



UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE
CENTRO DE TECNOLOGIA E RECURSOS NATURAIS
UNIDADE ACADÊMICA DE ENGENHARIA AGRÍCOLA
COPEAG - COORD. DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENG. AGRÍCOLA



PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA AGRÍCOLA

Dissertação de Mestrado

DESENVOLVIMENTO DE UMA BOMBA DE CALOR PARA
SECAGEM DE PRODUTOS TERMOSENSÍVEIS; SEMENTES
DE FEIJÃO (*Phaseolus vulgaris* L.) VARIEDADE "CARIOCA"

JOSÉ RILDO DE OLIVEIRA

Campina Grande
Paraíba

DESENVOLVIMENTO DE UMA BOMBA DE CALOR PARA
SECAGEM DE PRODUTOS TERMOSENSÍVEIS: SEMENTES DE
FEIJÃO (*Phaseolus vulgaris* L.) VARIEDADE “CARIOCA”

JOSÉ RILDO DE OLIVEIRA

DESENVOLVIMENTO DE UMA BOMBA DE CALOR PARA SECAGEM DE
PRODUTOS TERMOSENSÍVEIS: SEMENTES DE FEIJÃO (*Phaseolus vulgaris* L.)
VARIEDADE “CARIOCA”

Dissertação apresentada ao Curso de
Mestrado em Engenharia Agrícola da
Universidade Federal da Paraíba, em
cumprimento às exigências para obtenção
do Grau de Mestre.

Orientador: Prof. Dr. MÁRIO EDUARDO R. MOREIRA CAVALCANTI MATA

Campina Grande, PB

2000



048d

Oliveira, Jose Rildo de

Desenvolvimento de uma bomba de calor para secagem de produtos termosensíveis : sementes de feijao (*Phaseolus vulgaris* L.) variedade "carioca" / Jose Rildo de Oliveira. - Campina Grande, 2000.

89 f. : il.

Dissertaca (Mestrado em Engenharia Agricola) - Universidade Federal da Paraiba, Centro de Ciencias e Tecnologia.

1. Sementes - Secagem 2. Sementes - Maquinas para Secagem 3. Dissertacao - Engenharia Agricola I. Mata, Mario Eduardo Rangel Moreira Cavalcanti II. Universidade Federal da Paraiba - Campina Grande (PB)

CDU 631.365(043)



UNIVERSIDADE FEDERAL DA PARAÍBA
CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA

COPEAG - PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA AGRÍCOLA

PARECER FINAL DO JULGAMENTO DA DISSERTAÇÃO DO MESTRANDO

JOSÉ RILDO DE OLIVEIRA

Título: "Desenvolvimento de uma bomba de calor para secagem de produtos termosensíveis; Sementes de feijão (*Phaseolus vulgaris* L.) variedade carioca".

BANCA EXAMINADORA

PARECER

Mário P. Ruyata
Prof. Dr. Mário Eduardo R.M.C.Mata-Orientador

Aprovado com distinção

M. Elita D. Braga
Profa. Dra. Maria Elita D. Braga-Co-Orientadora

Aprovado com distinção

Silvio José Rossi
Prof. Dr. Silvio José Rossi-Examinador

Aprovado com distinção

Antônio Gilson B. Lima
Eng. Dr. Antônio Gilson B. Lima-Examinador

Aprovado com distinção

Campina Grande, 28 de janeiro de 2000

**À minha companheira Melânia e às minhas
filhas Marina e Natália, dedico.**

AGRADECIMENTOS

Ao Professor Mário Eduardo, pela competência e dedicação com que orientou este trabalho, como também pelo relacionamento amigo estabelecido durante o curso.

À Professora Maria Elita, pela disponibilidade em co-orientar este trabalho.

À Universidade Federal da Paraíba, pela oportunidade para realização desse Curso.

À Coordenação do Curso de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, pelo apoio recebido.

Ao Departamento de Engenharia Mecânica e ao Laboratório de Térmica e Fluidos, pela liberação para elaboração deste trabalho.

Aos colegas do Laboratório de Térmica e Fluidos, Wellington Barbosa, Pedro Genuíno, Antônio Mendes, José Marcelino e José Roberto Rocha, pela valiosa ajuda na montagem do equipamento.

Aos colegas de curso, pelo companheirismo e incentivo durante o curso.

À EMEPA, pelo fornecimento das sementes e do acervo bibliográfico.

À EMBRAPA, pelo acervo bibliográfico.

À Banca Examinadora, Prof.^a Dr.^a MARIA ELITA DUARTE BRAGA, Prof. Dr. SÍLVIO JOSÉ ROSSI e Prof. Dr. ANTONIO GILSON BARBOSA DE LIMA.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE NOTAÇÃO

LISTA DE SIGLAS

RESUMO

ABSTRACT

| | |
|--|----|
| 1. INTRODUÇÃO..... | 1 |
| 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA..... | 5 |
| 2.1 Desenvolvimento da bomba de calor..... | 5 |
| 2.2 Aspectos históricos..... | 5 |
| 2.3 Caracterização técnica das bombas de calor..... | 8 |
| 2.3.1 Princípios teóricos..... | 10 |
| 2.3.2 Ciclo ideal de Carnot..... | 12 |
| 2.3.3 Primeiro e segundo princípios da termodinâmica no ciclo de refrigeração e bomba de calor..... | 14 |
| 2.3.4 Ciclos termodinâmicos..... | 14 |
| 2.3.5 Ciclo da bomba de calor..... | 16 |
| 2.4 Secagem..... | 17 |

| | |
|---|-----------|
| 2.4.1 Processos de secagem..... | 18 |
| 2.4.2 Teoria de secagem..... | 20 |
| 2.4.3 Secagem em camada estacionária..... | 21 |
| 2.4.4 Modelo de Thompson..... | 23 |
| 2.4.5 Aplicação do modelo de Thompson..... | 28 |
| 2.4.6 Secagem com bomba de calor..... | 30 |
| 2.4.7 Uso de bomba de calor na secagem de produtos agrícolas..... | 31 |
| 2.4.8 Secagem de feijão em vagens..... | 35 |
| 2.5 Importância das sementes..... | 36 |
| 2.5.1 Avaliação da qualidade fisiológica das sementes..... | 37 |
| 2.5.2 Perdas da qualidade fisiológica das sementes..... | 38 |
| 2.6 Aspectos gerais da cultura do feijão..... | 41 |
| 2.6.1 Origem e evolução, classificação botânica e morfologia..... | 41 |
| 2.6.2 Variedades cultivadas..... | 42 |
| 2.6.3 Composição química e valor nutritivo..... | 42 |
| 2.6.4 Produção e produtividade nacional e internacional..... | 43 |
| 3. MATERIAIS E MÉTODOS..... | 45 |
| 3.1 Modificações efetuadas no equipamento..... | 46 |
| 3.1.1. Avaliação do desempenho da bomba de calor..... | 49 |
| 3.2 Secadores..... | 53 |

| | |
|--|----|
| 3.3 Produto usado no experimento..... | 54 |
| 3.3.1 Teste de vigor e de germinação..... | 54 |
| 3.3.2 Secagem das vagens..... | 55 |
| 3.3.3 Secagem das sementes..... | 56 |
| 3.4 Simulação de secagem..... | 57 |
| 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO..... | 58 |
| 4.1 Avaliação dos resultados da bomba de calor, trabalhando com e sem carga na câmara de secagem de sementes..... | 59 |
| 4.2 Altura da camada de grãos..... | 67 |
| 4.3 Secagem das vagens de feijão..... | 69 |
| 4.4 Secagem das sementes de feijão e sua simulação..... | 70 |
| 4.5 Eficiência de secagem..... | 73 |
| 4.6 Testes de germinação e de vigor das sementes de feijão..... | 74 |
| 5. CONCLUSÕES..... | 76 |
| 6. SUGESTÕES..... | 77 |
| 7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS..... | 78 |

LISTA DE FIGURAS

| | | |
|-----------|--|----|
| FIGURA 1 | - Princípios da máquina de refrigeração e da bomba de calor..... | 8 |
| FIGURA 2 | - Desenho esquemático de uma bomba de calor..... | 9 |
| FIGURA 3 | - Diagrama de temperatura – entropia do ciclo reverso de Carnot | 13 |
| FIGURA 4 | - Diagrama temperatura – entropia do ciclo de Rankine..... | 15 |
| FIGURA 5 | - Ciclo esquemático de uma bomba de calor num diagrama pressão – entalpia..... | 17 |
| FIGURA 6 | - Diagrama esquemático de aproximação de simulação básica..... | 23 |
| FIGURA 7 | - Aparelho de ar condicionado após as modificações..... | 46 |
| FIGURA 8 | - Desenho esquemático da bomba de calor com os secadores de vagens e sementes acoplados..... | 47 |
| FIGURA 9 | - Registrador digital de temperatura..... | 48 |
| FIGURA 10 | - Câmaras de secagem das vagens (a) e sementes (b)..... | 53 |
| FIGURA 11 | - Plântulas saudáveis provenientes do teste de germinação..... | 55 |
| FIGURA 12 | - Vagens secas em ponto de debulha..... | 55 |
| FIGURA 13 | - Balança digital usada na pesagem das amostras..... | 56 |
| FIGURA 14 | - Diagrama esquemático da bomba de calor, mostrando seus principais componentes e os pontos de medição de pressão e temperatura..... | 62 |
| FIGURA 15 | - Diagrama de pressão e entalpia do ciclo termodinâmico trabalhando sem carga no secador de semente..... | 64 |

| | |
|--|----|
| FIGURA 16 - Diagrama de pressão e entalpia do ciclo termodinâmico trabalhando com carga no secador de sementes..... | 65 |
| FIGURA 17 - Diagrama de pressão e entalpia do ciclo termodinâmico trabalhando com e sem carga no secador de sementes..... | 66 |
| FIGURA 18 - Ventoinha interligando a bomba de calor à câmara de secagem. | 68 |
| FIGURA 19 - Dados experimentais de secagem das vagens de feijão, à temperatura de 50°C ($\pm 0,5^\circ\text{C}$) e teor de umidade inicial de 69, 65 e 60% b.u..... | 70 |
| FIGURA 20 - Dados experimentais de secagem das sementes de feijão, à temperatura de 31°C ($\pm 0,5^\circ\text{C}$) e teor de umidade inicial de 25% b.s..... | 70 |
| FIGURA 21 - Dados experimentais e simulados da secagem em camada delgada de sementes de feijão, à temperatura de 31°C ($\pm 0,5^\circ\text{C}$) e 25% de umidade inicial em base seca..... | 71 |
| FIGURA 22 - Valores médios do teor de umidade das sementes de feijão da primeira e da segunda secagem, e valores médios simulados..... | 73 |

LISTA DE TABELAS

| | | |
|----------|--|----|
| TABELA 1 | - Produção média brasileira das principais culturas no período de 1990 a 1995..... | 43 |
| TABELA 2 | - Dados meteorológicos de Campina Grande..... | 58 |
| TABELA 3 | - Condições de operação da bomba de calor com e sem carga no secador de sementes..... | 60 |
| TABELA 4 | - Valores experimentais obtidos com a bomba de calor trabalhando com e sem carga no secador de sementes..... | 61 |
| TABELA 5 | - Dados gerais de funcionamento da bomba de calor com e sem carga no secador de sementes..... | 63 |
| TABELA 6 | - Rendimento da bomba de calor trabalhando com e sem carga no secador de sementes..... | 67 |
| TABELA 7 | - Condições da simulação de secagem obtidas a partir dos dados experimentais..... | 72 |
| TABELA 8 | - Eficiência de secagem da bomba de calor durante a secagem das vagens, secagem das sementes e secagem simultânea das vagens e das sementes de feijão..... | 74 |
| TABELA 9 | - Valores médios dos percentuais de germinação e de vigor, obtidos no teste padrão de germinação e de vigor para sementes de feijão..... | 75 |

LISTA DE NOTAÇÃO

| | |
|-------------|---|
| c | calor específico do ar, kJ/kg.°C |
| C_p | calor específico do produto, kcal/kg.°C |
| c_w | calor específico da água, kcal/kg.°C |
| G_{ar} | fluxo do ar de secagem, $m^3 \cdot \text{min}^{-1} \cdot m^{-2}$ |
| h | entalpia específica, kJ/kg |
| h_{fg} | calor latente de vaporização da água, J/kg |
| P_a | massa da água, kg |
| P_{ms} | massa da matéria seca, kg |
| Q_0 | valor absoluto do calor retirado da fonte fria, kJ/h |
| Q_{cond1} | quantidade específica de calor dissipada pelo condensador 1, kJ/s |
| Q_{cond2} | quantidade específica de calor dissipada pelo condensador 2, kJ/s |
| Q_{ev} | quantidade específica de calor retirada pelo evaporador, kJ/s |
| Q_H | potência calorífica, W |
| Q_k | valor absoluto do calor retirado da fonte quente, kJ/h |
| RU | razão de umidade, adimensional |
| T | temperatura, °C |
| t | tempo, h |
| T_{arex} | Temperatura do ar de exaustão, °C |

| | |
|-------------|---|
| T_{arsec} | Temperatura do ar de secagem, °C |
| T_{cond} | temperatura de condensação do fluido refrigerante, °C |
| T_e | temperatura de equilíbrio, °C |
| t_{eq} | tempo equivalente, h |
| T_{evap} | Temperatura de evaporação do fluido refrigerante, °C |
| T_H | temperatura de condensação da fonte quente, K |
| T_k | temperatura absoluta, K |
| T_{vsa} | Temperatura do vapor superaquecido, °C |
| T_L | temperatura de evaporação da fonte fria, K |
| U_{bs} | umidade em base seca, decimal |
| U_{bu} | umidade em base úmida, decimal |
| U_e | teor de umidade de equilíbrio, percentual base seca |
| U_i | teor de umidade inicial, percentual base seca |
| UR | Umidade relativa, decimal |
| V | vazão do ar, m ³ /s |
| v | volume específico do ar, m ³ /kg |
| V_{cond1} | vazão de ar no condensador 1, m ³ /s |
| V_{cond2} | vazão de ar no condensador 2, m ³ /s |
| V_{refr} | vazão volumétrica do fluido refrigerante, m ³ /s |

| | |
|-------------------|--|
| W | trabalho realizado pelo sistema durante um processo, kJ/kg |
| W_0 | razão de umidade do ar antes da secagem, kg de água. kg ⁻¹ de ar seco |
| W_f | razão de umidade final do ar, kg de água. kg ⁻¹ de ar seco |
| Δh_{fg} | variação do calor latente de vaporização da água no produto, kcal.kg ⁻¹ |
| Δt | incremento de tempo, h |
| ΔW | intervalo entre a razão de umidade inicial e final, kg de água.kg ⁻¹ de ar seco |
| θ_0 | temperatura do grão antes da secagem, °C |
| ρ_p | massa específica do produto, kg.m ⁻³ |
| Δh_{cond} | variação de entalpia do fluido refrigerante nos condensadores, kJ/kg |
| Δh_{evap} | variação de entalpia do fluido refrigerante no evaporador, kJ/kg |
| \dot{m} | fluxo de massa do ar, kg/s |
| \dot{m}_{refr} | fluxo de massa do fluido refrigerante, kg/s |

LISTA DE SIGLAS

| | |
|------------------|--|
| ABRAVA | Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento |
| ASHRAE | American Society of Heating Refrigeration and Air Conditioning Engineers |
| BC | Bomba de calor |
| COP | Coefficiente de performance |
| COP _c | Coefficiente de performance de Carnot |
| ES | Eficiência de secagem |
| FP | Fator de performance |
| MR | Máquina térmica |
| N _c | Eficiência em relação ao ciclo de Carnot |
| PER | Performance de relação de energia |

RESUMO

OLIVEIRA, José Rildo de. **Desenvolvimento de uma Bomba de Calor para Secagem de Produtos Termosensíveis: Sementes de Feijão (*Phaseolus vulgaris* L.) Variedade "Carioca"**. Campina Grande, 2000. 89p. (Dissertação) Mestrado em Engenharia Agrícola - Universidade Federal da Paraíba.

Este trabalho demonstra a utilização de uma bomba de calor na secagem de produtos termosensíveis, desenvolvida a partir de um aparelho de ar condicionado doméstico, com capacidade frigorífica de 18.301Btu/h, modificado, para fins do experimento, com a substituição da hélice original, a adição de um condensador e a colocação de duas coifas. A esse aparelho foram, ainda, acopladas duas câmaras de secagem. O sistema assim constituído permitiu a produção de ar quente para secagem das vagens de feijão na primeira câmara, e a produção de ar com baixa umidade relativa e temperatura, na segunda câmara, para secagem de sementes de feijão

As vagens de feijão foram secas de teores de umidades iniciais de 69, 65 e 60% base úmida, até teores de umidade próprios para debulha, utilizando uma vazão do ar de secagem de $18,8\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-2} \cdot \text{m}^{-2}$ e temperatura do ar de 50°C ($\pm 0,5^\circ\text{C}$), durante essa secagem houve uma redução média de treze pontos percentuais no teor de umidade das vagens. Em seguida, as vagens foram debulhadas e as sementes provenientes dessa debulha foram secas de um teor de umidade de 25 para 14% base seca. Essa secagem foi conduzida a uma temperatura de 31°C ($\pm 0,5^\circ\text{C}$), umidade relativa do ar de 29% ($\pm 1\%$) e a uma vazão de $5,61\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-2} \cdot \text{m}^{-2}$.

Durante a secagem das vagens de feijão, o consumo de energia da bomba de calor foi de 1,12kW.h por quilograma de água evaporada; na secagem das sementes, foi de 4,65kW.h por quilograma de água evaporada e, durante a secagem simultânea de vagens e sementes, o consumo foi de 0,9kW.h por quilograma de água evaporada. O coeficiente de performance da bomba de calor, trabalhando com e sem carga no secador de sementes, foi de 4,6 e 5,3, respectivamente.

Após a secagem, as sementes mantiveram índices satisfatórios de germinação e vigor. Tal constatação, aliada à eficiência de secagem evidenciada pelo sistema, demonstra a viabilidade da utilização da bomba de calor, também na secagem de produtos termosensíveis.

Com as condições do ar produzidas pela bomba de calor, simulou-se a secagem em camada estacionária, de acordo com o Modelo de Thompson, através do programa computacional denominado SASG 5.0 (Software Aplicado à Secagem de Grãos). Os resultados indicam que o modelo de simulação para feijão necessita, ainda, de alguns ajustes e de investigações mais apuradas.

ABSTRACT

OLIVEIRA, José Rildo de. **Desenvolvimento de uma Bomba de Calor para Secagem de Produtos Termosensíveis: Sementes de Feijão (*Phaseolus vulgaris* L.) Variedade "Carioca"**. Campina Grande, 2000. 89p. (Dissertação) Mestrado em Engenharia Agrícola - Universidade Federal da Paraíba.

This work shows the use of a heat pump thermosensible products drying, developed from a home air conditioner device, with cooling capacity of 18.000Btu/h, which has been changed for the experience, by replacing the formal propeller, adding a condense device and putting two rubber joints. Two drying tubes were also added to this device. The system like this constituted it allowed the production of hot air for drying of the bean beans in the first chamber, and the production of air with low relative humidity and temperature, for drying of beans seeds in the second chamber

The bean beans were dry of moistness rate of 69, 65 and 60% moist basis, even own rate moistness for it thrashes it, using the drying air flow of $18,8\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-2} \cdot \text{m}^{-2}$ and air temperature of $50^\circ\text{C} (\pm 0,5^\circ\text{C})$, during this drying there has been a average decrease of thirteen percent in the moisture content of the beans. Soon after, the beans were thrashed and the coming seeds of that thrash they were dry of a moisture content of 25 to 14% type dried. That drying has been conducted at a temperature of $31^\circ\text{C} (\pm 0,5^\circ\text{C})$, relative air humidity of 29% ($\pm 1\%$) and an outflow of $5,61\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-2} \cdot \text{m}^{-2}$.

During the haricot drying process, the heat pump energy consumption was 1,12kW.h per evaporated water kilogram, in the seed drying it was 4,65kW.h per evaporated water kilogram, and during the concurrent haricot and seed drying, the consumption was 0,9kW.h per evaporated water kilogram. The coefficient of the heat pump performance, working with and without load in the seed dryer, was 4,6 and 5,3, respectively.

After drying seeds kept satisfactory germination strength. All this matter, along with drying efficiency shown by the system, demonstrates how feasible the use the heat pump is, also in the thermosensible products drying.

With the air conditions produced by the heat pump, the drying was simulated in stationary layer, according to Thompson Model, by the computer program called SASG 5.0. Results indicate that simulation model for beans still needs some arrangements and deeper assessments.

1. – INTRODUÇÃO

O aumento exacerbado do preço do barril de petróleo, na década de setenta, fez com que, pela primeira vez, o mundo pensasse em formas alternativas de energia. A partir da década de oitenta, a ciência começou a divulgar os efeitos nocivos causados pela queima dos combustíveis fósseis (carvão, óleo e gás): efeito estufa, chuva ácida e agressão ao meio ambiente. Duas outras questões contribuíram para o fortalecimento do novo pensamento: a) a probabilidade de esgotamento das reservas num futuro muito próximo; b) o alto custo para encontrar novas reservas inexploradas, o que poderia afetar a economia mundial. Para fazer frente a toda essa problemática, a comunidade científica em geral, chamou a atenção para o desenvolvimento de fontes alternativas de energia, como, solar, eólica, biomassa, geotérmica.

Além de pesquisar outras fontes renováveis de energia, tem-se procurado implementar formas de economizar e racionalizar o uso de energia, desenvolvendo equipamentos cada vez mais eficientes, como geladeiras, condicionadores de ar, lâmpadas, motores de indução, dentre outros.

O Brasil, mesmo dispondo de um potencial hidrelétrico considerável, não conta com capacidade instalada para médio e longo prazo. Alias, já convivemos com sérios problemas de fornecimento de energia nas horas de maior demanda, as chamadas horas de pico. Geller citado por GOMES (1995), constatou, com base nos dados de 1985, que o setor residencial é responsável pelo consumo de, aproximadamente, 20% da eletricidade total produzida no Brasil, da qual 26,2% são utilizados por fontes resistivas para aquecimento de água.

Em virtude da praticidade, da eficiência e do baixo investimento inicial, o setor de beneficiamento de grãos e sementes, comumente, utiliza sistemas alimentados por resistência elétrica. CAVALCANTI MATA (1996) afirma que o processo de secagem é responsável por cerca de 12% da energia total consumida nas unidades de beneficiamento de produtos agrícolas. Com a extinção dos programas de subsídios à eletrificação rural e a privatização das companhias de distribuição de energia, é provável que estes custos não se mantenham nos mesmos patamares. Conseqüentemente, esse provável acréscimo repercutirá nos preços dos alimentos.

As primeiras pesquisas realizadas com bombas de calor, na secagem de produtos agrícolas, tiveram início no final da década de quarenta. Todavia, o baixo desempenho e o alto custo de aquisição tornaram o equipamento pouco atrativo. A crise energética da década de setenta fez com que alguns estudiosos retomassem as pesquisas. HOGAN *et al.* (1983) desenvolveram uma bomba de calor especificamente para secagem de grãos e efetuaram testes nas mais diversas condições. HODGETT (1976) utilizou a bomba de calor como desumidificador para secar madeira e cerâmica. A partir de então, verificaram-se grandes avanços nos estudos realizados com bomba de calor, a ponto de torná-la tecnicamente competitiva e viável economicamente.

Bomba de calor ou bomba térmica é uma máquina que extrai energia de uma fonte a baixa temperatura e faz essa energia disponível a uma temperatura mais alta. A aplicação dessa energia a alta temperatura é que diferencia as bombas de calor dos equipamentos de refrigeração e ar condicionado, em que a energia de alta temperatura é desperdiçada.

Na utilização de bombas de calor, leva-se em consideração o coeficiente de performance (COP) do sistema. As cargas resistivas produzem 1kW.h de energia térmica para cada 1kW.h consumido, enquanto as bombas de calor produzem, em média, de 3 a 5kW.h de energia térmica para cada 1kW.h consumido. Os estudos comprovam que o

uso de bombas de calor em unidades de beneficiamento de grãos e sementes, mesmo atuando de forma paralela com outros sistemas, poderá representar uma economia considerável de energia elétrica, sem comprometer a viabilidade da secagem.

A secagem é uma operação que, se for conduzida sem os devidos cuidados, poderá concorrer para reduzir as qualidades fisiológicas das sementes. Geralmente, os efeitos da secagem em temperaturas mais elevadas não são imediatos, tornando-se mensuráveis apenas após um período de armazenamento. SATHLER (1979), estudando a influência das condições de secagem na germinação de sementes de feijão (*Phaseolus vulgaris* L.), variedade Rico-23, sob temperaturas de 30, 35, 40, 45 e 50°C e umidade relativa de 40%, encontrou valores médios de germinação de 73,5%, 57%, 61%, 60% e 52%, respectivamente. Tomando como referência a primeira temperatura, a redução percentual nos valores médios de germinação foram de 28%, 20%, 22% e 41%, respectivamente. A autora considerou que o efeito da umidade relativa é desprezível.

Nos processos de secagem de produtos termosensíveis, a qualidade do ar de secagem exerce uma forte influência sobre a manutenção das qualidades das sementes. Necessita-se, portanto, de ar de secagem com temperaturas inferiores a 40°C e baixa umidade relativa. Neste caso, pode-se, perfeitamente, utilizar o evaporador de uma bomba de calor para condensar parte do vapor de água contido no ar de secagem. Além dessa operação, pode-se utilizar parte do ar de exaustão do condensador para aquecimento do ar.

Comprovada a eficiência da bomba de calor na secagem de produtos agrícolas, e considerando a importância, assumida pelo feijão, no Brasil e na região Nordeste, tanto por ser um dos produtos mais cultivados – o terceiro em área plantada – quanto por constituir item básico na dieta alimentar da população brasileira, decidiu-se utilizar esse produto na experiência objeto desta pesquisa.

Portanto, os objetivos deste trabalho foram:

1. construir uma bomba de calor para secagem de produtos termosensíveis;
2. correlacionar os dados experimentais com a simulação de secagem em leito fixo usando o modelo de Thompson, através do programa computacional denominado SASG 5.0 (Software Aplicado à Secagem de Grãos) para feijão.

2. – Revisão Bibliográfica

2.1 – Desenvolvimento da bomba de calor

2.2 – Aspectos históricos

Durante o século dezenove, época do desenvolvimento do conhecimento humano dos processos físicos, vislumbrou-se a possibilidade de bombear energia térmica para temperaturas mais elevadas. O princípio térmico básico foi idealizado por Nicholas Carnot, em 1824.

Joule demonstrou essa possibilidade pelo efeito de modificar a temperatura de um gás, alterando a sua pressão. William Thomson (depois de Lord Kelvin), fez a primeira menção de um “multiplicador térmico”, como parte de sua teoria generalizada da dissipação da energia. William Thomson publicou, em 1853, um estudo, descrevendo um sistema em que, empregando um compressor ligado a uma máquina de expansão, possibilitava a movimentação do ar entre reservatórios, os quais atuavam também como trocadores de calor. Este ciclo aberto poderia ser empregado para aquecer ou resfriar prédios. Thomson previu a possibilidade do ciclo fechado de uma máquina de compressão de vapor, mas, naquela época, ele não dispunha de motores de acionamento que lhe permitissem projetar alguma coisa semelhante à atual e moderna bomba térmica (STULGYS, 1980; BERNIER, 1979).

As primeiras patentes de uma bomba de calor de absorção, utilizando amônia e água, foram registradas, em 1862, por Ferdinand Carré, que concebeu, também, dois tipos de máquinas: uma, para aplicação caseira, na produção de gelo, e outra, para aplicação industrial. Carré descreveu a maioria das aplicações futuras deste tipo de máquina, tais como: fabricação de gelo, acondicionamento de ar, controle de processos de fermentação – como, por exemplo, durante a produção de cerveja e vinho, - extração de parafina de óleo cru e separação do sal de soluções (MOSER e SCHNITZER, 1985).

Durante todo o período de desenvolvimento dos equipamentos de refrigeração – de 1870 a 1920 –, o desenvolvimento da bomba térmica foi deixado para trás. Enquanto a refrigeração atendia a uma necessidade, o desenvolvimento da bomba térmica dependia do custo de energia e da disponibilidade dos outros geradores térmicos alternativos. Por este ponto de vista, o desenvolvimento da bomba térmica deve ser considerado como paralelo ao desenvolvimento do equipamento de refrigeração (STULGYS, 1980).

Haldane, o realizador do primeiro levantamento do coeficiente de performance (COP) em função da temperatura e calor de condensação dos equipamentos de refrigeração, instalados entre 1891 e 1926, fez a primeira aplicação direta de uma bomba térmica, entre 1920 e 1930, na Inglaterra: uma bomba térmica experimental que fornecia aquecimento ambiental e água quente para sua residência na Escócia, empregando como fonte de calor o ar atmosférico e a água da rede (STULGYS, 1980).

As bombas de calor recuperaram sua importância depois da Primeira Guerra Mundial, quando, pela primeira vez, se vislumbrou a importância do racionamento de energia. Nesta fase, destacam-se as contribuições, fundamentais para este campo, do alemão E. Altenkirch, ao demonstrar que as bombas de calor por absorção ofereciam a possibilidade de aproximar um processo reversível e, assim, minimizar as perdas de energia disponível (MOSER e SCHNITZER, 1985).

Foi nos Estados Unidos da América, onde o desenvolvimento de bombas térmicas pequenas - basicamente equipamentos de ar condicionado de uso doméstico reversíveis para fornecer frio ou calor - teve um progresso suficiente, que, a partir de 1948, essas bombas começaram a ser comercializadas e testadas em campo. Vendidas com sucesso, nos Estados Unidos, até aproximadamente 1960, as bombas térmicas ar-ar, tendo sido consideradas por muitos fabricantes, como simples equipamentos de ar condicionado, também foram afetadas por uma má reputação devido à baixa confiabilidade

do equipamento.

Os esforços, na década de 1970, para conquistar a confiança dos usuários, fizeram com que a **ASHRAE** (American Society of Heating Refrigeration and Air Conditioning Engineers) estabelecesse um padrão para construção de equipamentos que melhorassem a performance dos sistemas de aquecimento e refrigeração. Para alcançar esses padrões, foram introduzidos trocadores de calor com áreas maiores, compressores com controle modulado de velocidade, ventiladores mais eficientes, componentes elétricos capazes de resistir às exigências a que são submetidas as bombas de calor, bem como fluidos refrigerantes compostos por misturas não azeotrópicas e capazes de aumentar o desempenho das máquinas (STULGYS, 1980; HODGETT e OELERT, 1982a).

Atualmente, mais de 2 milhões de bombas térmicas instaladas e em operação nos últimos 15 anos, nos Estados Unidos e Europa, são a amostra de que este produto não está num estágio experimental, mas é um produto aprovado que é selecionado pelos consumidores da altamente competitiva Indústria de Aquecimento Ambiental. As aplicações industriais e de aquecimento de água são cada vez mais numerosas, e isto indica novo campo de aplicação para as bombas térmicas.

2.3 – Caracterização técnica das bombas de calor

Sob o termo bomba de calor ou bomba térmica (Figura 1), entende-se um grupo de máquinas que extrai energia de uma fonte, em baixas temperaturas, e faz essa energia disponível a uma temperatura mais alta. Isto implica que existe uma aplicação predefinida para utilização da energia a alta temperatura, fazendo a distinção entre as bombas de calor e os equipamentos similares de refrigeração e ar condicionado, onde a energia é rejeitada como desperdício (BAUDER, 1982).

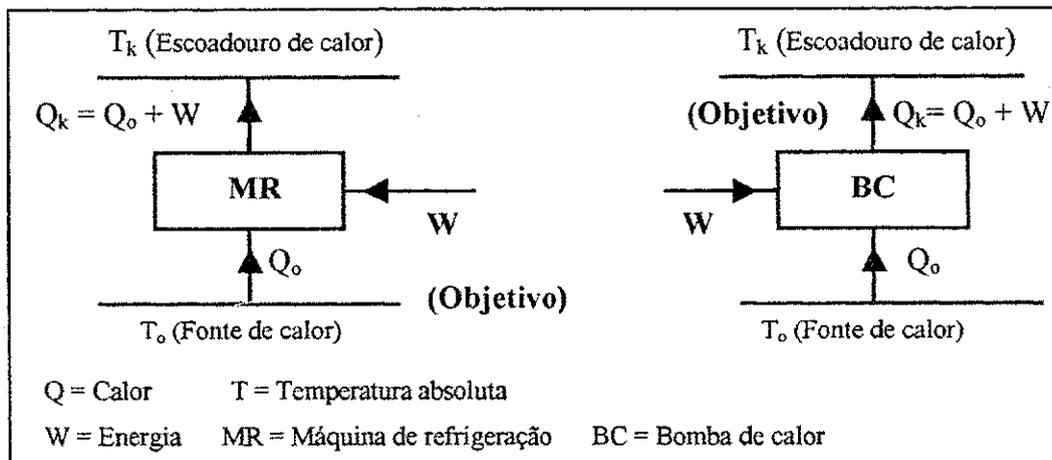


FIGURA 1 - Princípios da máquina de refrigeração e da bomba de calor

Fonte: Revista ABRAVA apud (BAUDER, 1982)

Nas aplicações mais usuais, eleva-se a temperatura da água, ou do ar ambiente, a uma temperatura suficientemente mais elevada para aquecer ambientes internos. Uma outra função que pode ser cumprida pela bomba de calor é a recuperação de calores residuais nos processos industriais, conduzindo-os para nova aplicação, como, por exemplo, processos de destilação, secagem de materiais diversos e secagem de produtos agrícolas, em vez de rejeita-los, poluindo ainda mais o meio ambiente.

Numa bomba de calor à compressão, o fluido refrigerante percorre um circuito fechado, composto dos seguintes elementos: evaporador, condensador, compressor e válvula de expansão (Figura 2).

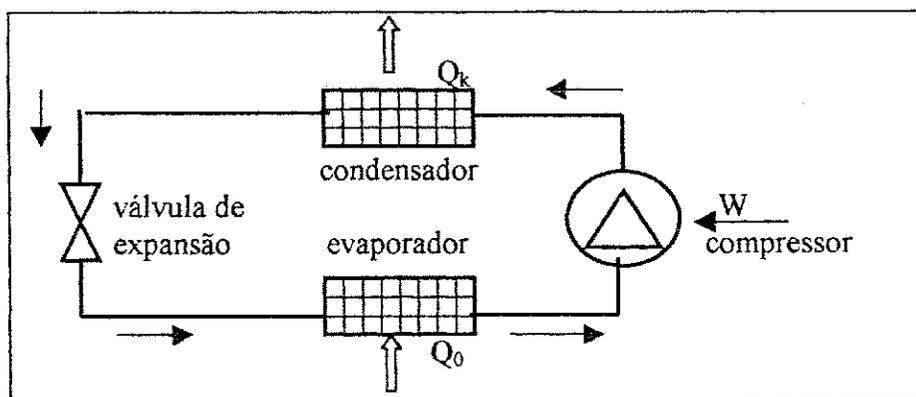


FIGURA 2 – Desenho esquemático de uma bomba de calor

A relação entre a energia térmica utilizável (Q_k) e o total de energia consumida para operar a bomba térmica (W) mede a sua eficiência. Esta relação é conhecida por diversos nomes como: coeficiente de performance (COP), coeficiente de aquecimento, eficiência térmica recíproca, relação de performance, ou ainda, performance de relação de energia (PER). O termo mais empregado é o de: “coeficiente de performance”, abreviado com “COP” (STULGYS, 1980).

$$\text{COP} = Q_k / W \quad (\text{Eq. 1.0})$$

Para ser eficiente, uma bomba térmica deve ter um COP bem maior que a unidade e, quanto maior o COP, mais eficiente será a bomba térmica. Para máquinas grandes, que bombeiam calor entre pequenas diferenças de temperatura, o COP atinge valores de 5-6 ou ainda maiores. Para máquinas pequenas, que empregam o ar atmosférico externo como fonte de calor, o COP tem valores entre 2 e 3 ou maiores (STULGYS, 1980).

As bombas térmicas podem ser classificadas segundo o fluido da fonte de calor, que é mencionado inicialmente, seguido pelo fluido receptor do calor. Assim, por exemplo: uma bomba de calor que se utiliza do ar ambiente para aquecer água seria uma bomba de calor ar/água. As mais comuns são: ar/ar; ar/água; água/ar; água/água; solo/água; solo/ar. As fontes mais comuns de calor são: ar ambiente, água, solo, recuperação de calor desperdiçado (BERNIER, 1979).

Em relação à aplicação e ao tamanho, os sistemas de bomba de calor são classificados em residencial, cobrindo o setor doméstico do mercado, com capacidade de aquecimento até 400kW; comercial, representando o setor de edifícios de escritórios, lojas, escolas, e assemelhados, com capacidade de 20 a 1.000kW; e o industrial, com sistemas entre 100 e 10.000kW ou mais (HODGETT e OELERT, 1982a).

Embora existam dados de aproximadamente 40 diferentes possíveis refrigerantes, só alguns poucos deles são disponíveis e adequados para aplicações em bombas de calor. Os refrigerantes halogêneos, propostos no início de 1930, foram fabricados e utilizados a partir de 1940. Os requisitos básicos para selecionar, com êxito um refrigerante são: calor latente suficientemente alto na faixa de temperatura considerada de evaporação e condensação; combinação do mais alto COP, com o mínimo fluxo mássico; e compatibilidade física e química com todos os componentes do equipamento. Na prática, a seleção está limitada às características técnicas fornecidas pelo fabricante do compressor (BAUDER, 1982).

2.3.1 – Princípios teóricos

O primeiro princípio da termodinâmica, também conhecido como o princípio da conservação da energia, é originado no fato experimental de que calor e trabalho podem se transformar um no outro. Tanto o calor como o trabalho são formas de transmissão

de energia.

A diferença entre calor e trabalho consiste em que são formas distintas de transmissão de energia. O calor é uma forma de transmissão de energia que se produz pelo contato direto entre corpos (condutibilidade calorífica, convecção) e por transporte radiante de energia. O trabalho representa outro tipo de transmissão de energia. No caso do trabalho mecânico, sempre se produz uma variação do volume do corpo (KIRILLIN *et al.*, 1986).

O primeiro princípio da termodinâmica, para um sistema fechado, pode ser formulado da seguinte forma:

$${}_1Q_2 = E_2 - E_1 + W_2 \text{ onde:} \quad (\text{Eq. 1.1})$$

${}_1Q_2$ = calor transferido para o sistema, durante o processo, do estado 1 ao 2;

$E_2 - E_1$ = são os valores inicial e final da energia E do sistema;

W_2 = trabalho realizado pelo sistema durante o processo.

O segundo princípio da termodinâmica é, também, conhecido como princípio de Clausius ou de Kelvin – Planck. De acordo com Clausius, o calor nunca pode, por si mesmo, fluir de uma temperatura mais baixa para uma temperatura maior. Já Kelvin – Plank afirmam que é impossível a extração de calor de uma fonte e sua conversão completa em trabalho, sem causar outras mudanças no universo.

Este enunciado estabelece que é impossível construir uma máquina térmica que opere num ciclo, que receba uma dada quantidade de calor de um corpo à alta temperatura e produza igual quantidade de trabalho. A única possibilidade é de parte do calor ser rejeitada, pelo fluido de trabalho para um corpo de baixa temperatura. Logo, o trabalho só poderá ser realizado pela transferência de calor se dois níveis de temperatura

estiverem envolvidos (VAN WYLEN e SONNTAG, 1976).

Para uma variação de entropia, em função do tempo, a segunda lei pode ser escrita da seguinte forma:

$$dS_{\text{sist}} = \left(\Delta Q / T\right)_{\text{rev}} + \Delta m_t S_t + \Delta m_e S_e + dS_m \quad (\text{Eq. 1.2})$$

em que,

dS_{sist} = variação de entropia do sistema num tempo dT ;

$\Delta Q / T$ = mudança de entropia causada pela transferência reversível de calor entre o sistema e o ambiente;

$\Delta m_t S_t$ = aumento de entropia causado pela entrada de massa no sistema;

$\Delta m_e S_e$ = aumento de entropia causado pela saída de massa no sistema;

dS_m = entropia gerada devido às irreversibilidades.

Desta forma, fica evidenciado que a primeira lei da termodinâmica caracteriza os processos de transformação de energia do ponto de vista quantitativo. A segunda, o lado qualitativo destes processos.

2.3.2 – Ciclo ideal de Carnot

Há diversos ciclos ideais, de tanta eficiência como o de Carnot, mas nenhum ciclo tem eficiência maior que o dele. Assim sendo, para fazer comparações e melhor analisar os ciclos termodinâmicos, o ciclo de Carnot constitui a base de comparação para máquinas e ciclos reais, assim como para outros ciclos (FAIRES, 1966).

Conforme o diagrama da Figura 3, o ciclo de Carnot consiste de dois processos isotérmicos e dois processos isentrópicos, como sejam:

- 1) expansão isotérmica (b – c);

- 2) compressão (c – d);
- 3) compressão isotérmica (d – a) o calor flui do refrigerante para a atmosfera;
- 4) expansão (a – b).

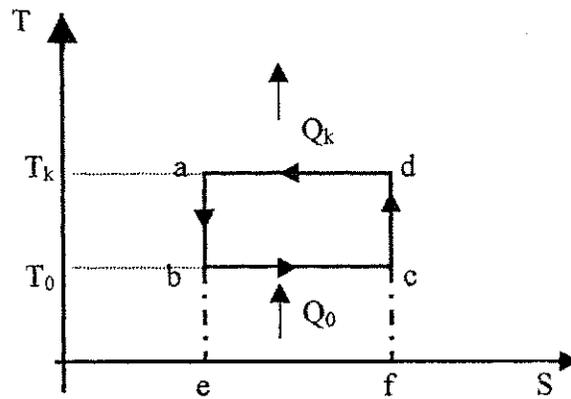


FIGURA 3 – Diagrama de temperatura – entropia do ciclo reverso de Carnot

A área **becf** representa a carga de refrigeração, a área **abcd**, o trabalho absorvido pelo ciclo. A soma das áreas (**becf + abcd**) representa o calor rejeitado para o meio ambiente.

O COP é representado pela relação entre ambas as áreas (**becf/abcd**). O valor do COP é uma função das temperaturas absolutas do espaço refrigerado T_0 , e da atmosfera T_k .

$$COP = \frac{\text{Efeito de refrigeração}}{\text{Energia consumida}}$$

ou, ainda, por

$$COP = T_0 / (T_k - T_0) \quad (\text{Eq. 1.3})$$

2.3.3 – Primeiro e segundo princípios da termodinâmica no ciclo de refrigeração e bomba de calor

Os ciclos de refrigeração e bomba de calor transferem energia térmica de fontes de baixa temperatura para fontes de alta temperatura. A fonte de alta temperatura é, geralmente, o ar ambiente ou água de resfriamento. Esta temperatura é denominada como T_0 . O balanço energético feito pelo primeiro princípio permite a determinação do coeficiente de performance do sistema (COP), definido como:

$$COP = \frac{\text{Efeito de refrigeração}}{\text{Trabalho consumido}} = \frac{|Q_o|}{|Q_k| - |Q_o|} \quad (\text{Eq. 1.4})$$

em que,

Q_k = é o valor absoluto do calor transferido para a fonte de alta temperatura;

Q_o = é o valor absoluto do calor retirado da fonte de baixa temperatura.

2.3.4. – Ciclos termodinâmicos

O termo “ciclo termodinâmico” é usado para caracterizar as várias transformações (processos) sofridas em um certo sistema, sendo que, ao final dessas transformações, o sistema retorna ao seu estado original (PERIM, 1994).

Os ciclos termodinâmicos de compressão de vapor são divididos em duas classes: ciclos de potência e ciclos inversos ao de potência (aquecimento e refrigeração). Os ciclos inversos, quando utilizados para aquecimento, ou para aquecimento e refrigeração, são denominados “bomba de calor”; quando utilizados apenas para refrigeração, são denominados “refrigeradores” (FAIRES, 1966).

Revisão Bibliográfica

O ciclo de compressão de vapor pelo qual funciona a bomba de calor opera pela contínua mudança das propriedades físicas do fluido refrigerante, através de um ciclo que se aproxima ao ciclo ideal de Carnot.

O ciclo resultante para a bomba de calor é o ciclo de Rankine (Figura 4). O vapor é comprimido do ponto “1” até “2”, com um aumento de temperatura maior do que no ciclo de Carnot; em seguida, é resfriado até o ponto 3. A condição do vapor, no ponto, é de superaquecimento, dado que está a uma temperatura superior à de saturação, para a pressão correspondente. O vapor é condensado do ponto 3 até 4, expande à entalpia constante, desde 4 até 5, e recupera o calor, por evaporação, desde 5 até 1. O calor é rejeitado desde 3 até 4, na temperatura de condensação, e uma proporção desse calor é rejeitado a uma temperatura superior, entre 2 e 3.

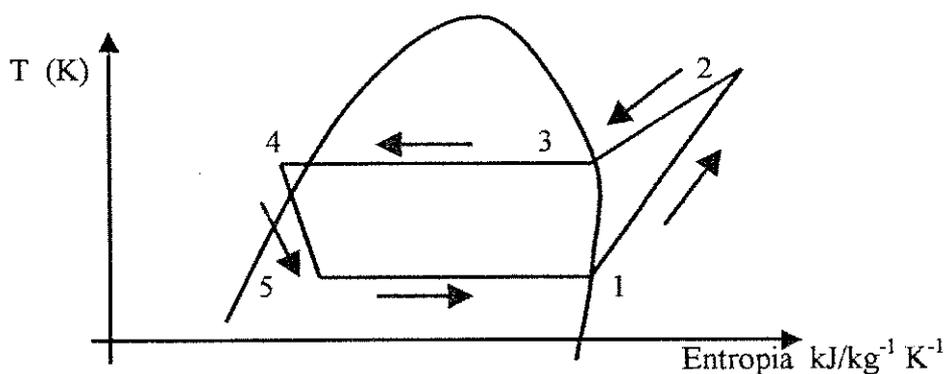


FIGURA 4 - Diagrama Temperatura – Entropia do ciclo de Rankine

O valor teórico do COP é dado por:

$$\text{COP} = (h_2 - h_4) / (h_2 - h_1) \quad (\text{Eq. 1.5})$$

em que h_1 , h_2 e h_4 são os valores da entalpia nos pontos 1, 2 e 4, respectivamente.

Em virtude das propriedades dos fluidos refrigerantes, das perdas de pressão nas tubulações, das trocas de calor com o ambiente, da compressão não isoentrópica, da expansão não adiabática e dos diferenciais finitos de temperatura nos trocadores de calor, os valores reais do COP são menores do que os teóricos, tanto para o ciclo de Carnot como para o ciclo de Rankine. Para comparar a eficiência real com a ideal possível, acha-se o valor N_c (eficiência em relação ao ciclo de Carnot).

$$N_c = \frac{COP_{real}}{COP_{teorico}} \quad (\text{Eq. 1.6})$$

2.3.5 – Ciclo da bomba de calor

Observando o ciclo de uma bomba de calor (Figura 5), nota-se, claramente, que este corresponde fisicamente ao ciclo de refrigeração por compressão. O calor Q_o , transmitido à baixa temperatura pela fonte de calor, vaporiza, no evaporador, o agente líquido circulante na pressão de vaporização. O vapor produzido é aspirado pelo compressor, comprimido e enviado para o condensador. Nesse processo, despende-se o trabalho de compressão W . Ao ser comprimido, o vapor atinge a temperatura desejada. Esta é tanto mais elevada quanto maior for o diferencial de pressão $p_c - p_o$ entre o condensador e o evaporador, a ser vencido pelo compressor. Ao entrar no condensador, é necessário ceder, primeiro, o excesso de calor - o calor de superaquecimento - a um agente térmico secundário (por exemplo: ar, água), caindo, assim, a temperatura do vapor ao ponto de saturação. Só então, começa a condensação, na qual o elemento circulante, em temperatura constante, continua cedendo calor.

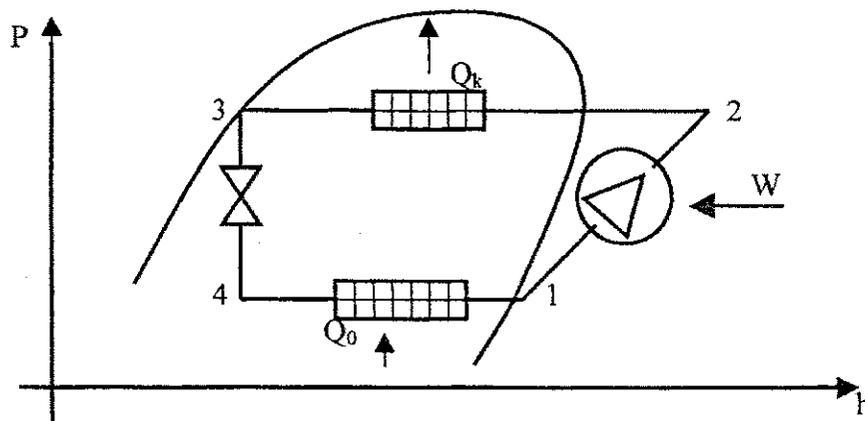


FIGURA 5 - Ciclo esquemático de uma bomba de calor num diagrama pressão - entalpia

Para o diferencial de temperatura, entre os agentes circulantes, vigoram as mesmas regras da evaporação. O calor Q_k total, obtido no evaporador e no compressor, conduzido pelo agente circulante, transmite-se, no condensador, ao condutor térmico, que o conduz aos consumidores. Para completar o ciclo, o agente circulante líquido reingressa ao evaporador. No evaporador, o agente circulante tem que ser expandido, da alta pressão de liquefação, para a baixa pressão de evaporação, usando-se, para isso, uma válvula de estrangulamento, ou de expansão.

2.4 - Secagem

ROSSI e ROA (1980) afirmam que a secagem de produtos agrícolas consiste em, logo após seu amadurecimento fisiológico, se remover grande parte da água, inicialmente contida no produto, a um nível máximo de umidade no qual possa ser armazenado em condições ambientais por longos períodos, normalmente maiores que três anos, sem a perda de suas propriedades nutricionais e organolépticas (sabor e aroma). Tal efeito é conseguido pela criação de condições desfavoráveis ao desenvolvimento de

microorganismos no produto e pela quase total eliminação de suas atividades metabólicas.

A secagem também proporciona outras vantagens para o produtor, tais como:

- a) permite a antecipação da colheita, o que reduz as perdas causadas por intempéries e pela fragmentação natural do grão;
- b) planeja o período de colheita, para fazer melhor uso do maquinário e da mão-de-obra;
- c) possibilita o armazenamento a longo prazo, sem deterioração;
- d) permite que os produtores tirem vantagens dos preços mais altos, poucos meses depois da colheita;
- e) mantém a viabilidade do grão, uma vez que, removendo a umidade, a possibilidade de aquecimento natural - com redução ou destruição subsequente da germinação - é diminuída;
- f) permite ao produtor comercializar um produto de melhor qualidade.

2.4.1 – Processos de secagem

A secagem pode ser entendida, em linhas gerais, como sendo o processo promotor do deslocamento de uma determinada quantidade de água, segundo as diferenças de potencial hídrico existentes, de um dado sistema para outro. Assim, ao se tratar tecnologicamente da secagem das sementes, subentende-se esta massa biológica como sistema doador de água e a atmosfera como receptor (SILVA, 1995).

A água está ligada de diferentes formas na estrutura orgânica dos grãos: parte da água encontra-se absorvida na superfície sólida, água de adsorção; outra parte está retida por foças capilares nos interstícios do material sólido, água de absorção; finalmente, há a água de constituição quimicamente ligada às moléculas do grão, sendo parte inte-

grante da estrutura celular (BIAGI, 1992).

O processo de secagem que ocorre no interior do produto pode ser dividido em dois períodos, ou seja, um período de razão constante e um ou mais períodos de razão decrescente. O período de razão constante não é observável significativamente, na maioria dos produtos agrícolas porque, ao iniciar a secagem, estes geralmente já se encontram no período de razão decrescente (SILVA, 1995).

A secagem a taxa constante pode ser observada em produtos nos quais a resistência interna ao transporte de umidade é muito menor do que a resistência externa à remoção do vapor de água na superfície do produto. O período de secagem à taxa constante é função dos seguintes parâmetros: (1) velocidade do ar; (2) temperatura do ar e (3) umidade do ar (BROOKER *et al.*, 1974).

A quantidade de água contida no grão chama-se grau, teor, ou conteúdo de umidade. Essa umidade é expressa em porcentagem (%), podendo ser expressa em base úmida (U_{bu}) – nas operações comerciais e nas unidades de beneficiamento - e em base seca (U_{bs}), nos estudos de pesquisa.

$$U_{bu} = P_a / (P_a + P_{ms}) \times 100 \quad (\text{Eq. 1.7})$$

$$U_{bs} = (P_a / P_{ms}) \times 100 \quad (\text{Eq. 1.8})$$

em que

U_{bu} = umidade referente à base úmida;

U_{bs} = umidade referente à base seca;

P_a = massa da água;

P_{ms} = massa da matéria seca.

2.4.2 – Teoria de secagem

Segundo BROOKER *et al.*(1974), os mecanismos propostos para descrever os fenômenos de secagem em grãos são:

- a) movimento de líquido devido às forças superficiais (difusão capilar);
- b) movimento de líquido devido a diferenças na concentração de umidade (difusão de líquido);
- c) movimento de líquido devido à difusão da umidade nas superfícies dos poros (difusão na superfície);
- d) movimento de vapor devido a diferenças na concentração de vapor (difusão de vapor);
- e) movimento de vapor devido a diferenças de temperatura (difusão térmica);
- f) movimento de água e de vapor devido às diferenças de pressão total (fluxo hidrodinâmico).

NEVES (1982) afirma que, para explicar estes mecanismos, foram desenvolvidas várias teorias:

- a) teoria da difusão líquida;
- b) teoria da vaporização-condensação;
- c) teoria capilar;
- d) teoria de Luikov;
- e) teoria de Philip e de Vries;
- f) teoria de Berger e Pei;
- g) teoria de Fortes e Okos.

Por causa da complexidade das equações, muitos pesquisadores têm utilizado o método empírico para estudar a secagem de produtos biológicos. O método empírico consiste em formar grupos fixos adimensionais, que podem ser facilmente investigados

por experimentos de laboratório. Baseia-se nas condições externas, como temperatura, umidade e velocidade do ar de secagem. Entretanto, não fornece indicações sobre o transporte de energia e de umidade do interior dos produtos (SILVA, 1985).

2.4.3 – Secagem em camada estacionária

A denominação de secagem em camada estacionária é dada quando não existe movimentação dos grãos durante a secagem. Existem outros termos dados a este tipo de secagem, como secagem em leito fixo ou secagem em lote (CAVALCANTI MATA, 1997).

Na secagem em camada fixa, o produto permanece num compartimento de fundo perfurado, por onde passa o ar de secagem, insuflado por um ventilador. Além do ventilador, o secador é constituído por uma câmara para distribuição uniforme do ar (plenum), câmara de secagem e uma fonte de aquecimento do ar (SILVA, 1995).

MANTOVANI (1976) fez a análise e simulação de secagem de grãos de milho, em camada espessa de 1,10m e 1,30m, com teores de umidade iniciais entre 19,89 e 25,98% base seca, temperaturas de secagem de 30°C e 35°C, vazões do ar entre 9,4 e 12,2m³.min⁻¹ .m⁻³ de grão. Para simulação, usou o modelo matemático proposto por Hukill. A autora concluiu que, de modo geral, o modelo matemático descreve bem o processo de secagem, para a faixa de condições em que se realizaram os testes.

MARTINS (1982) concebeu um programa de computador para resolver o modelo de secagem em camada estacionária, desenvolvido pela Universidade de Michigan. Foi feita a simulação de secagem do milho e a comparação dos resultado teóricos com os dados encontrados na literatura. O autor concluiu que os resultados simulados representam os dados experimentais para as condições dadas e para o tempo de secagem ci-

tado.

SINÍCIO (1983) estudou um modelo matemático constituído por quatro equações diferenciais parciais, obtidas de balanços de energia e massa para o fenómeno de secagem. Uma dessas equações é a equação de camada fina. Foi feita a simulação de secagem de milho em camadas espessas estacionária a baixa temperatura, usando ar natural e ar aquecido cerca de 5 °C e 10 °C. O modelo proposto ajustou-se aos dados experimentais com desvios absolutos médios de teor de umidade de 0,004, 0,004 e 0,003 e desvios absolutos máximos de 0,013, 0,009 e 0,014 pontos decimais de umidade (b.s.).

RANGEL *et al.* (1997) avaliaram os efeitos da secagem em camada estacionária com ar ambiente sobre a velocidade da frente de secagem e sobre a qualidade e armazenabilidade de sementes de arroz. Foram utilizados 12 protótipos de silos aerados, cada um com 5m de altura, 0,20m de diâmetro e capacidade de armazenamento de 100kg de sementes de arroz. As sementes, com umidade inicial de 22,9% base seca, foram secadas em secador intermitente a 70°C, até 19,7 e 17,8%, transferidas para os silos e submetidas à secagem estacionária com ar ambiente, utilizando-se vazões específicas do ar de 1, 3 e 5m³/min/ton, com duas repetições. Os autores concluíram que: a secagem estacionária com ar ambiente não interfere na qualidade das sementes de arroz, que mantém sua viabilidade após 180 dias de armazenamento. Esta forma de secagem apresenta maior rendimento de engenho (% de grãos inteiros) do que as secadas em secador intermitente; o fluxo de ar de 1m³/min/ton é suficiente para secar uma camada de até 5m de altura com até 19,7% de água.

2.4.4 – Modelo de Thompson

O modelo de Thompson *et al.* simula o processo de secagem, por meio de um conjunto de equações baseadas nas leis de transferência de energia e massa, e de uma equação empírica de secagem em camada delgada (SILVA, 1995).

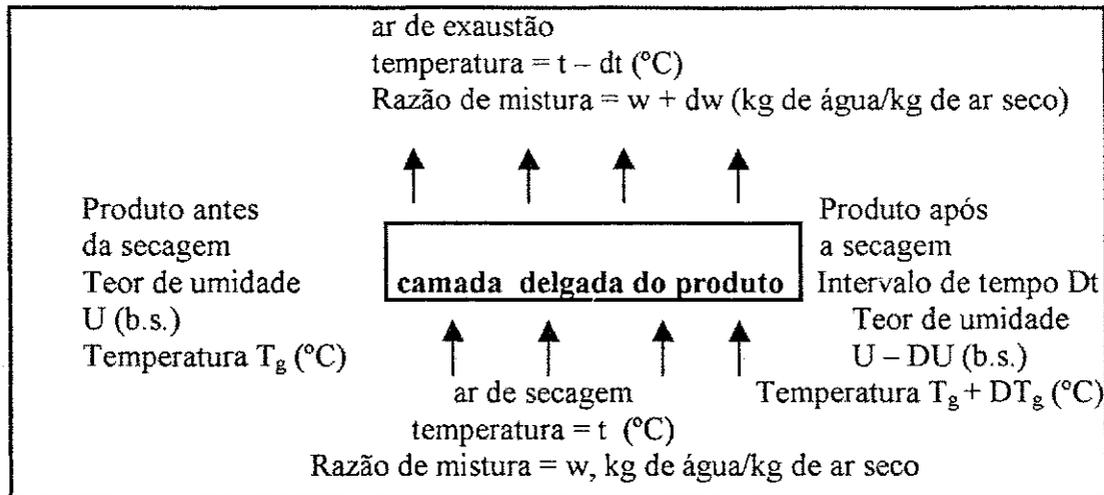


FIGURA 6 – Diagrama esquemático de aproximação de simulação básica

FONTE: (SILVA, 1995)

No desenvolvimento do modelo, considera-se a massa de grãos de uma camada espessa como constituída de camadas delgadas, de apenas alguns grãos de espessura, colocadas umas sobre as outras. Simulando-se, uma a uma, a secagem das várias camadas delgadas através dos balanços de calor e massa, pode-se estudar, por meio de um processo iterativo, a secagem de camadas espessas Figura 6. A secagem de uma camada delgada pode ser equacionada, considerando as trocas de energia e umidade do grão e do ar (ROSSI e ROA, 1980).

Para o desenvolvimento do modelo foram feitas as seguintes suposições:

a) secagem em camada delgada - a secagem de uma camada delgada é represen-

tada pela seguinte equação:

$$t = A. \ln(RU) + B. [\ln (RU)]^2 \quad (\text{Eq. 1.9})$$

em que,

t = tempo de secagem, em horas;

A e B = constantes de secagem que dependem do produto;

$$RU = (U - U_e / U_i - U_e), \text{ razão de umidade;} \quad (\text{Eq. 1.10})$$

em que,

U = teor de umidade, % base seca;

U_e = teor de umidade de equilíbrio, % base seca;

U_i = teor de umidade inicial, % base seca;

b) a temperatura do grão é igual à temperatura do ar que o envolve;

c) teor de umidade de equilíbrio - o teor de umidade de equilíbrio do produto, para determinada condição do ar de secagem, é dado por:

$$U_e = [-\ln (1 - UR) / (K.(T_e + C))]^{1/N} \quad (\text{Eq. 1.11})$$

em que,

UR = umidade relativa do ar;

K, C e N = são constantes que dependem do produto;

T_e = temperatura de equilíbrio;

d) o calor latente de vaporização da água no produto é representado pela equação:

$$h_{fg} = (2502,2 - 2,39.T) . (1,0 + E.exp.(F.U)) \quad (\text{Eq. 1.12})$$

em que,

E e F = são constantes que dependem do produto;

e) o calor específico do produto em (kcal/(kg de matéria seca °C)) é expresso por:

$$C_p = (M + N.U_{bs}) . R_c \quad (\text{Eq. 1.13})$$

em que,

U_{bs} = teor de umidade do produto, % base seca;

M e N = são constantes que dependem do produto;

C_p = calor específico do produto, kcal.kg⁻¹ . °C⁻¹ ;

R_c = razão produto / ar, kg de matéria seca. kg⁻¹ de ar seco; em que

$$R_c = \rho_p . L / n (V_{esp} / G_{ar} . \Delta t . 60) \quad (\text{Eq. 1.1.4})$$

em que,

L = altura total da camada de sementes, m;

n = número de camadas em que o secador está sendo dividido;

G_{ar} = fluxo de ar de secagem, m³ . min⁻¹ . m⁻²;

V_{esp} = volume específico do ar, m³ . kg⁻¹ ar seco;

Δt = incremento de tempo, h;

ρ_p = massa específica do produto, kg.m⁻³.

f) temperatura de equilíbrio do ar de secagem e o grão:

THOMPSON *et al.* (1968) determinaram a temperatura de equilíbrio, a partir da equação de balanço de calor, fazendo uso da temperatura do ar de secagem.

$$T_e = \frac{(0,24 + 0,45.w_0) T_0 + C_p . \theta_0}{(0,24 + 0,45.w_0 + C_p)} \quad (\text{Eq.1.15})$$

em que,

w_0 = razão de umidade do ar antes da secagem, kg de água. kg^{-1} de ar seco;

T_0 = temperatura do ar antes da secagem, °C;

θ_0 = temperatura do grão antes da secagem, °C;

T_e = temperatura de equilíbrio entre o produto e o ar, °C;

g) umidade removida:

Para determinar a quantidade de umidade removida de cada camada, é necessário conhecer o teor de umidade inicial do produto e a temperatura do ar de saída. O teor de umidade de equilíbrio do produto (U_e) é calculado pela Equação 1.11, usando a temperatura de equilíbrio da Equação 1.15, e a umidade relativa do ar, por meio da temperatura de equilíbrio e da razão de umidade do ar W_0 , que está entrando na camada de grãos (CAVALCANTI MATA, 1997).

A quantidade de água perdida pelo produto no intervalo de tempo Δt é calculada pela equação de camada delgada; logo:

$$t_{eq} = A \cdot \ln(RU) + B \cdot \ln(RU)^2 + \Delta t \quad (\text{Eq. 1.16})$$

Aplica-se este tempo equivalente (t_{eq}) na raiz da equação, obtendo-se o teor de umidade final, depois de o ar ter passado pela camada delgada (CAVALCANTI MATA, 1997).

Assim:

$$U_f = \text{EXP} \left(\frac{-A - \sqrt{A^2 + 4t_{eq} \cdot B}}{2B} \right) \cdot (U_i - U_e) + U_e \quad (\text{Eq. 1.17})$$

As condições finais do ar, após o intervalo de tempo Δt , é calculada pela equa-

ção:

$$\Delta W = \frac{(U_i - U_f)R_e}{100} \quad (\text{Eq. 1.18})$$

$$W_f = W_0 - \Delta W \quad (\text{Eq. 1.19})$$

em que W_f é razão de umidade final do ar, depois de ter passado por uma camada de secagem, e ΔW é a variação entre a razão de umidade inicial e final, em kg de água.kg⁻¹ de ar seco.

h) a temperatura final do ar e do produto é dada por:

$$T_f = \frac{(0,24 + 0,45.w_0)T_0 - \Delta w(587,9 + \Delta h_{fg} - C_w.\theta_e) + C_{pm}.\theta_e}{(0,24 + 0,45.w_f + C_{pm})} \quad (\text{Eq. 1.20})$$

em que,

$$\theta_e = t_{eq}$$

Δh_{fg} = variação do calor latente de vaporização da água no produto, kcal.kg⁻¹;

C_w = calor específico da água, kcal.kg⁻¹.°C⁻¹;

i) ponto de estado inexistente do ar de secagem:

Depois de cada balanço de calor, é necessário determinar se a temperatura e a umidade absoluta do ar existem, isto é, se a umidade relativa do ar determinada matematicamente é inferior a 100%. Se o ponto de estado não existir, é necessário efetuar outro balanço de calor e simular a condensação da água do ar no grão (THOMPSON *et al.*, 1968).

Do ponto de estado inexistente (representado por H_0 , G_0 e T_0), o balanço de calor foi escrito entre as condições iniciais e finais, para o incremento de tempo, Δt , da seguinte forma:

$$[0,24.T_0 + w_0.(1060,8+0,45T_0)+C_p.\theta_0 + (w_f - w_0).(C_w.\theta_0)] = [0,24.T_f + w_f.(1060,8 + 0,45T_f) + C_p.T_f] \quad (\text{Eq. 1.21})$$

Este balanço tem duas incógnitas: T_f , a temperatura final, e H_f , a umidade do ar de exaustão. Fazendo a interpolação da umidade relativa em função da relação de temperatura, esta converge para uma umidade relativa de 100% e determina-se T_f e H_f . Após três ou quatro tentativas, obtém-se uma umidade relativa entre 99 e 100%. A água que é removida do ar é condensada no produto e a umidade final (U_f) é determinada por:

$$U_f = U_i - \left[\frac{100(W_f - W_0)}{R} \right] \quad (\text{Eq. 1.22})$$

2.4.5 – Aplicação do modelo de Thompson

FIOREZE *et al.* (1984/1985) usaram um modelo matemático baseado no modelo de Thompson *et al.* para simular a secagem de raspa de mandioca (*Manihot esculenta*). Nos testes experimentais, foram usadas temperaturas de 34, 40,3 e 47,6°C, e teor de umidade inicial variando entre 60 e 65%, base úmida. Os autores compararam os dados obtidos experimentalmente com os obtidos com o uso do modelo de Thompson *et al.*, e concluíram que o modelo fornece resultados dentro dos limites de erro aceitáveis para processos de secagem de camadas espessas de raspa de mandioca com alta umidade.

SINÍCIO *et al.* (1986/1987) fizeram a comparação de modelos matemáticos – modelo de Brooker *et al.*, modelo de Thompson *et al.* e modelo de Thompson e Morey *et al.* – para simulação de secagem de milho a baixas temperaturas, em camadas espessas estacionárias, utilizando dados experimentais da literatura. O ajuste dos modelos de secagem foi avaliado por meio da análise dos erros relativos, médios e máximos, e dos desvios absolutos, médios e máximos. Com base nos resultados obtidos, os autores con-

cluíram que: (1) os resultados simulados com o emprego dos modelos usados representam os dados experimentais, com desvios absolutos médios da ordem de 0,006, 0,005 e 0,004, para a secagem com ar natural e com ar aquecido cerca de 5°C e 10°C, respectivamente; (2) os modelos testados são equivalentes entre si, do ponto de vista da engenharia, e (3) desde que se tenham equações confiáveis para descrever as propriedades físicas do milho, podem-se obter resultados com precisão aceitável para aplicação na engenharia, utilizando modelos mais simples, como os de Thompson e de Morey.

QUEIROZ *et al.* (1988/1989) fizeram a simulação de secagem de milho em secadores de fluxos concorrentes de um estádio, utilizando o modelo de Michigan, e compararam os resultados com os obtidos pelo modelo de Thompson. Foram conduzidos nove testes de secagem, com duração de três horas cada um, aproximadamente. As temperaturas foram de 130, 140, 150, 160 e 170°C. Os teores de umidade inicial do produto foram de 0,17, 0,20 e 0,23, decimal, base seca. Foram utilizados fluxos de ar seco de 0,58, 0,85 e 1,05kg.s⁻¹ e fluxos de produto úmido de 0,28, 0,39 e 0,56kg.s⁻¹.m⁻². Os autores verificaram que, para cada condição de secagem, o modelo utilizado apresentou desvios entre os valores experimentais e simulados aceitáveis para aplicação na engenharia. Para valores de umidade inicial superiores a 0,25 decimal, b.s., o modelo de Thompson *et al.* simula melhor os resultados experimentais que o modelo de Michigan.

CANEPPELE *et al.* (1992) desenvolveram um programa computacional para simulação de secagem de arroz em casca (*Oryza sativa L*) do cultivar IRGA 500, tipo longo, com teor de umidade médio de 25% b.u., em camada fixa, em secadores por convecção natural, a partir do modelo matemático de Thompson *et al.*. Foram analisados quatro níveis de espessura de camadas de grãos (5, 10, 15 e 20cm), quatro alturas de “plenum” (105, 145, 185 e 225cm), e seis níveis de temperatura (40, 50, 60, 70, 80 e 90 °C). Os autores verificaram que o desvio médio entre os teores de umidade final, e o desvio médio entre o fluxo de ar, experimental e simulado, estão dentro da faixa de pre-

cisão dos equipamentos utilizados no experimento. Constataram, também, que o uso do modelo adaptado deverá permitir um melhor planejamento dos secadores por convecção natural para secagem de arroz, no que se refere ao dimensionamento e ao manejo do sistema de secagem.

2.4.6 – Secagem com bomba de calor

Considerável quantidade de energia é utilizada na secagem de alimentos, estejam eles na forma *in natura* ou processados. No Brasil, os secadores utilizam, na grande maioria dos casos, fontes de energia convencionais, tais como óleos combustíveis, GLP, lenha, ou eletricidade (ROSSI, 1993).

Normalmente, as unidades beneficiadoras de grãos e sementes usam sistemas alimentados por resistências elétricas para aquecer o ar de secagem. Do ponto de vista técnico, as resistências são eficientes, confiáveis e de fácil manuseio. No que diz respeito aos custos, em virtude dos programas de subsídios à eletrificação rural, tanto o investimento inicial como a manutenção são baixos. No entanto, com a privatização do setor energético, é provável que estes custos não se mantenham nos mesmos patamares. Além do mais, o uso indiscriminado dos secadores de resistência pode causar sobrecarga nas linhas de alimentação e distribuição de energia.

O uso de bomba de calor no condicionamento de ar para secadores apresenta todas as vantagens dos sistemas de secagem a baixas temperaturas e manifesta as mesmas características desejáveis das fontes de calor resistivas. Do ponto de vista termodinâmico, é consideravelmente mais eficiente: o consumo de eletricidade é 52% menor que as cargas resistivas e viabiliza a obtenção de um produto de qualidade mais homogênea (HOGAN *et al.*, 1983).

Nos processos de secagem com temperaturas do ar de secagem próximas à temperatura ambiente, pode-se, perfeitamente, utilizar um ciclo aberto simples, com a bomba de calor fazendo a recuperação do calor latente. Neste caso, o calor é extraído do ar úmido de exaustão e é utilizado para aquecer o ar de insuflamento. Este tipo de equipamento já é utilizado para secagem ou desumidificação de produtos alimentícios e na secagem de grãos e sementes no interior de silos.

No caso da secagem em silos, o ar quente insuflado sob o material úmido leva consigo a umidade contida no ar para a atmosfera. Um parâmetro conveniente de comparação de eficiência é a quantidade de água evaporada por unidade de energia consumida, expressada em kg de água por kW.h. Segundo STULGYS (1980), isto requer 1 a 2,8kW.h por kg de água evaporada, ou 0,36 a 1kg de água por kW.h de energia consumida. HOGAN *et al.* (1983) afirmam que o consumo para secagem de grãos de milho foi de 0,557kW.h/kg de água removida. Evidentemente, esse parâmetro vai depender do produto e do seu teor de umidade inicial e, também, do final.

2.4.7 – Uso de bomba de calor na secagem de produtos agrícolas

HOGAN *et al.* (1983) destacam que as primeiras pesquisas realizadas com bombas de calor na secagem de produtos agrícolas foram feitas por Davis em 1949, Shove em 1953 e Fliker *et al.* em 1957. Segundo o autor, mais tarde Kato e Matsuda em 1976, no Japão, Kutzback em 1978 na Alemanha, e ele próprio, desenvolveram bombas de calor, especificamente para secagem de grãos, e efetuaram testes nas mais diversas condições. HODGETT (1976) usou-as como desumidificador para secar madeira e cerâmica.

ROSSI (1980) efetuou a secagem com ar natural e ar natural complementado com bomba de calor para secar sementes de soja, variedade Santa Rosa. Na secagem

com ar natural, o teor de umidade das sementes era de 14,5%, base úmida, a temperatura média foi de 23 °C e a média da umidade relativa do ar foi de 61%. Nestas condições, a secagem completa demorou 25 dias e as sementes permaneceram com teor de umidade, em média, de 9,9%. O consumo de energia elétrica foi de 1,37kW.h/kg de água evaporada. Na secagem com ar natural complementado com a bomba de calor, a temperatura média foi de 19,6°C e a média da umidade relativa do ar foi de 66,8%. As sementes de soja, partindo com 21% de umidade, atingiram, em média, 10,8% de umidade após 92 horas. O consumo de energia foi de 0,96kW.h/kg de água vaporada. O valor do COP real de aquecimento foi 1,53, quando se considerou, apenas, o consumo do motor compressor. Ao se considerar o consumo total da bomba de calor, o COP real de aquecimento passou a ser 1,32.

HOGAN *et al.* (1983) utilizaram uma bomba de calor e um sistema com resistência elétrica, ambos com a mesma capacidade de aquecimento, 24kW, para secar 100 toneladas de grãos de milho, desde 22,9 a 14% de umidade, base úmida. Em virtude das perdas de carga no evaporador, no condensador e no tubo de retorno, a vazão de ar no secador com bomba de calor foi de 3,98m³/s, enquanto que, no secador com resistência, foi de 4,69m³/s. A bomba de calor removeu 11.320kg de água em 17 dias, e o sistema com resistência removeu 11.260kg de água em 14 dias. A bomba de calor consumiu 0,557 kW.h/kg de água removida, enquanto o sistema com resistência consumiu 0,905 kW.h/kg de água removida. Para a mesma quantidade de água evaporada, o sistema com resistência elétrica consumiu 63% a mais de energia (6273kW.h da bomba de calor e 10251kW.h do sistema com resistência). O COP de aquecimento da bomba de calor foi de 4,83. Quando se levou em consideração o consumo de energia do ventilador, o COP diminuiu para 2,36.

BAUMGARTNER (1990) usou uma bomba de calor ar/ar na secagem de milho e beterraba. Os experimentos foram feitos para o milho com teores de umidade 32 e 40% e, para a beterraba, com 26 e 27% de umidade. Os resultados mostraram que o

sistema é adequado para secagem de uma tonelada de milho com até 30% de umidade. O consumo de energia foi de 57,8kW.h/100 kg de matéria seca, e o sistema removeu 27,3kg de água. O sistema não é recomendado para secagem de beterraba porque o consumo de energia é muito alto (200kW.h/100 kg de matéria seca).

BARCELLOS (1990) trabalhou na modelação e simulação de uma bomba de calor a compressão, utilizando como evaporador um coletor solar, sem isolamento e vidro, com expansão direta do fluido refrigerante. A secagem foi feita em 33,5 toneladas de milho com umidade inicial de 25%, base úmida, colocados em um secador de 22,4m² de área transversal, e vazão volumétrica do ar em torno de 1000m³/h. O modelo de secagem adaptado para o sistema foi o modelo proposto por Thompson *et al.* O tempo necessário para o milho atingir umidade de 14%, base úmida, foi de 138 horas, para T_{op}=5°C, e 153, para T_{op}=15°C. A autora concluiu que o consumo energético da bomba de calor foi até 83% inferior à secagem a alta temperatura.

TAKEUCHI *et al.* (1991) projetaram uma bomba de calor para recuperar o calor de exaustão, inclusive o calor latente, de um secador de admissão de ar. O sistema foi composto de uma bomba de calor com compressor, evaporador e condensador e um sistema de circulação de ar com tubos de 250mm, câmara de secagem (700x1200x1200 mm) e um ventilador. O evaporador tinha capacidade de absorver 4000 –5900kcal/h e o sistema de secagem fornecia ar a uma temperatura de 50-60°C e umidade relativa de 14-26% para a câmara de secagem. Os testes feitos forneceram um COP de aquecimento da ordem de 4-5.

ROSSI (1993) estudou o desenvolvimento e avaliação de uma bomba de calor composta por compressor alternativo, acoplado a motor elétrico de 1,1kW, condensador a ar, evaporador de expansão seca, refrigerante R22, conectada a um secador de bandejas. Foram controladas a temperatura do ar na entrada do evaporador (21, 25 e 30°C) e a umidade relativa (40, 64 e 92%). Foram realizados ensaios de secagem até 4-6% de

umidade, com fatias de cebolas *in natura* ou já parcialmente desidratadas. Os resultados foram comparados com os obtidos, simultaneamente, em outro secador, idêntico, mas com aquecimento do ar ambiente por meio de resistências elétricas, ambos a 55°C. Quanto a qualidade final do produto, as curvas de secagem confirmaram o desempenho superior do sistema que usa bomba de calor, permitindo considerável redução no tempo de exposição e, em consequência, melhor manutenção da cor. A bomba de calor aumentou em 20 a 25 vezes o potencial de secagem do ar ambiente, para temperaturas de evaporação entre -3,5 e 0°C e umidade relativa acima de 90%, correspondente a uma economia de energia elétrica em torno de 40%, quando se comparou com resultados estimados de um sistema de aquecimento por resistências. Com umidades relativas do ar próximas a 40%, o potencial de secagem do ar foi aumentado em, aproximadamente, 15 vezes, correspondente a uma economia estimada entre 10 e 28%. O COP de aquecimento variou entre 1,7 e 2,1 e de eficiência exergética global do sistema, entre 5,3 e 6,2%.

PERIM (1994) fez duas adaptações no sistema projetado por Rossi (1993): a) o aproveitamento controlado do ar de exaustão do secador no próprio circuito; b) o desvio direto para o secador de parte do ar frio e seco que deixa o evaporador, sem passar pelo condensador. O produto usado na secagem foi a cebola. Segundo o autor, a avaliação da circulação do ar exausto do secador indicou que a capacidade de circulação de energia é limitada, devido, principalmente, à interdependência entre as condições do ar que sai do evaporador e que entra no condensador.

CAVALCANTI MATA (1996) desenvolveu uma bomba de calor por compressão de vapor para produção de ar com baixas umidades relativas e baixas temperaturas, para secagem de sementes de milho branco BR-451. Através do controle da vazão mássica do fluido refrigerante e do fluxo de ar foi possível obter temperaturas e umidades relativas respectivamente de: 25°C e 55%; 25°C e 35%; 30°C e 40%; 35°C e 35%. A

velocidade do ar de secagem foi de $30\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$. Foi desenvolvido um programa de computador para simulação de secagem em camada estacionária, segundo o Modelo de Thompson, para comparar os dados experimentais com os simulados. O autor concluiu que: a bomba de calor permite secar sementes de milho com alto padrão de qualidade fisiológica, proporcionando um índice de germinação entre 96 e 94%; o COP variou de 4,2 a 4,6; o tempo médio de secagem foi de 25, 18, 14 e 12 horas, para reduzir o teor de umidade de 33,3% para 14%.

2.4.8 – Secagem de feijão em vagens

A colheita manual do feijão, seguida da secagem natural - geralmente em terreiros de cimento ou terra batida - das vagens, ou de toda a planta, até o ponto em que a debulha seja possível, é bastante praticada pelos pequenos agricultores, sobretudo na região Nordeste, onde não se dispõem de unidades de secagem. Na literatura, encontra-se apenas um trabalho sobre a secagem de feijão dentro das vagens, para obtenção de sementes.

ARAÚJO *et al.* (1984) estudaram os efeitos da temperatura do ar de secagem na germinação e no vigor de sementes de feijão (*Phaseolus vulgaris L.*), cultivar “Costa Rica”, com teores de umidade de 53 e 45%, base úmida, submetidas à secagem natural, em terreiro de cimento, e à secagem artificial, com ar aquecido a 40, 50 e 60°C. A secagem das vagens, com ar aquecido a 50 e 60°C, causou redução na germinação e no vigor das sementes, logo após a secagem (efeito imediato). As sementes com teor de umidade de 53% foram mais sensíveis a altas temperaturas do que as sementes com 45% de umidade. Não se verificou efeito imediato, nem latente, quando a temperatura do ar de secagem foi de 40°C. Houve acentuado efeito de secagem a 60°C sobre a qualidade das sementes, quando armazenadas, por um ano, em câmara seca (efeito latente).

mação da produção de sementes básicas de feijão são dificultadas pela instabilidade da demanda, que é função da oscilação do preço pago ao produtor pelo grão para consumo, e pelo hábito tradicional do agricultor de não adquirir sementes, mas de empregar na instalação de sua lavoura grãos provenientes de sua própria produção anterior ou de vizinhos.

GORGATTI NETO (1979) afirma que, na composição do custo total de produção, o custo da utilização de sementes melhoradas, além de relativamente pequeno, é compensado, amplamente, pela maior produtividade. Experimentos têm demonstrado que sementes com vigor e poder germinativo podem produzir de 10 a 20% mais do que sementes de menor qualidade fisiológica. Assim sendo, conclui o autor, a semente melhorada além de responder individualmente por ganhos de produtividade, proporciona maior eficiência na utilização de insumos agrícolas.

2.5.1 – Avaliação da qualidade fisiológica das sementes

A qualidade fisiológica da semente é o somatório de todos os atributos genéticos, físicos, fisiológicos e sanitários que afetam a sua capacidade de originar plantas de alta produtividade. Os fatores que afetam a qualidade fisiológica da semente são: a) fatores genéticos; b) adversidades durante o desenvolvimento da semente; c) adversidades no campo, após a maturação fisiológica e antes da colheita; d) grau de maturidade; e) tamanho da semente; f) densidade da semente; g) injúrias mecânicas na colheita e beneficiamento; h) injúrias térmicas na secagem da semente; i) teor de umidade da semente durante o armazenamento; j) condições ambientais no armazenamento; l) tipo de embalagem; m) ataque de pragas (POPINIGIS, 1977).

Delouche citado por ROSSI (1980), considera que a qualidade da semente é ma-

nifestada, principalmente, através dos seguintes atributos: a) pureza genética, caracterizada, principalmente, pela pureza vegetal; b) pureza física, caracterizada pela presença mínima de material inerte e sementes de outras plantas, cultivadas ou não; c) germinação, e d) vigor.

O nível da qualidade fisiológica da semente é avaliado através de dois parâmetros fundamentais: viabilidade e vigor. A viabilidade, medida principalmente pelo teste de germinação, procura determinar a máxima germinação da semente, oferecendo, para isso, as condições mais favoráveis possíveis. O vigor representa atributos mais sutis de qualidade fisiológica, não revelados pelo teste de germinação, e é determinado sob condições desfavoráveis, ou medindo-se o declínio de alguma função bioquímica ou fisiológica (POPINIGIS, 1977).

2.5.2 - Perdas da qualidade fisiológica das sementes

Os cuidados que determinam a manutenção da qualidade das sementes devem ser iniciados quando elas ainda estão no campo, colhendo-se no momento certo e evitando que fiquem expostas a chuvas, a insetos e a temperaturas desfavoráveis. Uma vez colhidas, especial atenção deve ser dispensada à secagem, ao beneficiamento e ao armazenamento, pois estas práticas podem afetar a qualidade do produto, se não forem bem conduzidas (FONSECA *et al.*, 1980).

DELOUCHE (1975) afirma que as operações de colheita e transporte, aliadas à secagem de sementes, são as maiores causas de danos mecânicos. Esses danos são também as maiores causas de redução da qualidade da semente.

BORGES *et al.* (1980) observaram os efeitos do fluxo de ar e da temperatura de secagem em sementes de eucalipto. As temperaturas usadas foram 40, 50 e 60°C, com

fluxos de 19m³/min e 43m³/min. Os resultados indicaram danos imediatos à germinação, à temperatura de 60°C, nos dois fluxos. Após três meses de armazenamento, à temperatura de 50°C, com fluxo de ar de 19m³/min, mostrou-se também prejudicial à qualidade da semente. A alternativa viável foi a temperatura de 40°C e fluxo de ar de 19 m³/min.

ALMEIDA e FALIVENE (1982) estudando os efeitos da trilhagem e do armazenamento sobre a conservação de sementes de feijão Carioca e Rosinha, concluíram que as sementes trilhadas mecanicamente deterioram-se mais rapidamente que aquelas debulhadas manualmente, principalmente quando armazenadas em ambientes sem controle de temperatura e umidade.

ALMEIDA *et al.* (1985) estudaram os efeitos da temperatura e da umidade relativa do ar sobre a germinação, vigor e teor de umidade de sementes de algodão herbáceo, variedade BR-1, durante o seu armazenamento. Os autores concluíram que a menor perda de germinação e vigor foi obtida quando as sementes foram expostas à temperatura de 20°C, umidade relativa do ar de 50% e teor de umidade da semente de 7,6% b.u. A maior perda de germinação e vigor ocorreu com temperatura de 40°C, umidade relativa do ar de 88% e teor de umidade da semente de 20,8%.

BORÉM (1992) estudou o efeito da temperatura e da umidade relativa do ar de secagem (30, 40, 50 e 55°C, e 30, 40, 50 e 60%, respectivamente) sobre a qualidade de sementes de milho (*Zea mays L.*), híbrido AG-303. Foi verificado que, para todos os níveis de umidade relativa, os valores estimados de vigor foram reduzidos com o aumento da temperatura. Não se observou redução na germinação logo após a secagem.

FRANCESCHINI *et al.* (1996) estudaram o efeito de quatro níveis de temperatura do ar da secagem associado a quatro níveis de umidade inicial de grãos de milho BR-201, sobre a percentagem de germinação, a suscetibilidade à quebra e o trincamento

interno dos grãos. Os autores concluíram que: ocorre decréscimo da percentagem de germinação com o aumento da taxa de secagem; com o aumento da temperatura e da umidade inicial, aumenta a percentagem de quebra dos grãos de milho BR-101.

AFONSO JÚNIOR (1996) avaliou o efeito imediato e latente, para quatro níveis de temperatura do ar de secagem (35, 40, 45 e 50°C), três níveis de teor de umidade inicial (17,1, 25,5 e 37,3% b.u.), sobre a qualidade fisiológica e a suscetibilidade à quebra das sementes de feijão (*Phaseolus vulgaris L.*), variedade "Ouro Negro 1992". O autor observou que apenas as sementes submetidas à temperatura de secagem de 35°C apresentaram resultados satisfatórios de germinação e vigor, depois do armazenamento por 180 dias. Sementes com 17,1% de umidade inicial foram as que apresentaram os melhores resultados de germinação e vigor, imediatos e latentes, e de suscetibilidade à quebra, independente da temperatura utilizada e do teor de umidade final.

AHRENS e LOLLATO (1997) estudaram os efeitos sobre a qualidade fisiológica das sementes de feijão (*Phaseolus vulgaris L.*) da cultivar IAPAR 14, com secagens ao sol e artificial. Os autores concluíram que: é possível secar até 13% sementes de feijão com teores de água superiores a 25% em secador intermitente com fluxo contínuo da massa ou ao sol; a taxa de sementes trincadas aumentou durante a secagem artificial; sementes de feijão secas ao sol podem ser empregadas para semeadura após nove meses de armazenamento.

2.6 - Aspectos gerais da cultura do feijão

2.6.1 – Origem e evolução, classificação botânica e morfologia

O feijoeiro comum (*Phaseolus vulgaris* L.) teve origem no continente americano. Três hipóteses tentam explicar a origem das formas cultivadas: a) o feijoeiro teria uma origem mesoamericana; b) o feijoeiro teria uma origem sul-americana; c) o feijoeiro teria uma origem difusa, com domesticações primárias independentes, ocorrendo na Mesoamérica e Sul dos Andes e um centro de domesticação mais recente na Colômbia (ZIMMERMANN e TEIXEIRA, 1996).

O feijão comum é uma planta anual herbácea, classificada como *Phaseolus vulgaris* L., trepadora ou não, pertencente à família *Leguminosae*, subfamília *Papilionoideae*, tribo *Phaseoleae*, gênero *Phaseolus* (ALMEIDA e CANECCHIO FILHO, 1973).

Segundo VIEIRA (1967), o fruto é do tipo vagem, reto ou ligeiramente curvado, achatado ou arredondado, comprido (geralmente 9 a 12cm de comprimento). Quando novas, as vagens podem ser verdes ou amarelas. As vagens verdes, quando se aproximam da maturação, tornam-se amarelas, vermelhas, rosadas, violeta escuro ou amarelas com estrias violáceas ou vermelhas. Possuem, em média, 4 a 6 sementes.

As sementes exalbuminosas desenvolvem-se a partir do óvulo fertilizado e, nelas, podem-se distinguir, externamente, as seguintes partes: testa (tegumento), rafe, hilo e micrófila. Internamente, o embrião é constituído das seguintes partes: plúmula, hipocótilo, radícula e dois cotilédones (VILHORDO *et al.*, 1996).

O feijoeiro é bastante sensível ao déficit hídrico, provavelmente devido à sua baixa capacidade de recuperação às estiagens e ao seu sistema radicular pouco desenvolvido. A fase de maior sensibilidade é durante a floração, com aborto e abscisão das

flores. Durante a formação das vagens, o déficit hídrico provoca chochamento dos grãos, devido à insuficiência de fotossintetização (GUILMARÃES, 1996).

2.6.2 - Variedades cultivadas

Segundo VIEIRA (1967), o número de variedades de feijão cultivadas no Brasil é elevado e a exigência do mercado quanto à cor e ao tipo dos grãos varia, de região para região. Tomando como base a cor e o tamanho das sementes, as variedades comerciais são distribuídas em grupos distintos. O autor, partindo da classificação feita por Abrahão em 1960, efetuou algumas modificações e adições e fez a seguinte relação: Grupo Preto, Grupo Rosinha, Grupo Mulatinho, Grupo Manteigão, Grupo Pardo, Grupo Roxinho, Grupo Bico-de-Ouro e Grupo Amarelo.

2.6.3 - Composição química e valor nutritivo

De acordo com VIEIRA (1967), a composição química varia, nitidamente, de variedade para variedade. A variedade Carioca (Grupo Mulatinho) apresenta a seguinte composição química: 26% de proteína bruta, 1,1% de extrato etéreo, 4,01 de cinzas brutas, 5,0% de fibra crua e 63,89% de extrato não nitrogenado.

Em relação aos minerais, o feijão é rico, principalmente, em potássio (cerca de 1%, correspondente a 25-30% do conteúdo total de minerais), fósforo (cerca de 0,4%), ferro (cerca de 0,007%), cálcio, cobre, zinco e magnésio, entre outros, e pobre em sódio, o que acarreta vantagens nutricionais. (Sathe, citado por LAJOLO *et al.*, 1996).

2.6.4 - Produção e produtividade nacional e internacional

De acordo com o Tabela 1, o feijão é o terceiro produto em área plantada e em área colhida, é o quarto em produção, e o quinto em produtividade, no Brasil. Esses dados ratificam a afirmação de VIEIRA (1988), quando diz que

“os pequenos agricultores, usando tecnologia mais simples, que levam a baixos rendimentos, têm sido os principais responsáveis pela nossa enorme produção de feijão. Os médios e grandes agricultores, utilizadores, em geral, de melhor tecnologia de produção, sempre preferiram dedicar-se a culturas de menos riscos, como milho, soja, cana-de-açúcar e outras, evitando a do feijão.”

TABELA 1 - Produção média brasileira das principais culturas no período de 1990 a 1995

| Culturas | Área média plantada (1000 ha) | Área média colhida (1000 ha) | Produção média (1000 t) | Rendimento médio (kg/ha) |
|---------------|-------------------------------|------------------------------|-------------------------|--------------------------|
| Arroz | 4.466,3 | 4.325,8 | 9.798,2 | 2.260 |
| Feijão | 5.384,4 | 4.937,4 | 2.761,7 | 561 |
| Milho | 13.512,2 | 12.897,7 | 29.048,1 | 2.242 |
| Soja | 10.769,6 | 10.730,2 | 21.209,3 | 1.967 |
| Trigo | 1.906,1 | 1.751,9 | 2.438,9 | 1.430 |

Fonte: Anuário Estatístico do Brasil – IBGE – 1990 - 1995

De acordo com os dados fornecidos pelo IBGE, na Região Sul, o rendimento médio da produção é de 762kg/ha, e os principais produtores são os estados do Paraná e Santa Catarina. Na Região Sudeste, 742kg/ha, sendo Minas Gerais e São Paulo os dois

3. – MATERIAIS E MÉTODOS

A etapa de construção e os testes preliminares de funcionamento da bomba de calor foram realizados no Laboratório de Térmica e Fluidos do Departamento de Engenharia Mecânica, Campus II, do Centro de Ciências e Tecnologia. A fase seguinte, que foi a montagem completa do experimento, em que foram acoplados os silos de secagem e todos os instrumentos de medição e coleta de dados, indispensáveis para avaliação e funcionamento do conjunto, foi desenvolvida no Laboratório de Armazenamento e Processamento de Produtos Agrícolas do Departamento de Engenharia Agrícola, desse mesmo centro.

O sistema de refrigeração utilizado foi um aparelho de ar condicionado doméstico marca Springer, com capacidade frigorífica de 18.000Btu/h, tendo como fluido de trabalho o R-22 (CHClF₂ - Monoclorodifluorometano), conhecido comercialmente como freon 22. Os componentes do aparelho utilizado são: motor compressor com capacidade de 1,5HP; motor ventilador com potência de 1/3CV; um ventilador axial e outro centrífugo, acoplados ao eixo do motor ventilador; evaporador; condensador; válvula reguladora de fluxo ou tubo capilar, e componentes elétricos.

3.1 – Modificações efetuadas no equipamento de ar condicionado

Para adequar o aparelho às finalidades do experimento, foram procedidas as seguintes alterações (Figura 7):

- a) substituição da hélice original, cujo diâmetro é de 380mm, por uma de 340mm;
- b) adição de um condensador (condensador 2) de dimensões menores (520 x 180mm), interligado ao condensador principal;
- c) colocação de duas coifas de zinco, com um tubo de saída de 160mm de diâmetro e 60mm de comprimento, uma interligando o ar de circulação ao silo de secagem de sementes e a outra, interligando o ar de exaustão do condensador principal ao secador de vagens;
- d) isolamento dos tubos de cobre com tubos de polietileno expandido e das coifas e das tubulações de zinco, com espuma de poliestireno.

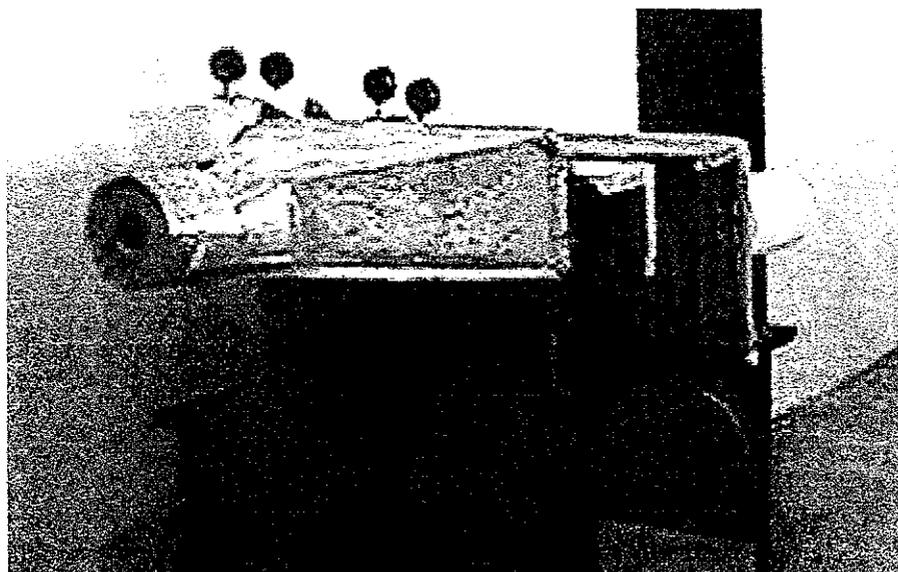


FIGURA 7 – Aparelho de ar condicionado após as modificações

A substituição da hélice original por outra, de menor diâmetro, teve como finalidade a diminuição do fluxo de ar ambiente que incide sobre o condensador principal, evitando, desta forma, que o fluido superaquecido realize a mudança de fase nesta parte do circuito. Assim sendo, a mudança de fase do fluido dar-se-á no segundo condensador.

O condensador 2 fica localizado na parte frontal superior do equipamento, ou seja, na saída do ar de circulação insuflado para o ambiente. Em consequência, o ar que deixa o evaporador, com 10 a 11°C e 90% de umidade relativa, atravessa o condensador 2 e absorve a energia nele contida. Neste processo, o ar sofre um aumento de temperatura em torno de 20°C (± 0.5), passando a circular com temperaturas próximas a 31°C (± 0.5) e 28 a 30% de umidade relativa (Figura 8).

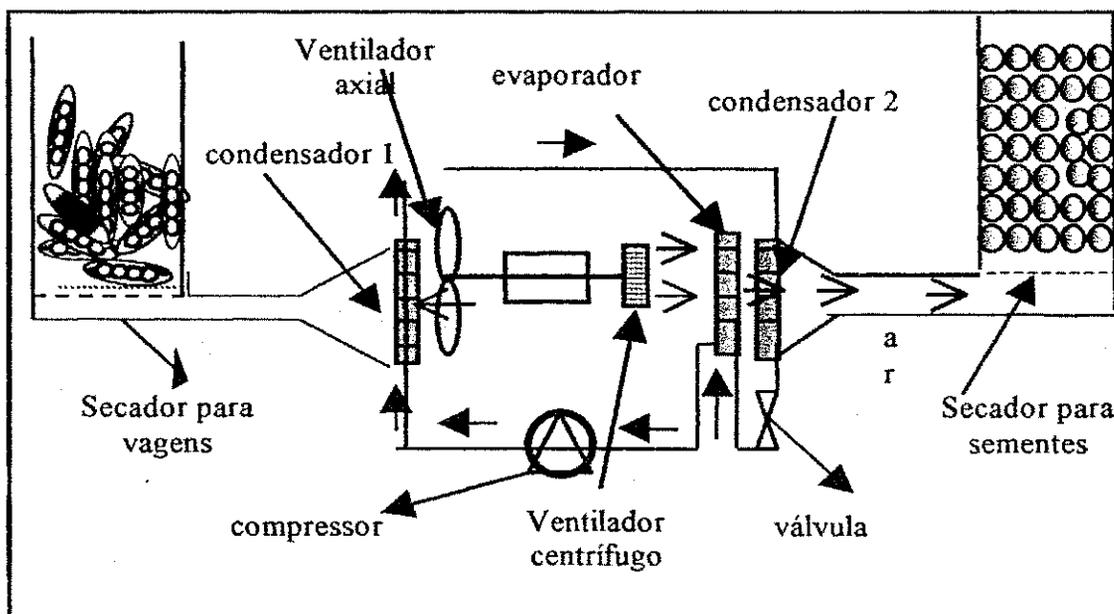


FIGURA 8 – Desenho esquemático da bomba de calor com os secadores de vagens e sementes acoplados.

As modificações efetuadas tiveram por objetivo o aproveitamento simultâneo dos fluxos energéticos gerados nos condensadores e no evaporador. O sistema proposto permite:

- a) aproveitar a energia dissipada pelo condensador principal (condensador 1) para secagem das vagens de feijão;
- b) utilizar a energia dissipada pelo segundo condensador (condensador 2) para aquecer o ar que é insuflado para o exterior e obter ar com baixa temperatura e baixa umidade relativa.

Para coletar os dados de funcionamento do equipamento foram instalados:

- a) quatro manômetros, sendo dois de alta pressão, instalados, respectivamente, na saída do compressor e na saída do segundo condensador; e dois de baixa pressão, instalados na entrada e na saída do evaporador. Somou-se às pressões registradas nos manômetros o valor da pressão atmosférica local, que é de 0,0952 MPa;
- b) seis termopares, tipo K, isolados com tubos de polietileno expandido, instalados, respectivamente, na tubulação de descarga do compressor, na tubulação de saída do primeiro e do segundo condensadores, na tubulação de saída do evaporador, na saída do ar de circulação e na saída do ar de exaustão. A leitura das temperaturas indicadas pelos dos termopares foi obtida por um registrador digital de temperatura, marca Cole Parmer, modelo 91100-40 (Figura 9).

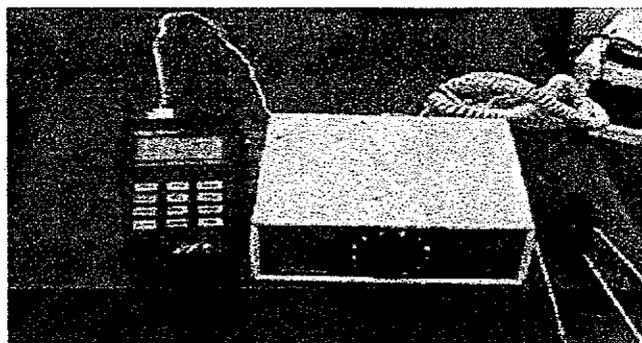


FIGURA 9 – Registrador digital de temperatura

Os termopares foram calibrados tomando como referência um termômetro de mercúrio e um de álcool, ambos à temperatura ambiente de 25°C. Para temperaturas altas, foi utilizado um bequer, contendo 1.0 litro de água destilada em ebulição, à pressão atmosférica local. Para temperaturas baixas, foi usado um calorímetro, contendo uma mistura de água destilada e cubos de gelo, mantidos à temperatura de 0°C.

Para medir as velocidades do ar, foi utilizado um anemômetro digital, marca Göttingen, modelo 1416U10, com capacidade até 20m/s.

3.1.1 – Avaliação do desempenho da bomba de calor

Após a instalação dos instrumentos de medição, foram acoplados os dois silos de secagem, para uma série de ensaios (aproximadamente 120 horas), destinados ao teste do conjunto secador, envolvendo os termopares, manômetros e higrômetros. Com a leitura das temperaturas e das pressões de trabalho da máquina térmica trabalhando sem carga, ou seja, com os dois silos vazios, determinou-se o valor das entalpias, das pressões e do volume específico do fluido, fazendo uso do *software* CATT (Computer-Aided Thermodynamic Tables).

Para calcular o fluxo de massa de ar (\dot{m}_{ar}) nos trocadores de calor - condensador 1 e condensador 2 -, usou-se a seguinte equação:

$$\dot{m}_{ar} = \frac{V}{v} \quad (\text{Eq. 1.23})$$

em que

\dot{m}_{ar} = fluxo de massa (kg.s⁻¹);

V = vazão do ar (m³/s);

v = volume específico do ar (m³/kg).

A quantidade de calor (Q_{cond}) adicionada ao ar ambiente pelos condensadores foi expressa por:

$$Q_{cond} = \dot{m}_{ar} \cdot c \cdot \Delta T \quad (\text{Eq. 1.24})$$

em que

Q_{cond} = quantidade de calor transferida pelo condensador ($\text{kJ} \cdot \text{s}^{-1}$)

c = calor específico do ar ($1,005 \text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$);

ΔT = acréscimo de temperatura sofrido pelo ar ao atravessar o condensador.

O fluxo de massa do fluido refrigerante (\dot{m}_{refr}) é função da quantidade de calor adicionada ao ar pelos condensadores (Q_{cond}) e da variação de entalpia do fluido refrigerante nesses elementos.

$$\dot{m}_{refr} = \frac{Q_{cond}}{(h_e - h_s)_{cond}} \quad (\text{Eq. 1.25})$$

em que

\dot{m}_{refr} = fluxo de massa do fluido refrigerante, ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)

h_e = entalpia de entrada (kJ/kg);

h_s = entalpia de saída (kJ/kg).

A quantidade de calor retirada do ar ambiente pelo evaporador foi calculada através da seguinte equação:

$$Q_{ev} = \dot{m}_{ar} (h_{e_{ar}} - h_{s_{ar}})_{evap} \quad (\text{Eq. 1.26})$$

em que

h_{e_a} = entalpia do ar de entrada (kJ/kg);

h_{s_a} = entalpia do ar de saída (kJ/kg).

Tomando o fluxo de massa do refrigerante (\dot{m}_{refr}), e o seu volume específico na entrada do compressor (v), determinou-se a vazão volumétrica de refrigerante deslocada pelo compressor, a partir da seguinte equação:

$$V_{refr} = (\dot{m}_{refr} \cdot v) \quad (\text{Eq. 1.27})$$

O fator de performance (F.P.) de uma bomba de calor representa a relação entre a quantidade de calor dissipada no processo de condensação do fluido e a quantidade de calor adicionada a este fluido no processo de compressão. Determinou-se o fator de performance através da seguinte equação:

$$F.P. = \frac{(h_e - h_s)_{cond}}{(h_s - h_e)_{comp}} \quad (\text{Eq. 1.28})$$

O coeficiente de performance (COP) representa a relação entre a quantidade de calor adicionada ao fluido na passagem pelo evaporador, e o calor adicionado a este no processo de compressão. Determinou-se o COP através da seguinte equação:

$$COP = \frac{(h_s - h_e)_{evap}}{(h_s - h_e)_{comp}} \quad (\text{Eq. 1.29})$$

Para analisar a eficiência dos ciclos termodinâmicos reais, toma-se como padrão de comparação o ciclo de Carnot, tendo em vista que nenhum ciclo possui maior eficiência. O COP, baseado no ciclo de Carnot, foi calculado por:

$$COP_{teor.} = \frac{T_H}{T_H - T_L} \quad (\text{Eq. 1.30})$$

em que

T_H = Temperatura de condensação do fluido (K);

T_L = Temperatura de evaporação do fluido (K).

Para comparar a eficiência real com a ideal possível, calcula-se o N_c (eficiência em relação ao ciclo de Carnot), dado por:

$$N_c = \frac{COP_{real}}{COP_{teor.}} \quad (\text{Eq. 1.31})$$

3.2 – Secadores

O sistema é constituído de dois secadores de camada estacionária (Figura 10), sendo que um é destinado à secagem de sementes e o outro à secagem de vagens. O primeiro, é constituído de uma câmara de secagem cilíndrica de 570mm de diâmetro externo, 370mm de diâmetro interno e 700mm de altura e capacidade volumétrica de 0,07m³. Entre o diâmetro externo e o interno existe uma seção de isolamento, constituída de uma camada de lã de vidro de 100mm, para evitar as perdas de calor pelas laterais do secador. Na parte inferior, fica o plenum e, logo acima deste, uma tela perfurada de malha 2x2mm. A partir da tela, a cada 140mm, encontram-se doze furos laterais, quatro destinados ao uso de termopares, quatro para acondicionar as amostras de sementes que serão pesadas para verificação da perda de água, e quatro para o uso de higrômetros de espadas. Sua capacidade é de 60kg de sementes. O segundo tem formato cilíndrico, com 840mm de altura e 570mm de diâmetro. Uma tela metálica perfurada de 5x5mm separa o plenum da parte superior. Sua capacidade é de aproximadamente 30kg de vagens.

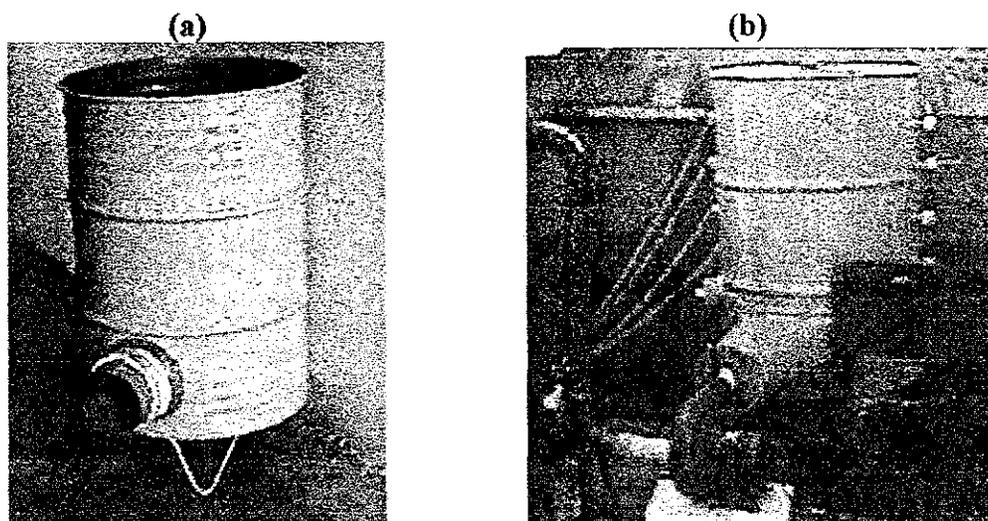


FIGURA 10 – Câmaras de secagem das vagens (a) e sementes (b)

3.3 – Produto usado no experimento

Para realização deste trabalho, foram utilizadas sementes de feijão, variedade “carioca”, plantadas no campo de pesquisa da EMEPA (Empresa Estadual de Pesquisa Agropecuária do Estado da Paraíba), no município de Lagoa Seca – PB, ano de 1999.

A colheita das vagens foi feita manualmente, com o produto ainda na fase de maturação fisiológica. As vagens de feijão foram levadas ao Laboratório de Processamento e Armazenamento de Produtos Agrícolas, onde foi determinado o seu teor de umidade. Para isso, foram retiradas três amostras, de 10 gramas cada, que foram levadas à estufa por setenta e duas horas, à temperatura de 105°C ($\pm 3^\circ\text{C}$).

3.3.1 – Teste de germinação e de vigor

Foram feitos testes de vigor e de germinação (Figura 11) de acordo com as Regras para análise de sementes (BRASIL, 1992), antes e depois da secagem das vagens. Para cada teste, foram selecionadas duas amostras de cem sementes, que foram semeadas em duas bandejas de plásticos de 45cm de comprimento, 30cm de largura e 7cm de altura, contendo uma camada de 5cm de substrato de areia peneirada e esterilizada em estufa a 180°C ($\pm 3^\circ\text{C}$) por seis horas. A areia foi previamente umedecida com água destilada, sendo regada à medida que o substrato era ressecado pela evaporação. O percentual de vigor foi obtido pela contagem das plântulas no quinto dia após a semeadura e o percentual de germinação, no sétimo dia. Os testes foram repetidos após a secagem das sementes, usando-se o mesmo procedimento.

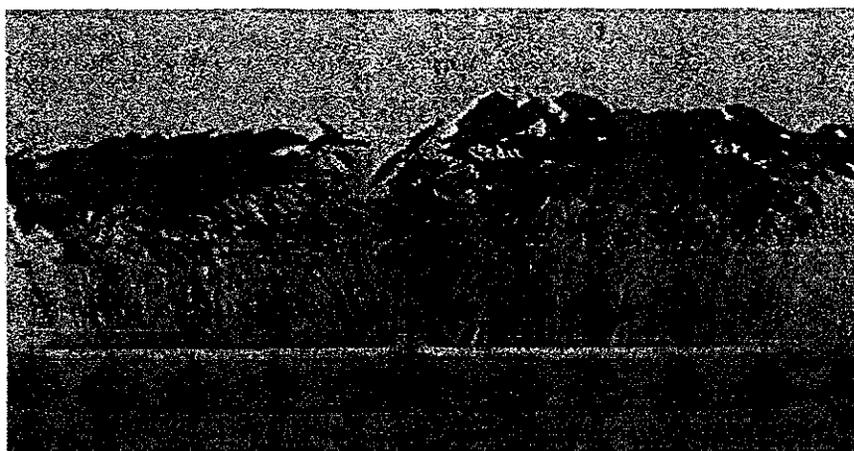


FIGURA 11 - Plântulas sadias provenientes do teste de germinação

3.3.2 – Secagem das vagens

Após determinado o teor de umidade inicial das vagens, estas foram divididas em três lotes de 21kg, com teor de umidade de 69, 65 e 60%, respectivamente. A altura da camada foi de 0,5m, temperatura do ar de secagem de 50°C ($\pm 0,5^{\circ}\text{C}$) e vazão do ar de $18,8\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$. A secagem foi feita até o ponto em que fosse possível fazer a debulha manualmente (Figura 12). Para monitorar o processo de perda de água, acondicionaram-se duas amostras de 200g em duas cestas de arame, ficando uma na base da camada e outra, 0,4m acima. Foram feitas as pesagens a cada 0,5 horas e calculada a perda de água durante a secagem.

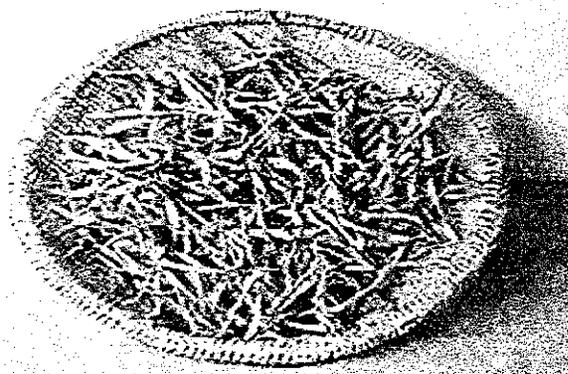


FIGURA 12 – Vagens secas em ponto de debulha

3.3.3. – Secagem das sementes

Antes da realização da secagem das sementes, determinou-se o seu teor de umidade. Para tanto, foram pesadas três amostras de 10g e colocadas em uma estufa a 105°C ($\pm 3^\circ\text{C}$), por vinte e quatro horas.

A secagem foi feita em duas repetições, utilizando-se, em cada etapa, uma quantidade de 25kg de sementes, o que corresponde a uma altura da camada de 25cm.

Durante o processo de secagem, foram monitoradas a temperatura e a umidade relativa do ar ambiente. No interior do secador, eram registradas as temperaturas do ar por meio de dois termopares colocados a cada 0,12m de altura em relação à chapa perforada. Também foram colocados, à mesma altura dos termômetros, dois higrômetros (tipo espada), onde eram feitas as leituras da umidade relativa do ar a cada hora. A secagem foi conduzida a uma temperatura de 31°C ($\pm 0,5^\circ\text{C}$), e a uma vazão de $8\text{m}^3/(\text{min}.\text{m}^2)$. Durante a primeira secagem, a temperatura ambiente variou de 21 a 23°C e a umidade relativa, de 85 a 69%. Na segunda secagem, 25 a 27°C e 74 a 55%, respectivamente.

Duas amostras, contendo, aproximadamente, 20g de sementes, eram pesadas a cada hora, para o acompanhamento da perda de água do produto (Figura 13). Ao final de cada etapa de secagem, determinou-se o teor de umidade final das sementes, para comparar-se com os valores obtidos experimentalmente.

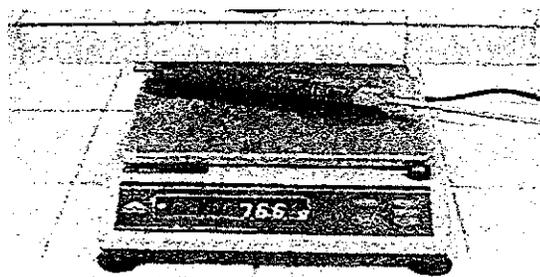


FIGURA 13 – Balança digital usada na pesagem das amostras

3.4 – Simulação de secagem

Utilizando-se os dados colhidos durante o processo de secagem, como temperatura de bulbo seco, umidade relativa do ar, temperatura do ar aquecido e fluxo do ar de secagem, fez-se a simulação de secagem em leito fixo, usando o modelo de Thompson, por meio do programa computacional denominado SASG 5.0 (Software Aplicado à Secagem de Grãos) para feijão.

4. - RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os testes de avaliação do equipamento foram feitos durante os meses de julho, agosto e setembro de 1999. Vale ressaltar que, nessa época do ano, a temperatura e a umidade relativa do ar sofrem oscilações bruscas, na cidade de Campina Grande, ocasionadas pelas chuvas, conforme mostra a Tabela 2. Como o equipamento adota condensação a ar, conseqüentemente, ocorreram pequenas variações nos dados coletados. Assim sendo, tomou-se como parâmetro a média de cada mês, tanto para as temperaturas como para a umidade relativa do ar.

TABELA 2 - Dados meteorológicos de Campina Grande

| Mês | Precip. (mm) | T. ar b. s. (°C) | | | Umid. Rel. (%) | | | T. amb. b. s. (°C) | | |
|----------|-----------------|------------------|------------------|-------|------------------|------------------|-------|--------------------|------------------|-------|
| | | máx _m | mín _m | média | máx _m | mín _m | média | máx _m | mín _m | média |
| julho | 95,8 | 24,6 | 19,4 | 21,6 | 96 | 58 | 76 | 26,2 | 18,6 | 22,4 |
| agosto | 36,5 | 24,5 | 19,9 | 21,5 | 94 | 55 | 73 | 26,7 | 18,1 | 22,4 |
| setembro | 16,7 | 26,3 | 20,4 | 22,6 | 93 | 53 | 77 | 28,2 | 19,3 | 23,7 |

FONTE – Estação Meteorológica da EMBRAPA - CNPA

A avaliação do equipamento procedeu-se em duas situações: a) a bomba térmica trabalhando sem carga no secador de sementes, ou seja, apenas o ar de exaustão que passa pelo condensador 1 é aproveitado para secagem das vagens; b) a bomba térmica trabalhando com carga no secador de sementes, nesse caso, o ar que passa pelo evaporador e pelo condensador 2 é dirigido para a câmara de secagem de sementes. Os testes referidos na letra a foram realizados no período de julho à primeira quinzena de agosto e os concernentes à letra b, da segunda quinzena de agosto a setembro.

Resultados e discussão

A utilização do ar de exaustão para secagem das vagens não interferiu no ciclo termodinâmico da bomba de calor, já que as vagens apresentam uma porosidade intergranular elevada, não gerando, desta forma, nenhuma pressão estática no duto do ar que atravessa o condensador 1. Por sua vez, o ar de circulação, aspirado pelo ventilador centrífugo através do evaporador e do condensador 2, flui livremente para a câmara de secagem destinada às sementes.

Na operação de secagem das sementes, o ar de circulação é submetido à pressão estática proporcionada pela camada do produto. Como o ventilador centrífugo usado no condicionador de ar não tem capacidade para vencer pressões dessa magnitude, ($1,13\text{mm c.a.m}^{-1}$ de coluna de grãos) ocorreu uma diminuição do fluxo de ar de circulação que incide sobre o evaporador, acarretando uma redução no efeito refrigerante do sistema, causando, assim, modificações no ciclo termodinâmico do equipamento.

Para um melhor entendimento, fez-se uma análise, em paralelo, dos dados coletados com o equipamento com e sem carga, enfatizando as alterações por que passa o ciclo em cada estágio do sistema e a influência dessas alterações no rendimento da bomba de calor.

4.1 – Avaliação dos resultados da bomba de calor, trabalhando com e sem carga na câmara de secagem de sementes

Uma primeira apresentação dos resultados obtidos concerne às condições de funcionamento da bomba de calor, trabalhando com e sem carga no secador de sementes, expostas na Tabela 3.

TABELA 3 - Condições de operação da bomba de calor com e sem carga no secador de sementes.

| Bomba de Calor | Variáveis | | | | | | | | | |
|----------------------|----------------------------------|----------------------------------|---------------------------|---------------------------|---------------------|---------------------|-------------------|------------------|------------------|-----------------|
| | V_{cond1} m ³ /s | V_{cond2} m ³ /s | \dot{m}_{cond1} kg/s | \dot{m}_{cond2} kg/s | Q_{cond1} kJ/s | Q_{cond2} kJ/s | T_{arsec} °C | T_{arex} °C | T_{cond} °C | T_{eva} °C |
| s/ carga | 0,08 | 0,15 | 0,094 | 0,185 | 2,55 | 3,72 | 28 | 50 | 32 | 9 |
| c/ carga | 0,08 | 0,06 | 0,094 | 0,074 | 2,55 | 1,49 | 31 | 50 | 45 | 5 |

Constata-se, inicialmente, dos dados constantes da Tabela 3, uma diferença na vazão de ar no condensador 1 (V_{cond1}) em relação ao condensador 2 (V_{cond2}), em ambas as situações consideradas. Tal diferença decorre do fato de o primeiro ser refrigerado por um ventilador axial, enquanto o segundo é refrigerado por um ventilador centrífugo de dupla aspiração, tipo Siroco, que proporciona uma vazão bem superior.

Observa-se, ainda, que, para as variáveis estudadas, o condensador 1 não foi afetado quando o equipamento trabalhou com carga no secador de sementes. Entretanto, no condensador 2, houve uma diminuição na vazão de ar (V_{cond2}), de 0,15 para 0,06m³/s, ocasionando uma redução do fluxo de massa de ar de 0,185 para 0,074kg/s. Como consequência, a quantidade de calor transferida para o ar de circulação (Q_{cond2}) passou de 3,72 para 1,49kJ/s. Mesmo havendo uma redução na quantidade de calor transferida para o ar, ocorreu um aumento na temperatura do ar de secagem de 28 para 31°C(±1°C), em função da acentuada diminuição da vazão e do fluxo de massa de ar.

A redução da (Q_{cond2}) tem como efeito o aumento na temperatura de condensação do fluido, que passou de 32 para 45°C. No evaporador, a redução do ar de circulação fez com que houvesse uma diminuição da temperatura de vaporização do fluido, passando de 9 para 5°C e, em consequência, a pressão de vaporização passou de 0,61MPa para 0,54MPa.

Resultados e discussão

Ainda em função da redução da quantidade de calor transferida para o ar, (Q_{cond2}), quando a bomba trabalhou com carga no secador de sementes, o valor do fluxo de massa do fluido foi inferior, mesmo tendo havido redução da diferença de entalpia de 207,98 para 180,42kJ/kg. Com a bomba de calor operando sem carga no secador de sementes, foi de 0,030kg/s, com carga foi de 0,022kg/s. Esse valor representou uma redução de, aproximadamente, 36,4% e repercutiu nas demais variáveis de forma decisiva, conforme pode ser observado nos dados da Tabela 4.

TABELA 4 - Valores experimentais obtidos com a bomba de calor trabalhando com e sem carga no sacador de sementes

| Bomba de Calor | Variáveis | | | | | | |
|----------------------|-----------------------------|---------------------------|--|-------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|-----------------------------|
| | m_{refr} (kg/s) | Q_{ev} (kJ/s) | V_{refr} (m ³ /s) | Δh_{cond} (kJ/kg) | Δh_{evap} (kJ/kg) | Δh_{comp} (kJ/kg) | v (m ³ /kg) |
| s/ carga | 0,030 | 4,81 | 0,00117 | 207,98 | 170,38 | 37,6 | 0,03907 |
| c/ carga | 0,022 | 1,93 | 0,00097 | 180,42 | 151,72 | 28,7 | 0,04412 |

A potência calorífica dos condensadores passou de 6,27 para 4,04kJ/s, não só em função do baixo valor do fluxo de massa, mas também por conta da diferença de entalpia (Δh_{cond}), que baixou de 207,98 para 180,42kJ/kg

Em decorrência do decréscimo no valor do fluxo de massa, a vazão volumétrica de refrigerante deslocado pelo compressor foi de 0,00117 m³/s, quando a bomba trabalhou sem carga no secador de sementes, e de 0,00097m³/s, quando esta trabalhou com carga.

O aumento da temperatura de condensação do fluido, conjugado com a diminuição da temperatura de vaporização, mostrado na Tabela 3, fez diminuir o efeito refrigerante por unidade de massa, que passou de 170,38 para 151,72kJ/kg. Esse foi outro fator que contribuiu para o decréscimo da quantidade de calor retirada do ar

Resultados e discussão

ambiente, de 4,81kJ/s – sem carga – para 1,93kJ/s com carga.

A redução do fluxo de massa do refrigerante e da vazão volumétrica de refrigerante deslocada pelo compressor, no experimento com carga, fez com que o calor de compressão passasse de 37,6 para 28,7kJ/kg.

O aumento no valor do volume específico do fluido refrigerante na entrada do compressor, de $0,03907\text{m}^3/\text{kg}$ para $0,04412\text{m}^3/\text{kg}$, foi devido à diminuição da temperatura de vaporização do fluido. O aumento no valor do volume específico fez diminuir o fluxo de massa do refrigerante no compressor.

Conforme Figura 14, determinou-se quatro pontos de tomada de temperatura e pressão do equipamento trabalhando com e sem carga nos secadores de semente. Na Tabela 5 encontram-se os dados gerais de funcionamento do equipamento.

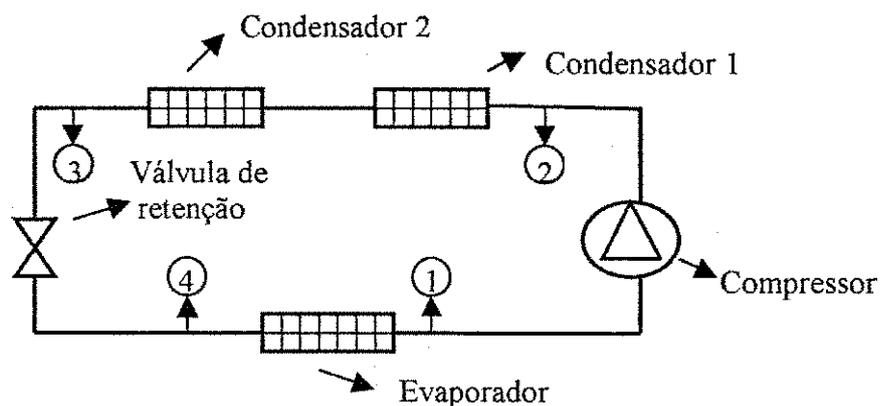


FIGURA 14 - Diagrama esquemático da bomba de calor, mostrando seus principais componentes e os pontos de medição de pressão e temperatura.

Resultados e discussão

TABELA 5 - Dados gerais de funcionamento da bomba de calor com e sem carga no secador de sementes.

| Pontos de medição | Bomba de calor sem carga | Bomba de calor com carga |
|-------------------|---------------------------|----------------------------|
| 1 | $P_1 = 0,61\text{MPa}$ | $P_1 = 0,54\text{MPa}$ |
| | $T_1 = 9^\circ\text{C}$ | $T_1 = 5^\circ\text{C}$ |
| | $H_1 = 254,2\text{kJ/kg}$ | $h_1 = 252,7\text{kJ/kg}$ |
| 2 | $P_2 = 2,33\text{MPa}$ | $P_2 = 2,3\text{MPa}$ |
| | $T_2 = 86^\circ\text{C}$ | $T_2 = 75^\circ\text{C}$ |
| | $h_2 = 291,8\text{kJ/kg}$ | $h_2 = 281,4\text{kJ/kg}$ |
| 3 | $P_3 = 2,16\text{MPa}$ | $P_3 = 2,13\text{MPa}$ |
| | $T_3 = 32^\circ\text{C}$ | $T_3 = 45^\circ\text{C}$ |
| | $H_3 = 83,82\text{kJ/kg}$ | $h_3 = 100,98\text{kJ/kg}$ |
| 4 | $P_4 = 0,65\text{MPa}$ | $P_4 = 0,54\text{MPa}$ |
| | $T = \text{-----}$ | $T = \text{-----}$ |
| | $h_4 = 83,82\text{kJ/kg}$ | $h_4 = 100,98\text{kJ/kg}$ |

As Figuras 15 e 16 apresentam os ciclos termodinâmicos da bomba de calor, trabalhando com e sem carga no secador de sementes, respectivamente. Na figura 17, a sobreposição dos ciclos permite uma melhor visualização das condições de funcionamento do equipamento.

O ciclo termodinâmico da Figura 16 mostra que houve uma diminuição de entropia durante o processo de compressão do fluido refrigerante, evidentemente, há uma incoerência nos resultados apresentados. Provavelmente, a temperatura de evaporação do fluido refrigerante deve ser inferior a registrada pelo termopar, assim sendo, é possível que o fluido tenha deixado o evaporador ainda na fase líquida.

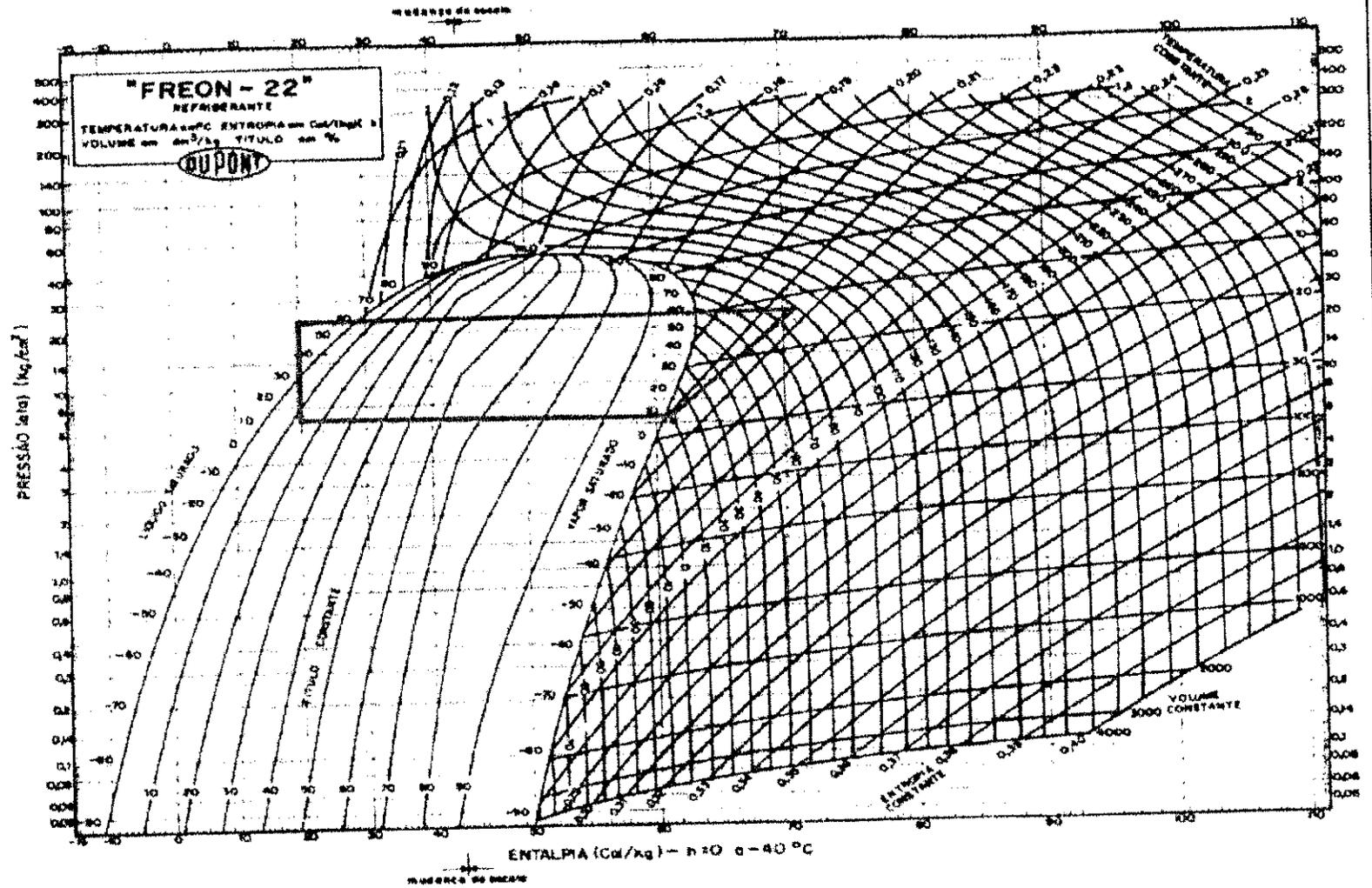


FIGURA 15 – Diagrama de pressão entalpia do ciclo termodinâmico trabalhando sem carga no secador de sementes.

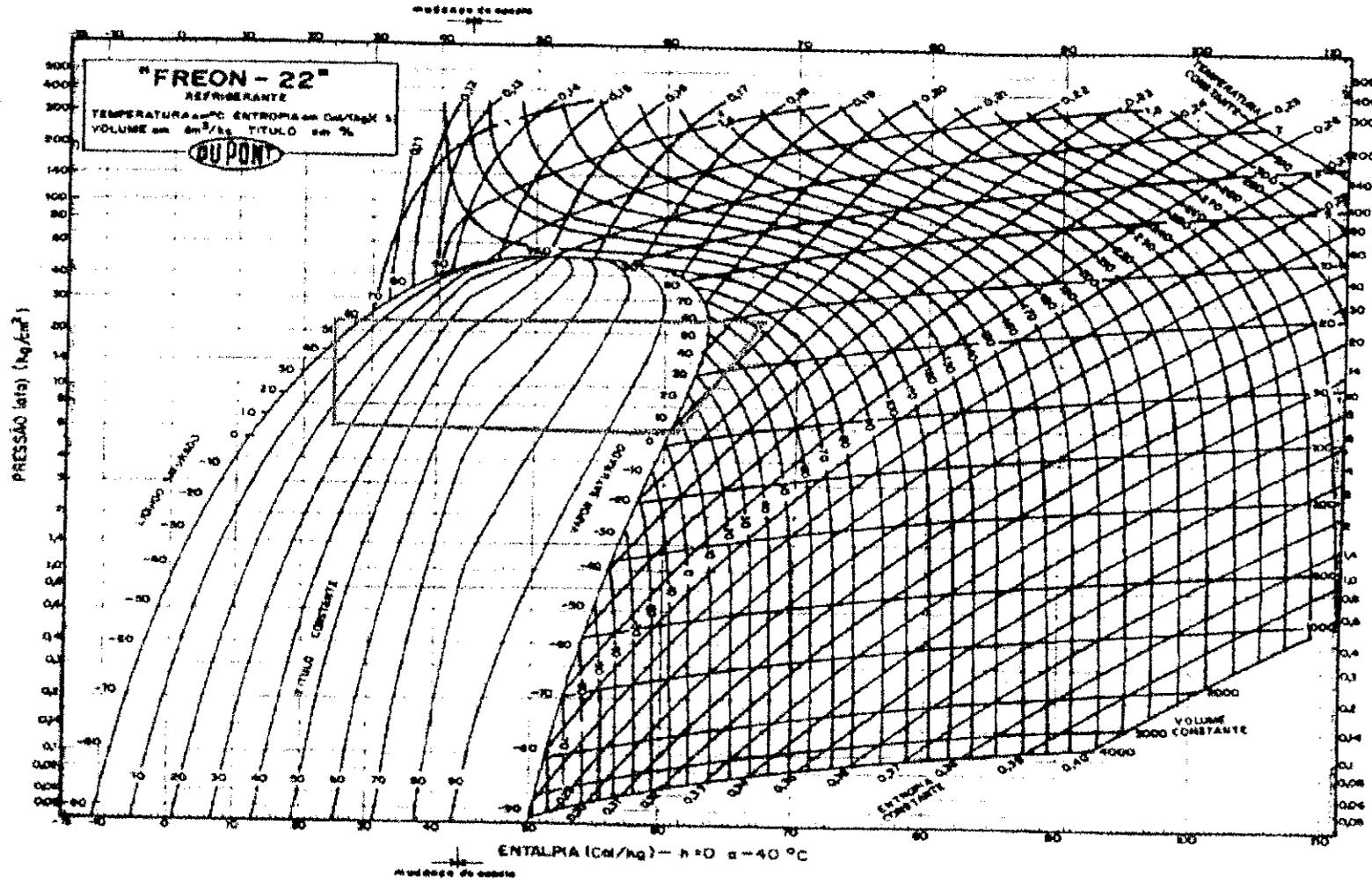


FIGURA 16 – Diagrama de pressão e entalpia do ciclo termodinâmico trabalhando com carga no secador de sementes

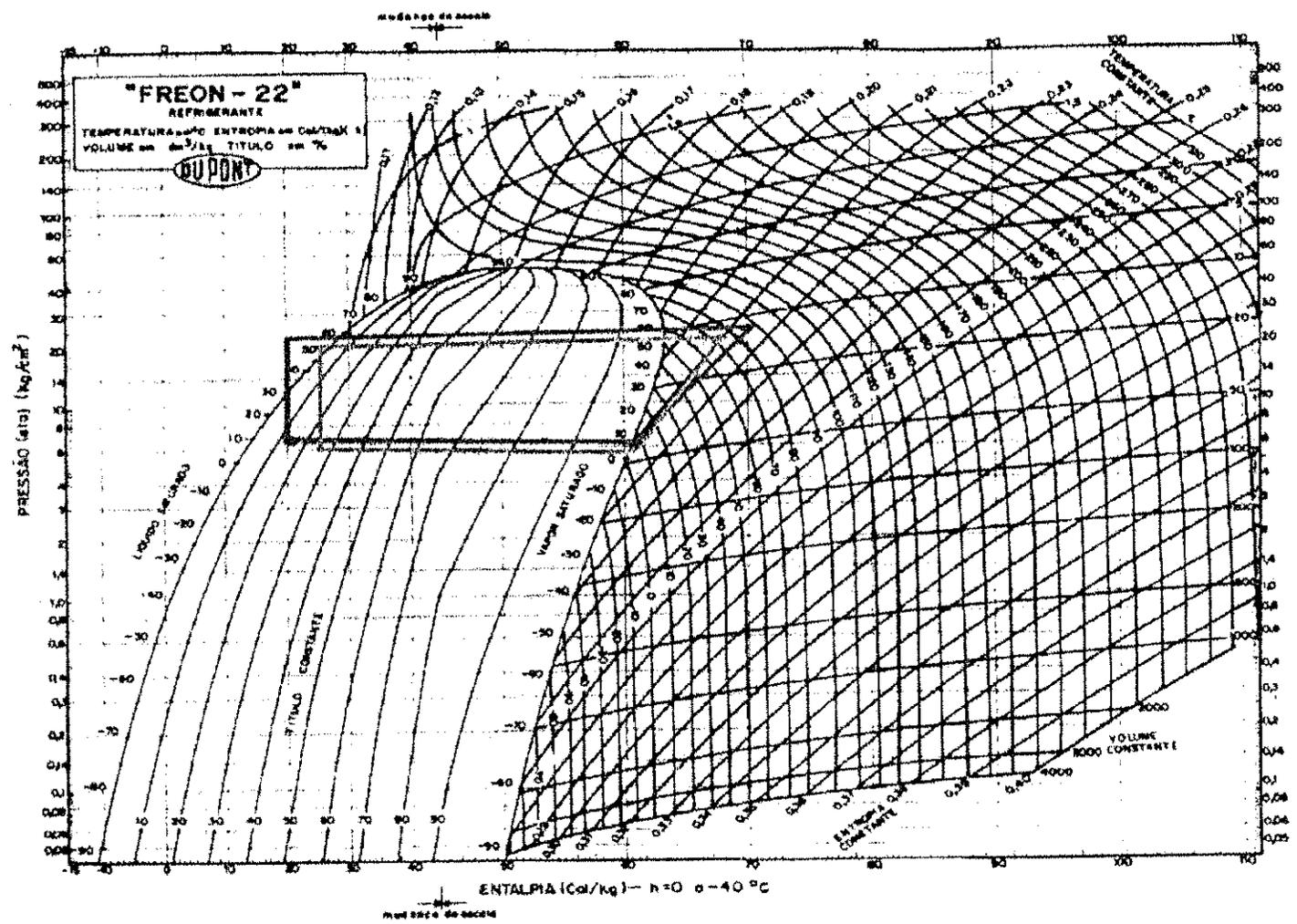


FIGURA 17 – Diagrama de pressão entalpia do ciclo termodinâmico trabalhando com e sem carga no secador de sementes

Resultados e discussão

Geralmente, os trabalhos envolvendo o uso de condicionador de ar como bomba de calor destinam-se ao aquecimento do ar ambiente ou de água. GOMES (1995) utilizou um condicionador de ar com capacidade de 7000BTU/h para aquecimento de água, e obteve um coeficiente de performance médio de 2,91. Na literatura consultada, foram encontrados poucos trabalhos envolvendo secagem de produtos agrícolas, utilizando condicionador de ar como bomba de calor. TAKEUCHI *et al.* (1991) projetaram um sistema para secagem de produtos agrícolas com capacidade de 15000 a 23000BTU/h, obtendo um fator de performance da ordem de 4 a 5.

Tomando por base esses estudos, o valor encontrado para cada uma das variáveis com a bomba de calor trabalhando sem carga no secador de sementes, Tabela 6, está compatível com a capacidade do equipamento. Os valores encontrados, quando o equipamento trabalhou com carga no secador de sementes, aproximam-se mais do rendimento baseado no ciclo de Carnot e da eficiência em relação a esse. No entanto, foram encontradas algumas restrições de ordem operacionais, que serão descritas no próximo item.

TABELA 6 – Rendimento da bomba de calor trabalhando com e sem carga na câmara de secagem de sementes

| Bomba de Calor | Variáveis | | | |
|----------------------|-----------|-----|------------------------|------|
| | F.P. | COP | COP _{teórico} | Nc |
| s/ carga | 5,5 | 4,5 | 13,23 | 0,35 |
| c/ carga | 6,3 | 5,3 | 7,95 | 0,67 |

4.2 – Altura da camada de grãos

Durante o período de secagem, foram feitas tentativas de secar uma camada de 0,5m de sementes. As dificuldades encontradas foram:

Resultados e discussão

a) – impossibilidade de o ventilador centrífugo vencer a pressão estática da camada de sementes. No caso do feijão, a pressão estática era de $1,13 \text{ mm c.a.m}^{-1}$ de coluna de grãos;

b) – redução acentuada do fluxo de ar no evaporador, impedindo a troca de calor entre o fluido refrigerante e o ar de sucção. Nessa situação, o fluido deixa o evaporador ainda na fase líquida, provocando congelamento na linha de retorno e no compressor.

Visando à solução dessas dificuldades, duas medidas foram adotadas:

a) reduzir a altura da camada de grãos e, conseqüentemente, a pressão estática na camada de secagem, observando-se experimentalmente que o sistema não era afetado quando a altura da camada de sementes de feijão estava em torno de $0,25\text{m}$;

b) aumentar o fluxo de ar que passa pelo evaporador e pelo condensador 2, utilizando um ventilador mais potente que permitisse, inclusive, vencer pressões estáticas mais altas, um ventilador centrífugo de média pressão – ventoinha, marca JOMAR, modelo R8, 7000rpm, 0,25CV (Figura 18).

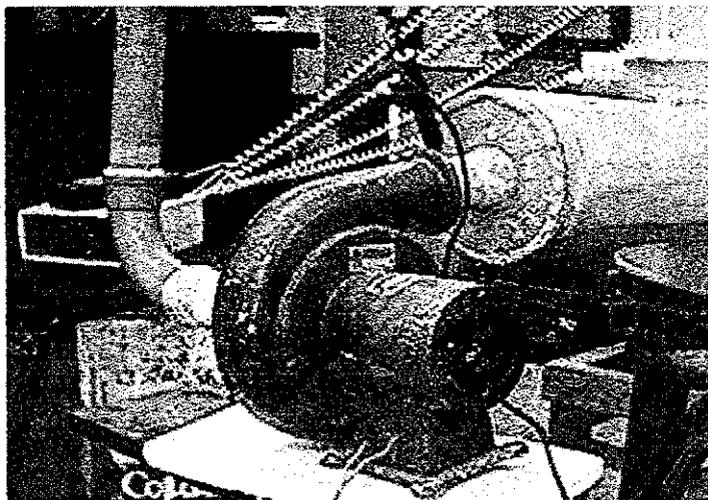


FIGURA 18 – Ventoinha interligando a bomba de calor à câmara de secagem.

Resultados e discussão

Com a finalidade de evitar um aumento demasiado da vazão e da temperatura do ar de secagem, a rotação da ventoinha foi controlada através de um potenciômetro. Desta forma, trabalhou-se com uma rotação apenas o suficiente para evitar o congelamento do ciclo. Nestas condições, a vazão do ar de secagem foi de $1,94\text{m}^3/\text{s}$.

Esta observação implica em dizer que os dois ventiladores (axial e o centrífugo) que trabalham no mesmo eixo de rotação devem sofrer uma alteração que possibilite a colocação de ventiladores com características de potência, vazão e rotação diferentes.

4.3 – Secagem das vagens de feijão

Durante o período de secagem das vagens, as sementes passam por um processo de pré-secagem, no interior destas, da ordem de 7 pontos percentuais. No entanto, devido à proteção das vagens quanto à ação da temperatura elevada, as sementes de feijão não perderam a qualidade fisiológica (97,5% de germinação e 92% de vigor).

Na Figura 19, encontram-se as três curvas de secagem das vagens de feijão, com teor de umidade inicial de 69, 65 e 60% b.u. Observa-se, nessa figura, que houve uma redução média de treze pontos percentuais no teor de umidade das vagens. A retirada de um percentual superior, feitos em ensaios prévios, expôs as vagens a um processo de abertura espontânea, submetendo as sementes a uma temperatura não recomendável, provocando uma perda de germinação na ordem de 23%. O tempo de secagem para cada lote de 21kg foi de 3,5 horas, deixando-as em condições de serem debulhadas manualmente. Com o revolvimento periódico das vagens, consegue-se uma secagem homogênea, de forma que um saco de vagens, pesando 21kg e com 69% de umidade b.u., após a secagem pesará, aproximadamente, 13,5kg, uma redução de 36% no peso total das vagens.

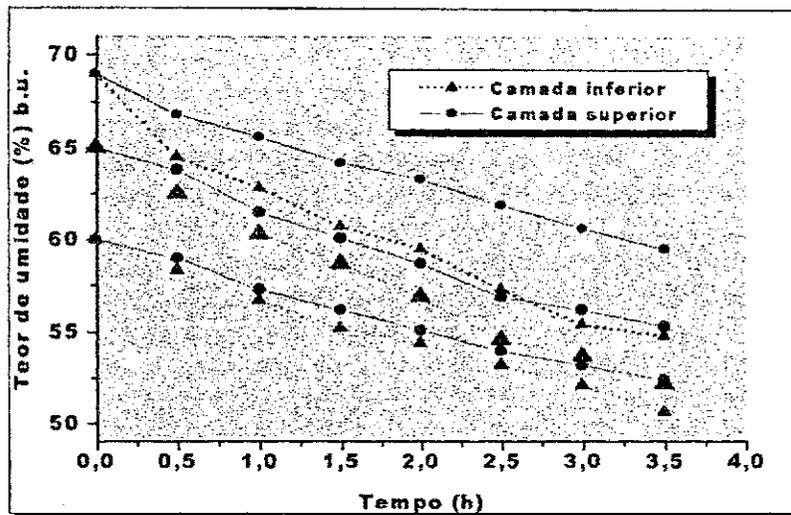


FIGURA 19 – Dados experimentais de secagem das vagens de feijão, à temperatura de 50°C ($\pm 0,5^\circ\text{C}$) e teores de umidade inicial de 69, 65 e 60% b.u.

4.4 – Secagem das sementes de feijão e sua simulação

As sementes tiveram o teor de umidade reduzido de 25 para 14% base seca, num tempo de nove horas. As curvas de secagem, mostradas na Figura 20, compreendem as duas repetições em que foram feitas a secagem das sementes de feijão

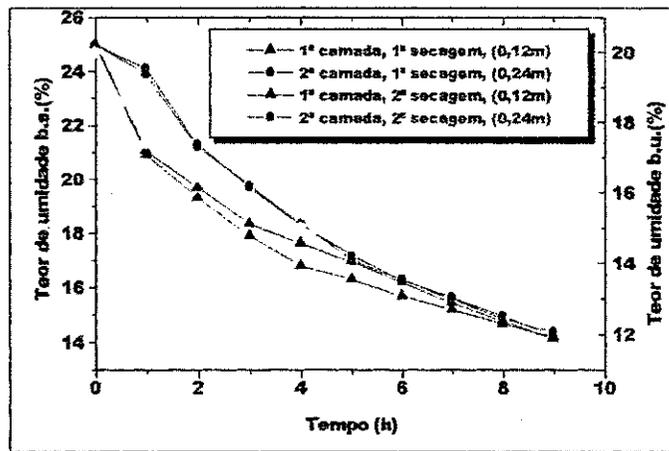


FIGURA 20 – Dados experimentais de secagem das sementes de feijão, à temperatura de 31°C ($\pm 0,5^\circ\text{C}$) e teor de umidade inicial de 25% b.s.

Resultados e discussão

Na Figura 21, encontram-se as curvas de secagem das sementes de feijão obtidas experimentalmente e as calculadas pelo programa de simulação. Na Tabela 7, estão os dados de entrada usados na simulação de secagem. Inicialmente, utilizou-se um programa de computação que simulasse a secagem de sementes de feijão desenvolvido por CAVALCANTI MATA (1997) com validade para temperaturas entre 40 e 80°C. No entanto, os dados experimentais e simulados não foram satisfatórios, o que é compreensível, pois estava na faixa de extrapolação de sua validade.

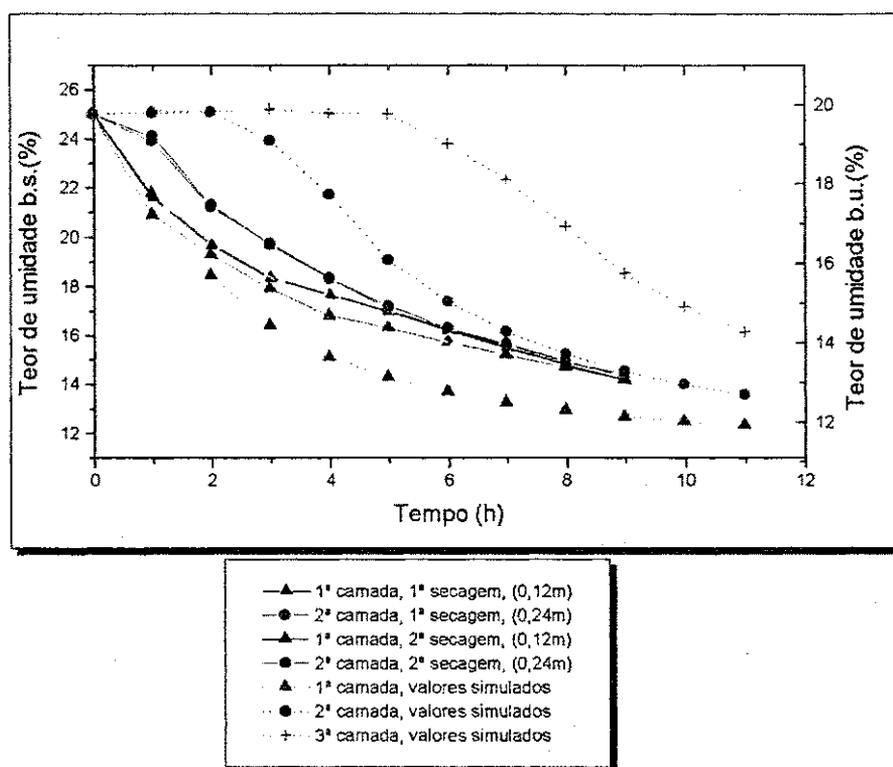


FIGURA 21 – Dados experimentais e simulados da secagem em camada delgada de sementes de feijão, à temperatura de 31°C ($\pm 0,5^\circ\text{C}$) e 25% de umidade inicial em base seca.

Resultados e discussão

TABELA 7 – Condições da simulação de secagem obtidas a partir dos dados experimentais.

| | |
|--|---|
| Temperatura ambiente | 22°C |
| Umidade relativa ambiente | 75% |
| Temperatura do ar secagem | 31°C |
| Teor de umidade inicial das sementes, em base seca | 25% |
| Teor de umidade final das sementes, em base seca | 14% |
| Fluxo de ar | 8m ³ .min ⁻¹ .m ⁻² |
| Altura da camada | 0,25m |
| Tempo de secagem | 11h |

Diante desse fato, procurou-se determinar, para o modelo de Thompson utilizado por CAVALCANTI MATA (1997), uma nova equação de camada fina para a faixa de temperatura entre 21 e 41°C, sendo que os valores das constantes obtidas da equação de Thompson $[t = A \cdot \ln(RU) + B(\ln(RU))^2]$ foram:

$$A = -91,7178 \times \text{Exp.}(-0,147T);$$

$$B = 9,947 \times \text{Exp.}(-0,07704T)$$

Mesmo assim, como pode ser observado na Figura 22, o tempo de secagem no processo de simulação foi de onze horas, enquanto que, na secagem experimental, foi de nove horas, verificando-se uma diferença no tempo de secagem de 22%, o que é aceitável, tendo em vista que, segundo MARTINS (1982), os erros entre os valores experimentais e os simulados podem estar em torno dos 20%. Contudo, constata-se, ainda na Figura 22, que os valores simulados podem estar próximos em termos de média, mas não em termos de cada camada individualmente, o que sugere que o modelo de simulação para feijão necessita ainda de alguns ajustes e de investigações mais apuradas.

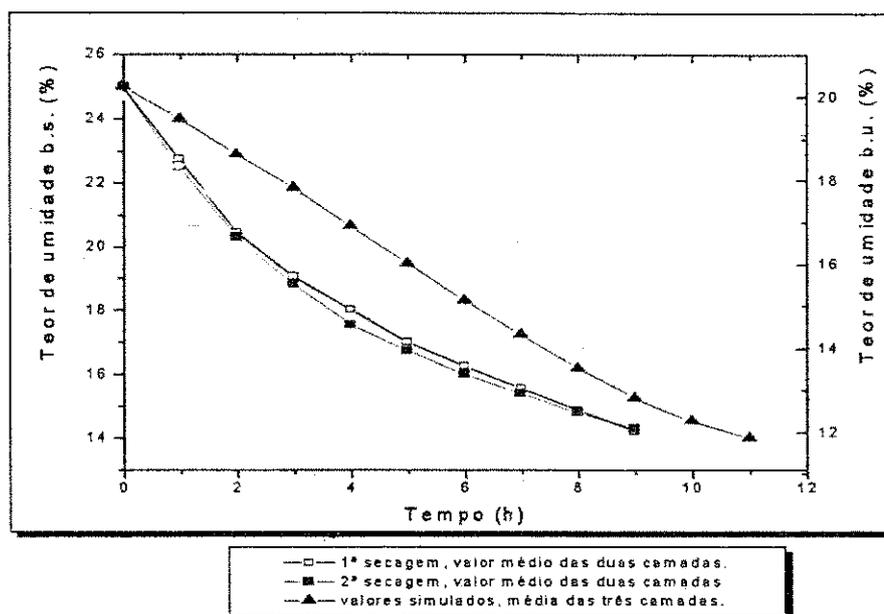


FIGURA 22 – Valores médios do teor de umidade das sementes de feijão da primeira e da segunda secagem, e valores médios simulados.

4.5 – Eficiência da secagem

No conjunto secador, há três possibilidades de secagem: a) secagem das vagens de feijão; b) secagem das sementes, e c) secagem simultânea das vagens e das sementes de feijão.

Levando-se em consideração que o equipamento consome, em média, 2,35kW.h e que, no período de 3,5 horas, são retirados 7,35 kg de água, a eficiência do equipamento, durante o processo de secagem das vagens, é 1,12kW.h por quilograma de água evaporada. Quando a bomba de calor foi usada exclusivamente para secagem das sementes, sua eficiência foi muito baixa, consumindo 4,65kW.h por quilograma de água evaporada. Quando se trabalhou com a secagem simultânea de vagens e sementes, a cada nove horas de operação, secaram-se 54kg de vagens mais 25kg de sementes, o que fez com que, no período de nove horas, fossem removidas 23,5kg de água,

Resultados e discussão

correspondendo à remoção média de água de 2,6kg por hora. Assim sendo, o sistema projetado consumiu 0,9kW.h por quilograma de água evaporada, na secagem simultânea, conforme consta na Tabela 8.

TABELA 8 – Eficiência de secagem da bomba de calor durante a secagem das vagens, secagem das sementes e secagem simultânea das vagens e das sementes de feijão

| Secagem | Consumo (kW.h) | Tempo (h) | Q _{água} (kg) | E. S. (kW.h/kg) |
|----------------------|-------------------|--------------|---------------------------|--------------------|
| vagens | 2,35 | 3,5 | 7,35 | 1,12 |
| sementes | 2,35 | 9,0 | 4,54 | 4,65 |
| vagens e sementes | 2,35 | 9,0 | 23,5 | 0,9 |

HOGAN (1983) utilizando um sistema com capacidade de aquecimento de 24 kW, na secagem de 100 toneladas milho, obteve um consumo de 0,557kW.h por quilograma de água evaporada. Contudo, vale ressaltar que o sistema utilizado por Hogan, por destinar-se à secagem de grãos, trabalhou com temperaturas de secagem mais altas, enquanto que o objetivo desse experimento foi o de secar sementes de feijão a temperaturas mais baixas, por tratar-se de um produto termosensível. Assim sendo, o valor obtido neste trabalho pode ser considerado satisfatório.

4.6 – Testes de germinação e vigor das sementes de feijão

Os testes de vigor e de germinação, observados na Tabela 9, realizados durante este trabalho mostram que, para as condições de secagem utilizadas, o processo de

Resultados e discussão

secagem não afetou a qualidade fisiológica das sementes, logo após os experimentos, confirmando que, quando as sementes são secas a uma baixa temperatura (31 ± 1)°C, a sua qualidade é preservada. Isto também foi observado por SATHLER (1979), que secou sementes de feijão sob temperaturas de 30, 35, 40, 45 e 50°C, e chegou à conclusão de que sementes secas a temperaturas abaixo de 35°C não são afetadas na sua qualidade fisiológica.

TABELA 9 - Valores médios dos percentuais de germinação e de vigor, obtidos no teste padrão de germinação e de vigor para sementes de feijão.

| Condição | Teor de umidade b.s. (%) | Vigor (%) | Germinação (%) |
|------------------|-------------------------------------|----------------------|---------------------------|
| Pré-secagem | 32 | 90 | 98 |
| Antes da secagem | 25 | 92 | 98 |
| Após secagem | 14 | 92 | 98 |

5. – CONCLUSÕES

5.1 – A utilização da bomba de calor na desumidificação e no aquecimento do ar ambiente para secagem de sementes termosensíveis mostrou-se viável, na medida em que se produziu ar com baixa umidade absoluta e baixa temperatura.

5.2 – O sistema utilizado como bomba de calor só tem capacidade para secar, simultaneamente, uma carga de 25kg de sementes de feijão, de 25% a 14% de umidade em base seca a cada 9 horas, e 21kg de vagens de feijão, a cada 3,5 horas, com um teor de umidade inicial variando de 69 a 65% b.u., até o ponto de debulha (50% b.u.).

5.3 – O coeficiente de performance da bomba de calor, trabalhando com e sem carga no secador de sementes, foi de 4,6 e 4,9, respectivamente.

5.4 – Caso o sistema tenha que ser projetado para realizar secagens com uma camada de sementes superior a 0,25m, é necessário substituir o ventilador centrífugo original do condicionador, por um ventilador centrífugo de média pressão, de modo que se tenha uma vazão mínima de $1,94\text{m}^3/\text{s}$.

5.5 – O sistema projetado tem uma eficiência de secagem de 1,12kW.h por quilograma de água evaporada na secagem das vagens de feijão, com teor de umidade inicial de 69, 65 e 60% b.u. até o teor de umidade de debulha, 50% b.u.; de 4,65kW.h por quilograma de água evaporada na secagem das sementes de feijão, com teor de umidade inicial de 25% b.s. até 14% b.s.; e de 0,9kW.h por quilograma de água evaporada na secagem simultânea das vagens e sementes de feijão.

5.6 – A germinação (98%) e o vigor (92%) das sementes de feijão não foram afetados pelas condições de secagem utilizadas, em testes realizados logo após o término dos experimentos.

6. – SUGESTÕES

6.1 – Substituir o ventilador centrífugo original do condicionador de ar por um ventilador centrífugo de média pressão (ventoinha) e testar o sistema, variando a velocidade do fluxo de ar.

6.2 – Adaptar o programa de simulação de secagem – SASG 5.0 - para trabalhar com temperaturas do ar de secagem entre 20 e 40°C.

6.3 – Fazer análise exergética do sistema.

7.0 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AFONSO JÚNIOR, P.C. Efeito, imediato e latente, da temperatura do ar de secagem sobre a qualidade de sementes de feijão (*Phaseolus vulgaris* L.) variedade "ouro negro" 1992. Viçosa: Universidade Federal de Viçosa, 1996. 70p. (Dissertação de Mestrado)
- AHRENS, D.C.; LOLLATO, M.A. Secagens ao sol e artificial de sementes de feijão: curvas de secagem e efeitos sobre a qualidade fisiológica. **Revista Brasileira de Sementes**, Brasília, v.19, n.1, p.22-27, 1997.
- ALMEIDA, F. de A.C.; CAVALCANTI MATA, M.E.R.M.; VIEIRA, R. de M.; SANTOS, E.O. dos. Perda da qualidade fisiológica de sementes de algodoeiro durante o armazenamento. **Revista Nordestina de Armazenagem**, Campina Grande, a.2, n.2, p.3-27, julho 1985.
- ALMEIDA, F. de A.C.; MATOS, V.P.; CASTRO, J.R.; DUTRA, A.S. Avaliação da Qualidade e Conservação de Sementes a Nível de Produtor. In: ALMEIDA, F. de A.C.; HARA, T.; CAVALCANTI MATA, M.E.R.M. (ed.). **Armazenamento de grãos e sementes nas propriedades rurais**. Campina Grande: UFPB/SBEA, 1997. cap.3, p.133-188.
- ALMEIDA, L.D. de; FALIVENE, S.M.P. Efeito da trilhagem e do armazenamento sobre a conservação de sementes de feijoeiro. **Revista Brasileira de Sementes**, Brasília, v.4, n.1, p.59-67, 1982.
- ALMEIDA, T. de C.; CANECCHIO FILHO, V. **Principais culturas**. Campinas: Instituto Campineiro de Ensino Agrícola, 1973. v.2, 401p.

ARAÚJO, E.F.; SILVA, R.F. da; SILVA, J. de S.; SEDIYAMA, C.S. Influência da secagem das vagens na germinação e no vigor de sementes de feijão. **Revista Brasileira de Sementes**, Brasília, v.6, n.2, p.97-110, 1984.

BARCELLOS, K.M. **Modélisation d'une pompe à chaleur à capteurs atmosphériques: application au aéchage du grain**. Toulouse: Université Paul Sabatier, 1990. 132p. (Tese de Doutorado)

BAUDER, H.J. Fundamentos da técnica de bombas de calor. **Revista Abrava**, São Paulo, n.3, p.30-36, março 1982.

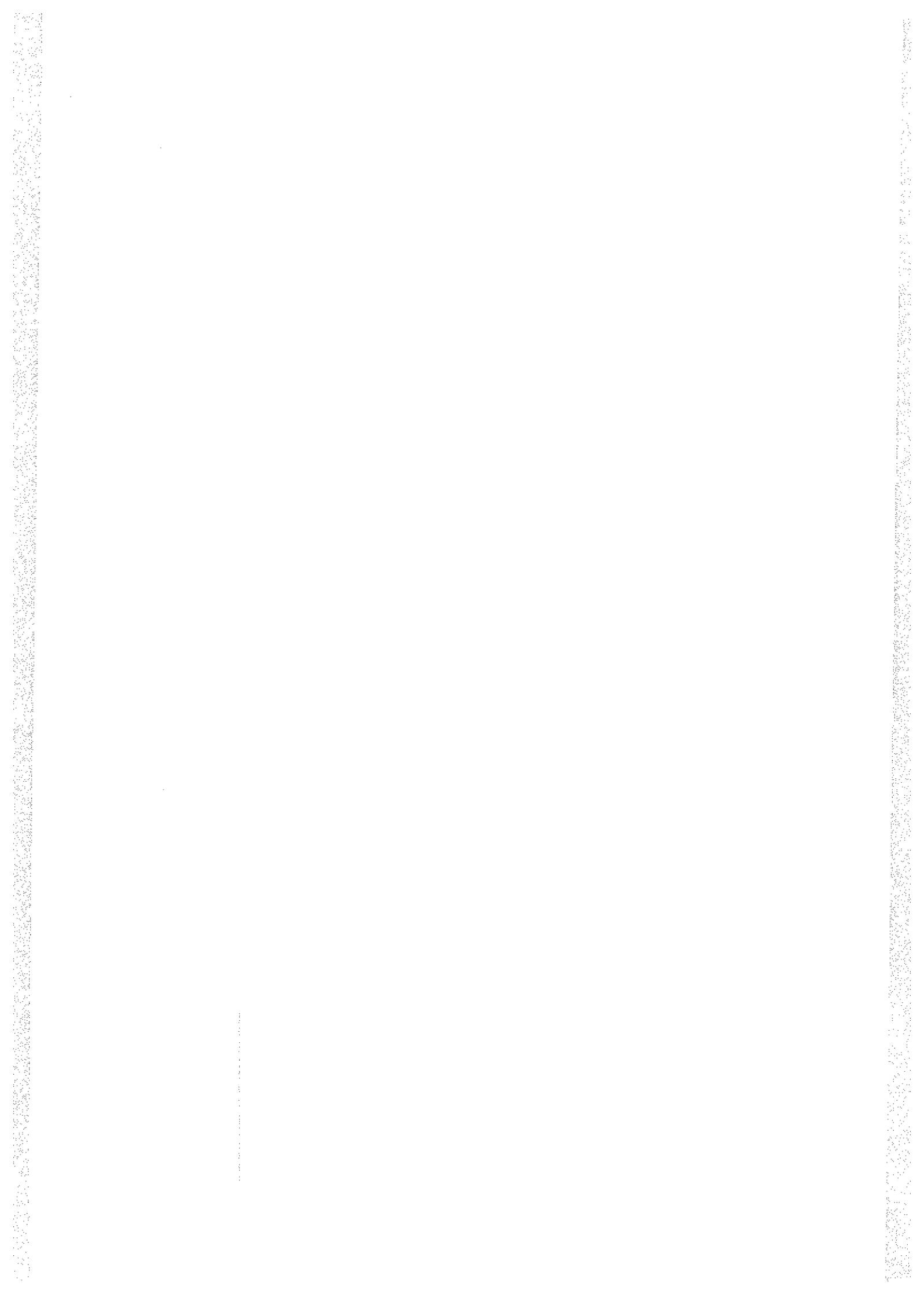
BAUMGARTNER, J. Maize drying by air-air heat pump. Switzerland. **FAT-Berichte**, n. 380, p.1-5, 1990.

BERNIER, J. **La pompe de chaleur mode d'emploi**. Paris: Pyc-Edition, 1979. v.1, 372p.

BIAGI, J.D.; VALENTINI, S.R. de T.; QUEIROZ, D.M. Secagem de produtos agrícolas. In: CORTEZ, L.A.B.; MAGALHÃES, P.S.G. Introdução à engenharia agrícola. Campinas: UNICAMP, 1992. cap.3, p. 245-266.

BORÉM, F.M. **Efeito da temperatura e da umidade relativa do ar de secagem sobre a qualidade de sementes de milho**. Viçosa: Universidade Federal de Viçosa, 1992. 50p. (Dissertação de Mestrado)

BORGES, E.E. de L.; REGAZZI, A.J.; CARVALHO, G.R., CORRÊA, P.C.. Efeito do fluxo de ar e da temperatura de secagem dos frutos na germinação de sementes de eucalipto. **Revista Brasileira de Sementes**, Viçosa, v.2, n.1, p.97-106, 1980.



- BRAGANTINI, C. Produção de Sementes. In: ARAÚJO, R.S.; RAVA, C.A.; STONE, L.F.; ZIMMERMANN, M.J. de O. **Cultura do feijoeiro comum no Brasil**. Piracicaba: POTAFOS, 1996. p.639-667.
- BRASIL, Ministério da Agricultura. **Regras para análise de sementes**. Brasília, 1992. 365p.
- BROOKER, D.B.; ARKEMA, F.W.B.; HALL, C.W. **Drying cereal grains**. Connecticut: the AVI Publishing Company, inc. 1974. 265p.
- CANEPPELE, C.; HARA, T.; MARTINS, J.H.; CAMPELO JÚNIOR, J.H. Simulação de secagem de arroz em secadores por convecção natural. **Revista Brasileira de Armazenamento**, Viçosa, v.17, n.1 e 2, p.10-19, 1992.
- CAVALCANTI MATA, M.E.R.M. **Efeitos da secagem em altas temperaturas por curtos períodos de tempo, em camada estacionária, sobre a armazenabilidade de sementes de feijão (Phaseolus vulgaris L.), variedade "carioca": Avaliação experimental, modelagem e simulação**. Campinas: Universidade Estadual de Campinas, 1997. 229p. (Tese de Doutorado)
- CAVALCANTI MATA, M.E.R.M. Secagem de sementes a baixas temperaturas através de uma bomba de calor. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE SISTEMAS PARTICULADOS, 24, 1996, Uberlândia. **Anais Uberlândia**: Universidade Federal de Uberlândia, 1996. v.1, p.345-349.
- DELOUCHE, J.C. **Pesquisa em sementes no Brasil**. Brasília: AGIPLAN, 1975. 47p.
- DELOUCHE, J.C. Metodologia de pesquisa em sementes. II. Secagem, beneficiamento e armazenamento. **Revista Brasileira de Sementes**, Brasília, v.3, n.2, p.47-55, 1981.

- DOSSAT, R.J. **Princípios de Refrigeração**. Tradução de Raul P. Torreira. São Paulo: Hemus, 884p.
- FAIRES, V.M. **Termodinâmica**. Tradução de Borisas Cimbliris. 4.ed. Rio de Janeiro: SEDEGRA, 1966. 879p.
- FIGLIAREZZA, R.; ROSSI, S.J.; KLÜPPEL, R.P. Simulação de secagem de camadas espessas de raspas de mandioca. **Revista Brasileira de Armazenamento**, Viçosa, v.9 e 10, n.1 e 2, p.19-22, 1984/1985.
- FONSECA, J.R.; FREIRE, A. de B.; FREIRE, M.S.; ZIMMERMANN, F.J.P. Conservação de sementes de feijão sob três sistemas de armazenamento. **Revista Brasileira de Sementes**, Brasília, v.2, n.1, p.19-27, 1980.
- FRANCESCHINI, A.S.; MARTINS, J.H.; CORRÊA, P.C.; FARONI, L.R. de A.; CECCON, P.R. Avaliação da qualidade do milho BR-201 submetido a diferentes condições de secagem. **Revista Brasileira de Armazenamento**, Viçosa, v.21, n.1-2, p.13-16, 1996.
- GOMES, F.C. **Estudo técnico e econômico de uma bomba de calor, a eletricidade, para aquecimento de água residencial**. Viçosa: Universidade Federal de Viçosa, 1995. 58p. (Dissertação de Mestrado)
- GORGATTI NETTO, Á. A semente como fator de desenvolvimento agrícola. **Revista Brasileira de Sementes**, Brasília, v.1, n.1, p.16-23, 1979.
- GUIMARÃES, C.M. Relações Hídricas. In: ARAÚJO, R.S.; RAVA, C.A.; STONE, L.F.; ZIMMERMANN, M.J. de O. **Cultura do feijoeiro comum no Brasil**. Piracicaba: POTAFOS, 1996. p.139-163.

- HODGETT, D.L. Efficient drying using heat pump. **The Chemical Engineer** n.311, p.510-512, july/august 1976.
- HODGETT, D.L.; OELERT, G. IEA common study on advanced heat pump systems, technology survey. Part 1: Research and development trends. **International Journal of Refrigeration**, v.5, n.3, p.160-168, 1982a.
- HODGETT, D.L.; OELERT, G. IEA common study on advanced heat pump systems, technology survey. Part 2: Assessment of systems and conclusions. **International Journal of Refrigeration**, v.5, n.3, p.169-175, 1982b.
- HOGAN, M.R.; AYRES, D.L.; MULLER, R.E.; FOSTER JÚNIOR, G.H.; RALL, E.C.; DOERING, O.C. Heat pump for low-temperature grain drying. **Transaction of the ASAE**, St. Joseph, v.26, n.4, p.1234-1238, 1983.
- INSTITUTO BRASILEIRO DE GEOGRAFIA E ESTATÍSTICA. Censo Agropecuário 1990-1995. Rio de Janeiro, IBGE, 1996.
- KIRILLIN, V.A.; SICHEV, V.V.; SHEINDLIN, A.E. **Termodinâmica técnica**. Tradução de Antônio Molina Garcia. URSS: Editora MIR, 1986. 598p.
- LAJOLO, F.M.; GENOVESE, M.I.; MENEZES, E.W. Qualidade nutricional. In: ARAÚJO, R.S.; RAVA, C.A.; STONE, L.F.; ZIMMERMANN, M.J. de O.. **Cultura do feijoeiro comum no Brasil**. Piracicaba: POTAFOS, 1996. p.23-32.
- MANTOVANI, B.H.M. **Análise e simulação de secagem de grãos de milho em camadas espessas**. Viçosa: Universidade Federal de Viçosa, 1976. 90p. (Dissertação de Mestrado)
- MARCOS FILHO, J. Produção de sementes. In: Simpósio Brasileiro de Patologia de Sementes, 2, 1986, Campinas: Fundação CARGILL, 1986. v.1., p.3-9.

- MARTINS, J.H. **Simulação de secagem de milho em camada estacionária.** Viçosa: Universidade Federal de Viçosa, 1982. 96p. (Dissertação de Mestrado)
- MARTINS, J.H. **Thin-layer drying rates of corn hybrids related to performance of high-speed, high temperature batch dryer.** West Lafayette, Purdue University, 1988, 340p.
- MOSER, F.L.; SCHNITZER, H. **Heat pumps in industry.** Amsterdam: Elsevier, 1985. 264p.
- NEVES, M.J.B. **Modelagem físico-matemática do processo de seca-aeração.** Viçosa: Universidade Federal de Viçosa, 1982. 54p. (Dissertação de Mestrado)
- PERIM, M.M. **Análise da influência da recirculação do ar no desempenho de uma bomba de calor aplicada à secagem de cebola.** Campinas: Universidade Estadual de Campinas, 1994. 118p. (Dissertação de Mestrado)
- POPINIGIS, F. **Fisiologia da semente.** Brasília: AGIPLAN, 1977. 289p.
- POPINIGIS, F. Produção de sementes básicas. In: ZIMMERMANN, M.J. de O.; ROCHA, M.; YAMADA, T. **Cultura do feijoeiro: fatores que afetam a produtividade.** Piracicaba: POTAFOS, 1988. p.63-75.
- QUEIROZ, D.M. de.; DALPASQUALE, V.A.; PINHEIRO FILHO, J.B.; HARA, T. Simulação de secagem de milho em secadores de fluxos concorrentes de um estádio. **Revista Brasileira de Armazenamento, Viçosa, v.13 e 14, n.1 e 2, p.7-10, jun./dez. 1988/1989.**
- RANGEL, M.A.S.; ZIMMER, G.J.; VILLELA, F.A. Secagem estacionária de sementes de arroz. **Pesquisa Agropecuária Brasileira, Brasília, v.32, n.10, p.1081-1090. out. 1997.**

- ROSSI, S.J.; ROA, G. **Secagem e armazenamento de produtos agropecuários com uso de energia solar e ar natural.** São Paulo: Publicação ACIESP n.º 22, 1980. 295p.
- ROSSI, S.J. **Ar natural e bomba de calor na secagem e armazenamento de sementes de soja.** Campinas: Universidade Estadual de Campinas, 1980. 178p. (Dissertação de Mestrado)
- ROSSI, S.J. **Desenvolvimento e avaliação de uma bomba de calor usada no condicionamento de ar para secagem de alimentos.** Campinas: Universidade Estadual de Campinas, 1993. 214p. (Tese de Doutorado)
- SATHLER, M. das G.B. **Secagem de feijão (*Phaseolus vulgaris* L.), em camadas finas, a baixas temperaturas e seus efeitos na germinação das sementes.** Viçosa: Universidade Federal de Viçosa, 1979. 39p. (Dissertação de Mestrado)
- SILVA, F.A. da. **Simulação de secagem de milho (*zea mays*, L.) em espiga para sementes.** Viçosa: Universidade Federal de Viçosa, 1985. 53p. (Dissertação de Mestrado)
- SILVA, J. de S. **Pré-processamento de produtos agrícolas.** Juiz de Fora: Instituto Maria, 1995. 500p.
- SINÍCIO, R. **Simulação de secagem de milho em camadas espessas a baixas temperaturas.** Viçosa: Universidade Federal de Viçosa, 1983. 64p. (Dissertação de Mestrado)
- SINÍCIO, R.; PINHEIRO FILHO, J.B.; FORTES, M.; DALPASQUALE, V.A. **Comparação de modelos matemáticos para simulação de secagem de milho a baixas temperaturas.** *Revista Brasileira de Armazenamento*, Viçosa, v.11 e 12, n.1 e 2, p.36-42, 1986/1987.

- STOECKER, W.F.; JONES, J.W. **Refrigeração e ar condicionado**. Tradutores: José M. Saiz Jabardo; Euryale Zerbine; Sílvio de Oliveira Júnior; Saburo Ikeda. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985. 481p.
- STULGYS, J.P. Bomba térmica, uma contribuição à conservação de energia. **Revista Abrava**, São Paulo, n.44-45-46-47, maio/agosto, 1980.
- TAKEUCHI, R.; SUN, J.; DOI, M.; YAMAMOTO, H.; HORIO, H.; KOJIMA, H.; TOYODA, K. A study on application of heat pump to drying (1). **Journal of the Society of Agricultural Structures**, Japan. p.17-23. 1991.
- TEIXEIRA, S.M.; ROCHA, L.S. de A. Análise sócio-econômica da produção. In: ZIMMERMANN, M.J. de O.; ROCHA, M.; YAMADA, T. **Cultura do feijoeiro: fatores que afetam a produtividade**. Piracicaba: POTAFOS, 1988. p.37-56.
- THOMPSON, T.L.; PEART, R.M.; FOSTER, G.H. Mathematical simulation of corn drying – A new model. **Transaction of the ASAE**, St. Joseph, v.11, n.4, p.582-586, 1968.
- VAN WYLEN, G.J.; SONNTAG, R.E. **Fundamentos da termodinâmica clássica**. Tradutores: Guido Picciotti; José Maria Saiz Jabardo; Mauro Amorelli; Milton Egea; Moyses Szajnbok; Otávio de Matos Silves; Renato Neder Galesi; Virgílio Rodrigues Lopes de Oliveira. São Paulo: Edgard Blücher, 1976. 565p.
- VIEIRA, C. **O feijoeiro-comum; cultura, doenças e melhoramento**. Viçosa: Universidade Rural do Estado de Minas Gerais, 1967. 220p.
- VIEIRA, C. Perspectiva da cultura do feijão e de outras leguminosas de grão no país e no mundo. In: ZIMMERMANN, M.J. de O.; ROCHA, M.; YAMADA, T. **Cultura do feijoeiro: fatores que afetam a produtividade**. Piracicaba: POTAFOS, 1988. p.3-19.

VIEIRA, J.L.T.M. Produção e comercialização no Brasil. In: ZIMMERMANN, M.J. de O.; ROCHA, M.; YAMADA, T. **Cultura do feijoeiro: fatores que afetam a produtividade.** Piracicaba: POTAFOS, 1988. p.21-35.

VILHORDO, B.W., MIKUSINSKI, O.M.F., BURIN, M.E. Morfologia. In: ARAÚJO, R.S.; RAVA, C.A.; STONE, L. F.; ZIMMERMANN, M.J. de O. **Cultura do Feijoeiro Comum no Brasil.** Piracicaba: POTAFOS, 1996. p.71-97.

YOKOYAMA, L.P.; BANNO, K.; KLUTHCOUSKI, J. Aspectos socioeconômicos da cultura. In: ARAÚJO, R.S.; RAVA, C.A.; STONE, L.F.; ZIMMERMANN, M.J. de O. **Cultura do feijoeiro comum no Brasil.** Piracicaba: POTAFOS, 1996. p.1-21.

ZIMMERMANN, M.J. de O.; TEIXEIRA, M.G. Origem e evolução. In: ARAÚJO, R. S.; RAVA, C.A.; STONE, L.F.; ZIMMERMANN, M.J. de O. **Cultura do feijoeiro comum no Brasil.** Piracicaba: POTAFOS, 1996. p.57-68.

ANEXO 1. Valores experimentais e simulados da secagem de sementes de feijão

| T (h) | 1ª Camada | | U % b.s. Simulado | 2ª Camada | | U% b.s. Simulado | 3ª Camada | | U% b.s. Simulado |
|----------|-------------------|------|----------------------|-------------------|------|---------------------|-------------------|------|---------------------|
| | Experimento 1º | 2º | | Experimento 1º | 2º | | Experimento 1º | 2º | |
| 0 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | ---- | ---- | 25 |
| 1 | 21,06 | 20,9 | 21,78 | 23,9 | 24,1 | 25,04 | ---- | ---- | 25,13 |
| 2 | 19,68 | 19,3 | 18,44 | 21,2 | 21,3 | 25,08 | ---- | ---- | 25,11 |
| 3 | 18,34 | 17,9 | 16,38 | 19,76 | 19,7 | 23,91 | ---- | ---- | 25,20 |
| 4 | 17,64 | 16,8 | 15,12 | 18,34 | 18,3 | 21,71 | ---- | ---- | 25,02 |
| 5 | 16,96 | 16,3 | 14,28 | 17,03 | 17,2 | 19,07 | ---- | ---- | 25,01 |
| 6 | 16,21 | 15,7 | 13,68 | 16,28 | 16,3 | 17,38 | ---- | ---- | 23,78 |
| 7 | 15,47 | 15,2 | 13,25 | 15,66 | 15,6 | 16,14 | ---- | ---- | 22,31 |
| 8 | 14,8 | 14,7 | 12,92 | 14,97 | 14,9 | 15,22 | ---- | ---- | 20,42 |
| 9 | 14,15 | 14,2 | 12,67 | 14,28 | 14,4 | 14,52 | ---- | ---- | 18,52 |
| 10 | ---- | ---- | 12,47 | ---- | ---- | 13,98 | ---- | ---- | 17,16 |
| 11 | ---- | ---- | 12,31 | ---- | ---- | 13,56 | ---- | ---- | 16,12 |

ANEXO 2. Valores experimentais da secagem das vagens de feijão

| T (h) | 1ª Secagem | | 2ª Secagem | | 3ª Secagem | |
|-------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|
| | 1ª amostra | 2ª amostra | 1ª amostra | 2ª amostra | 1ª amostra | 2ª amostra |
| 0 | 69,0 | 69,0 | 65,0 | 65,0 | 60,0 | 60,0 |
| 0.5 | 64,5 | 66,8 | 62,5 | 63,8 | 58,3 | 59,0 |
| 1.0 | 62,8 | 65,6 | 60,3 | 61,5 | 56,7 | 57,3 |
| 1.5 | 60,7 | 64,2 | 58,7 | 60,1 | 55,2 | 56,2 |
| 2.0 | 59,5 | 63,3 | 56,9 | 58,7 | 54,4 | 55,1 |
| 2.5 | 57,3 | 61,9 | 54,6 | 56,9 | 53,2 | 54,0 |
| 3.0 | 55,4 | 60,6 | 53,7 | 56,2 | 52,1 | 53,2 |
| 3.5 | 54,8 | 59,5 | 52,2 | 55,3 | 50,6 | 52,4 |

ANEXO 3. Condições de secagem das sementes de feijão durante o primeiro experimento

| T (h) | 1ª camada | | | 2ª camada | | | Higr. 1 (%) | Higr. 2 (%) | Tamb. (°C) |
|----------|--------------|--------------|-------------|--------------|--------------|-------------|----------------|----------------|---------------|
| | Peso (kg) | Tarsec °C | (%) b.u. | Peso (kg) | Tarsec °C | (%) b.u. | | | |
| 0 | 18,0 | ----- | 20 | 18,0 | ----- | 20 | 85 | 85 | 21 |
| 1 | 17,4 | 30,0 | 17,4 | 17,8 | 24,5 | 19,3 | 46 | 57 | 21 |
| 2 | 17,2 | 30,2 | 16,45 | 17,6 | 26,0 | 17,5 | 34 | 53 | 22 |
| 3 | 17,0 | 30,6 | 15,5 | 17,4 | 26,5 | 16,5 | 30 | 50 | 23 |
| 4 | 16,9 | 31,0 | 15,0 | 17,2 | 27,0 | 15,5 | 30 | 44 | 23,5 |
| 5 | 16,8 | 31,2 | 14,5 | 17,0 | 28,0 | 14,55 | 30 | 36 | 24 |
| 6 | 16,7 | 31,5 | 13,95 | 16,9 | 28,8 | 14,0 | 29 | 36 | 24 |
| 7 | 16,6 | 31,6 | 13,4 | 16,8 | 29,4 | 13,54 | 29 | 35 | 25 |
| 8 | 16,5 | 32,0 | 12,9 | 16,7 | 29,5 | 13,02 | 28 | 34 | 25 |
| 9 | 16,4 | 32,0 | 12,4 | 16,6 | 29,6 | 12,50 | 28 | 33 | 25,5 |