)	Pressão estática (mmca)
	Alta			Baixa				
	1	2	3	1	2	3		
0	1200	1100	1160	200	250	240		38,3
2	1310	1300	1440	210	270	300	7,5	39,6
4	1420	1310	1500	230	270	310	12,0	42,2
6	1560	1500	1680	260	290	340	10,0	38,1
8	1550	1450	1620	250	280	330	9,7	31,5
10	1500	1350	1550	240	260	320	9,5	30,1
12	1450	1350	1560	240	270	320	8,5	39,0
14	1350	1300	1380	210	260	280	8,0	36,2
16	1490	1250	1400	220	260	280	9,0	43,6
18	1430	1220	1450	230	270	290	7,7	38,4
20	1440	1310	1470	230	260	250	8,2	32,6
22	1390	1290	1400	220	270	280	7,6	40,4
24	1440	1320	1480	240	260	290	7,7	42,9
26	1250	1200	1280	220	250	270	6,2	38,2
28	1300	1150	1250	220	200	260	6,5	35,2
30	1310	1300	1390	210	260	280	5,0	39,6
32	1310	1200	1360	210	270	280	5,0	38,3
34	1290	1200	1290	200	260	260	5,1	48,3
36	1300	1150	1260	220	260	260	4,0	39,8
38	1360	1100	1190	230	250	230	3,5	40,2
40	1320	1150	1250	210	250	240	3,0	44,9
42	1500	1330	1420	240	270	270	3,0	46,3
44	1500	1300	1420	240	270	270	2,0	40,6
46	1290	1170	1200	200	250	220	1,5	31,3
48	1270	1150	1200	200	250	230	1,1	47,0
50	1300	1150	1220	220	250	240	1,1	39,5
52	1310	1200	1250	210	250	230	2,0	43,3
54	1500	1360	1420	240	290	270	1,1	45,2

Quadro 16A – Consumo de energia elétrica na bomba de calor e variações de tensão e corrente na bomba de calor e no ventilador, teste 1, tratamento 1.

Tempo (h)	Consumo (kWh)	Bomba de Calor						Ventilador	
		Tensão (V)			Corrente (A)			Tensão (V)	Corrente (A)
		RS	ST	TR	V	B	P		
0	62623	210	210	210	33,0	32,5	35,4	222	6,8
2	62646	210	210	210	33,0	34,1	38,6	219	6,4
4	62664	205	205	205	33,5	34,1	38,1	217	6,5
6	62685	208	210	212	32,0	32,2	37,4	220	6,6
8	62706	210	210	210	31,0	31,2	37,0	219	6,6
10	62726	210	210	210	32,3	32,0	35,9	223	6,6
12	62746	210	210	210	33,7	34,8	38,2	218	6,4
14	62767	210	210	210	33,6	34,7	38,3	219	6,4
16	62787	209	200	200	29,7	29,4	36,0	216	6,5
18	62807	210	210	212	31,6	31,2	35,6	220	6,6
20	62827	200	200	210	31,4	32,4	36,0	217	6,4
22	62847	210	210	210	34,3	35,1	38,2	221	6,5
24	62867	210	210	210	32,8	33,5	36,8	214	6,6
26	62882	210	210	210	31,2	31,8	35,4	217	6,4
28	62902	210	210	210	30,6	32,0	35,8	216	6,5
30	62920	210	210	210	30,0	30,8	35,7	220	6,5
32	62941	205	205	205	33,1	33,5	35,8	210	6,4
34	62962	210	210	210	33,8	34,1	37,2	220	6,5
36	62983	210	210	210	32,3	32,4	36,0	210	6,4
38	63002	210	205	210	31,6	32,4	35,8	214	6,4
40	63022	205	205	210	30,4	31,4	35,8	214	6,5
42	63048	210	210	210	31,9	33,2	36,2	218	6,6
45	63073	210	210	210	34,2	34,2	37,7	211	6,3

Quadro 17A – Consumo de energia elétrica na bomba de calor e variações de tensão e corrente na bomba de calor e no ventilador, teste 2, tratamento 1.

Tempo (h)	Consumo (kWh)	Bomba de Calor						Ventilador	
		Tensão (V)			Corrente (A)			Tensão (V)	Corrente (A)
		RS	ST	TR	V	B	P		
0	63082	205	205	205	34,6	34,3	36,4	220	6,8
2	63101	205	205	205	30,8	32,4	34,4	214	6,4
4	63120	210	210	210	32,4	33,7	36,4	224	6,5
6	63141	210	210	210	32,1	34,2	32,1	219	6,5
8	63162	205	210	210	34,1	36,6	39,1	214	6,4
10	63183	205	210	210	32,9	34,3	37,6	217	6,4
12	63204	212	210	210	31,8	33,4	37,4	219	6,5
14	63223	205	205	205	31,1	31,8	34,4	217	6,5
16	63243	210	210	210	32,6	33,3	36,8	219	6,5
18	63264	210	210	210	34,6	35,7	39,0	218	6,4
20	63284	210	210	210	33,7	34,9	38,9	219	6,4
22	63305	210	210	210	32,1	32,3	35,5	221	6,6
24	63325	210	210	210	30,2	31,4	35,0	220	6,5
26	63343	210	210	210	29,9	31,1	36,1	219	6,5
28	63362	210	210	210	31,0	31,2	35,1	220	6,5
30	63383	210	210	210	31,8	32,9	36,5	224	6,5
32	63404	210	210	210	33,7	33,4	37,1	217	6,4
34	63423	210	210	210	31,3	32,0	35,7	218	6,5
36	63444	210	210	210	30,8	30,9	35,4	217	6,5
38	63463	210	210	210	29,7	30,9	33,7	217	6,5
40	63483	212	210	212	31,6	30,1	36,5	218	6,5
42	63504	210	210	210	32,7	33,3	37,0	220	6,4
44	63525	212	212	212	32,8	33,5	36,7	221	6,5
45,75	63543	210	210	210	30,8	32,2	35,4	221	6,6

Quadro 18A – Consumo de energia elétrica na bomba de calor e variações de tensão e corrente na bomba de calor e no ventilador, teste 3, tratamento 1.

Tempo (h)	Consumo (kWh)	Bomba de Calor						Ventilador	
		Tensão (V)			Corrente (A)			Tensão (V)	Corrente (A)
		RS	ST	TR	V	B	P		
0	63549	205	210	210	30,8	33,0	34,0	217	6,8
2	63567	208	205	208	29,2	30,6	35,0	219	6,5
4	63586	208	210	212	31,3	31,4	33,5	217	6,7
6	63606	210	210	210	31,5	32,3	35,0	223	6,5
8	63627	208	210	212	31,7	31,7	35,2	223	6,5
10	63647	210	210	210	30,9	31,5	34,3	223	6,6
12	63667	210	210	210	29,9	31,3	35,3	222	6,5
14	63686	210	210	210	30,7	30,1	32,4	220	6,5
16	63705	210	210	210	30,7	30,0	32,6	220	6,7
18	63725	210	210	215	29,6	31,1	32,9	224	6,6
20	63745	210	210	210	30,4	30,5	33,3	226	6,6
22	63764	212	212	212	32,1	31,7	34,2	226	6,7
24	63783	210	210	210	29,3	30,3	35,5	217	6,5
26	63801	210	210	210	30,4	30,2	33,4	221	6,6
28	63820	210	210	210	30,2	29,3	34,4	218	6,8
30	63839	215	212	215	31,1	30,2	32,0	220	6,7
32	63858	215	210	210	30,8	30,0	32,7	221	6,6
34	63876	205	205	210	30,2	29,7	35,4	219	6,7
36	63895	208	208	208	30,0	30,1	34,8	225	6,7
38	63910	210	205	205	32,9	30,2	34,3	220	6,6
40	63928	210	210	210	28,8	29,4	30,8	219	6,7
42	63949	210	210	210	30,8	29,9	34,3	217	6,4
44	63966	210	210	210	30,9	30,4	33,8	221	6,5
46	63985	210	210	210	29,8	31,2	32,4	224	6,7
48	64003	210	210	210	28,5	28,0	34,0	221	6,6
50	64017	200	205	208	30,4	29,8	32,5	220	6,6
52	64035	210	210	210	30,2	30,4	31,7	217	6,7
54	64054	210	210	210	30,4	29,7	33,0	224	6,5

Quadro 19A – Temperaturas do fluido refrigerante e do ar nos componentes da bomba de calor, teste 1, tratamento 1.

Tempo (h)	Temperatura (°C)											
	Fluido Refrigerante (R-22)						Ar					
	Sucção			Condensação			Entrada do evaporador	Entre evaporadores	Saída do evaporador	Entrada do condensador	Entre condensadores	Saída do condensador
	1	2	3	1	2	3						
0	22,4	21,8	22,2	34,4	33,4	35,7	24,4	23,0	18,4	19,9	24,2	33,9
2	26,9	25,6	26,0	43,9	44,1	44,0	29,3	27,6	25,3	24,3	32,4	39,4
4	25,4	25,0	28,1	41,3	41,2	40,8	29,2	28,2	26,5	23,5	30,6	40,0
6	21,7	22,3	23,4	37,8	37,7	38,6	25,9	25,0	24,2	21,1	28,3	38,3
8	21,2	19,7	20,7	35,1	34,9	34,6	24,8	21,5	19,7	18,2	25,4	35,3
10	25,4	23,0	21,4	35,0	38,9	38,4	29,4	27,5	25,0	23,9	30,4	38,9
12	28,8	27,2	28,1	46,0	46,2	43,2	32,2	29,6	27,8	26,1	33,9	45,6
14	29,1	27,6	28,1	45,7	45,2	42,7	32,2	30,0	28,1	26,1	33,8	44,9
16	25,4	24,6	25,8	40,5	38,6	38,4	29,1	28,0	25,6	23,8	30,4	38,8
18	23,2	22,1	23,4	37,7	37,4	36,4	26,9	25,6	23,3	21,6	27,7	36,4
20	31,3	25,4	27,2	46,7	40,6	40,7	30,0	27,1	22,2	23,5	30,8	42,5
22	30,6	29,4	31,1	46,4	47,0	45,9	34,0	31,5	26,9	25,6	34,1	46,9
24	29,6	26,5	27,0	41,3	39,4	41,6	34,1	30,7	29,7	24,5	31,7	41,6
26	26,5	24,9	26,1	39,8	38,9	39,5	31,0	28,1	25,0	21,9	27,3	40,4
28	25,5	24,1	25,6	37,5	37,2	38,3	29,9	28,4	21,8	18,6	27,4	37,5
30	27,9	25,0	26,3	38,3	38,6	38,6	29,6	28,1	24,0	22,1	27,8	37,8
32	26,0	24,6	25,9	40,5	40,2	41,3	30,1	27,9	24,6	22,3	29,9	40,6
34	25,6	28,0	29,6	40,8	41,2	42,0	33,3	32,4	27,7	24,5	32,9	41,1
36	28,3	26,5	27,4	42,0	41,6	39,8	32,1	30,9	26,9	23,6	29,1	41,5
38	27,7	26,3	27,4	41,8	39,2	39,5	31,8	29,8	25,9	23,4	30,6	40,5
40	27,1	25,8	27,4	38,9	36,8	36,2	31,4	30,2	26,7	22,4	28,5	37,5
42	27,8	26,5	27,9	41,0	40,4	40,2	32,2	30,4	25,6	20,9	29,0	36,7
45	29,2	27,4	27,2	44,2	45,5	44,4	33,1	31,4	28,0	22,4	31,9	43,7

Quadro 20A – Temperaturas do fluido refrigerante e do ar nos componentes da bomba de calor, teste 2, tratamento 1.

Tempo (h)	Temperatura (°C)											
	Fluido Refrigerante (R-22)						Ar					
	Sucção			Condensação			Entrada do evaporador	Entre evaporadores	Saída do evaporador	Entrada do condensador	Entre condensadores	Saída do condensador
	1	2	3	1	2	3						
0	15,8	15,8	16,2	22,2	20,4	27,8	18,6	17,7	15,2	13,8	17,8	26,8
2	19,5	19,5	20,1	35,3	34,9	37,0	22,7	21,4	17,1	21,4	24,3	37,7
4	25,2	25,2	25,2	40,8	40,9	41,6	28,1	26,7	22,2	25,5	29,5	41,9
6	27,0	27,0	26,9	42,2	39,1	43,9	29,6	27,6	22,9	28,8	29,8	42,7
8	28,0	28,0	28,2	44,9	42,6	45,4	31,8	29,6	25,7	29,5	33,3	46,2
10	27,4	27,4	27,7	42,4	41,5	43,1	31,0	29,6	24,3	28,0	31,5	43,2
12	25,8	25,8	26,0	41,2	41,1	41,7	29,1	27,8	22,3	27,3	30,1	41,8
14	22,1	22,1	22,2	37,9	37,7	38,1	25,8	24,2	17,6	22,1	26,2	38,5
16	26,2	26,2	26,0	41,6	41,0	41,4	30,2	28,1	21,2	24,9	29,9	42,8
18	28,1	28,1	27,6	44,0	46,8	44,8	31,8	29,3	23,3	28,2	32,6	47,1
20	29,0	27,4	28,1	44,3	44,5	44,3	32,5	30,2	23,8	29,0	32,2	45,8
22	25,2	24,1	25,4	38,6	38,4	38,9	29,2	27,8	20,3	25,7	28,0	39,1
24	22,8	21,8	23,0	35,5	35,4	36,1	26,9	25,6	18,2	23,9	25,4	35,6
26	21,5	20,1	21,5	34,3	34,9	35,5	25,3	23,9	15,5	20,6	23,2	35,9
28	26,3	25,0	26,4	35,0	39,1	39,3	30,3	28,9	20,9	24,8	28,4	39,6
30	26,5	25,4	26,6	41,3	42,4	41,9	30,4	28,7	21,6	26,9	30,2	41,8
32	27,4	26,1	27,2	42,4	41,4	42,4	30,8	29,4	22,4	27,5	311,0	43,4
38	22,2	20,9	22,6	37,7	37,0	36,3	24,9	24,5	18,5	21,5	26,1	37,4
40	28,5	27,2	26,5	42,4	41,4	39,0	33,2	31,1	20,8	27,1	30,9	41,5
42	28,7	27,1	27,4	43,8	44,2	42,3	33,3	32,9	23,2	28,2	32,1	43,1
44	29,9	27,0	27,2	41,6	41,2	38,8	31,3	31,7	23,8	29,9	33,1	45,2
45,75	22,6	27,1	27,9	40,5	39,1	39,4	33,1	31,9	22,3	29,1	31,0	40,2

Quadro 21A – Temperaturas do fluido refrigerante e do ar nos componentes da bomba de calor, teste 3, tratamento 1.

Tempo (h)	Temperatura (°C)											
	Fluido Refrigerante (R-22)						Ar					
	Sucção			Condensação			Entrada do evaporador	Entre evaporadores	Saída do evaporador	Entrada do condensador	Entre condensadores	Saída do condensador
	1	2	3	1	2	3						
0	16,2	15,4	16,4	23,6	24,4	28,3	18,6	17,7	14,0	15,7	17,7	25,8
2	18,7	17,7	18,8	32,8	34,4	35,2	21,4	20,4	15,1	18,8	21,9	34,8
4	22,3	21,4	22,3	35,4	35,8	36,6	25,5	23,9	18,0	23,4	25,3	37,1
6	24,7	23,9	25,0	39,7	40,1	41,0	27,9	26,5	20,0	25,7	28,9	41,6
8	24,8	23,9	25,3	39,1	39,1	40,4	28,0	27,1	19,9	25,2	28,4	40,5
10	24,0	23,0	24,4	36,8	35,8	37,6	27,2	26,1	20,1	25,3	27,3	37,6
12	23,0	22,3	23,5	37,0	36,8	37,7	26,0	25,4	18,4	24,1	26,5	38,5
14	20,1	19,6	20,8	33,0	34,5	34,2	23,7	22,8	15,8	17,6	23,9	34,6
16	21,9	21,2	22,3	34,7	34,2	34,3	24,9	23,7	17,2	20,1	25,0	34,8
18	21,9	21,2	22,3	36,1	35,6	35,7	25,4	24,3	17,9	20,1	25,8	36,2
20	22,8	21,9	23,3	35,5	36,8	36,0	26,3	25,2	17,6	20,6	26,0	37,1
22	21,8	20,9	22,5	34,4	33,1	35,2	25,4	24,5	17,1	20,5	25,1	34,5
24	22,7	21,7	23,0	36,8	35,4	35,1	25,4	24,7	17,9	20,1	25,6	37,4
26	17,7	16,8	18,1	31,5	31,2	31,8	22,0	20,7	12,3	14,5	20,3	31,6
28	18,9	18,0	19,5	30,0	29,8	31,7	23,0	21,7	13,4	16,5	20,8	30,5
30	20,6	19,7	21,1	33,6	34,1	34,3	24,8	23,4	14,4	18,3	23,3	34,8
32	21,2	20,1	21,7	33,5	33,4	34,1	25,5	24,3	14,9	18,6	23,5	34,5
34	20,1	19,2	20,3	31,9	30,7	31,9	24,3	23,2	14,1	17,6	22,3	31,2
36	18,6	17,7	19,3	29,9	30,1	30,9	23,0	21,8	11,9	16,5	21,3	30,5
38	17,7	16,6	16,6	31,7	28,8	28,6	22,6	21,1	12,1	13,1	20,6	29,0
40	21,9	21,0	21,0	33,3	32,2	31,5	26,3	24,5	17,3	18,8	24,1	32,1
42	24,3	23,6	23,6	38,2	37,8	35,3	28,6	26,7	19,7	21,9	28,1	36,8
44	25,3	24,5	24,5	38,3	37,6	35,8	30,0	28,3	19,8	22,5	28,5	37,2

Continuação Quadro 21A.....

46	22,1	21,3	21,3	32,6	30,5	30,7	26,3	25,2	17,5	21,2	24,0	30,9
48	19,3	18,5	18,5	32,9	31,4	30,2	24,3	22,9	14,5	18,0	21,9	30,8
50	17,4	16,3	16,3	28,6	28,1	27,9	22,7	21,0	10,5	12,2	19,5	29,3
52	22,3	21,5	21,5	33,9	32,6	31,4	26,9	25,5	16,9	18,7	24,1	32,8
54	24,8	24,0	24,0	38,6	38,1	35,9	29,4	27,8	19,4	21,6	28,1	38,0

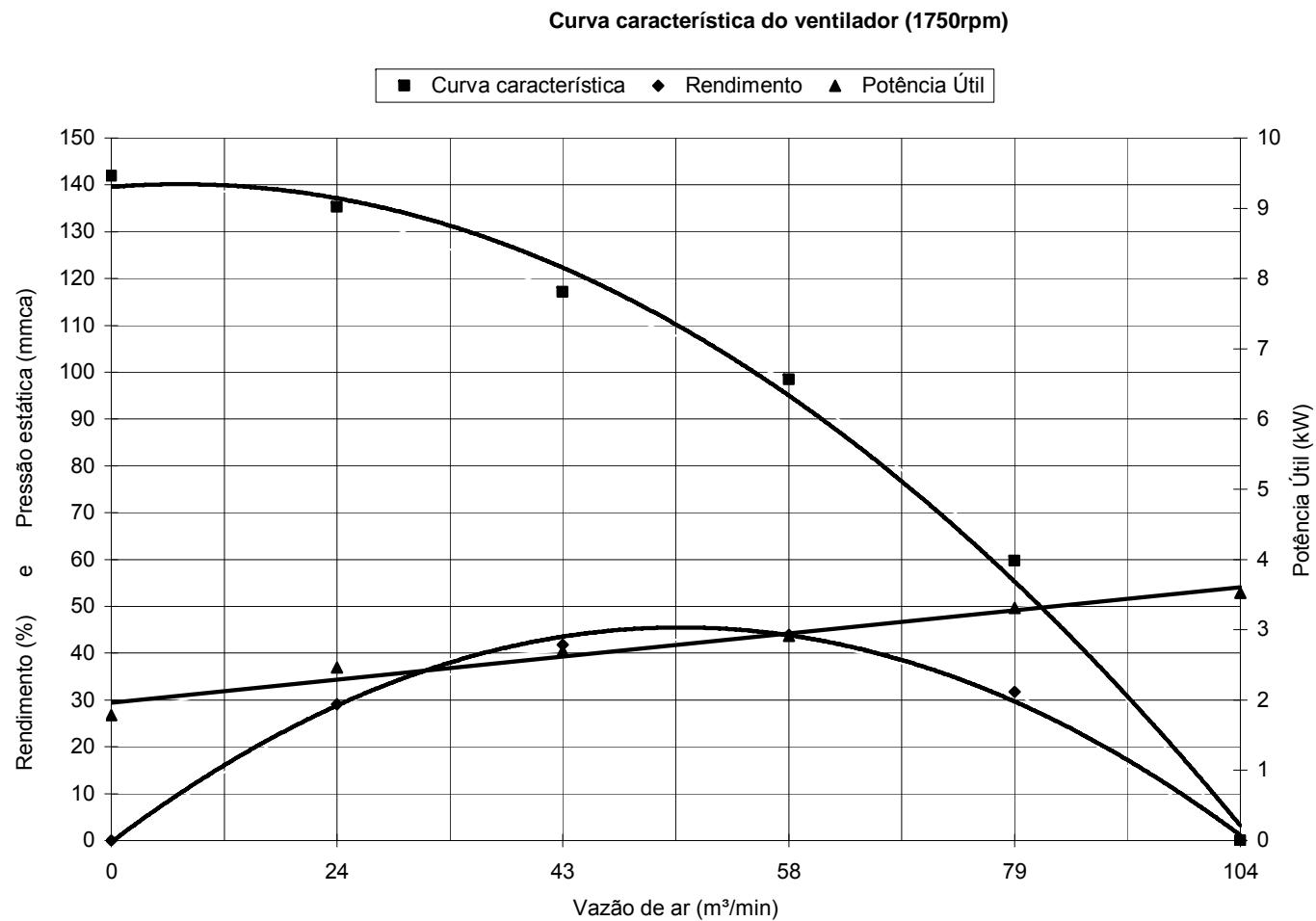


Figura 1A – Curva característica do ventilador usado para movimentar o ar através da bomba de calor e dos grãos no tratamento 1.