

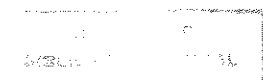
UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA QUÍMICA
ÁREA DE CONCENTRAÇÃO DE ENGENHARIA DE PROCESSOS

ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DA RECIRCULAÇÃO DO AR
NO DESEMPENHO DE UMA BOMBA DE CALOR
APLICADA À SECAGEM

AUTOR : MARCELO MARCUS PERIM
ORIENTADOR : THEO GUENTER KIECKBUSCH

TESE APRESENTADA A FACULDADE DE ENGENHARIA QUÍMICA COMO
PARTE DOS REQUISITOS EXIGIDOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
MESTRE EM ENGENHARIA QUÍMICA

DEZEMBRO/1994
CAMPINAS - SP



17/000 9



UNICAMP
P418A
24/04
433/95
R. 11, 00
08/06/95

CM-00070697-1

FICHA CATALOGRAFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA CENTRAL - UNICAMP

Perim, Marcelo Marcus

P418a Analise de influencia da recirculacao do ar no desempenho
de uma bomba de calor aplicada a secagem / Marcelo Perim. --
Campinas, SP : [s.n.], 1994.

Orientador: Theo Guenter Kieckbusch.

Dissertacao (mestrado) - Universidade Estadual de Campinas,
Faculdade de Engenharia Quimica.

1. Secagem. 2.* Recirculacao. 3.* Bomba de calor.
4. Desempenho. I. Kieckbusch, Theo Guenter. II. Universidade
Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Quimica.
III. Titulo.

Este exemplar corresponde à redação final da Tese de Mestrado defendida por Marcelo Marcus Perim, e aprovada pela Comissão Julgadora em 20 de dezembro de 1994.

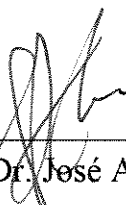


Prof. Dr. Theo Guenter Kieckbusch

Tese defendida e aprovada em 20 de dezembro de 1994 pela banca examinadora constituída pelos professores.



Prof. Dr. Theo Guenter Kieckbusch
(FEQ/UNICAMP)



Prof. Dr. José Antonio Dermengi Rios
(FEA/UNICAMP)



Prof. Dr. Alberto Luis de Andrade
(FEQ/UNICAMP)

Agradecimentos

Ao Prof. Dr. Theo G. Kieckbusch pela orientação e amizade.

Ao Prof. Lincoln C. Neves por colocar a disposição seus conhecimentos e os recursos do laboratório de Refrigeração da Faculdade de Engenharia de Alimentos.

Ao Departamento de Engenharia da Faculdade de Engenharia de Alimentos, por ceder as instalações e o pessoal de apoio necessário.

Aos amigos e colegas pela colaboração na elaboração desta tese, pela camaradagem e pela amizade.

A minha família em geral pela confiança durante a realização deste trabalho.

Ao colega e amigo Daiton de F. Rezende pelo companheirismo.

Aos Funcionários da Faculdade de Engenharia de Alimentos pela prestância.

A turma de futebol de salão, pelas horas de lazer.

Ao Governo do Brasil, através da CAPES, pelo suporte financeiro.

Aos meus pais

dedico.

Então um lavrador disse: "Fala-nos do trabalho"

Ele respondeu, dizendo:

" Disseram-vos que a vida é escuridão; e no vosso cansaço, repetis o que os cansados vos disseram.

E eu vos digo que a vida é realmente escuridão, exceto quando há um impulso.

E todo impulso é cego, exceto quando há saber.

E todo saber é vazio, exceto quando há trabalho.

E todo trabalho é vazio, exceto quando há amor.

E quando trabalhas com amor, vós vos unis a vós próprios, e uns aos outros, e a Deus"

Do Livro "O Profeta" de
Gibran Khalil Gibran

RESUMO

Um secador de bandejas que emprega uma bomba de calor para condicionar o ar de secagem, foi adaptado de duas formas diferentes: a primeira reaproveitando controladamente o ar exausto do secador no próprio circuito, e a segunda, desviando diretamente para o secador parte do ar frio e seco que deixa o evaporador, sem passar pelo condensador.

A relação desempenho/recirculação, foi avaliada com ensaios que abordaram os seguintes aspectos:

- simulação experimental do processo de desidratação, vaporizando água a uma vazão constante, na câmara de secagem.
- verificação da influência da vazão de ar no comportamento do sistema;
- secagens de um produto alimentício (fatias de cebola).

Uma análise dos resultados experimentais, revelou limites de aplicabilidade da taxa de recirculação. O fator limitante é a interdependência que existe entre as condições do ar que deixa o evaporador e que entra no condensador.

A recirculação não traz vantagens com temperaturas do ar à entrada do evaporador superiores a 30°C, pois o desempenho do sistema decresce com o aumento da quantidade de ar recirculada.

Maior flexibilidade de operação foi obtida com o uso do desvio, que exigiu um fluxo adicional de ar ambiente pelo condensador. Conseguiu-se alcançar temperaturas baixas na câmara de secagem, e seu emprego, em conjunto com a recirculação, resultou em uma diminuição do consumo de energia do compressor.

Abstract

A cabinet dryer that uses a heat pump for inlet air conditioning was adapted by two different ways: primarily, by reusing part of the exhausted drying air into the same system and, secondly, injecting part of the cold and dry air that leaves the evaporator directly into the drying cabinet, shortcutting the condenser.

The performance-recirculation rate relationship was evaluated through a series of tests that considered the following aspects:

- experimental simulation of the dehydration process, by vaporizing a constant rate water spray into the drying chamber.
- assesment of the influence of the air flowrate on the system behaviour.
- drying of a food product (onion slices)

The analysis of the experimental results limited the range of recirculation rate, due to the interdependence between the air leaving the evaporator and the air entering the condenser.

The recirculation was shown disadvantageous if the air entering the evaporator has a temperature above 30°C since the system performance decreases with an increase in recycled air flowrate.

A higher operation flexibility was obtained when part of the cooled air shortcutted the condenser. An additional ambient air flow through the condenser was required, but dry air at low temperatures was available at the drying chamber, and energy consumption by the compressor was reduced.

Conteúdo

| | | |
|----------|---|-----------|
| 1 | Introdução | 1 |
| 2 | Revisão Bibliográfica | 5 |
| 2.1 | Fundamentos Teóricos | 5 |
| 2.1.1 | A 1ª Lei da Termodinâmica | 5 |
| 2.1.2 | A 2ª Lei da Termodinâmica | 6 |
| 2.1.3 | Ciclos Termodinâmicos | 8 |
| 2.1.4 | Ciclo Real de Compressão de Vapor | 10 |
| 2.1.5 | Avaliação do Desempenho de uma Bomba de Calor | 11 |
| 2.2 | Bomba de Calor | 13 |
| 2.2.1 | Distinção entre os Principais Sistemas | 13 |
| 2.2.2 | Fluxos de Energia em um Secador | 14 |
| 2.2.3 | Recuperação de Energia em Secadores | 15 |
| 2.2.4 | Aplicações Práticas de Bombas de Calor | 17 |
| 2.2.5 | Secagens em Temperaturas Baixas | 21 |
| 2.3 | Secagem | 23 |
| 2.3.1 | Aspectos Básicos de Secagem | 23 |
| 3 | Metodologia | 26 |
| 3.1 | Testes Preliminares | 26 |
| 3.3.1 | Ensaio Experimental | 26 |
| 3.3.2 | Análise Qualitativa da Dinâmica do Sistema | 29 |
| 3.2 | Adaptações na Bomba de Calor | 31 |
| 3.3 | Calibração dos Elementos de Medição | 36 |
| 3.3.1 | Termopares | 38 |
| 3.3.2 | Vazões do Ar | 40 |
| 3.2.2.1 | Placas de Orifício | 40 |
| 3.2.2.2 | Circuito Principal | 42 |

| | |
|--|-----------|
| 3.2.2.3 Entradas do Ar Ambiente | 43 |
| 3.4 Procedimentos Experimentais | 45 |
| 3.4.1 Estudo da Recirculação | 45 |
| 3.4.2 Obtenção de Outras Condições do Ar na Câmara de Secagem (Uso do desvio) | 47 |
| 3.5 Tratamento dos Dados Experimentais | 49 |
| 3.5.1 Cálculo das Propriedades do Ar | 49 |
| 3.5.2 Cálculo das Propriedades do R22 | 51 |
| 3.5.3 Cálculo do Coeficiente de Desempenho Efetivo | 54 |
| 3.5.4 Cálculo do Coeficiente de Desempenho Total de Aquecimento e Eficiência Mecânica | 55 |
| 4 Resultados e Discussão | 56 |
| 4.1 Avaliação da Recirculação de Ar na Secagem com Bomba de Calor | 56 |
| 4.1.1 Ensaios com Umidificação Controlada ("spray" de água) | 56 |
| 4.1.2 Avaliação da Influência da Vazão de Ar | 67 |
| 4.1.3 Ensaios de Secagem de Produto Alimentício (fatias de cebola) | 71 |
| 4.1.4 Adequação do Projeto Bomba de Calor | 77 |
| 4.1.4.1 Condições de Operação | 77 |
| 4.1.4.2 Análise dos Resultados | 78 |
| 4.1.5 Determinação das Condições ótimas de Recirculação | 80 |
| 4.2 Obtenção de Outras Condições do Ar na Câmara de Secagem (uso do desvio) | 84 |
| 5 Conclusões | 89 |
| 6 Referências Bibliográficas | 91 |
| Apêndices | 96 |
| Apêndice A valores das constantes utilizadas nas equações | 97 |
| Apêndice B listagem e fluxograma do programa "SHARP" | 99 |
| Apêndice C arquivos de entrada e saída, propriedades do R22 e diagramas | 109 |

Nomenclatura

| | | |
|----------|---------------------------|-------|
| A | corrente | A |
| COP | coeficiente de desempenho | - |
| E | energia elétrica | kJ |
| h | entalpia específica | kJ/kg |
| P | pressão | Pa |
| Q | calor | kJ |
| R | razão de recirculação | - |
| T | temperatura | °C |
| U.A. | umidade absoluta | - |
| U.C. | umidade característica | % |
| U.R. | umidade relativa | % |
| w | vazão mássica | kg/h |
| W | trabalho | kJ |
| Δ | diferença absoluta | - |
| ϕ | diâmetro | mm |
| η | eficiência | - |

Subscritos

| | |
|-----|-----------------|
| ar | ar |
| atm | atmosfera |
| BU | bulbo úmido |
| C | aquecimento |
| CD | condensador |
| Cn | ciclo de Carnot |
| CP | compressor |
| ef | efetivo |
| EV | evaporador |

| | |
|-----|---------------------------------|
| r | interior do tubo |
| m | mecânica |
| O | fonte de calor |
| orv | orvalho |
| PO | placa de orifício |
| r | reservatório de calor |
| rev | reversível |
| R | refrigeração |
| RES | resistência elétrica |
| R22 | refrigerante clorodifluormetano |
| SEC | secagem |
| t | total |
| v | vapor |
| vs | vapor saturado |

Siglas citadas no texto

| | |
|-----|---|
| CD | condensador |
| CP | compressor |
| CS | câmara de secagem |
| CPC | válvula reguladora de pressão de sucção do refrigerante |
| CPP | válvula reguladora de pressão de evaporação do refrigerante |
| EV | evaporador |
| FS | filtro secador |
| GL | garrafa de líquido |
| MN | manômetro |
| PL | pulverizador |
| PO | placa de orifício |
| RE | resistências elétricas |
| RT | rotâmetro |
| SE | secador |

| | |
|-----|-------------------------------|
| SL | separador de líquido |
| SO | separador de óleo |
| T | termopar |
| TC | trocador de calor |
| VE | válvula de expansão |
| VG | válvula globo |
| VL | visor de líquido |
| VS | válvula solenóide |
| VT | ventilador |
| VRP | válvula reguladora de pressão |

Capítulo 1

Introdução

A secagem é uma operação unitária de fundamental importância na indústria de processos e que está presente em todos os setores do processamento de sólidos. Na maioria das indústrias, a secagem é considerada como uma etapa final de processo, mas não raramente tal operação é vista ser aplicada em matérias primas ou produtos intermediários. Na indústria de alimentos a secagem é responsável em média por 12% da energia total gasta anualmente no beneficiamento de seus produtos [STRUMILLO, 1989]. No Brasil, as indústrias de alimentos utilizam na etapa de secagem, fontes de energia convencionais, tais como óleo combustível, GLP, lenha, eletricidade, etc...[ROSSI, 1993].

A indústria de alimentos após ter sofrido com as duas primeiras crises do petróleo, e temerosa de futura escassez de energia, iniciou estudos objetivando viabilizar sistemas de secagem que não dependam dos combustíveis fósseis. A solução veio com a adoção de processos que utilizam temperaturas de secagem medianas, aproveitando o potencial de secagem do ar ambiente, elevando-se sua temperatura em cerca de 10 a 20° C. antes de entrar no secador. Estes processos são compatíveis com várias fontes de calor, entre elas, a resistiva, a energia solar e a bomba de calor [HOGAN et alii, 1979].

A energia solar em sistemas de secagem, a baixas temperaturas, possui grande potencial, porém tem condições de trabalho limitadas [ROSSI & ROA, citados por ROSSI, 1993]. A utilização de resistências elétricas para aquecer o ar demonstrou ser uma excelente opção, possui confiabilidade, é de fácil controle,

e pode ter resultados mais favoráveis, com relação a qualidade do produto [PERSON et alli, citado por ROSSI, 1993]. No entanto, caso um grande número de médias e grandes unidades industriais vierem a adotar este sistema, poderá haver problemas na distribuição de eletricidade na região [HOGAN et alli, 1979].

A bomba de calor não apresenta o problema de intermitência observado em sistemas que fazem uso da energia solar, possui as mesmas qualidades das fontes resistivas e baseada na 2ª lei da termodinâmica, é uma conversão mais eficiente [HOGAN, 1979]. Além de utilizar energia elétrica, que no caso brasileiro tem um enorme potencial a ser explorado, a bomba de calor pode utilizar outras fontes de energia.

O termo bomba de calor normalmente é empregado para designar sistemas de ar condicionado, utilizados para aquecer ou resfriar espaços de acordo com as condições externas do ambiente. No sentido técnico, bomba de calor é um nome genérico para todos os ciclos inversos [FAIRES, 1967].

Existem vários tipos de sistemas de bombas de calor conforme o princípio de operação. Os mais amplamente utilizados são os de compressão mecânica de vapor do ciclo de Rankine, seguido dos de absorção [ZYLLA & STRUMILLO, 1987].

A bomba de calor é uma simples máquina termodinâmica que consiste em um compressor, um condensador, uma válvula de expansão e um evaporador. Quando usada com a finalidade de aquecimento, o calor absorvido do ambiente ou de outra fonte qualquer, via evaporador, somada ao equivalente térmico da energia mecânica (trabalho de compressão) requerido para realizar o transporte do fluido entre os diferentes níveis de pressão, é rejeitado para o espaço o qual se quer aquecer. Quando aproveitado com a única finalidade de resfriar um certo espaço recebe o nome de refrigerador, e nesse caso rejeita o calor para o ambiente. Geralmente os fluidos utilizados pelas bombas de calor são os refrigerantes clorofluorcarbonos (CFCs) e amônia [HODGETT, 1982; ZYLLA & STRUMILLO, 1987].

A eficiência da bomba de calor é avaliada por um parâmetro denominado coeficiente de desempenho (COP) e é definido como a razão entre o calor suprido para um certo espaço e a energia relativa ao trabalho de compressão. Em outras palavras, o COP relaciona a capacidade da máquina em converter a energia elétrica requerida pelo compressor, em energia térmica utilizada para aquecimento. Os valores do COP são maiores que 1, se situam em torno de 3, mas podendo alcançar valores da ordem de 8 a 10. Junto com o COP, varios outros critérios são

utilizados para avaliar a bomba de calor em secagem. O critério mais empregado, é o consumo específico de energia do compressor, ou seja, é o consumo de energia elétrica do compressor por unidade de água evaporada. Na prática tais valores ficam em torno de 0,40 a 0,60 kWh/kg [HODGETT, 1976; MOSER & SCHNITZER, 1985].

Nicholas Carnot, em 1824, foi o primeiro a propor os princípios básicos da bomba de calor. Essas idéias não evoluíram até as proximidades de 1850, quando Lord Kelvin sugeriu que o equipamento de refrigeração poderia ser usado com a proposta de aquecimento. Mas foi em 1877, que se registrou o primeiro experimento com bomba de calor, o qual utilizava ácido sulfúrico e água para a produção de gelo [MOSER & SCHNITZER, 1985].

Nos cem anos seguintes, apesar dos atrativos desse princípio, a bomba de calor não recebeu a atenção que merecia, sendo sempre ofuscada por sistemas de aquecimento convencionais. Estes, embora consumissem mais energia, eram menos dispendiosos para serem postos em funcionamento e mais confiáveis. Nas proximidades de 1970, conscientizou-se que a energia primária, na forma de gás, óleo e carvão, não estaria mais disponível com preços considerados baratos. Tal panorama, foi confirmado e fortalecido, com as crises de petróleo que se seguiram [PARISE, 1986].

A primeira crise do petróleo ocorreu em 1973, e a segunda em 1979, sendo que esta última alcançou seu ponto crítico em 1982. Tais acontecimentos promoveram grandes mudanças nas perspectivas do uso de energia e no projetos de secadores em plantas agrícolas e de alimentos [MOSER & SCHNITZER, 1985]. Se a década de 70 foi a das crises de energia, a de 80 pode ser considerada a década do gerenciamento da energia [SMITH & FAZZOLARE, 1982]. Mas foi em 1990, com a terceira crise do petróleo, ocasionada pela guerra no Golfo Pérsico, somada a crescente preocupação com a preservação do meio ambiente, que se consolidou a idéia de diminuir a dependência com relação ao petróleo, buscando entre outras soluções, fontes alternativas de energia.

Embora a importância da bomba de calor estivesse consolidada nos laboratórios de pesquisa e desenvolvimento, fatos que antecederam a esse período, contribuíram negativamente para sua implantação. As indústrias não tinham instrumentação adequada, necessária para quantificar o consumo de energia e o desempenho dos secadores, o que manteve o desinteresse em se melhorar a eficiência de secagem dos sistemas existentes [HODGETT, 1976].

A busca desenfreada de fontes alternativas de energia, após a 2ª crise do petróleo, promoveu a comercialização de um produto de baixo desempenho prático e econômico, prejudicando bastante a imagem desse equipamento por parte dos consumidores [GLUKMAN, 1987].

As tendências atuais, revelam para as bombas de calor um caminho amplo e promissor. O desenvolvimento de novos refrigerantes, o aperfeiçoamento das bombas de calor que estão em uso com o objetivo de melhorar a sua eficiência, a substituição das já existentes por projetos avançados e adequados a cada uso, e a conscientização de que a bomba de calor é um componente de grande importância nos projetos de integração de energia em plantas industriais, são elementos que comprovam a opção atual por este sistema nas indústrias em geral [ROSSITER et alli, 1988].

Em 1992, ROSSI [1992] desenvolveu um sistema composto por um secador de bandejas e uma bomba de calor, esta última utilizada para condicionar o ar de secagem. Com a finalidade de avaliar o desempenho termodinâmico da bomba de calor, ROSSI [1992], efetuou ensaios de secagem com cebolas, controlando as condições de entrada do ar. Em certas condições de operação, foram obtidas economias da ordem de 40%, quando comparadas a sistemas que utilizam resistências elétricas para aquecer o ar até produzir o mesmo potencial de secagem.

Acompanhando o fluxo de tendências atualmente verificadas, quanto ao uso mais racional da energia, resolveu-se estudar o esquema desenvolvido por ROSSI [1992], no tocante a possibilidade do reaproveitamento do ar exausto do secador no próprio sistema de secagem. Tal estudo baseia-se na verificação do comportamento do sistema, ante um grande número de condições de trabalho, proporcionadas pelas diferentes quantidades recirculadas do ar exausto.

Com o objetivo de aumentar a flexibilidade do uso do sistema de secagem, através da obtenção de diferentes condições do ar na câmara de secagem, optou-se também por investigar uma outra configuração do sistema, considerando a utilização da recirculação.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

2.1 Fundamentos Teóricos

A fim de avaliar e comparar o desempenho de bombas de calor, é necessário fazer uso de relações teóricas específicas. A termodinâmica constitui a ferramenta para tal estudo, e os ciclos termodinâmicos seu principal tópico.

2.1.1 A 1ª Lei da Termodinâmica

A energia é definida como a capacidade de se produzir um certo efeito e pode ser agrupada em formas transientes ou em formas armazenadas [ASHRAE HANDBOOK, 1989].

A termodinâmica trata das transformações de energia, e as leis da termodinâmica, dos limites dentro dos quais se observam tais processos. A 1ª lei, também chamada lei da conservação de energia, diz que embora a energia assuma diversas formas, a quantidade total é constante e quando a energia desaparece em uma forma, ela reaparece no mesmo instante sob outras formas [SMITH & VAN NESS, 1980].

Baseado na 1ª lei pode-se aplicar um balanço de energia em um sistema aberto ou fechado, na ausência de reações químicas e nucleares, e que tem a seguinte forma :

Energia que Entra - Energia que Sai = Acúmulo de Energia no
Sistema

Considerando que o sistema é fechado, e se encontra em regime permanente, a forma analítica do balanço de energia passa a ser :

$$Q - W = [m (u_1 - u_2)] \quad (2.1)$$

onde :

- Q : calor trocado entre o sistema e as vizinhanças,
- W : trabalho trocado entre o sistema e as vizinhanças,
- u_i : energia interna do sistema em um certo estado "i",
- m : massa do material contida no sistema.

A análise convencional de energia, baseada na 1ª Lei, avalia principalmente sua quantidade sem fornecer no entanto, informações a respeito da direção das transformações, como também da quantidade da energia disponível para se realizar trabalho.

2.1.2 A 2ª Lei da Termodinâmica

DINÇER [1985], em seus estudos sobre a avaliação de energia útil, em diferentes processos, escreveu : "...todos os joules são iguais, porém alguns são mais valiosos que outros...". Esse comentário faz referência as diferenças existentes entre as várias formas de energia, principalmente entre calor e trabalho. No balanço de energia essas duas formas aparecem como simples parcelas aditivas, indicando que uma unidade de calor (joule, por exemplo) é equivalente a outra de trabalho. Embora isto pareça correto, a experiência mostra que existe uma diferença na qualidade das duas.

Quando da transformação de trabalho em calor, é comum ocorrer em eficiências próximas a 100%. No entanto, o inverso da transferência é limitada a valores baixos, sendo que 40% é o máximo teórico [SMITH & VAN NESS, 1980]. Esse fato sugere que o calor é uma forma mais degradada de energia, enquanto o trabalho é uma energia de melhor qualidade.

Observa-se que o calor flui espontaneamente de um nível de temperatura elevado para outro mais baixo, mas não em direção contrária. Isto induz a conclusão de que o calor possui uma qualidade característica e que esta depende da temperatura. Essa relação fica clara quando anotamos a eficiência da conversão de calor em trabalho, que aumenta quando a temperatura da fonte é elevada.

A 2ª lei da termodinâmica diz que, num processo cíclico, é impossível converter totalmente em trabalho o calor absorvido de uma fonte qualquer (enunciado de Kelvin). Em outras palavras, quando se transfere energia por um certo mecanismo, apenas parte desta é convertida em alguma forma de energia útil. Esta fração da energia é dita "energia disponível". Em termodinâmica a energia disponível é o limite de energia que pode ser utilizado para realizar trabalho. A segunda lei limita esta transformação, permitindo a avaliação do desempenho desta energia, além da direção em que podemos melhorá-la [ASHRAE HANDBOOK, 1989].

A segunda lei pode ser escrita da seguinte forma, em termos de entropia:

$$dS_{sist} = \left(\frac{\Delta Q}{T} \right)_{rev} + \Delta m_t S_t + \Delta m_e S_e + dSm \quad (2.2)$$

onde :

dS_{sist} : variação total de entropia do sistema em um tempo "dt", durante o processo,

$\Delta m_t S_t$: 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,

$(\Delta Q/T)$: mudança de entropia causada pela transferência reversível de calor entre o sistema e as vizinhanças,

dSm : entropia criada devido as irreversibilidades.

A análise de um processo ou ciclo à luz do segundo princípio, consiste na determinação direta ou indireta da produção de entropia devido as irreversibilidades. Isto porque, para qualquer aumento de entropia, há um correspondente aumento de energia em forma não utilizável [FAIRES, 1967].

2.1.3 Ciclos Termodinâmicos

O termo "ciclo termodinâmico" é usado para caracterizar as várias transformações sofridas por um certo sistema (processo), sendo que no final dessas transformações, este retorna ao seu estado original.

Podemos dividir os ciclos termodinâmicos de compressão de vapor em duas classes :

- ciclos de potência
- ciclos inversos ao de potência : aquecimento e refrigeração

Os ciclos inversos quando utilizados para aquecimento, ou ambos, aquecimento e refrigeração, são denominados "bombas de calor"; quando utilizados apenas para refrigeração são denominados "refrigeradores" [FAIRES, 1967].

A diferença fundamental entre os dois ciclos diz respeito a direção na qual se realiza trabalho. No ciclo de potência, o sistema realiza trabalho sobre as vizinhanças, a partir do calor absorvido de uma fonte que está a uma temperatura superior a das vizinhanças (reservatório no qual o calor é rejeitado), e pela 2ª lei a eficiência de conversão de calor em trabalho, aumenta com a ampliação da diferença de temperatura entre a fonte e o reservatório. É considerado um exemplo de ciclo de potência uma turbina movida à vapor superaquecido, gerado em uma caldeira. Já os ciclos inversos, como o próprio nome sugere, tem por objetivo a transferência de calor de uma fonte para um reservatório que se encontra a uma temperatura superior a primeira. Nesse caso as vizinhanças realizam trabalho sobre o sistema. Ao contrário do ciclo de potência, a eficiência do ciclo inverso aumenta com a diminuição da diferença de temperatura entre os níveis no qual existe transferência de calor. O refrigerador doméstico é considerado um exemplo de ciclo inverso.

Os ciclos termodinâmicos são normalmente representados em gráficos de temperatura versus entropia e/ou pressão versus entalpia. Um dos ciclos mais conhecidos é o ciclo de Rankine, que compreende quatro etapas pelo qual o fluido de trabalho atravessa : compressão, condensação, expansão e evaporação. No ciclo de Carnot todas essas etapas são conduzidas reversivelmente, o que confere a este ciclo a qualidade de ser o mais eficiente dentre todos, e servindo portanto, como base comparativa para a eficiência de outros ciclos [FAIRES, 1967; SMITH & VAN

NESS, 1980].

As Figuras 2.1 e 2.2 mostram respectivamente o ciclo de potência e o ciclo inverso, ambos ideais, representados em diagramas temperatura versus entropia. Através desses diagramas pode-se visualizar as diferenças entre os dois ciclos.

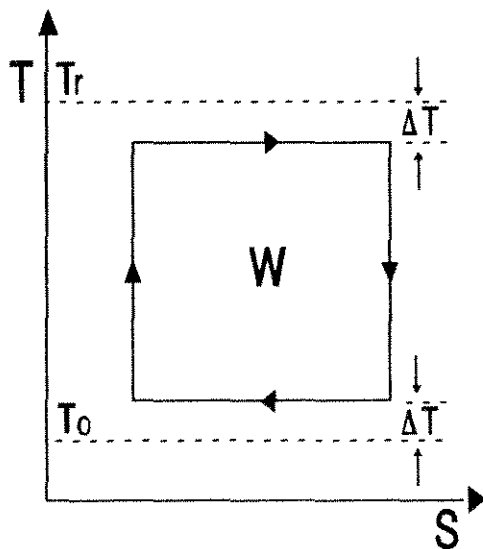


Figura 2.1: *Ciclo de potência.*

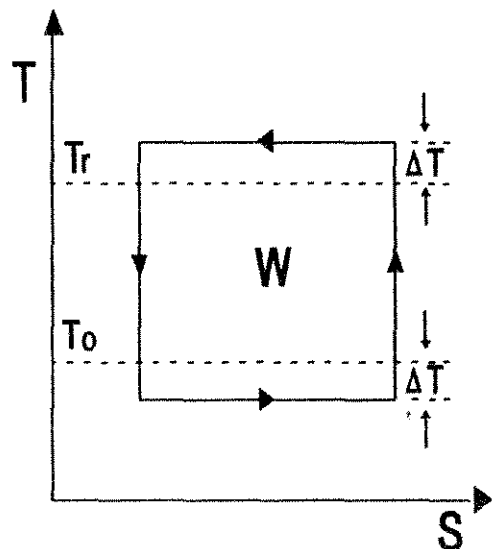


Figura 2.2: *Ciclo Inverso.*

A temperatura T_0 é definida como a temperatura no qual se encontra um reservatório qualquer de calor da natureza, e de onde retira-se ou rejeita-se calor afim de aquecer ou resfriar um certo recinto mantido a temperatura T_r . Dessa forma a Figura 2.2 passa a ser um ciclo de refrigeração, quando invertemos de posição as temperaturas T_0 e T_r .

A Figura 2.2 em conjunto com a representação "física" desse ciclo (Figura 2.3), fornece uma compreensão mais completa do sistema de bomba de calor.

No evaporador o fluido de trabalho é evaporado a uma temperatura T_1 ($\Delta T \rightarrow 0$), que é a temperatura de saturação a pressão P_1 aí mantida. Nesse momento o fluido absorve calor de uma fonte externa, resfriando-se ($4 \rightarrow 1$). O fluido é então comprimido até a pressão P_2 ($1 \rightarrow 2$), onde se condensa a temperatura T_2 ($\Delta T \rightarrow 0$), liberando o calor de condensação para um reservatório ($2 \rightarrow 3$). É imposta ao fluido uma queda de pressão na válvula de expansão ($3 \rightarrow 4$), necessário para

poder evaporá-lo e reiniciar o ciclo. Aplicando a 1ª lei da termodinâmica, $Q_2 = Q_1 + W$ [ZYLLA & STRUMILLO, 1987].

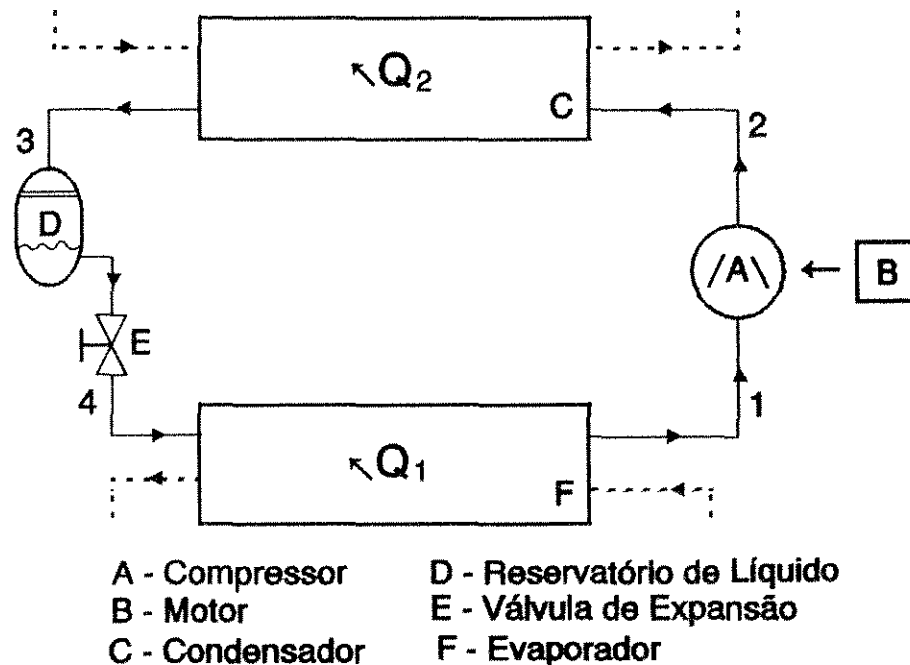


Figura 2.3: Representação "física" de um Sistema de Bomba de Calor, [ZYLLA & STRUMILLO, 1987].

2.1.4 Ciclo Real de Compressão de Vapor

O ciclo descrito anteriormente, constitui-se em um ciclo irrealizável na prática, pois todas as etapas foram conduzidas de forma reversível. O ciclo real de compressão de vapor é mostrado na Figura 2.4. Neste diagrama, pode-se identificar as regiões onde ocorrem as principais perdas de energia disponível, ou seja, onde há produção de entropia em decorrência das irreversibilidades.

A análise do diagrama mostra que :

- a compressão não é isentrópica, e a entropia cresce durante a compressão (área "e"),
- perdas de carga ocorrem durante a condensação e a evaporação (área

"c"),

- a expansão não se realiza de forma adiabática (área "d"),
- com relação a transferência de calor, são requerida diferenças finitas de temperaturas nos trocadores (áreas "a e b").

Algumas causas das irreversibilidades originam-se de limitações práticas impostas ao sistema, tais como : a necessidade da compressão de vapor seco, ausência de uma máquina de expansão e diferenças finitas de temperatura nos trocadores de calor.

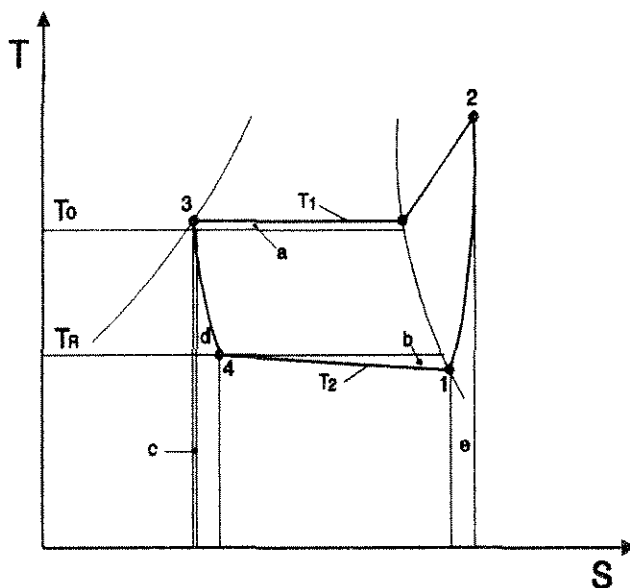


Figura 2.4: Ciclo real de compressão de vapor, [ASHRAE, 1989].

2.1.5 Avaliação do Desempenho de uma Bomba de Calor

O critério para avaliação da eficiência de uma máquina sempre esteve ligado com a noção geral de relação entre produção obtida e a energia dispendida para tal feito. A partir desse ponto de vista, a eficiência pode ser definida como :

$$EF = \frac{\text{Produção Obtida}}{\text{Energia Gasta}} \quad (2.3)$$

Em se tratando de bombas de calor, a meta principal recai no uso de um trabalho mínimo para que, a transferência de calor seja a estabelecida

previamente, e o critério usado neste caso é denominado coeficiente de desempenho (COP).

$$COP_C = \frac{Q_C}{W} \quad , \quad COP_R = \frac{Q_R}{W} \quad (2.4)$$

onde :

COP_C, COP_R : coeficiente de desempenho para aquecimento e refrigeração.

Q_C, Q_R : calor rejeitado ou absorvido pelo refrigerante, respectivamente.

W : trabalho gasto para proporcionar a mudança de nível de pressão do refrigerante.

O COP de alguns sistemas operando de acordo com um ciclo termodinâmico reversível depende apenas da temperatura absoluta da fonte de calor T_0 e da temperatura do reservatório de calor T_r . Neste limite de temperatura o COP é igual ao COP_{cn} de um ciclo de Carnot reversível.

$$COP_{rev} = COP_{cn} = \frac{T_r}{T_r - T_0} \quad (\text{aquecimento}) \quad (2.5)$$

O valor do COP de um ciclo de Carnot nunca pode ser alcançado, devido as transformações irreversíveis e as diferenças finitas de temperaturas entre os meios de troca de calor. Assim, na prática o ciclo de Carnot proporciona a determinação da eficiência dos ciclos irreversíveis reais [FAIRES, 1969]. A eficiência é portanto :

$$\eta_c = \frac{COP_c}{COP_{cn}} < 1 \quad (2.6)$$

O alcance do uso do COP é grande. Através desse critério podemos comprovar a eficiência de sistemas similares, e mesmo que não se mencione uma base real de referência, pode-se avaliar o afastamento do sistema em relação ao ideal (η_c) e conseqüentemente verificar a possibilidade de aperfeiçoamento do mesmo.

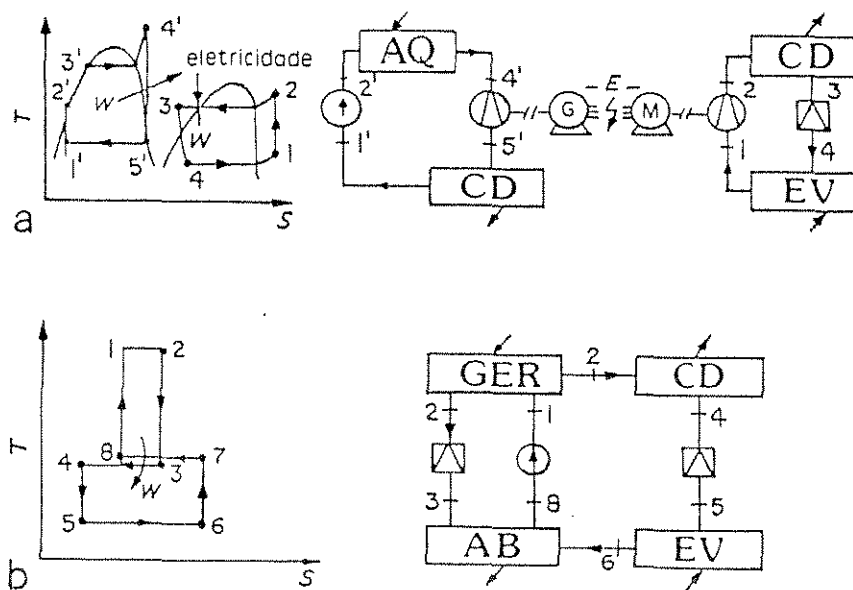
Os cálculos da quantidade de calor absorvido ou rejeitado, são baseados na variação de entalpia do fluido entre a entrada e a saída do elemento trocador de calor. Quando se refere ao fluido que troca calor com o refrigerante, o COP é dito efetivo. O trabalho é calculado com base no consumo de energia elétrica

do compressor. No entanto, como ficou comprovada na tese de ROSSI [1993], o mesmo compressor aqui utilizado apresentou uma eficiência mecânica muito baixa, o que leva a um valor de COP também baixo.

2.2 Bomba de Calor

2.2.1 Distinção entre os Principais Sistemas

Os princípios de operação dos principais sistemas de bomba de calor estão representados esquematicamente na Figura 2.5. Cada sistema é composto de dois sub-sistemas, o do ciclo de bomba de calor e do ciclo de força motriz, este último responsável pelo acionamento da bomba de calor. No caso de sistemas mecânicos, os sub-sistemas são unidades separadas, conectadas por um eixo ao motor do compressor. Nos sistemas de absorção, o ciclo de força motriz é parte do ciclo termodinâmico, o qual por adsorção e dessorção do componente volátil do fluido de trabalho, é responsável pela compressão e expansão [HODGETT & OELERT, 1982a].



AQ aquecedor CD condensador EV evaporador M motor
 GER gerador AB absorvedor RF resfriamento EX exausto

Figura 2.5: Princípios de Operação dos Sistemas de Bombas de Calor [HODGETT & OELERT, 1982a].

É importante mencionar com relação aos ciclos de força motriz, a existência de uma variedade enorme de ciclos, entre eles o de Brayton, Otto, Diesel, Ericson e Stirling. Um fator que influencia o desempenho e a escolha de um sistema de força motriz, diz respeito a fonte de calor disponível [ZILLA & STRUMILLO, 1987; HODGETT & OELERT, 1982a].

A Figura 2.6 mostra a classificação dos sistemas de bomba de calor, relacionando a capacidade de aquecimento com o setor que a engloba.

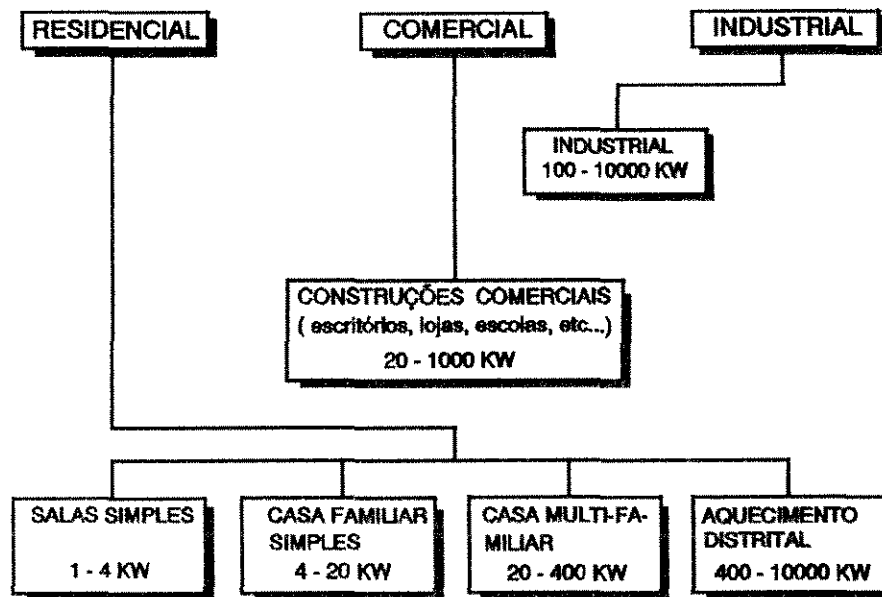


Figura 2.6: Classificação dos Sistemas de Bomba de Calor por Aplicação e Dimensão. [HODGETT & OELERT, 1982a].

2.2.2 Fluxos de Energia em um Secador

Quando se fala em recuperação de energia, além do modo como ela é feita, é importante ter a garantia de se dispor do máximo de energia possível, para posterior integração ao mesmo processo ou não. É na câmara de secagem, onde ocorre o processo de desidratação, que se tem energia livre para reutilização na forma de entalpia do ar úmido após contato com o material.

Na Inglaterra, em 1987, do total de energia gasta pelas indústrias, 12% foi atribuída a etapa de secagem. Desta quantidade, 45% foi utilizada na secagem

de sólidos particulados. Assim sendo, criou-se considerável interesse na avaliação energética de equipamentos de secagem para determinar se a demanda poderia ser reduzida. Em escala nacional, foi estimado que 15% da demanda poderia ser economizada por recuperação do calor que acompanha o ar exausto dos secadores e mais 8.6% por otimização de projetos de secadores e da operação [KEEY, 1986].

Essa visão foi confirmada em 1982, na Suécia, onde dados obtidos de 28 secadores provenientes da indústria química, e que representavam 45% da indústria nacional, mostravam uma eficiência térmica média de 33%. Foi notado na entanto, que o potencial para recuperação do calor era maior quando 1/3 do calor era fornecido para posterior reutilização a temperaturas abaixo da de exaustão [KEEY, 1986].

Ao se fazer um balanço de fluxo de calor em um secador por convecção, verificou-se que, da quantidade total de calor que acompanha o ar de secagem que flui para dentro do secador, mais de 50% é descartado para o meio exterior, seja por perdas pela parede ou conduzidos junto com o ar de saída. Em secadores adiabáticos ideais, esses desperdícios podem chegar próximos de 100% nos dois períodos de taxa de secagem, ou melhor, no período de taxa constante, caso a temperatura do material se encontre na temperatura de bulbo úmido do ar, e no período de taxa decrescente, onde a entalpia do ar de secagem se situa próximo a do ar de saída [ZYLLA & STRUMILLO, 1987].

2.2.3 Recuperação de Energia em Secadores

Segundo ZYLLA & STRUMILLO [1987], existem dois métodos básicos para a recuperação de calor proveniente do secador:

- gás com baixa umidade : parte é recuperada ou é usada para pré-aquecer o material.
- gás com alta umidade : o vapor é condensado e o calor proveniente dessa mudança é reintegrado ao sistema.

Para sistemas de secagem que utilizam bombas de calor, KATO [citado por ZYLLA & STRUMILLO, 1987] propôs uma classificação detalhada no que concerne a recuperação de energia, e que é baseada no esquema de recirculação do ar.

A Figura 2.8 descreve os possíveis arranjos quanto a recuperação de energia. Cada item desta figura é descrito a seguir:

- o item "a" apresenta uma recuperação total da energia que acompanha o ar exausto do secador, e caso a temperatura do ar que deixa o secador for maior do que a do ar ambiente, esse arranjo é o que possibilita obter a maior recuperação de energia.

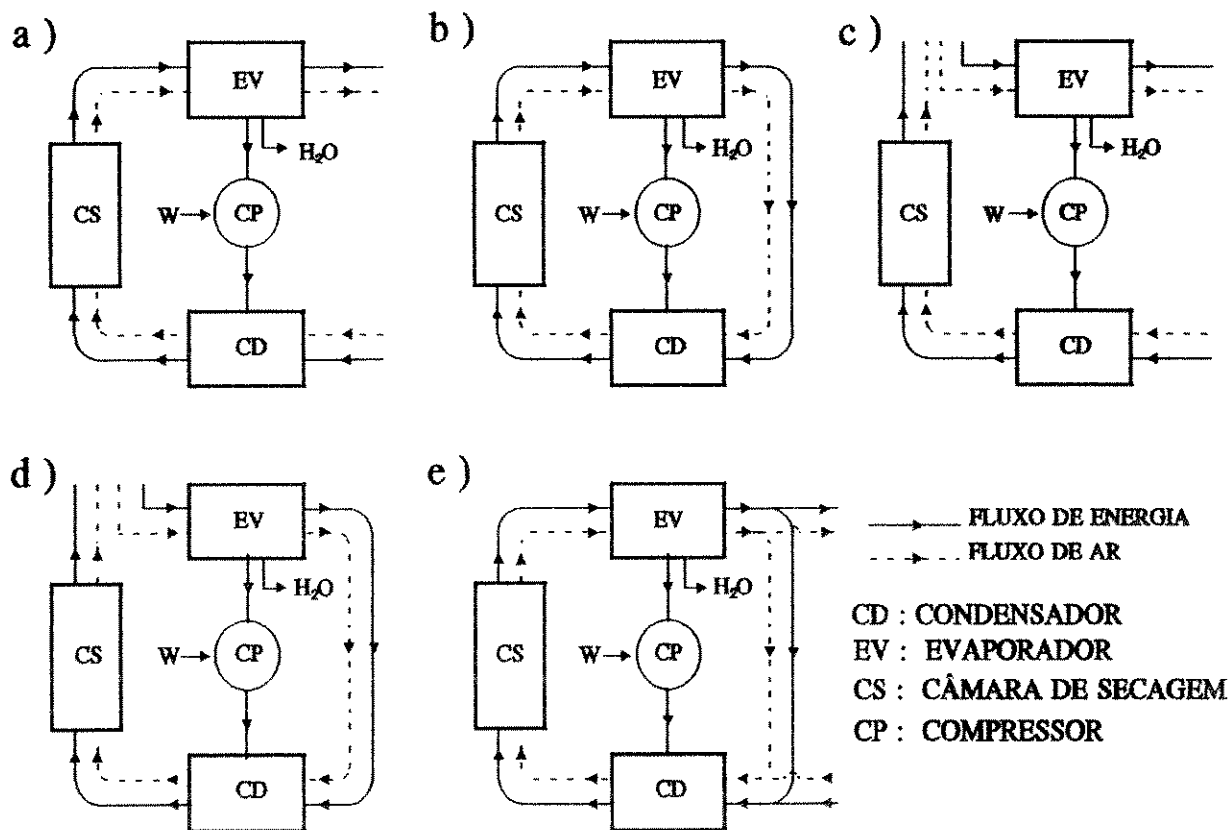


Figura 2.: Arranjo de Secadores que fazem Uso de Bombas de Calor, [ZYLLA & STRUMILLO, 1987].

- a característica principal do ciclo fechado no arranjo do item "b", é o caráter sempre crescente da energia do sistema, sendo que o único fluxo de energia do ar para o ambiente se processa através das paredes. Esse arranjo também cria grandes possibilidades de que as condições de operação do equipamento ultrapassem o limite ideal de trabalho, resultando conseqüentemente em problemas.

- no item "c", recupera-se apenas a energia do ambiente, e que posteriormente tem seu potencial elevado, através da energia equivalente ao trabalho de compressão

do refrigerante.

- a energia líquida resultante do arranjo do item "d", é igual a energia equivalente ao trabalho de compressão do refrigerante. Esse foi o arranjo estudado por ROSSI [1993]

- o arranjo do item "e" possibilita alcançar níveis intermediários de recuperação de energia, entre os máximos obtidos nos itens " a e b".

Uma importante característica desse tipo de sistema de secagem, e comum aos itens "b", "d" e "e", é o desvio do ar que deixa o evaporador para a entrada do condensador. Isto faz com que o conteúdo de umidade do ar que entra na câmara de secagem, seja alterado para uma quantidade superior ou inferior a quantidade existente no ar ambiente. A direção da variação desta mudança, é função das características do ar que entra no evaporador (utilizando a recirculação ou não) e da capacidade do evaporador em desumidificar o ar.

2.2.4 Aplicações Práticas de Bombas de Calor

As principais tendências nos estudos realizados, dizem respeito a melhoria da eficiência dos equipamentos integrantes de uma bomba de calor, não importando a área de aplicação. Os estudos abrangem o aperfeiçoamento dos componentes das bombas de calor, a influência de variações no estado das fontes de calor no desempenho dos equipamentos, e possíveis arranjos múltiplos com sistemas iguais ou não.

Com a finalidade de secar grãos a temperaturas baixas, HOGAN et alli [1979], construíram uma bomba de calor que possuía uma capacidade de aquecimento de 24 KW (Figura 2.9). Um dos itens investigado nos testes, referia-se ao problema de formação de gelo no evaporador e ao modo de evitá-lo. O método adotado foi o da recirculação do ar proveniente do evaporador, sendo que este ar apresentava-se a temperatura e umidade superiores a do ar ambiente. No momento em que a temperatura do ar caía abaixo do valor limite para a formação de gelo ($8,3^{\circ}\text{C}$), o mecanismo de recirculação era acionado automaticamente. A ativação da recirculação provocava dois efeitos: a diminuição da taxa de secagem (indesejável) devido a maior umidade do ar recirculado, e o aumento do COP_c (desejável). Apesar de não fazer parte dos objetivos traçados pelos pesquisadores, ficou comprovada, mesmo com restrição, a possibilidade de se

utilizar a recirculação como uma proposta de aumentar a eficiência térmica do secador.

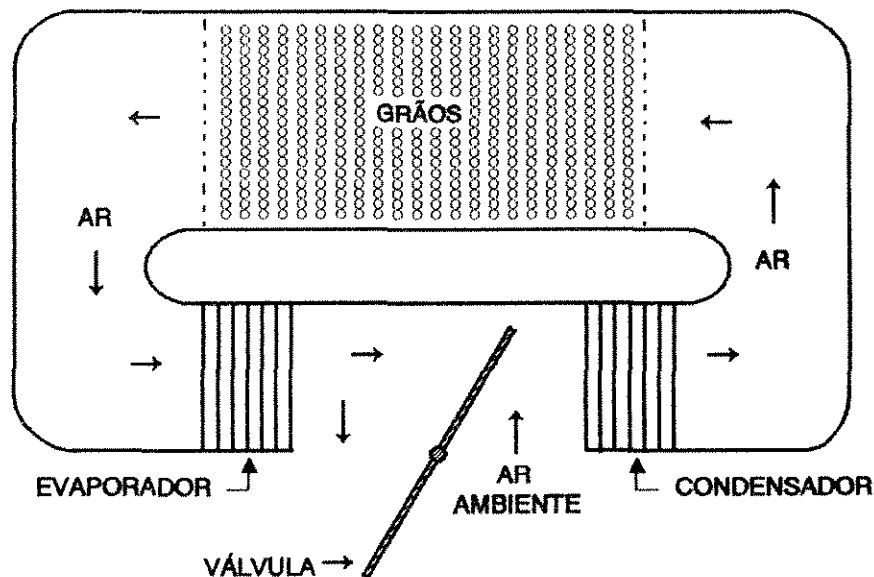


Figura 2.9: Representação Esquemática do Sistema de Secagem utilizado por HOGAN et alli [1979].

GLUCKMAN [1987], resumiu em um dos seus estudos feitos em um período que denominou "1ª geração das bombas de calor" (1977/87), os principais problemas encontrados nos componentes essenciais da bomba de calor e suas conseqüências negativas com respeito ao desempenho desse sistema. Tais problemas aumentavam o grau de irreversibilidade encontrado na atuação do componente, assim como a diminuição da confiabilidade do sistema.

Uma bomba de calor residencial modelo "ARI-tipo HSPA", comercialmente disponível no mercado americano, foi testada por GOLDSCHMIDT & HART [1982]. O equipamento possuía uma capacidade de aquecimento de 10,6 KW e um COP_c de 2,78, com o ar entrando no sistema (via condensador) a uma temperatura de 7,8° C. Junto com as medidas da capacidade de aquecimento do equipamento, foram realizadas medidas de consumo de energia, e que proporcionaram a medida do COP_c em regime permanente. Baseando-se nestes dados, os autores encontraram uma relação entre o COP e a temperatura do ar ambiente, válida para os limites de temperatura de -6 a 12° C (Equação 2.7).

$$COP_c = 1,87 + 0.051T_o \quad (2.7)$$

onde :

T_o : temperatura do ar ambiente, em torno da entrada do sistema.

Essa relação mostra o aumento do desempenho do sistema com o aumento da temperatura do ar ambiente.

Em 1988, TARNAWSKI & YUET [1988], estudaram o efeito do aumento da camada de neve (0 a 10 cm) no COP_c de uma bomba de calor residencial (6 KW), com o evaporador parcialmente enterrado no solo, e numa região onde as oscilações climáticas são intensas. Os resultados revelaram que a presença da camada de neve aumenta o COP_c , sendo diretamente proporcionais entre si. No entanto, quando a altura da camada de neve alcança um certo valor (superior a 10 cm), a resistência térmica é dominada pela mudança de fase do gelo na superfície do solo, e parte do calor recuperado é então liberado para promover o descongelamento da umidade existente na terra, diminuindo o COP_c .

Um sistema de secagem de vegetais projetado por ROSSI et alli [1992], utilizava uma bomba de calor ($\approx 2,5$ KW) no tratamento do ar de secagem (Figura 2.10).

Através de ensaios com cebolas fatiadas foi realizada, entre outros objetivos, a avaliação termodinâmica da bomba de calor sob varias condições de operação.

Resultados das investigações (Tabela 2.1), apontam uma economia de 30% e um aumento da qualidade do produto final, quando comparado com sistemas de secagem que fazem uso de aquecimento do ar por resistências elétricas. Conclusões importantes provenientes da análise dos resultados são resumidas abaixo :

- a economia e o aumento da qualidade do produto verificados, são conseqüências do encurtamento do tempo de processamento,
- o ar quando condicionado pela bomba de calor tem seu poder de secagem elevado devido a desumidificação parcial que sofre,
- essa elevação da qualidade do ar proporciona taxas de secagens maiores e portanto períodos menores de contato ar/alimento,
- a umidade do ar e a temperatura de evaporação do refrigerante, são qualificados

- como os principais parâmetros limitadores da aplicabilidade desse sistema,
- temperaturas de evaporação baixas e umidades relativas altas, dão origem a desempenhos maiores do sistema.
- quando o sistema foi utilizado em um segundo estágio de secagem (material parcialmente seco), a economia de energia alcançou 40%.
- no início da secagem quando o alimento possui uma umidade elevada, o ar de maior qualidade produzido pela bomba de calor, não influencia a taxa de secagem de forma considerável.

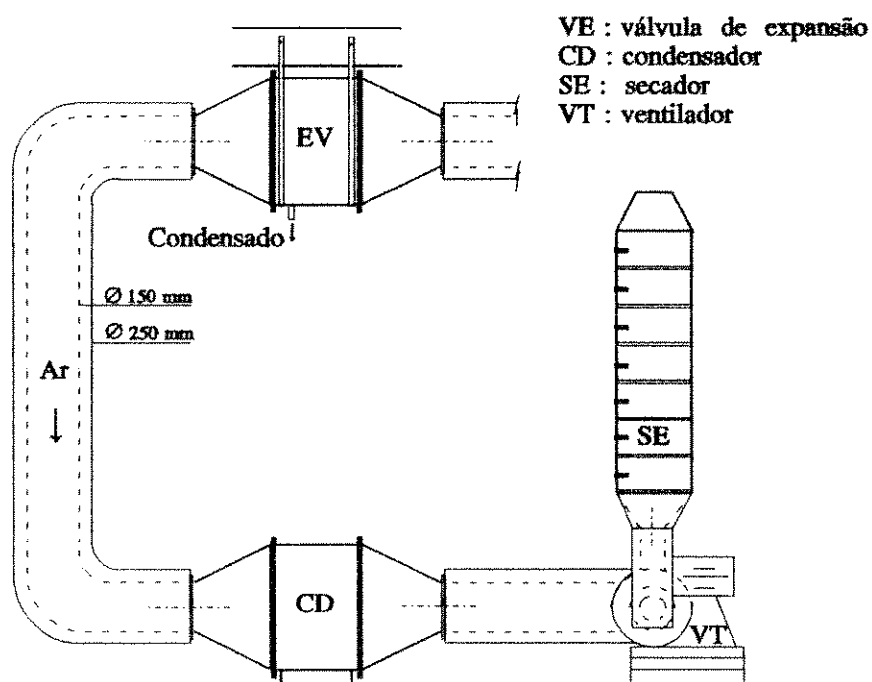


Figura 2.10 : Sistema Experimental utilizado por ROSSI et alli, [1992].

Com relação a Tabela 2.1, convém observar que:

- os valores da Tabela 2.1 referem-se a parte dos resultados da série #2, de duas realizadas por ROSSI et alli, 1992,
- a economia de energia foi calculada em relação a um secador de resistências elétricas, sendo que, o ar de secagem nos dois sistemas apresentavam as mesmas condições,
- o término da secagem para os dois sistemas, foi considerado quando os alimentos processados alcançavam um valor pré-estabelecido quanto ao conteúdo de umidade.

Tabela 2.1: Resultados de alguns dos ensaios realizados por ROSSI et alii, 1992.

| Ensaio | Temp. de Evap. | Ar de Entrada | | | Ar de Saída | | Q _c | Econ. de Energia |
|--------|----------------|---------------|----|------|-------------|------|----------------|------------------|
| | | Vazão | T | U.R. | T | U.R. | | |
| | °C | KG/H | °C | % | °C | % | KJ/H | % |
| 1 | -3,5 | 170 | 19 | 91 | 52 | 7,9 | 7974 | 43,1 |
| 2 | -3,5 | 176 | 23 | 63 | 52 | 7,9 | 8219 | 36,1 |
| 3 | -3,5 | 195 | 28 | 38 | 52 | 7,8 | 8989 | 26,7 |
| 4 | zero | 170 | 19 | 91 | 46 | 12,5 | 6097 | 33,8 |
| 5 | zero | 177 | 23 | 63 | 47 | 11,9 | 6403 | 22,1 |
| 6 | zero | 210 | 28 | 38 | 47 | 11,7 | 7765 | 9,6 |
| 7 | +3,5 | 175 | 20 | 91 | 39 | 23,3 | 4043 | 8,6 |
| 8 | +3,5 | 190 | 24 | 61 | 40 | 22,6 | 4550 | -24,7 |
| 9 | +3,5 | 202 | 29 | 42 | 43 | 19,3 | 5317 | -55,8 |

2.2.5 Secagens em Temperaturas Baixas

As condições do ar de secagem como é sabido, tem influência significativa não só na energia requerida para a manutenção do processo de secagem, como também na qualidade do produto. Por conseguinte, existem restrições quanto as condições de temperatura e umidade do ar ao qual o material será exposto. Na secagem de peixe salgado por exemplo, a temperatura deve estar próxima de 24°C, a umidade relativa na faixa de 40 a 50%, e a velocidade do ar entre 1,0 e 1,5 m/s [TOBINAGA & PINTO, 1992].

Os secadores convencionais utilizados na secagem deste tipo de material, dependem sensivelmente das condições do ar nas vizinhanças do equipamento. Existem regiões nas quais em parte do ano, as condições climáticas favorecem a utilização de secadores dotados apenas de um sistema de aquecimento do ar. Nos demais períodos, torna-se necessário desumidificar o ar, aumentando o custo fixo e de operação do equipamento. Esse aumento do custo, induz as indústrias a optarem pela operação do equipamento apenas nos períodos favoráveis, causando problemas econômicos e sociais na região [PASSEY, 1980].

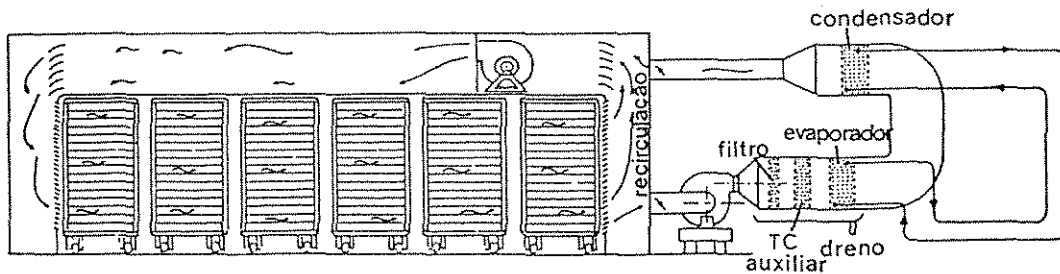


Figura 2.11: Equipamento Desenvolvido por PASSEY [1980], e adaptado no Secador Convencional.

Um equipamento desenvolvido por PASSEY [1980] para a secagem de pescado, mostrou as vantagens de não depender das condições do ar ambiente e de apresentar boa economia no consumo de energia por unidade de massa de água evaporada, quando comparada a sistemas de secagem convencionais de pescado. A Figura 2.11 mostra o equipamento de PASSEY que foi adaptado a um secador convencional, que já possuía o elemento de aquecimento e desumidificação no interior da câmara de secagem, colocados à saída do ventilador.

PASSEY [1980] atribuiu a economia de energia ao fato de não se desperdiçar calor de condensação, que nos equipamentos convencionais é perdido junto com o ar de saída do secador.

O equipamento a primeira vista, demonstra uma certa complexidade em relação a sua operação. Existem duas recirculações do ar, uma interior ao secador e outra que passa pela bomba de calor, tornando difícil o controle das condições do ar que entra em contato com o alimento.

2.3 Secagem

O conhecimento dos fundamentos teóricos e dos mecanismos envolvidos no processo de secagem, é de fundamental importância quando se deseja projetar e posteriormente implementar, em escala industrial, equipamentos de secagem modernos com alto rendimento térmico. A escolha das condições de secagem e do conteúdo final de umidade influenciam primariamente o consumo de energia, sendo que este último, é parcela fundamental no custo da secagem [STRUMILLO & KUNDRA, 1986; TOBINAGA & PINTO, 1992].

A análise teórica do processo de secagem é dificultada por inúmeros fatores. KEEY [1986], escreveu : " A secagem é uma arte antiga, uma tarefa doméstica e as vezes uma ciência desprezada. É também conhecida como tópico de difícil estudo. Mesmo a análise de um meio granular inerte, proporciona seis equações diferenciais para a transferência de energia, movimento e continuidade, uma equação para a contração de volume e cinco relações termodinâmicas. Isto talvez sugira um comentário : Isto seca na prática, mas será que seca na teoria ? ". Essa observação continua apropriada no Brasil presente, onde na prática os métodos empregados continuam sendo artesanais, apesar de considerável esforço e de algum progresso no conhecimento das transformações que ocorrem durante a desidratação do alimento, e de seus mecanismos [TOBINAGA & PINTO, 1992].

2.3.1 Aspectos Básicos de Secagem

Secagem pode ser definida como qualquer processo cuja finalidade é a de diminuir o grau de umidade contida no produto [STRUMILLO & KUNDRA, 1986].

Diferentes materiais apresentam distintas propriedades físicas, mecânicas estruturais, bioquímicas, e outras que são inerentes a matriz do material e ao estado da água dentro desta [STRUMILLO & KUNDRA, 1986].

No transcorrer do processo de secagem é observada a transferência simultânea de calor e massa, ambas em duas regiões presentes no material, a saber, na região interior e na camada limite que se forma na superfície do produto. Em linhas gerais, as condições externas e internas exercem considerável influência no processo de secagem. Tais influências atuam de modo diferenciado nos dois períodos normalmente presentes em um processo de secagem, um período constante e um decrescente da taxa de secagem. No período constante a transferência de calor e massa dependem principalmente do mecanismo de transporte e da camada limite, e no período de taxa decrescente o fator de controle passa a ser a resistência ao transporte dentro do material [STRUMILLO & KUNDRA, 1986].

O calor pode ser suprido ao material por radiação térmica, convecção, condução, e absorção volumétrica gerada por microondas. Para um dado material podemos separar alguns valores característicos do conteúdo de umidade dentre

eles:

- Conteúdo de umidade de equilíbrio (EMC) :

É a umidade do produto que está em equilíbrio com o conteúdo de vapor d'água presente no agente de secagem. Ele corresponde ao conteúdo mínimo no qual o material pode ser seco em dadas condições de processo.

- Conteúdo crítico de umidade (CMC) :

É a umidade característica que marca o fim do período de taxa constante de secagem. Depende do pré-preparo do alimento e das condições de secagem.

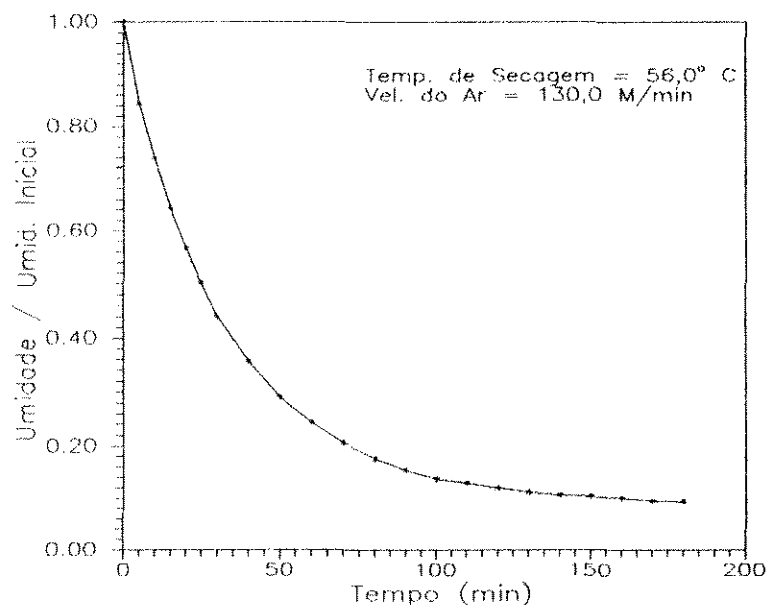


Figura 2.12: Curva de Secagem de Pimentão, realizada em 1993.

A Figura 2.12, mostra uma típica curva de secagem de alimentos. O ar que entrou em contato com o alimento no decorrer da desidratação, foi previamente tratado pela bomba de calor. Uma característica interessante desta curva, é a forma suave com que decresce a umidade do alimento, desde o início da secagem criando conseqüentemente uma dificuldade na identificação do conteúdo crítico de umidade.

A atividade de água é um parâmetro muito utilizado para estudar o fenômeno de adsorção e desorção em alimentos, e para definir critérios de estabilidade química, bioquímica e microbiológica. É definida como a razão entre

a pressão de vapor d'água do material na temperatura de equilíbrio do sistema e a pressão de vapor d'água pura a mesma temperatura [LABUZA, 1968].

Devido as dificuldades mencionadas anteriormente, desenvolveu-se todo um contexto empírico no que se refere ao projeto de secadores. Apesar disso, grande empenho tem sido empregado no sentido da modelagem do processo em questão [MASSARANI & TELLES, 1992].

Capítulo 3

Metodologia

Este capítulo aborda inicialmente, um estudo sobre o comportamento do equipamento adaptado em condições provisórias de recirculação total. Esta investigação preliminar proporcionou um conhecimento básico em relação a evolução do sistema e um importante auxílio no direcionamento e organização dos ensaios. Em sequência aos estudos, segue uma descrição das adaptações realizadas no equipamento, dos métodos de calibração dos instrumentos de medida, do procedimento empregado quando da realização dos ensaios e do tratamento aplicado aos dados experimentais.

Seguindo tanto quanto possível a nomenclatura usada por ROSSI [1993], adotar-se-á daqui em diante a designação de "Secador BC", ao sistema de secagem investigado. As adaptações efetuadas sobre o equipamento básico existente, construído por ROSSI [1993], estão descritas na Secção 3.2.

3.1 Testes Preliminares

3.1.1 Ensaios Experimentais

O objetivo principal dos testes iniciais, foi a de observar o comportamento do secador BC, ante a introdução da recirculação total, e sem nenhum controle do sistema, após a introdução do material a ser desidratado. O

equipamento foi adaptado de forma provisória como mostra a Figura 3.1.

Foram realizados três ensaios com materiais diferentes, a saber:

- 168,8 gramas de batata,
- 89,5 gramas de pimentão,
- 100,9 gramas de goiaba.

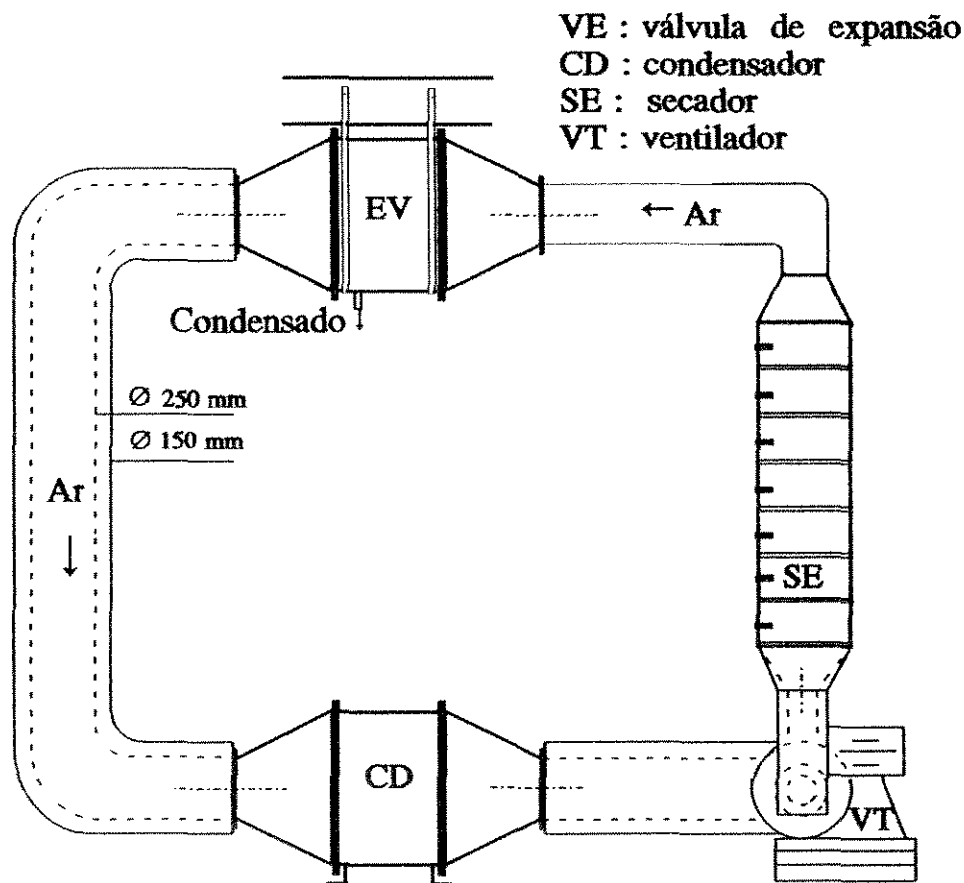


Figura 3.1: Circuito Experimental do Secador BC adaptado para os Ensaio Preliminares.

Alguns aspectos devem ser considerados com relação aos testes:

- o sistema foi posto em condição de regime permanente, com os seguintes parâmetros fixados :
- temperatura de secagem $\approx 57,6^\circ \text{C}$.
- velocidade do ar no secador $\approx 192 \text{ m/min}$.

- o monitoramento das variáveis do sistema, foi iniciado após a introdução da carga na câmara de secagem;
- em todos os testes foram obtidas respostas semelhantes do sistema de secagem, em termos das variáveis medidas;
- o circuito do ar foi considerado parcialmente fechado, pois o único fluxo de massa para o ambiente ocorreu no evaporador, devido a condensação de parte do vapor de água presente no ar;
- após a introdução da carga, não houve controle de nenhuma condição de operação.

A introdução da carga provocou o afastamento do sistema do estado estacionário, alterando praticamente os valores de todas as variáveis possíveis de medição. A partir desse momento em diante, essas variáveis se alteraram continuamente, e aparentemente sem tendências definidas. As Figuras 3.2:4 apresentam o comportamento de algumas das variáveis monitoradas, e a Figura 3.5, a curva de secagem de um dos alimentos utilizados nos testes.

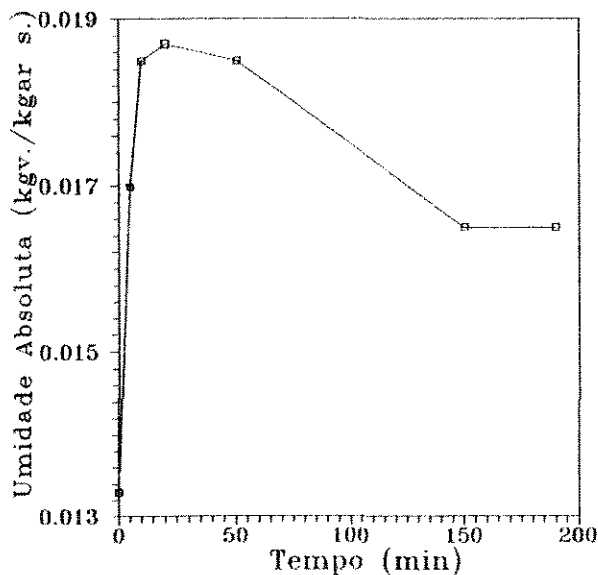


Figura 3.2: *Variação da Umidade Absoluta do Ar na Entrada do Evaporador.*

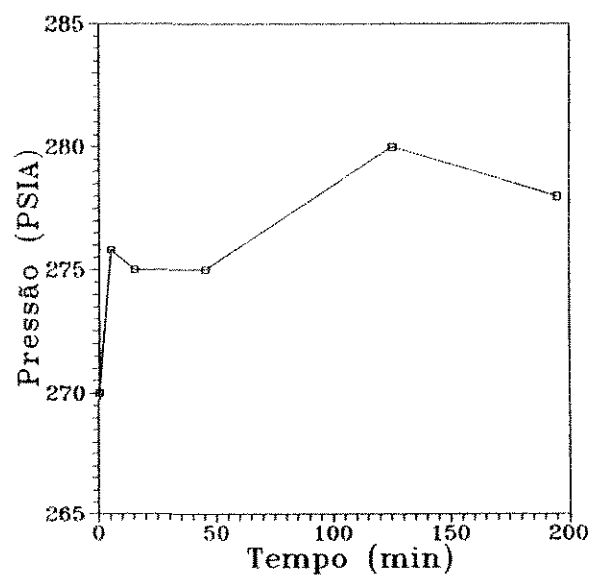


Figura 3.3: *Pressão do Refrigerante na descarga do Compressor.*

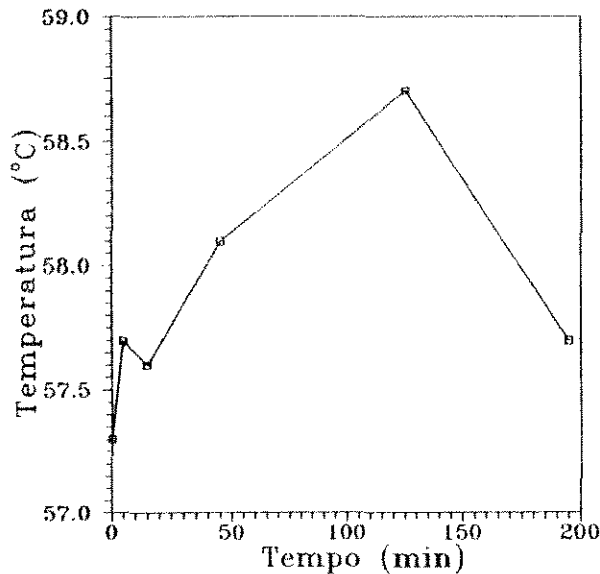


Figura 3.4: Temperatura do Ar na Câmara de Secagem.

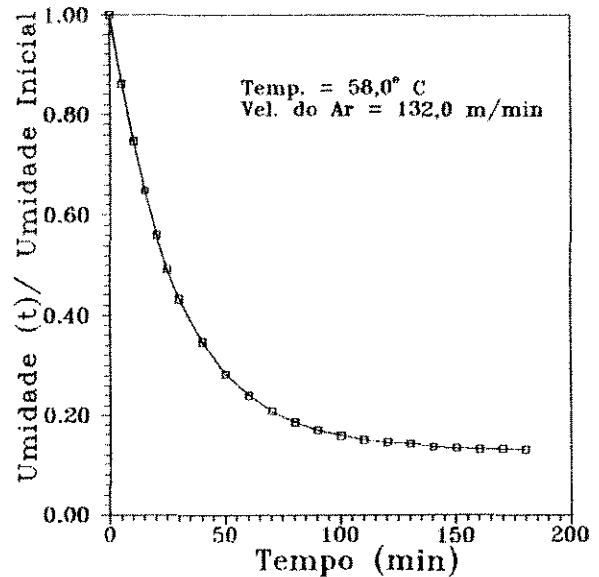


Figura 3.5: Curva de Secagem de Goiaba em fatias.

3.1.2 Análise Qualitativa da Dinâmica do Sistema

A análise principia com a divisão do sistema em dois sub-sistemas :

- Sub-sistema 1

Ciclo da bomba de calor

Características

fluido : refrigerante
 ciclo fechado
 realiza trocas térmicas

- Sub-sistema 2

Ciclo do secador

Características

fluido : ar
 ciclo aberto
 realiza trocas térmicas e de massa.

As interações entre os dois sub-sistemas ocorrem no evaporador, onde o ar é a fonte de calor e o refrigerante o sorvedouro, e no condensador onde os papéis são invertidos.

Considerando que não existam alterações no funcionamento do equipamento, tais como abertura e fechamento de válvulas, a mudança de um estado de equilíbrio para outro tem início no evaporador. Esse trocador é o primeiro ponto de contato entre os dois sub-sistemas. Dessa forma, variações "permanentes" nas condições do ar principiam o desencadeamento de alterações nas condições do ar e do refrigerante, que por sua vez irão propagar-se por todo o sistema, até que este alcance um novo estado de equilíbrio.

O circuito de propagação de uma certa perturbação do ar a jusante do evaporador, está esquematizada na Figura 3.6.

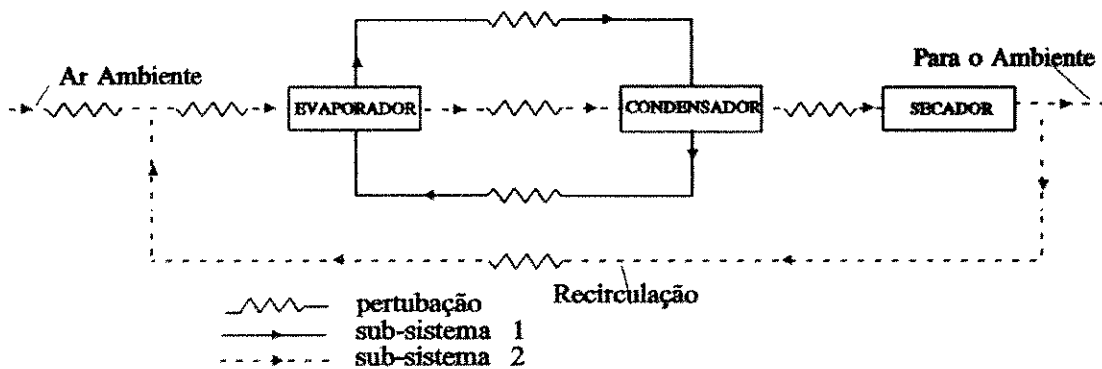


Figura 3.6: Circuito de Propagação de uma Perturbação, no Estado do Sistema.

O processo de desidratação é um processo dinâmico, transiente, com uma taxa de secagem decrescente com o tempo e onde a cada instante se verificam alterações tanto na fase sólida como na fase gasosa, esta última após ter tido contato com o material, como está esquematizado na Figura 3.7.

Quando se utiliza o ar proveniente da desidratação do alimento no próprio sistema, através da recirculação, introduz-se esse fator de perturbação no processo que varia conforme o andamento da operação de desidratação.

Para que se possa investigar o potencial do sistema ao longo de um ciclo de secagem, é necessário que a taxa de secagem permaneça estável em certas condições intermediárias entre o início e o término da desidratação. A simulação da operação em questão, usando um processo de umidificação no qual se pulverize quantidades fixas de água na câmara de secagem, constitui-se uma solução prática para esse desafio.

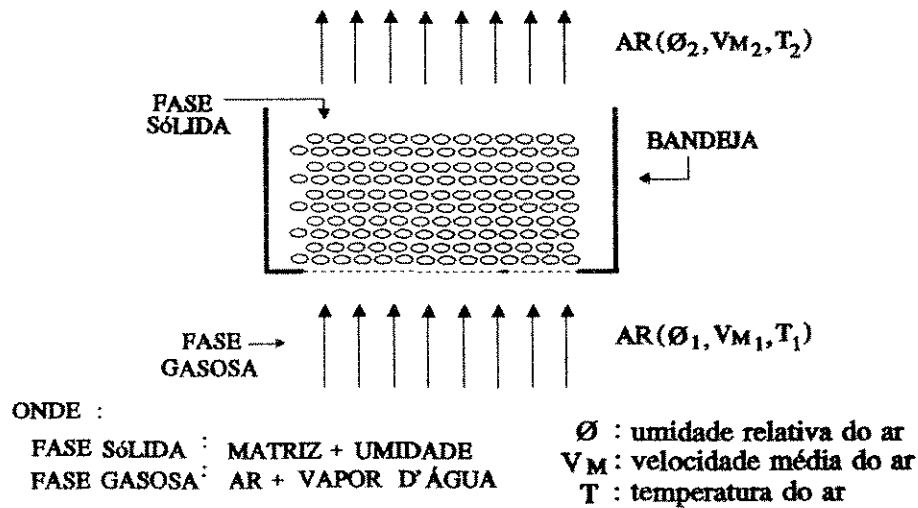


Figura 3.7: Representação de um Processo de Secagem por Convecção.

Com ajuda dos estudos preliminares já descritos, os ensaios foram organizados da seguinte forma:

- simulação do processo de secagem utilizando um "spray" de água, e com a atenção direcionada para as seguintes condições de operação : temperatura e umidade absoluta do ar na entrada do evaporador, fração do ar que é recirculada e vazão do ar no secador.
- realização de secagens com produto alimentício e condições de controle parcialmente controladas, visando obter se possível alguma base de comparação com a simulação.
- investigação do comportamento do sistema em relação a novos limites de operação do ar no secador.

3.2 Adaptações na Bomba de Calor

O sistema de bomba de calor já existente e montado por ROSSI [1993], opera de acordo com o ciclo Rankine de compressão de vapor. O compressor é do tipo aberto, alternativo, e acoplado a um motor elétrico de 1,5 HP. O refrigerante foi o R22, com um condensador de ar e um evaporador de expansão seca (10 m²), adequado para condensar e drenar a umidade do ar que o atravessa. A Figura 3.8 mostra o esquema completo do secador BC, antes das adaptações, sendo

- CD : condensador
- CP : compressor
- CPC : válv. reguladora de pressão de sucção
- CPP : válv. reguladora de pressão de evaporação
- CS : câmara de secagem
- EV : evaporador
- FS : filtro secador
- GL : garrafa de líquido
- RE : resistências
- RT : rotâmetro
- SL : separador de líquido
- SO : separador de óleo
- VE : válv. de expansão
- VL : visor de líquido
- VS : válv. solenóide
- VT : ventilador

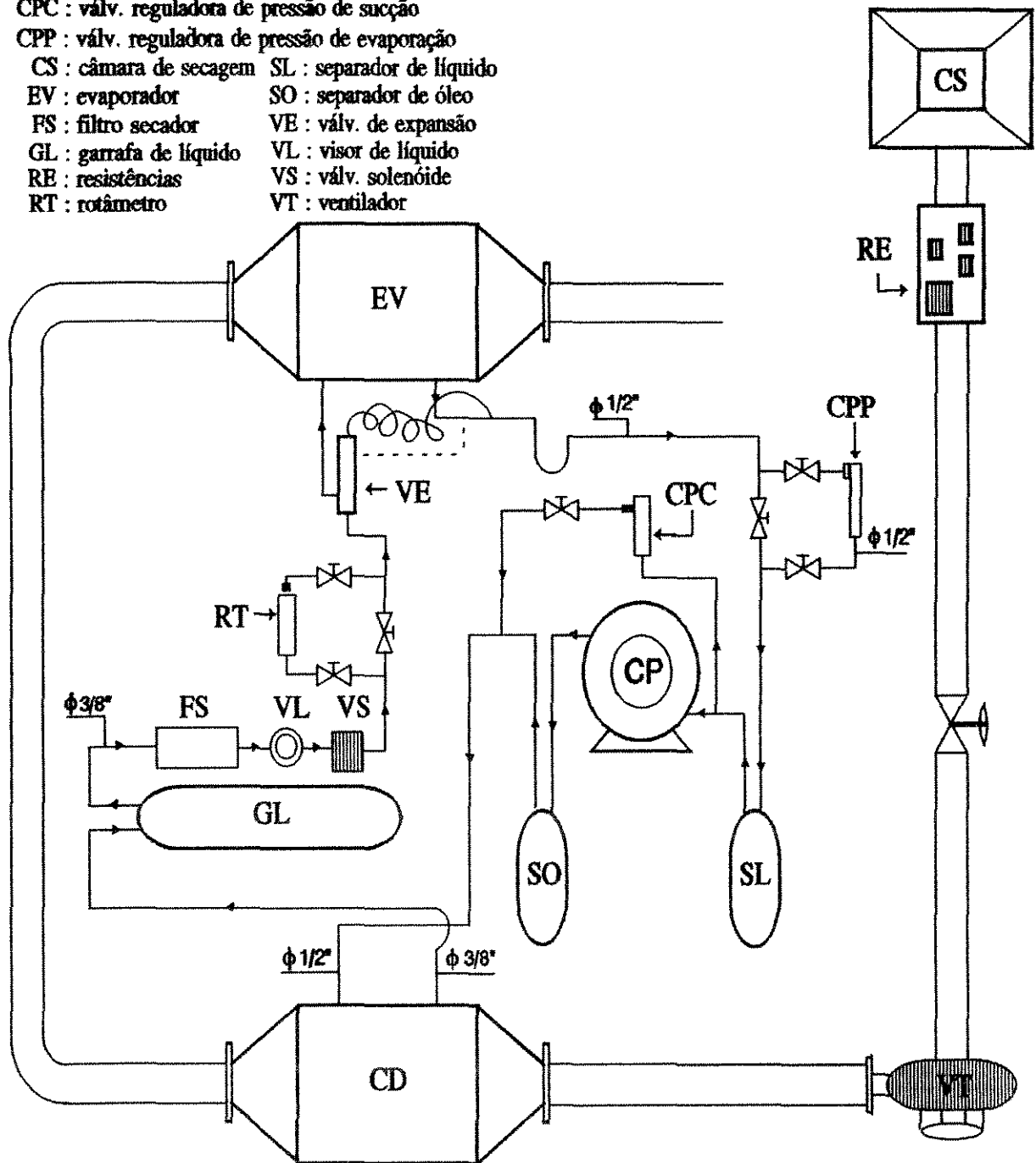


Figura 3.8: Esquema Completo do Secador BC antes das Modificações.

formado pelos circuitos do ar e do refrigerante.

O circuito de ar é formado por tubos de PVC, de 150 mm de diâmetro interno. A câmara de secagem é do tipo coluna fixa vertical, medindo 1,65 m de altura e com 0,22 x 0,22 m de secção reta transversal ao fluxo ascendente do ar. A câmara teve suas paredes internas impermeabilizadas e as externas isoladas termicamente com placas de poliestireno de 25 mm de espessura. No interior da câmara é possível a introdução de no máximo 7 bandejas de alumínio, com fundo formado com tela do mesmo material de 0,20 x 0,20 m e com 100 mm de altura. As portas de acesso às bandejas foram isoladas com poliestireno e vedadas com borracha próprias para o uso.

No circuito que liga a saída do ar do ventilador à entrada da câmara de secagem, foi instalado um conjunto de resistências elétricas, com o objetivo de complementar, quando solicitado, o aquecimento proporcionado pelo condensador.

Informações mais completas sobre a instalação do equipamento podem ser encontradas em ROSSI [1993].

A sequência de adaptações compreendeu dois objetivos. A primeira relacionada com a instalação da recirculação, e a segunda relacionada com a instalação de um desvio do ar proveniente do evaporador para a região à frente do condensador. Antes de efetuar as alterações foi necessário fazer um deslocamento de 18,5 cm de todo o sistema de refrigeração.

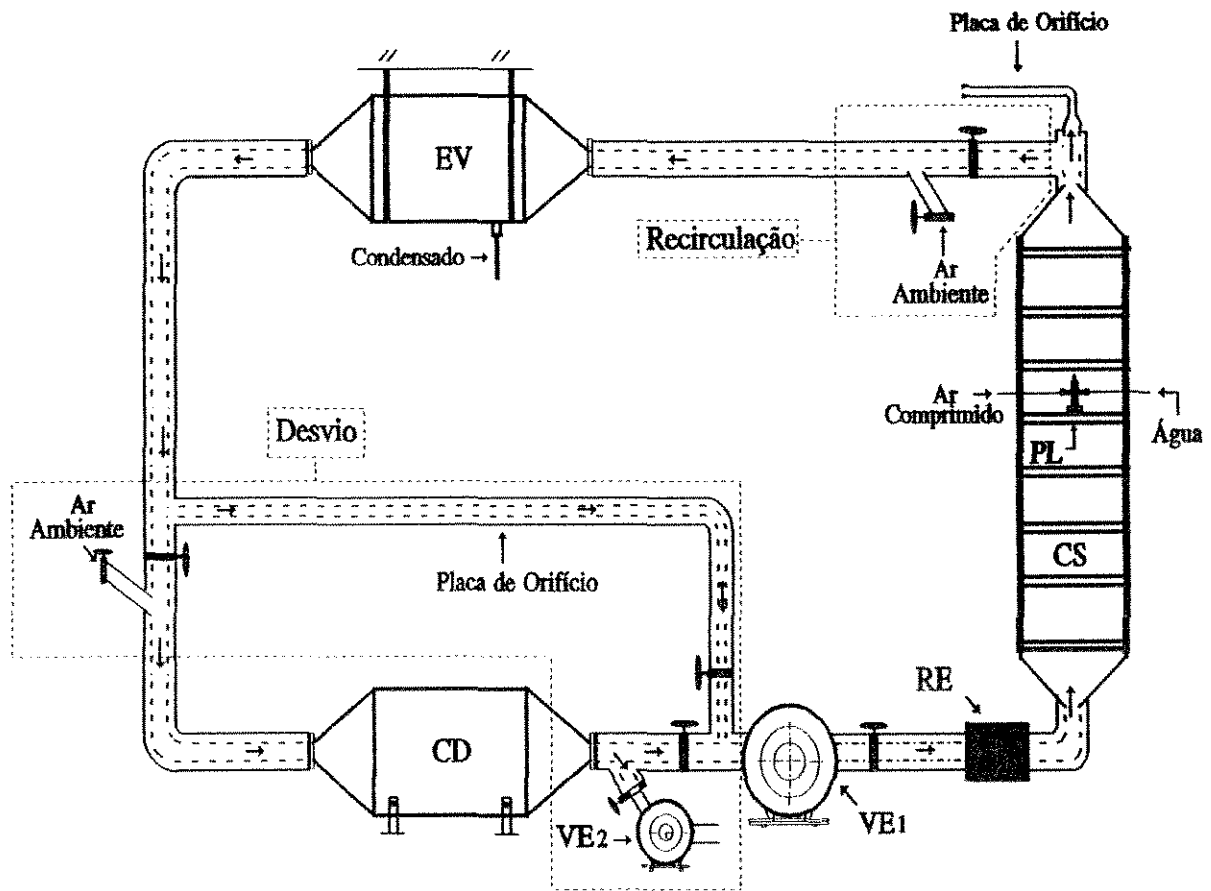
A Figura 3.9 mostra o esquema do secador BC com todas as modificações realizadas.

Para implementar a recirculação, que compreendeu a ligação da saída do secador com a entrada do evaporador, foram utilizados: um tubo reto com 240 cm de comprimento, uma conexão "Y" e outra "T", todos os três com 150 mm de diâmetro. No tubo reto foram adaptadas uma válvula tipo "borboleta" para controle da quantidade de ar recirculada e uma válvula tipo "gaveta" para controle da entrada de ar ambiente no circuito de ar. Essas válvulas foram feitas em madeira e alumínio.

Na saída do secador para o ambiente foi instalado uma redução de 150 mm para 100 mm, na qual conectou-se uma curva longa de 90° e um tubo de 150 cm de comprimento, sendo que neste último foi instalada uma placa de orifício.

As adaptações denominadas "desvio" necessitaram de um maior número de modificações. O desvio consiste em um tubo de 210 cm de comprimento, 100 mm de

diâmetro contendo uma curva longa de 90° e que curto-circuitava o condensador, levando o ar diretamente ao ventilador. A conexão com a tubulação principal foi feita através de dois tês com redução, e o fluxo de ar era controlado através de 3 válvulas. Neste desvio instalou-se uma placa de orifício, para a medida da vazão. Para compensar o débito de ar no condensador, quando da ativação do desvio, foi necessário circular ar ambiente através do mesmo. Esse ar, succionado através de um ventilador centrífugo secundário (ASTEN, 0,75 CV) entrava e saía através de dois "Y" instalados antes e depois do condensador, respectivamente.

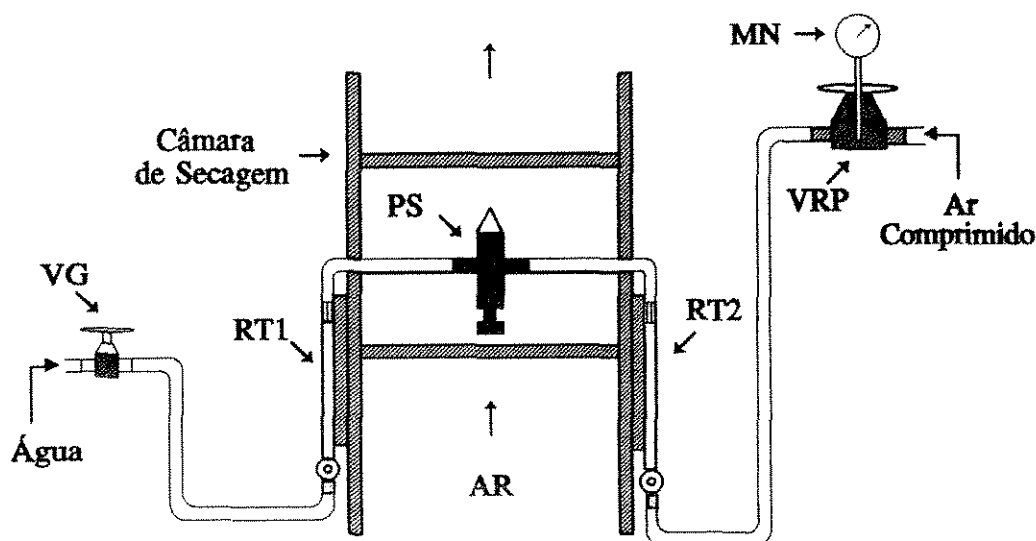


- | | |
|------------------------|-----------------------------|
| CD : Condensador | PL : Pulverizador |
| CS : Câmara de Secagem | RE : Resistências Elétricas |
| EV : Evaporador | VE : Ventilador |

Figura 3.9: Esquema do Secador BC após Modificações.

Todo circuito de ar adicionado ao sistema, exceto a saída do ar para o ambiente, foi isolado com placas de poliuretano de 100 mm de espessura e protegidas com folhas de alumínio.

Um atomizador de água (EXCELSIOR, 1/4JN) foi instalado na câmara de secagem. A linha de água foi suprida com um rotâmetro GILMONT F1100 e a do ar comprimido um rotâmetro MLW G14. Como a pressão da linha de ar comprimido oscilava apreciavelmente, foi instalada uma válvula controladora de pressão SCHRANDE (5 a 125 psig), com o objetivo de manter constante a vazão especificada para o ensaio. O esquema de instalação do atomizador é mostrado na Figura 3.10.



MN : manômetro VG : válvula globo
 PS : pulverizador VRP : válvula reguladora de pressão
 RT : rotâmetro

Figura 3.10: Esquema de Instalação do Sistema de Pulverização de Água.

O sistema de aquecimento auxiliar que usa resistências elétricas, utilizado por ROSSI [1993], foi substituído por outro mais eficiente. O novo sistema é composto por três resistências KANTHAL ($\phi = 0,644$ mm; $4,1105 \Omega/m$) de 16,9, 18,3, e 20,0 OHMS (110 Volts), sendo que a diferença de potencial na maior destas foi controlada por um variador de voltagem manual, tipo VARIAC marca AUJE. As duas resistências menores que podiam ser ligadas em série, funcionavam sem controle. Uma importante característica deste sistema é o arranjo das resistências dentro do tubo, que faz com que o contato com o ar seja feito de uma

forma mais homogênea e o percurso do fluxo com perdas de cargas menores. A Figura 3.11 mostra o esquema de instalação do sistema de aquecimento auxiliar.

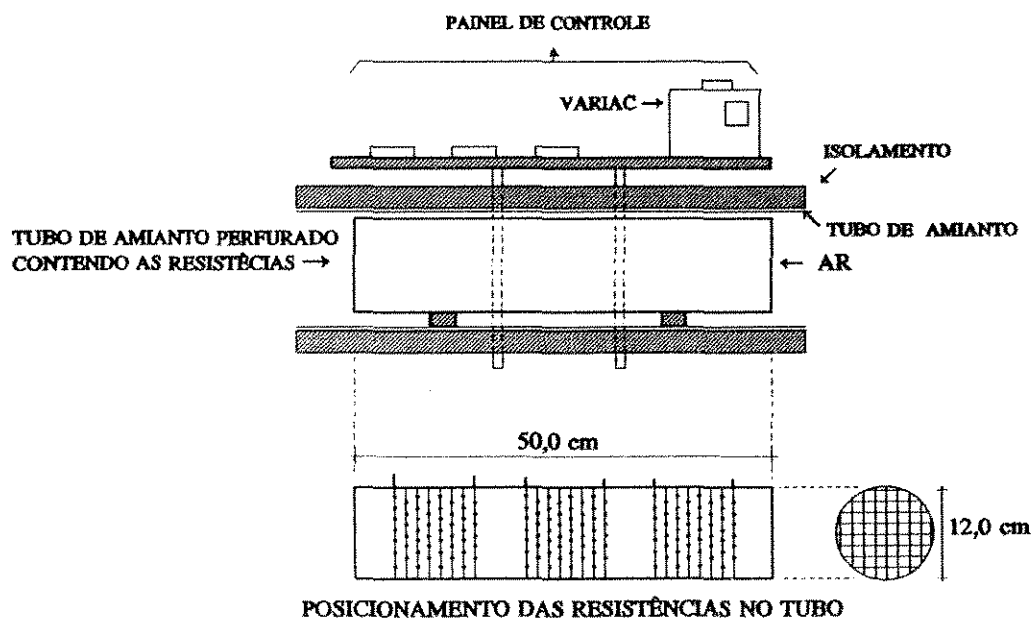


Figura 3.11: Esquema de Instalação do Sistema de Aquecimento Auxiliar à base de Resistências Elétricas.

3.3 Calibração dos Elementos de Medição

Com as alterações descritas acima, novos elementos de medição tiveram de ser introduzidos e alguns existentes foram substituídos. O Wattímetro (medição do consumo elétrico do compressor) e os manômetros (medição da pressão de descarga e de sucção do compressor), foram considerados calibrados devido aos criteriosos métodos utilizados por ROSSI [1993].

O consumo de energia elétrica do compressor foi obtido anotando-se o tempo gasto para que o disco do wattímetro completa uma volta, sendo que a mesma vale 75,554 kWh.

Para facilitar a leitura do consumo de energia elétrica das resistências, foi levantada uma curva do fluxo de corrente elétrica (Amperagem) nas resistências versus o valor indicado na escala do variador de tensão VARIAC (110

V). O levantamento dos dados foi realizada em condições próximas a dos ensaios, e foram utilizados valores médios na confecção da curva de calibração.

Os fluxos de corrente elétrica na resistência ligada ao VARIAC, foram determinadas através de um multímetro digital tipo alicate CHUNG modelo 2608, e com precisão de 2,0% no intervalo em que o instrumento foi utilizado.

A leitura da posição da chave no variador de tensão permite determinar a corrente elétrica que atravessa a resistência, e com isso calcular o consumo de energia. A Figura 3.12 apresenta a curva de calibração, e a equação de aproximação da curva é descrita abaixo.

$$Y = -2,322 + 0,08869X^2 + 2,627 \times 10^{-5}X^3 - 3,2512 \times 10^{-6} \times X^4 \quad (3.1)$$

onde :

Y : fluxo de corrente (A).

X : posição da chave seletora do VARIAC.

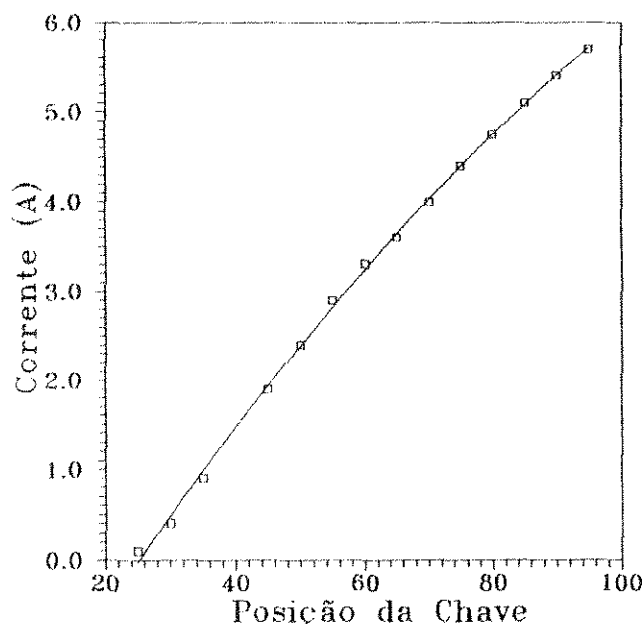


Figura 3.12: Corrente Elétrica versus a Posição da Chave Seletora no VARIAC.

3.3.1 Termopares

Os novos termopares Tipo T (bitola 24 AWG) utilizados no sistema, foram calibrados com base em um termômetro de referência WAHL modelo C-65, com $\pm 0,15$ ($-205, +400^{\circ}\text{C}$) de precisão, em duas situações :

- garrafa térmica hermeticamente fechada contendo água fria, sendo que o intervalo de temperatura coberto foi de 0° a 25°C ,
- banho termostático de grande volume, com o intervalo de temperatura obtido entre 25° e 100°C .

Para cada termopar foram anotados valores de 0° a 100°C , juntamente com os valores indicados pelo termômetro de referência. A partir dos pontos obtidos foram levantadas as curvas de calibração. O posicionamento de todos os termopares instalados no Secador BC, são mostrados na Figura 3.13.

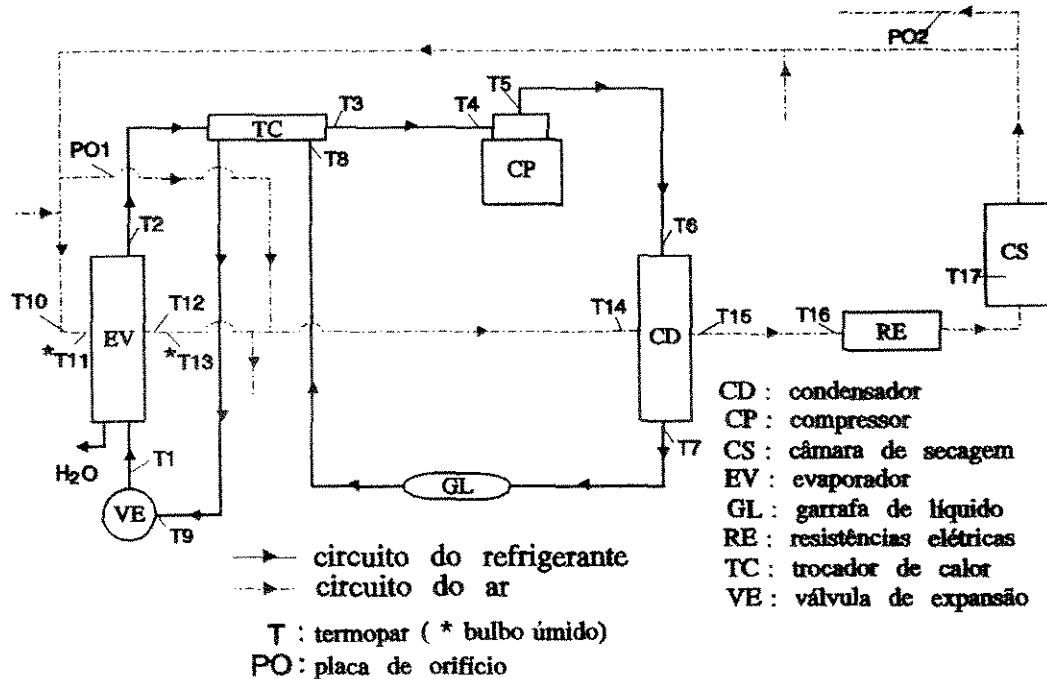


Figura 3.13: Posição dos Termopares e das Placas de Orifício no Secador BC.

Com a finalidade de agilizar a leitura, e aumentar a precisão das medidas de temperatura de bulbo úmido do ar na entrada e saída do evaporador foram

desenvolvidos, testados e calibrados dois termopares de bulbo úmido. Apesar dos bons resultados, existe a necessidade de aperfeiçoamento deste instrumento. Detalhes de construção do termopar são mostrados na Figura 3.14.

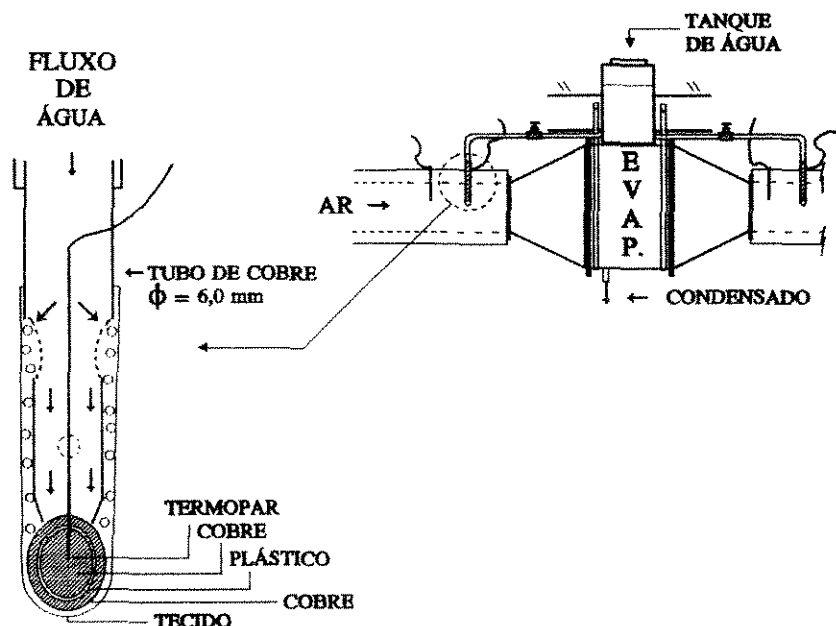


Figura 3.14: Posicionamento e Construção do Termopar de Bulbo Úmido.

Tabela 3.2: Coeficientes das Equações de Calibração dos Termopares

| Termopar | a | b | coef. de reg. |
|----------|---------|---------|---------------|
| 10 | 0,05009 | 0,99728 | 0,99996 |
| 11 | 0,23808 | 0,99667 | 0,99998 |
| 12 | 0,22870 | 0,99441 | 0,99999 |
| 13 | 0,67454 | 0,97915 | 0,99982 |
| 14 | 0,35828 | 0,98976 | 0,99999 |
| 15 | 0,29284 | 0,99143 | 0,99997 |
| 16 | 0,15788 | 0,99738 | 0,99997 |
| 17 | 0,06457 | 0,99746 | 0,99999 |

A Tabela 3.2 apresenta os coeficientes obtidos pela análise de regressão linear dos valores indicados pelo termômetro de referência (T_{ref}), e das

temperaturas lidas pelo indicador de temperatura OMEGA com 18 pontos. A forma da equação é descrita abaixo.

$$T_{ref} = a + b \times T_{tp} \quad (3.2)$$

Apenas os novos termopares instalados foram calibrados. A numeração utilizada para indicar os termopares está de acordo com a Figura 3.13.

3.2.2 Vazões do Ar

A vazão do ar mostrou ser um parâmetro de difícil determinação e essencial para a exatidão dos cálculos.

3.2.2.1 Placas de Orifício

As placas de orifício foram calibradas com auxílio de um laminarizador de fluxo MERIAN 50MC2-4, de acordo com a metodologia do catálogo do fabricante. Os valores da perda de carga eram transmitidos a um manômetro em "U", também construído em vidro e usando água como líquido manométrico.

Na saída do ar do secador assim como no desvio, foram instaladas placas de orifício feitas em acrílico. Na primeira posição referida o orifício possuía um diâmetro interno de 6,5 mm, e na segunda posição um diâmetro de 6,0 mm. As posições das placas de orifício podem também ser visualizadas na Figura 3.13.

A Figura 3.15 mostra as curvas de calibração para as placas de orifício. A forma da equação de aproximação para as duas curvas é descrita abaixo e os coeficientes da mesma estão na Tabela 3.3.

$$Y = \sum_{n=0}^7 A_n \times X^n \quad (3.3)$$

onde:

X : diferença da altura de água no manômetro (cm)

Y : vazão padrão do ar (L/min)

Tabela 3.3: Coeficientes das Equações de Aproximação das Curvas de Calibração das Placas de Orifício.

| n | A_n | |
|---|----------|----------|
| | Placa 1 | Placa 2 |
| 1 | -12,05 | 23,73 |
| 2 | 5574,41 | 4169,35 |
| 3 | -6256,14 | -3707,45 |
| 4 | 4319,87 | 2076,35 |
| 5 | -1558,19 | 654,37 |
| 6 | 276,09 | 115,60 |
| 7 | -18,98 | 10,68 |
| 8 | 0,0 | 0,40 |

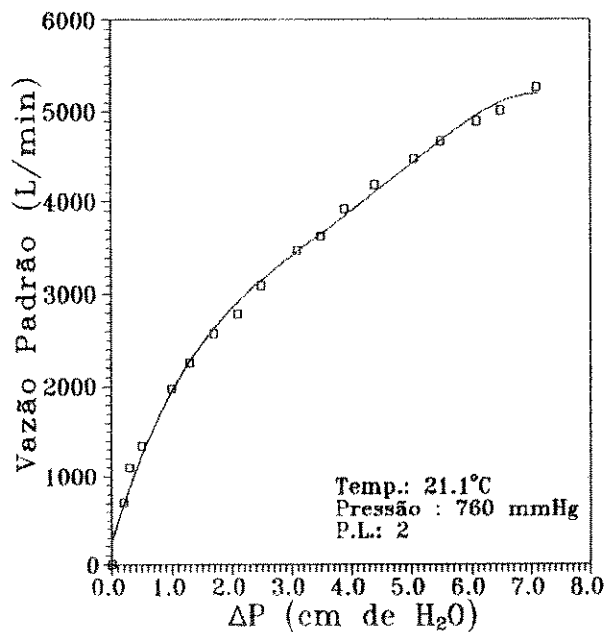
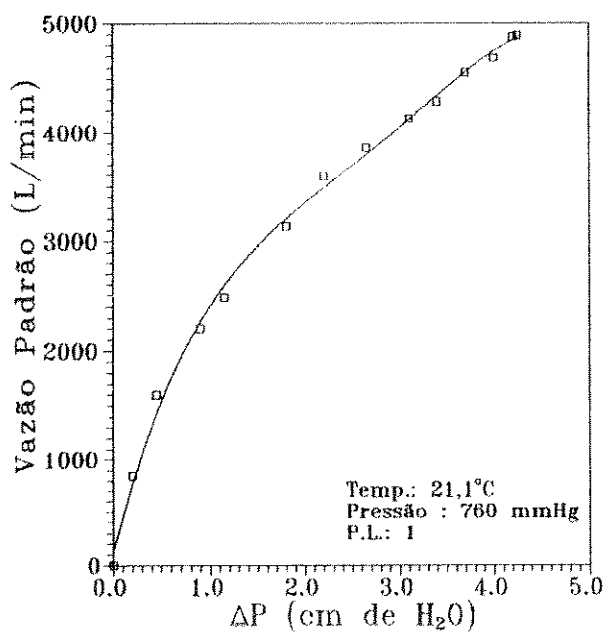


Figura 3.15: Curvas de Calibração das Placas de Orifício 1 e 2, respectivamente.

A vazão real do ar é obtida através da vazão padrão lida no gráfico, e as seguintes correções adicionais, devido aos efeitos de temperatura e pressão são aplicadas :

$$VV = VP \times \frac{760}{P_f} \times \frac{(273,15 + T_f)}{(273,15 + 21,1^\circ)} \quad (3.4)$$

onde:

VV : vazão real do ar (L/h).

VP : vazão padrão do ar (L/h).

P_f : pressão do fluxo de ar na posição anterior ao orifício (mm Hg).

T_f : temperatura do ar na posição anterior ao orifício ($^\circ\text{C}$).

3.2.2.2 Circuito Principal

A medição da vazão do ar no circuito principal (evaporador/câmara de secagem), defrontou-se com dificuldades ainda maiores do que as mencionadas por ROSSI [1993] em seu trabalho. Após testar varios métodos sem sucesso, este optou por um esquema não convencional que utilizava a determinação da vazão mássica da água condensada no evaporador dividida pela variação da umidade absoluta do ar neste trocador.

Devido a natureza dinâmica dos novos ensaios, esse método tornou-se inviável, pois exigia um tempo considerável para que o fluxo de condensado drenado do evaporador entrasse em regime.

A solução adotada foi a utilização de um anemômetro de hélices VEB DRESDEN 8060. Afim de evitar interferências, o anemômetro teria de ser colocado na gaveta do fundo do secador, na posição anterior ao sistema de injeção de água, mas ainda sentindo os efeitos da curvatura no duto de ar.

A Figura 3.16 dá uma idéia de como se comporta a velocidade do ar medida no eixo do secador.

Para diferentes aberturas da válvula de controle de vazão de ar, obteve-se para cada medida de velocidade do ar no fundo da câmara o valor da vazão indicada pela placa de orifício, instalada na saída do secador. A Tabela 3.3 apresenta os resultados das medidas realizadas.

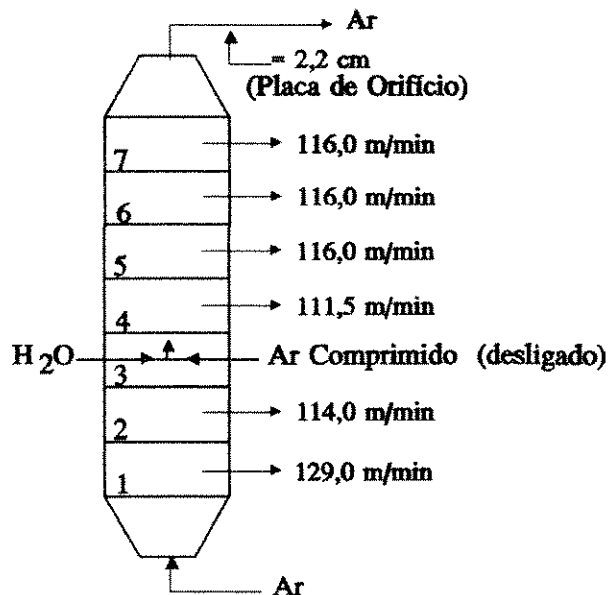


Figura 3.16: Variação da velocidade do Ar na Câmara de Secagem com a válvula reguladora de vazão na posição 60° (Temperatura do Ar 55,0°C).

Tabela 3.3: Caracterização das Vazões no Secador BC, Resultados obtidos.

| | Ângulo de abertura da Válvula | | | | | | |
|------------------------|-------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 30 | 35 | 45 | 50 | 60 | 65 | 90 |
| VF (m/min) | 87 | 100 | 120 | 128 | 129 | 131 | 135 |
| W _{p0} (kg/h) | 146,5 | 166,2 | 203,5 | 221,9 | 222,1 | 226,0 | 234,1 |

A equação descrita abaixo representa a relação entre a velocidade medida no fundo da câmara e a vazão obtida pela placa de orifício.

$$Y = 301,144 - 6,1024X + 0,0646369X^2 - 0,000171234X^3 \quad (3.5)$$

onde:

$$Y = W_{p0} \quad \text{e} \quad X = VF$$

3.2.2.3 Entradas do Ar Ambiente

Para a determinação da vazão do ar ambiente que entra no secador fixou-se

o anemômetro em um tubo curto, e conectou-se este conjunto a uma das entradas de ar. Foi aplicado o mesmo procedimento anterior com respeito a utilização da placa de orifício como referência para a calibração do anemômetro. A partir dos valores registrados, obteve-se uma curva que relaciona a vazão de ar registrada na placa de orifício e a velocidade do ar determinada pelo anemômetro, conforme a Figura 3.17.

Devido aos limites de vazões de ar utilizados nos ensaios e a semelhança física das regiões de medidas, as curvas obtidas para as duas entradas concordaram entre si.

A equação da aproximação é:

$$Y = -1,0146 + 0,20182X + 0,438 \times 10^{-3}X^2 - 3,69210^{-7}X^3 \quad (3.6)$$

onde :

Y : vazão do ar (kg/h).

X : velocidade do ar na entrada do Secador BC (m/min).

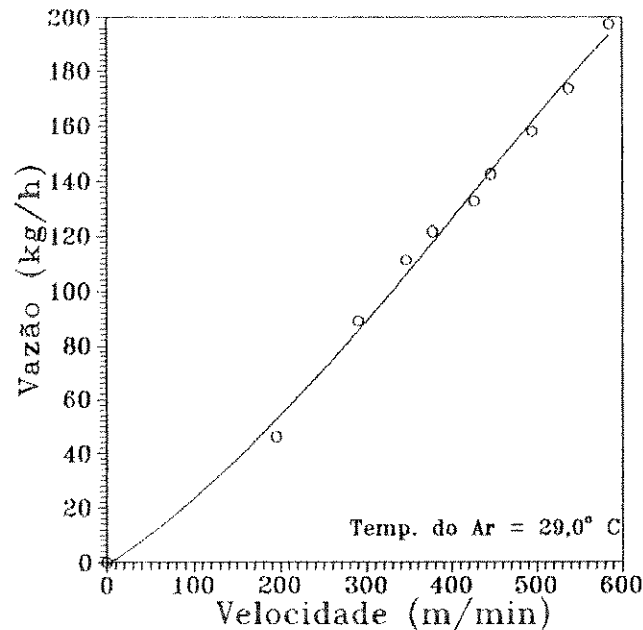


Figura 3.17: Variação da Vazão do Ar versus a Velocidade do mesmo, medida com um anemômetro, na entrada do Secador BC.

3.4 Procedimentos Experimentais

3.4.1 Estudo da Recirculação

I - Ensaios com Umidificação Controlada ("spray" de água)

Foram realizados três ensaios, e em todos eles três parâmetros foram mantidos invariáveis e seus valores fixados de acordo com valores considerados ideais para a secagem de cebolas [ROSSI, 1993].

- vazão de ar comprimido = 500 L/h
- vazão do ar (W_{ar}) na câmara de secagem = 218,0 kg/h (± 1)
- temperatura do ar (T_{sec}) na câmara de secagem = 55,0° C ($\pm 0,3$)
- temperatura de evaporação (T_{Ev}) do refrigerante = 0,0° C ($\pm 0,3$)

Todos os ensaios foram conduzidos de modo semelhante. Inicialmente acionava-se o ventilador e pulverizava-se continuamente uma quantidade fixa de água no secador, com a saída do mesmo ajustada para a recirculação total do ar. Posteriormente ajustava-se os controles do equipamento com o objetivo de alcançar o regime permanente em todos os parâmetros anteriormente citados.

Na segunda etapa, definiu-se o valor da **Umidade Característica do Ensaio**, U.C., que é a umidade relativa do ar para a recirculação total, e que foi usada para caracterizar o ensaio (17,5 %; 25,5 %; 46,0 %). A partir desse instante diminuiu-se a Razão de Recirculação, R_i (vazão de ar recirculada dividida pela vazão total do ar no secador), para um nível pré-estabelecido, e esperava-se que o sistema atingisse um novo estado de equilíbrio. Para cada razão de recirculação, inclusive $R_i \approx 1,0$, foram anotados os seguintes parâmetros : vazão do R22 (W_{R22}), pressão de descarga e sucção do compressor (P_D e P_S), as temperaturas de entrada e saída de todos os elementos do circuito de ar e do refrigerante (T_i), e o consumo de energia elétrica do compressor e das resistências (E_C , E_{RES}).

Com todos os dados disponíveis, calculou-se o calor absorvido pelo ar ao passar pelo condensador, evaporador e resistências (Q_C , Q_E , e Q_{RE}), as umidades absoluta e relativa do ar na entrada e saída do evaporador, o trabalho de compressão (W_{CP}), o coeficiente de desempenho efetivo de aquecimento ($COP_{C,ef}$), o

coeficiente de desempenho considerando a influência das resistências elétricas ($COP_{c,t}$), e a eficiência mecânica do compressor (η_m).

II - Influência da Vazão no Comportamento do Sistema.

Nessa etapa dos estudos foram mantidos invariáveis os seguintes parâmetros :

- temperatura da câmara de secagem = $55,0^{\circ} \text{ C } (\pm 0,3)$,
- temperatura de evaporação do refrigerante = $0,0^{\circ} \text{ C } (\pm 0,5)$,
- razão de recirculação = 1,0.

O mesmo procedimento empregado nos ensaios anteriores foi aplicado nesta fase, mas agora em vez da vazão do ar, fixou-se a razão de recirculação. Foram também monitoradas as mesmas variáveis e aplicado o mesmo tratamento.

III - Secagem do Produto Alimentício (Fatias de Cebola)

O material utilizado na secagem foram fatias de cebola cultivar "Baía Piriforme", adquirida no CEASA (Campinas,SP) em fevereiro de 1994, e que após análise demonstrou possuir 90,7 % de umidade. Os procedimentos para a realização dos ensaios dessa etapa são apresentados a seguir.

Uma avaliação visual, considerando sobretudo tamanho e aspecto, permitiu selecionar o produto mais uniforme, que foi mantido sob refrigeração. No início de cada ensaio as cebolas eram cortadas ao longo do eixo e em seguida enfatiadas, formando semi-anéis com espessura de 2,0 cm. Eram então colocadas em bandejas e pesadas. Para os três ensaios realizados foram utilizados as mesmas quantidades em cada bandeja ($\approx 1335,0$ gramas).

Antes de se iniciar os experimentos o sistema era posto em regime com as seguintes variáveis fixas :

- temperatura de secagem = $55,0^{\circ} \text{ C } (\pm 0,3)$
- temperatura de evaporação do refrigerante = $0,0^{\circ} \text{ C } (\pm 0,5)$
- vazão média do ar no secador = 218,0 kg/h

Após introdução da bandeja contendo as fatias de cebola na câmara de secagem, controlou-se os seguintes parâmetros :

- temperatura de secagem = 55,0° C (\pm 0,3)
- vazão do ar no secador = 177,2 kg/h (\pm 2,7)

A temperatura de evaporação do refrigerante demonstrou nos testes preliminares, uma alta sensibilidade a pequenas mudanças nas condições da fonte de calor (ar que entra no evaporador), e dessa forma, seu controle foi desconsiderado.

Foi assumido um tempo limite de 12 horas para cada ensaio. A intervalos de tempo pré-determinados, foram anotadas as temperaturas de entrada e saída de cada elemento do circuito do ar e do refrigerante, e por último a pressão de descarga e sucção do compressor.

A bandeja contendo o alimento foi pesada a intervalos determinados, e os valores registrados foram usados na confecção das curvas de secagem.

As curvas foram parametrizadas pela razão de recirculação R_i , ou melhor, para cada ensaio foi considerada uma R_i (0,0; 0,15; 0,40).

Foram calculadas as umidades absolutas e relativas do ar na entrada e saída do evaporador, e anotado o consumo de energia elétrica do compressor, nos seguintes períodos : 12, 62, 240, 480, e 720 minutos.

3.4.2 Obtenção de Outras Condições do Ar na Câmara de Secagem (uso do desvio)

Esta etapa dos estudos compreendeu o uso do desvio instalado no circuito principal do ar.

O equipamento da forma como foi construído (ver Figura 3.9) possibilita obter diferentes condições psicrométricas do ar. Essa característica torna-se importante pois permite estabelecer condições do ar na câmara, próprias para a secagem de materiais com maior sensibilidade à temperatura e à umidade.

As investigações concentraram-se na obtenção de duas condições diferentes, com e sem recirculação. O critério utilizado para comparação foi o consumo de energia elétrica do compressor.

O procedimento empregado para a realização dos ensaios teve início com o mapeamento das diferentes vazões do ar existentes no equipamento, como mostra a Figura 3.19.

Vazões possíveis de determinação:

$W_1, W_2, W_3, W_4,$ e W_6 (apenas com recirculação total)

Outras vazões :

- com recirculação

$$W_6 = W_7$$

$$W_5 = W_3$$

- sem recirculação

$$W_6 = W_1$$

$$W_5 = W_3 + W_2 - W_6$$

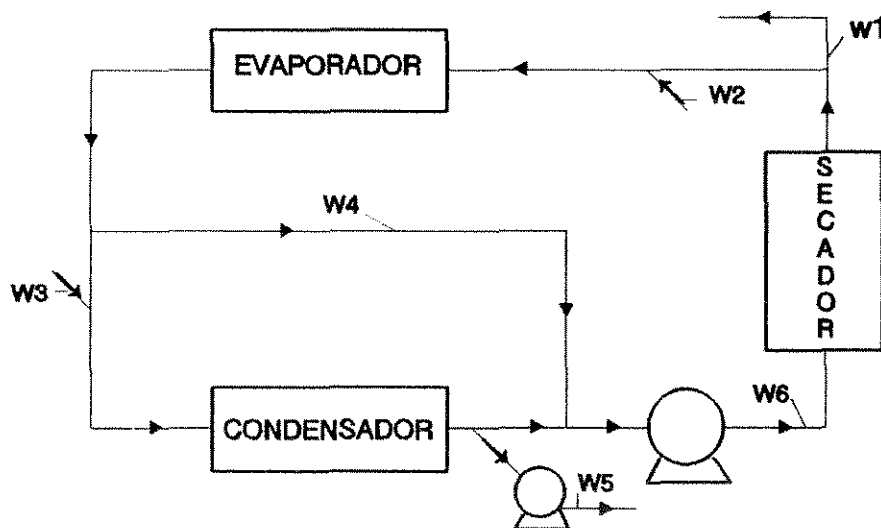


Figura 3.19: Caracterização das Diferentes Vazões do Ar Existentes no Secador BC

As condições do ar na câmara de secagem consideradas como metas a serem alcançadas, foram as seguintes :

| Ensaio | T_{RS} | T_{RU} |
|--------|----------|----------|
| | °C | °C |
| 1 | 25,0 | 19,0 |
| 2 | 30,0 | 22,0 |
| 3 | 35,0 | 24,0 |

A vazão do ar na câmara de secagem foi fixada em um valor próximo de 180 kg/h.

O sistema foi posto em funcionamento, e a válvula de recirculação em seguida ajustada de acordo com o grupo de ensaios.

A condição a ser estabelecida na câmara de secagem para o ensaio foi alcançada por tentativas, manipulando-se as várias válvulas existentes no circuito de ar. Após o sistema entrar em regime nas condições desejadas, foram registrados todos os dados importantes para posterior análise dos experimentos.

O único parâmetro controlado foi a temperatura de evaporação do refrigerante (T_{ev}). Não foram considerados os consumos de energia elétrica dos dois ventiladores, pois verificou-se que eles permaneciam constantes durante os ensaios.

3.5 Tratamento dos Dados Experimentais

Para o tratamento dos dados obtidos nos ensaios foi desenvolvido um programa de computador em linguagem FORTRAN denominado "SHARP", listado no Apêndice B, e que de acordo com as necessidades de cada grupo de experimentos, sofreu pequenas adaptações. As equações utilizadas nos cálculos realizados pelo programa são descritos a seguir.

3.5.1 Cálculo das Propriedades do Ar

- Referência : [ROSSI, 1987]

- variáveis requeridas

T_{BS} : temperatura de bulbo seco ($^{\circ}C$)

T_{BU} : temperatura de bulbo úmido ($^{\circ}C$)

P_{ATM} : pressão atmosférica (Pa)

- variáveis determinadas

U.A. : umidade absoluta (kg vapor/ kg ar seco)

U.R. : umidade absoluta (%)

H_{ar} : entalpia do ar (J/kg)



- cálculo da pressão de vapor de saturação P_{vs} (Pa)

$$P_{vs} = \exp\left(60,43 - \frac{6834,27}{(T_{BS} + 273)} - 5,17 \times \ln(T_{BS} + 273)\right) \quad (3.7)$$

- cálculo da pressão parcial de vapor P_v (Pa)

$$P_v = P_{vu} - \frac{h'}{h_p} \times \frac{(T_{BS} - T_{BU}) R_0 (T_{BS} + 273)}{MM_v H_{fg}} \quad (3.8)$$

onde :

h'/h_p : relação entre o coeficiente de transferência de calor e o coeficiente de transferência de massa no ar para as condições normais de operação. Seu valor situa-se em torno de $1,0 \text{ KJ/m}^3 \text{ } ^\circ\text{C}$,

P_{vu} : pressão de vapor de saturação na temperatura T_{BU} ,

H_{fg} : entalpia de evaporação da água líquida (J/kg),

$$H_{fg} = 2,5 \times 10^6 - 2,39 \times 10^3 T_{ORV} \quad (3.9)$$

MM_v : peso molecular da água, 18 kg/kgmol ,

R_0 : constante universal dos gases, $8,314 \text{ kJ/kg-mol } ^\circ\text{C}$.

- cálculo da temperatura de orvalho T_{ORV} ($^\circ\text{C}$)

$$T_{ORV} = \sum_{i=0}^8 A_i (\ln(0,00145 \times P_{ORV}))^i + 255 \quad (3.10)$$

- volume específico

$$V = 287 \times \frac{(T_{BS} + 273,15)}{(P_{ATM} - P_v)} \quad (3.11)$$

- umidade absoluta e relativa

$$U.A. = 0,622 \times \frac{P_V}{(P_{ATM} - P_V)} \quad (3.12)$$

$$U.R. = \frac{P_V}{P_{VS}} \times 100 \quad (3.13)$$

- cálculo da entalpia do ar

$$H_{AR} = 1007 \times T_{BS} + U.A. \times (2,5 \times 10^6 + 1876 \times T_{BS}) \quad (3.14)$$

Os cálculos são iterativos, e iniciam-se com uma estimativa de T_{ORV} , e terminam quando a variação de T_{ORV} ou H_{fB} atingem uma tolerância pré-estabelecida.

Os valores das constantes podem ser encontrados no Apêndice A.

3.5.2 Cálculo das Propriedades do R22

- Referência [ROSSI, 1993]

- variáveis requeridas

T_{R22} : temperatura do R22 (°C)

P_{R22} : pressão do R22 (Pa)

- variáveis determinadas

V_{R22} : volume específico do R22 (m³/kg)

H_{R22} : entalpia do R22 (kJ/kg)

- cálculo do volume específico do R22

$$PEST = C1 + C2 + C3 + C4 + C5 \quad (3.15)$$

$$C1 = \frac{R1 \times T_{R22}}{VMB}$$

$$C2 = \frac{A(2) + B(2) \times T_{R22} + C(2) \times XKT}{VMB^2}$$

$$C3 = \frac{A(2) + B(2) \times T_{R22} + C(2) \times XKT}{VMB^3}$$

$$C4 = \frac{A(4) + B(4) \times T_{R22}}{VMB^4}$$

$$C5 = \frac{A(5) + B(5) \times T_{R22} + C(5) \times XKT}{VMB^5}$$

$$XKT = EXP \left(\frac{XK \times T_{R22}}{T_c} \right) \quad (3.16)$$

$$VMB = VEST - BB \quad (3.17)$$

$$VEST = \frac{R_D \times T_{R22}}{P_{R22}} \quad (3.18)$$

A convergência é feita sobre a nova pressão "PEST", calculada e corrigida de acordo com o volume específico (VMB), e modificada gradativamente até que $PEST^d - P$ seja menor que a tolerância especificada.

- entalpia do R22 (região de vapor)

$$H_{R22} = HH1 + H1 + H2 + H3 + H4 + H5 - CH2 \quad (3.19)$$

$$HH1 = ACV(1) \times T_{R22} + 0,5 \times ACV(2) \times T_{R22}^2 + \frac{ACV(3) \times T_{R22}^3}{3} - \frac{ACV(5)}{T} - C$$

$$H1 = P_{R22} \times VEST$$

$$H2 = \frac{A(2) + C(2) \times ETKTC}{VMB}$$

$$H3 = \frac{A(3) + C(3) \times ETKTC}{2 \times VMB^2}$$

$$H4 = \frac{A(4)}{3 \times VMB^3}$$

$$H5 = \frac{A(5) + C(5) \times ETKTC}{4 \times VMB^4}$$

$$ETKTC = \left(1 + \frac{XK \times T_{R22}}{T_C}\right) \times XKT$$

- cálculo da vazão do R22

$$HLAT = P \times (D1 + D2 + F4 + D3) \times (VEST - VL) \times T \quad (3.20)$$

$$VL = 1 / (R1 + R2 \times XM^{(1/3)} + R3 \times XM^{(2/3)} + R4 \times XM + R5 \times XM^{(4/3)})$$

$$D1 = \frac{F2}{T}$$

$$D2 = \frac{F3}{T}$$

$$D3 = \frac{F5}{T} \times \left(1 + \frac{F6}{T} \times \text{LOG}(\text{ABS}(F6 - T0)) \right)$$

$$\Delta H_{EVAP} = H_{R22}(T') - HLAT(T)$$

$$w_{R22} = \frac{\Delta H_{AR} \times w_{AR}}{\Delta H_{EVAP}} \quad (3.21)$$

onde :

HLAT : entalpia do R22 na condição de líquido saturado (kJ/kg),

w_{R22} : vazão do R22 (kg/h),

ΔH_{EVAP} : variação de entalpia do R22 ao atravessar o evaporador (kJ/kg).

Os valores de todas as constantes podem ser encontradas na Apêndice A.

3.5.3 Cálculo do Coeficiente de Desempenho Efetivo

- aquecimento

$$COP_{C,ef} = \frac{Q_C}{E_{CP}} \quad (3.22)$$

- resfriamento

$$COP_{R,ef} = \frac{Q_R}{E_{CP}} \quad (3.23)$$

onde:

E_{CP} : consumo específico de energia elétrica requerido pelo compressor para realizar o trabalho de compressão (kJ/kg),

Q_C : calor absorvido pelo ar no condensador, sendo igual a variação de entalpia

do ar ao atravessar o condensador (kJ/kg),

Q_t : calor retirado do ar ao atravessar o evaporador, sendo igual a variação de entalpia do ar ao atravessar o evaporador (kJ/kg).

3.5.4 Cálculo do Coeficiente de Desempenho Total de Aquecimento e Eficiência Mecânica

$$COP_{C,t} = \frac{Q_C + Q_{RES}}{E_{CP} + E_{RES}} \quad (3.24)$$

onde :

Q_{RES} : calor absorvido pelo ar ao atravessar as resistências, sendo igual variação de entalpia do ar ao atravessar tal elemento de aquecimento (kJ/kg),

E_{RES} : consumo específico de energia elétrica requerido pelas resistências para prover o aquecimento auxiliar do ar (kJ/kg).

$$\eta_m = \frac{W_{CP}}{E_{CP}} \quad (3.25)$$

onde :

η_m : eficiência mecânica.

Capítulo 4

Resultados e Discussão

4.1 Avaliação da Recirculação de Ar na Secagem com Bomba de Calor

A avaliação da utilização da recirculação de ar englobou dois caminhos diferentes: um relacionado aos experimentos, e que interpretou os resultados sob o ponto de vista comportamental do sistema investigado, e outro que buscou, através de uma análise quantitativa, apoio e confirmação para as hipóteses apresentadas.

4.1.1 Ensaios com Umidificação Controlada ("spray" de água)

Essa primeira fase dos experimentos aborda a influência da variação da recirculação do ar no desempenho do sistema, utilizando uma simulação prática do processo de desidratação, isto é, um "spray" de água, e uma vazão constante de ar no secador. Os resultados obtidos nas três séries de ensaios foram lançados nas Figuras 4.1 a 4.8. As curvas foram parametrizadas pela Umidade Característica do Ensaio, "U.C.", definida como o valor da umidade relativa na entrada do evaporador para a razão de recirculação "Ri" igual 1.

Para cada uma das três U.C., 17,5%, 25,5% e 46,0%, variou-se Ri de zero a 1. A situação do sistema era registrada assim que o mesmo atingisse o regime. Os parâmetros de operação mantidos constante em todas as séries de ensaios foram: a vazão do ar no circuito principal; 218,0 kg/h ($\pm 1,0$), a temperatura de

evaporação do refrigerante; $0,0^{\circ}\text{C}$ ($\pm 0,3$), e a temperatura do ar na entrada da câmara de secagem; $55,0^{\circ}\text{C}$ ($\pm 0,3$).

A taxa de condensado não foi anotada, por não ser representativa da situação analisada, pois um fluxo constante do mesmo requereria um tempo adicional para entrar em regime.

É importante ter em mente que, para cada ensaio haverá apenas um valor de U.C., pois este é definido apenas quando $R_i=1$, e que para um certo valor de umidade relativa existe um valor correspondente de umidade absoluta. Portanto, pode-se usar os dois valores para se definir a umidade característica do ensaio U.C., a saber :

U.C. = 17,5% ou 0,0160 kg vapor d'água/kg ar seco ($T= 52,2^{\circ}\text{C}$);

U.C. = 25,5% ou 0,0213 kg vapor d'água/kg ar seco ($T= 50,1^{\circ}\text{C}$);

U.C. = 46,0% ou 0,0285 kg vapor d'água/kg ar seco ($T= 43,9^{\circ}\text{C}$).

Como já foi observado no Capítulo 3, as condições psicrométricas do ar que entra no evaporador afetam o desempenho da bomba de calor. Trabalho anterior [ROSSI et alli, 1992] demonstrou que a temperatura e a umidade absoluta do ar são dois parâmetros relevantes quando se considera este tipo de sistema. Existindo a recirculação, a condição do ar que entra no evaporador será resultante da proporção de mistura do ar proveniente do ambiente e do ar que deixa o secador. Dessa forma, a razão de recirculação, R_i , passa a ser outro parâmetro importante.

As Figuras 4.1a e 4.1b mostram como a temperatura e a umidade absoluta do ar variam consideravelmente com a razão de recirculação.

Uma análise da Figura 4.1a confirma que, à medida que o valor de R_i tende a zero, a umidade absoluta do ar a montante do evaporador tende a umidade do ar ambiente, e quando R_i tende a 1, a umidade absoluta tende para a umidade característica do ensaio. As oscilações observadas para valores de R_i próximos de zero, são reflexos da predominância das condições do ar ambiente e que por conseguinte variam naturalmente durante o dia. Não foram obtidos valores de $R_i \equiv 0$ devido a dificuldade na estanqueidade da válvula na saída da câmara de secagem.

Objetivando-se confirmar a precisão das medidas realizadas, foram efetuados balanços de massa e energia considerando as condições do ar nas duas correntes que se misturam, recirculação e ambiente, levando em conta a umidade

introduzida pelo atomizador. Os cálculos apontaram uma pequena diferença entre as temperaturas registradas e as obtidas pelo balanço, indicando que a precisão da medida das vazões deve ser da ordem de 0,3 kg/h.

Os valores calculados da umidade absoluta após a mistura das correntes de ar confirmam uma constatação da prática. A medida que Ri se aproxima de 1, as gotículas de água não conseguem mais evaporar completamente na câmara de secagem e são arrastadas até a válvula, na saída do secador, contra a qual se chocam, perdendo impulso e sedimentando na superfície do tubo horizontal, chegando a vazar para o exterior. Como resultado, o balanço de massa acusou valores maiores de umidade absoluta do que as medidas experimentais, indicando que, em casos extremos 15,0% da água injetada pelo pulverizador não evaporou.

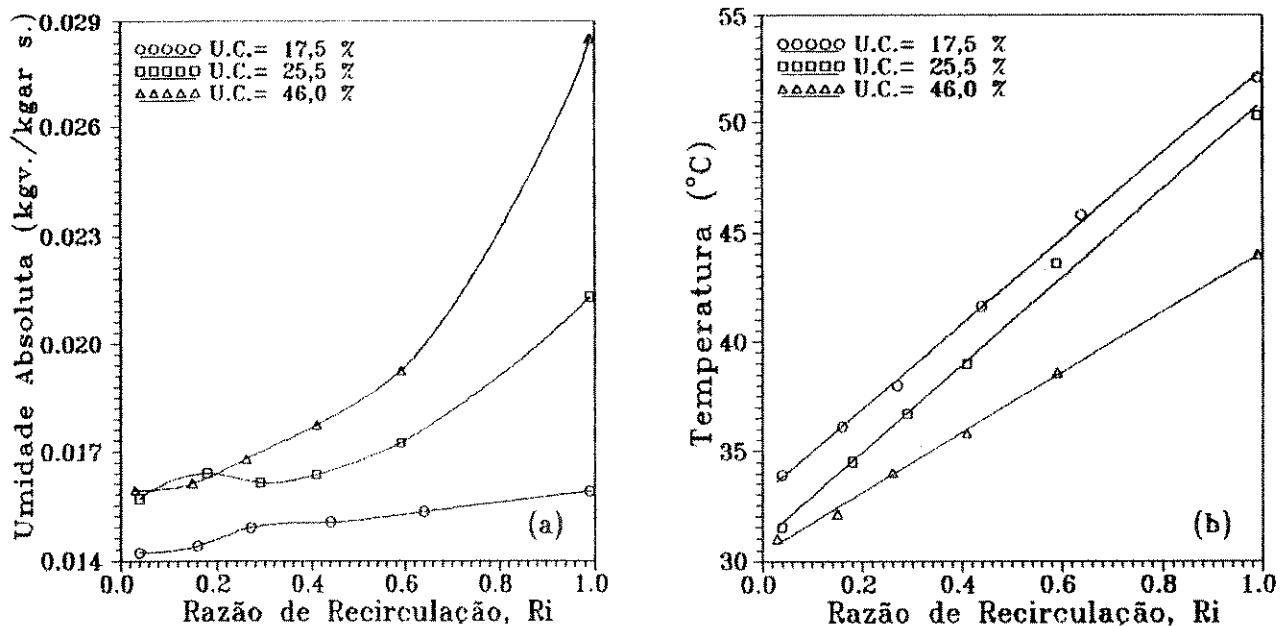


Figura 4.1: Influência da Razão de Recirculação, sobre a Umidade Absoluta (a) e a Temperatura (b) do Ar na Entrada da Evaporador.

A água por apresentar-se à temperatura ambiente ao ser pulverizada no ar dentro do secador, além de causar o aumento de sua umidade também o resfria. Isto pode ser confirmado observando o posicionamento das curvas da Figura 4.1b: para uma mesma razão de recirculação tem-se um aumento da temperatura quando da diminuição da umidade característica U.C., ou seja, da quantidade de água

presente no ar.

A variação da umidade absoluta do ar medida logo após o evaporador, Figura 4.2, mantém uma forma semelhante à variação da mesma antes de entrar no evaporador (Figura 4.1a). Caso o evaporador fosse um trocador de calor ideal, o ar sairia saturado à temperatura de evaporação do refrigerante, e as 3 curvas da Figura 4.2 ficariam superpostas. Esperava-se uma margem de trabalho do sistema de evaporação suficiente para que as 3 curvas da Figura 4.2 tendessem a isso. No entanto, a existência de uma proporcionalidade quase perfeita entre as curvas dos dois gráficos sugere que, nas dadas condições de trabalho, opera-se no limite da capacidade do evaporador em desumidificar o ar.

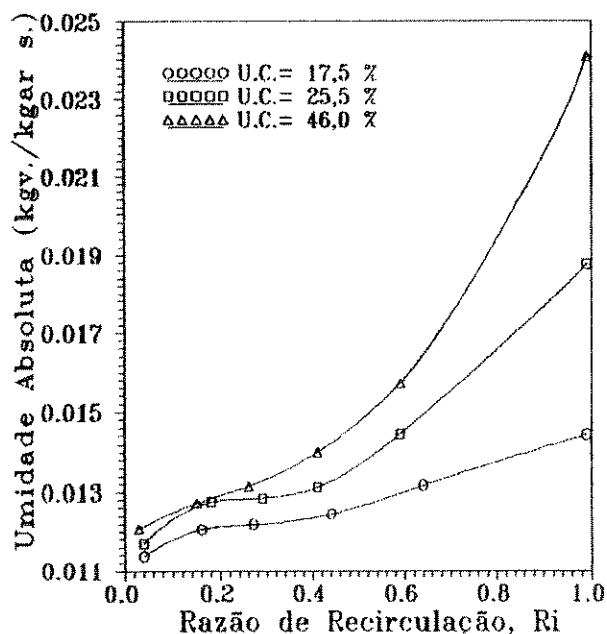


Figura 4.2: Variação da Umidade Absoluta do Ar na Saída do Evaporador, com Ri.

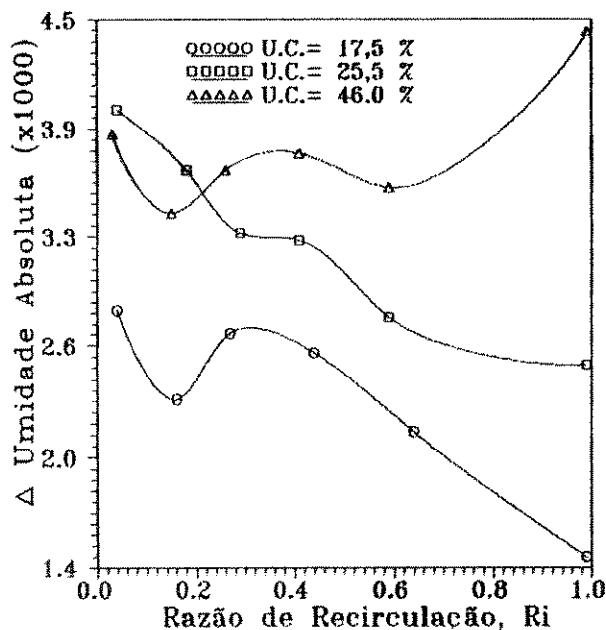


Figura 4.3: Variação da Diferença de Umid. Absoluta do ar ao Atravessar o Evap., com Ri.

As diferenças de umidade absoluta de entrada e saída no evaporador estão traçadas na Figura 4.3. Esta figura revela a existência de uma influência negativa do aumento de temperatura, sobre a capacidade que o evaporador possui em desumidificar o ar. A comprovação deste efeito fica mais nítida, observando a curva de U.C. igual a 17,5%, onde o aumento da razão de recirculação induz a

um aumento das condições de temperatura e umidade absoluta do ar, na entrada do evaporador, e que por sua vez resulta em decréscimo acentuado da quantidade de vapor d'água que é retirado do ar.

O coeficiente de desempenho $COP_{C,ef}$, apresentou uma diminuição com a razão de recirculação R_i para as três séries de ensaios conforme observado na Figura 4.4. Dessa forma e em princípio, a utilização da recirculação não deveria constituir uma decisão aceitável. O processamento dos dados mostrou também que a diferença entre os valores de $COP_{C,ef}$ e $COP_{C,t}$ para as R_i correspondentes, permaneceu em torno de 10%, e que resultou em quase nenhuma alteração no aspecto das curvas de $COP_{C,ef}$ versus R_i .

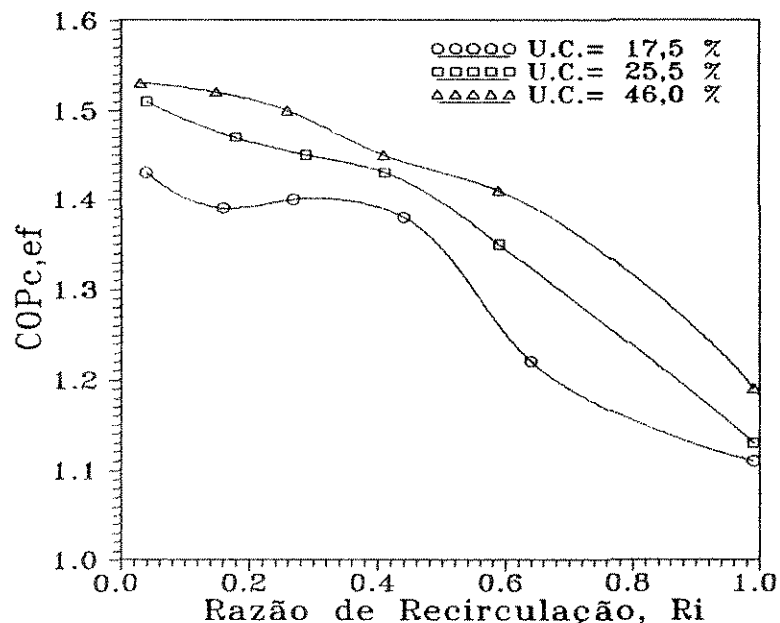


Figura 4.4: Comportamento do Coef. de Desempenho, com a Razão de Recirculação.

Os mesmos dados da Figura 4.4 podem ser usados para avaliar em separado a influência da temperatura e da umidade absoluta do ar na entrada do evaporador. Observa-se, pelas Figuras 4.5a e 4.5b, que o coeficiente de desempenho $COP_{C,ef}$, diminui quando essas duas variáveis aumentam.

O processo de condensação que ocorre com a umidade do ar no evaporador, melhora a taxa de transferência de calor. Portanto era de se esperar que o aumento de temperatura e de umidade absoluta, que acompanha o aumento de R_i ,

promovesse um efeito favorável no desempenho do sistema.

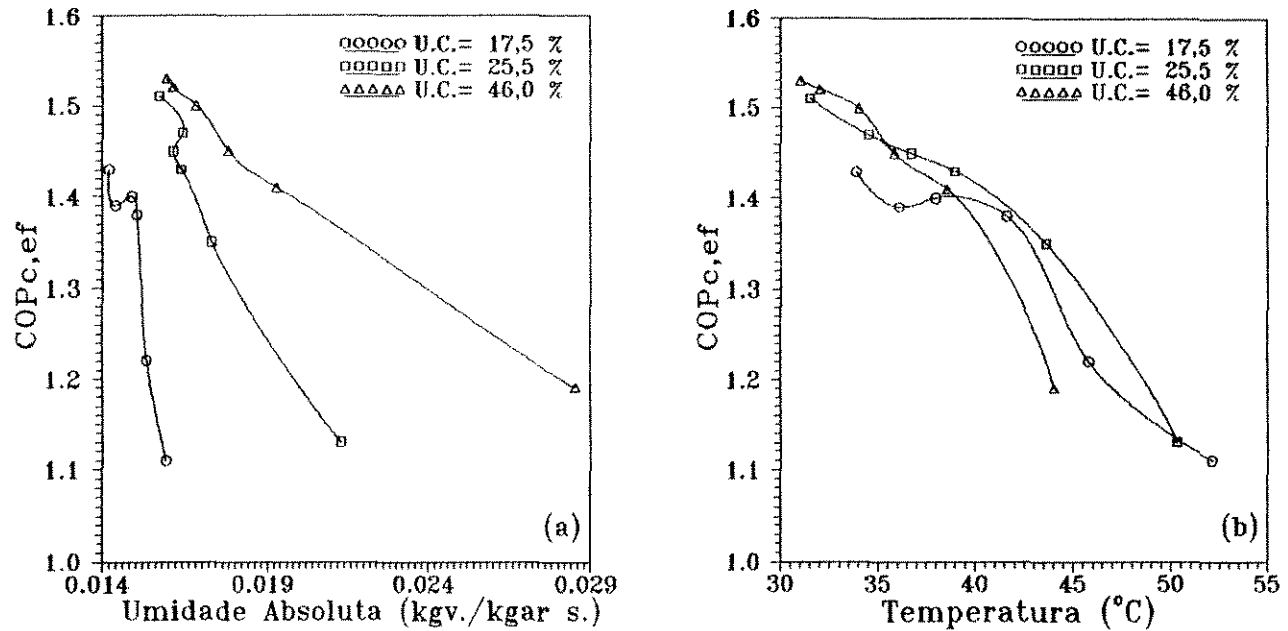


Figura 4.5: Comportamento do $COP_{C,ef}$ com Relação a Variação da Umidade Absoluta (a) e da Temperatura (b) do Ar na Entrada do Evaporador.

A Figura 4.6 relaciona a temperatura do refrigerante na saída do evaporador com a razão de recirculação, e mostra que o refrigerante ao deixar o evaporador possui um grau apreciável de superaquecimento, sendo que a situação mais crítica ocorre em R_i altas e U.C. baixas. Pode se afirmar portanto que em uma parte considerável do evaporador o refrigerante já existe como vapor superaquecido, prejudicando a operação de resfriamento do ar e por conseqüência, todo processo de secagem usando a bomba de calor. Essa influência aumenta ao aproximarmos das condições críticas mencionadas acima, mas já é notável e prejudicial com razão de recirculação igual a zero.

Em trabalho anterior utilizando o mesmo equipamento básico, ROSSI (1993) realizou seus experimentos com temperaturas do ar na entrada do evaporador inferiores a $30^{\circ}C$ e vazões da mesma ordem de grandeza das aqui utilizadas, e não foram encontradas referências ao problema de superaquecimento do refrigerante no evaporador.

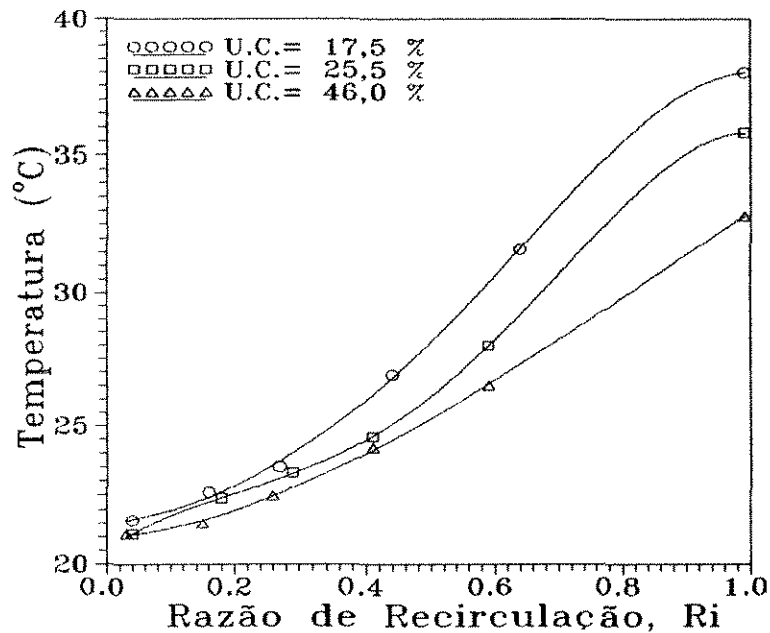


Figura 4.6: Variação da Temperatura do Refrigerante na Saída do Evaporador com a Variação de Ri.

O aumento da temperatura do vapor superaquecido produz um aumento da pressão de sucção e uma diminuição do efeito de resfriamento da fonte de calor (ar que entra no evaporador). Como resultado, a temperatura e a pressão de condensação do refrigerante também são aumentados. Essa elevação nas condições de operação do compressor provoca o aumento do consumo de energia elétrica. Os resultados apresentados na Tabela 4.1, demonstram que existe uma grande quantidade de calor que é desperdiçada pelo equipamento, e que em alguns casos ($Ri \approx 1$), uma grande parcela do calor absorvido no evaporador e do trabalho de compressão que é calculado pela variação de entalpia do refrigerante entre a sucção e a descarga do compressor, não são absorvidos pelo ar que circula no sistema de secagem. Essa afirmação é fácil de ser verificada aplicando a 1ª lei da termodinâmica: $Q_{CD} = Q_{EV} + W_{CP}$.

Na Tabela 4.1 pode se observar que, o aumento da razão de recirculação produz aumento no calor cedido ao refrigerante pelo ar (Q_{EV}), no equivalente térmico do trabalho de compressão cedido ao refrigerante (W_{CP}), mas ao contrário do que se esperava, uma diminuição do calor cedido ao ar no condensador (Q_{CD}). Este resultado leva à conclusão de que existe algum impedimento no processo de transferência de calor no condensador, e que provavelmente está ligado às

condições do refrigerante e/ou do ar na entrada deste trocador, já que mudanças na razão de recirculação acompanham também mudanças em Q_{CD} , que por sua vez altera todas as variáveis do sistema. Caso a limitação fosse falta de área de troca térmica, teria-se um Q_{CD} , tendendo a um valor constante.

Tabela 4.1: Quantidades de Energia Trocadas nos três Elementos do Secador BC

| Ensaio 1 (U.C.= 17,5%) | | | | | | |
|------------------------|---------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| | Razão de Recirculação, Ri | | | | | |
| | 1 | 0,63 | 0,43 | 0,27 | 0,15 | 0,04 |
| Q_{EV} (kJ/h) | 6200,8 | 6110,0 | 6255,8 | 5925,2 | 5420,8 | 5487,0 |
| Q_{CD} (kJ/h) | 5117,5 | 5423,3 | 5960,1 | 5889,3 | 5752,0 | 5880,6 |
| W_{CP} (kJ/h) | 2077,5 | 1969,8 | 1960,8 | 1775,1 | 1553,3 | 1587,7 |
| Ensaio 2 (U.C.= 25,5%) | | | | | | |
| | Razão de recirculação, Ri | | | | | |
| | 1 | 0,59 | 0,41 | 0,29 | 0,18 | 0,06 |
| Q_{EV} (kJ/h) | 6397,1 | 6475,8 | 6345,0 | 5980,6 | 5836,9 | 5708,2 |
| Q_{CD} (kJ/h) | 5180,5 | 6004,6 | 6103,6 | 6214,0 | 6258,2 | 6382,0 |
| W_{CP} (kJ/h) | 2103,7 | 2096,2 | 1933,6 | 1780,9 | 1726,0 | 1662,0 |
| Ensaio 3 (U.C.= 46,0%) | | | | | | |
| | Razão de Recirculação, Ri | | | | | |
| | 1 | 0,59 | 0,41 | 0,26 | 0,16 | 0,03 |
| Q_{EV} (kJ/h) | 6244,6 | 5922,2 | 5884,4 | 5733,1 | 5334,2 | 5450,4 |
| Q_{CD} (kJ/h) | 5345,9 | 6109,6 | 6204,6 | 6330,8 | 6325,8 | 6341,1 |
| W_{CP} (kJ/h) | 2121,7 | 1903,0 | 1850,4 | 1703,9 | 1553,8 | 1575,6 |

O efeito causado por essa perda de energia, pode ser observado no conjunto de curvas da Figura 4.7 (a,b e c). A temperatura na entrada do evaporador, na proporção que decresce a U.C. e aumenta Ri, se aproxima da temperatura na saída do condensador de tal forma que na situação mais crítica, chega a ultrapassá-la. Isto indica que, a fonte de calor (ar que entra no

evaporador) possui um nível de entalpia semelhante ao ar que deixa o condensador, e que portanto, o tratamento aplicado pela bomba de calor não resulta em quase nenhum aumento de entalpia do ar.

Aprofundando-se um pouco mais na análise anterior, com a ajuda da Tabela 4.2, onde estão descritas as entalpias do ar que entra no evaporador e que deixa o condensador, para $R_i=0,6$, consegue-se ter uma percepção mais clara da existência das perdas de energia.

Tabela 4.2: Entalpia do Ar na Entrada do Evaporador e na Saída do Condensador, para a Razão de Recirculação igual a 0,6.

| U.C. | Entrada do evaporador | | Saída do Condensador | |
|------|-----------------------|----------|----------------------|----------|
| | Temperatura | Entalpia | Temperatura | Entalpia |
| (%) | (°C) | (kJ/kg) | (°C) | (kJ/kg) |
| 17,5 | 45,8 | 85,74 | 48,4 | 82,73 |
| 25,5 | 43,6 | 88,37 | 49,0 | 88,89 |
| 46,0 | 38,6 | 88,35 | 48,6 | 89,39 |

Verifica-se na Tabela 4.2 que nas duas menores U.C., a entalpia do ar que deixa o condensador, apesar de apresentar uma temperatura superior, possui uma entalpia ligeiramente inferior em relação ao ar que entra no evaporador. Este resultado é conseqüência da umidade absoluta do ar apresentar na última posição referida, um valor superior a do ar que deixa o condensador (desumidificação parcial do ar no evaporador), e que por conseguinte, resulta em uma contribuição de entalpia do vapor de água associado ao ar seco, suficiente para compensar a diferença de entalpia ocasionada pela diferença de temperatura entre as duas posições. A quase equalização da entalpia do ar nas duas posições referidas, atribui a bomba de calor praticamente apenas a função de desumidificação do ar.

Essas condições severas da fonte de calor, principalmente no tocante a temperatura e a umidade do ar, provocam efeitos indesejáveis nas condições de operação do secador BC, e se refletem na diminuição do desempenho do sistema.

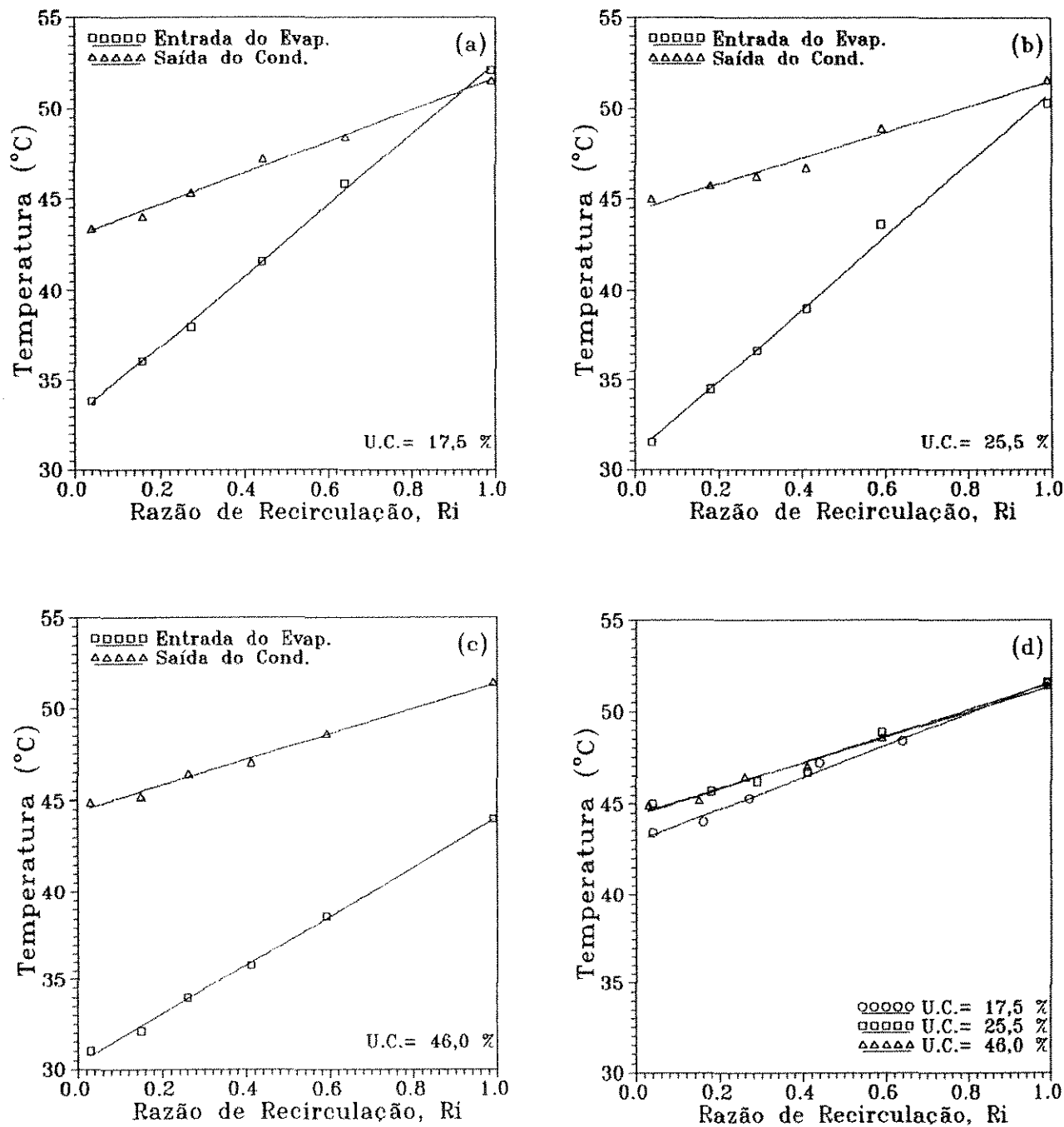


Figura 4.7: Variação da Temperatura do Ar na Entrada do Evaporador e na Saída do Condensador (a,b e c), e apenas na Saída do Condensador (d), para os três Ensaios.

A questão da limitação na transferência de calor no condensador, é explicada com auxílio das Figuras 4.7d e 4.8(a,b). As curvas da Figura 4.7d que mostram a temperatura do ar na saída do condensador com a variação da razão de recirculação, para os três ensaios, estão superpostas e apresentam uma inclinação relativamente pequena, quando comparada a outras curvas de temperaturas em função de R_i apresentadas no texto. Tais observações levam a presumir que exista um potencial limitante, que faz com que essas curvas tendam a uma certa posição no gráfico e a uma mesma inclinação.

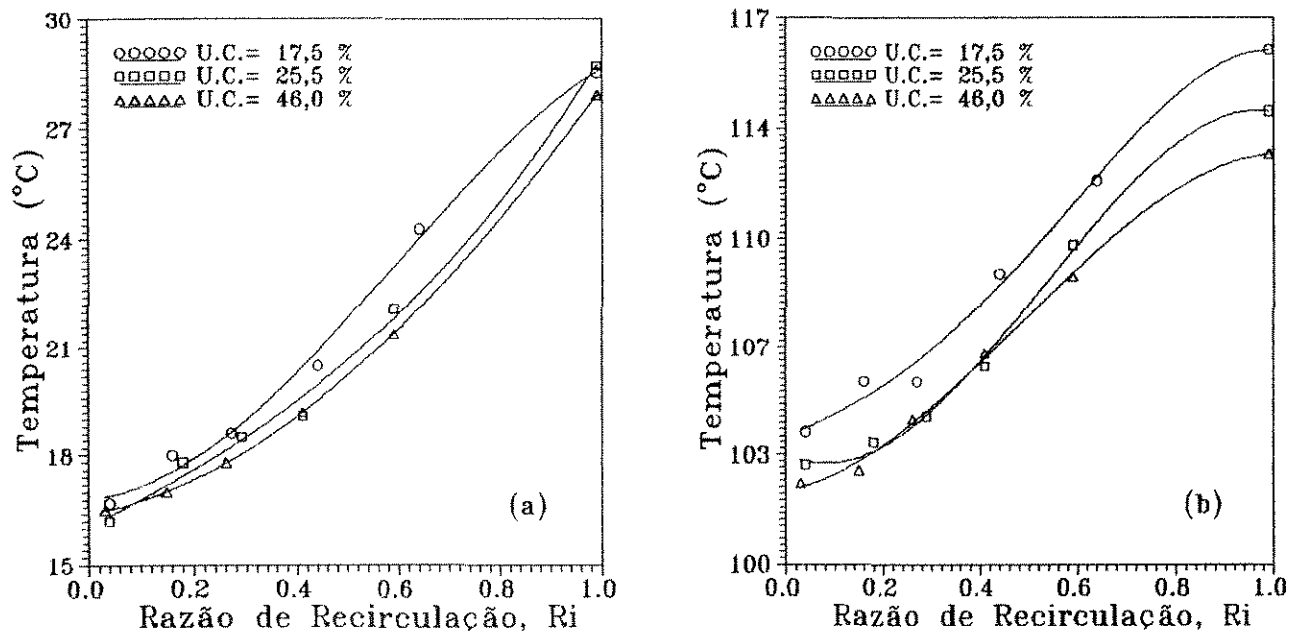


Figura 4.8: Variação das Temperaturas do Ar (a) e do Refrigerante (b) na Entrada do Condensador com a Razão de recirculação.

Esse fator limitante pode ser atribuído à temperatura de condensação do refrigerante. O processo de condensação ocorre a temperatura e pressão constantes, e a temperatura ao longo de todos os ensaios se situou entre 45° e 50°C lidas na saída do condensador, e que coincide com o mesmo intervalo de temperatura do ar obtido na saída desse trocador.

O desperdício de energia aumenta, quando se aumenta R_i , porque o acréscimo na temperatura de condensação do refrigerante registrado, não consegue compensar o aumento de temperatura do ar que entra no condensador (Figura 4.8a),

diminuindo assim o gradiente de temperatura, e portanto as taxas de transferência de calor. O calor não absorvido pelo ar é de alguma forma perdido para o ambiente na região de alta pressão do circuito do refrigerante.

Existem dois locais críticos nessa parte do circuito onde podem estar ocorrendo as maiores perdas. O primeiro ponto está localizado entre a saída do compressor e a entrada do condensador. Nesse caso os fatores agravantes são: a alta temperatura do refrigerante nessa parte do circuito, e a falta de um isolamento ideal.

O segundo local é a garrafa de líquido que está posicionada a uma distância de 125 cm da saída do condensador. Esta garrafa feita em aço possui uma certa área de troca térmica, não isolada, e é suportada por hastes também de aço, que podem funcionar como aletas. Existe uma possibilidade de que nem todo vapor que entra no condensador mude de fase, e que posteriormente uma parte dele venha a se misturar ao líquido contido na garrafa, favorecendo o aumento das taxas de transferência de calor.

Uma outra hipótese que foi aventada para explicar o "deficit" de energia cedida pelo condensador ao ar a medida que se aumenta R_i , é a possibilidade de não se ter atingido um regime permanente no momento das medidas.

Foram então feitas medidas complementares, que confirmaram que ocorre um aumento da energia circulada do sistema, observado através da elevação, no decorrer dos ensaios, dos níveis de pressões e temperaturas do refrigerante na bomba de calor. No entanto, ao contrário do que se supunha, o sistema sempre consegue entrar em regime.

A possibilidade de que essa situação de regime permanente representasse um pseudo-estado de equilíbrio também foi considerada. O pseudo-equilíbrio poderia se instituir por uma falta de refrigerante devido a vazamentos no circuito do mesmo, e que estaria sendo encoberta provavelmente por um funcionamento defeituoso do medidor de vazão de R22, e também por uma contaminação do mesmo pelo ar atmosférico, e que teria como consequência a alteração do ciclo de refrigeração.

O sistema foi carregado com mais refrigerante, e em seguida foram feitos testes que mostraram uma diminuição da faixa de manipulação do sistema, pois não se conseguiu atingir temperaturas de evaporação inferiores a $1,0^{\circ}\text{C}$, mesmo sem recirculação. Esse comportamento comprova que caso houvesse falta de

refrigerante, esta seria mínima.

O sistema mesmo após o aumento da carga de refrigerante, entrou em regime e observou-se novamente que a maior parte de W_{cp} não foi absorvido pelo ar de secagem. O ciclo de refrigeração para o R22 na condição mais severa dos testes, foi traçado em um diagrama entalpia pressão. A concordância entre pressões e temperaturas lidas experimentalmente e os valores do gráfico foram perfeitas, confirmando que o circuito de freon estava sob controle.

4.1.2 Avaliação da Influência da Vazão de Ar

Esta etapa do trabalho compreende o estudo da influência da vazão de ar no Secador BC, para a condição de recirculação total ($Ri \approx 1$). Os ensaios nesta condição limite tem a vantagem de permitir um maior controle do sistema, pela diminuição da influência do ar ambiente.

O procedimento empregado, como descrito no Capítulo 3, consistia em dar partida ao sistema e colocá-lo na condição de recirculação total, regular o atomizador de forma a fornecer uma U.C. pré-estabelecida, alterar a vazão para um determinado valor, e após o sistema ter entrado em regime anotava-se os valores das condições operacionais importantes.

No total, utilizou-se quatro vazões diferentes para cada uma das três U.C. (18,9%, 24,1%, e 37,8%)

Foram mantidos constantes durante os ensaios: a temperatura de evaporação do refrigerante ($0,0^\circ \text{C}$) através do controle da válvula específica, e a temperatura do ar na câmara de secagem ($55,0^\circ \text{C}$) através do controle do VARIAC.

A umidade absoluta e a temperatura do ar na entrada do evaporador, que são considerados dois dos parâmetros que mais influenciam o comportamento do sistema de secagem, mantiveram seus valores praticamente constantes nos ensaios nos quais se varia a vazão de 170 a 275 kg/h, conforme se vê nas Figuras 4.9a e b. Estes resultados são importantes pois indicam que o fator que influencia a evolução do sistema de secagem, e portanto os valores dos parâmetros de operação que o caracteriza no equilíbrio (em regime), é sobretudo a variação da vazão de ar no circuito principal.

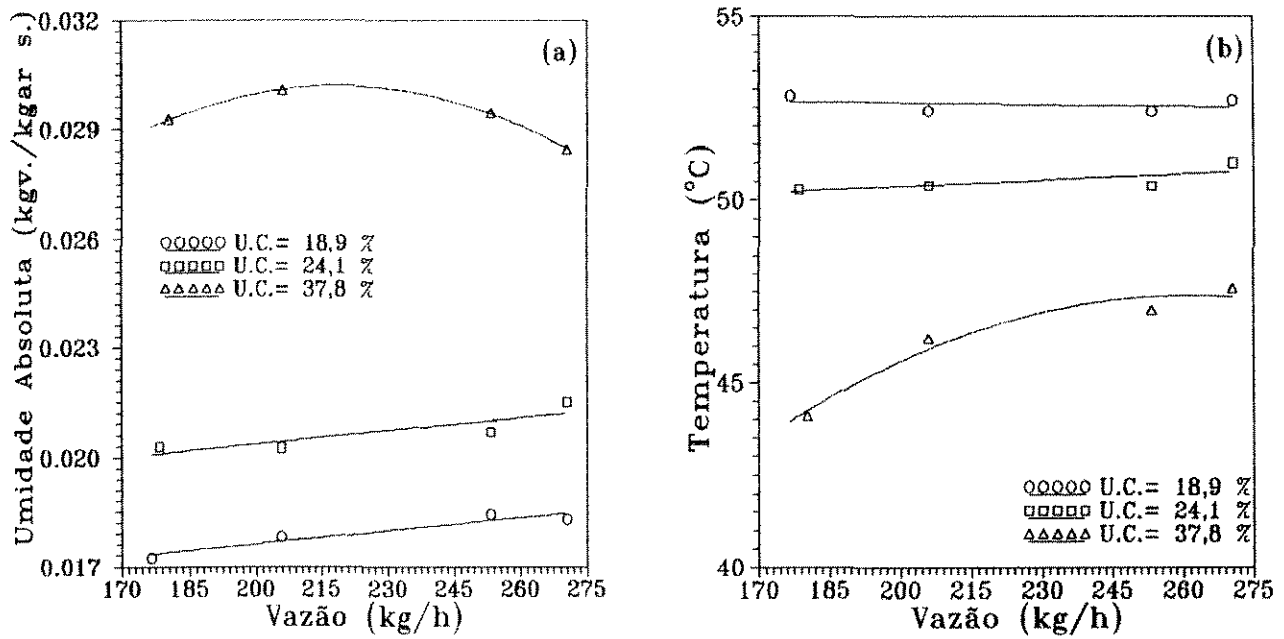


Figura 4.9: Variação da Umidade Absoluta (a) e da Temperatura (b) do Ar na Entrada do Evaporador com a Variação da Vazão.

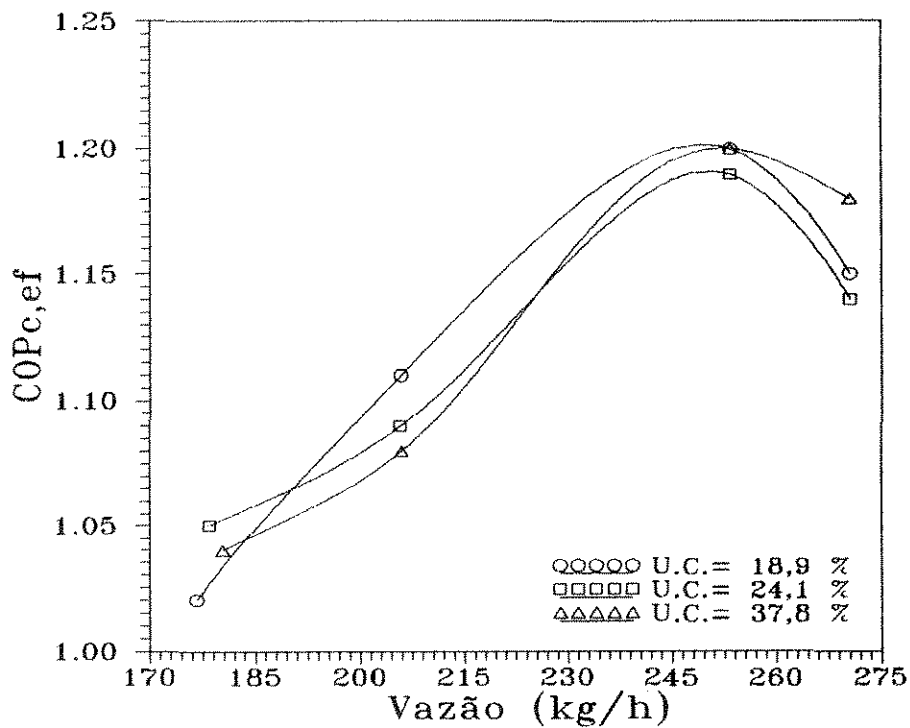


Figura 4.10: Variação do COP_{c,ef} com a Vazão de Ar, para as diferentes U.C..

A Figura 4.10 revela a presença de pontos de máximos com relação ao desempenho da bomba de calor. Os máximos para os três níveis de U.C. ocorrem próximos a uma mesma vazão ($\approx 249,5$). O aumento da vazão proporciona um aumento das taxas de transferência de calor observadas no evaporador e no condensador. A diminuição do desempenho para velocidades do ar acima da região do COP máximo é consequência de dificuldades em manter as taxas de calor absorvido pelo refrigerante no evaporador.

O aumento da velocidade do ar diminui o tempo de contato do mesmo com a superfície da aleta. Dessa forma uma porção menor da massa de ar que circula no evaporador, atinge uma temperatura igual ou inferior a temperatura de orvalho do vapor d'água presente no ar. O resultado é uma diminuição na quantidade de condensado e um aumento da temperatura do ar na saída do evaporador como se pode ver nas Figuras 4.11a e b. Como consequência ocorre uma diminuição nas taxas de transferência de calor.

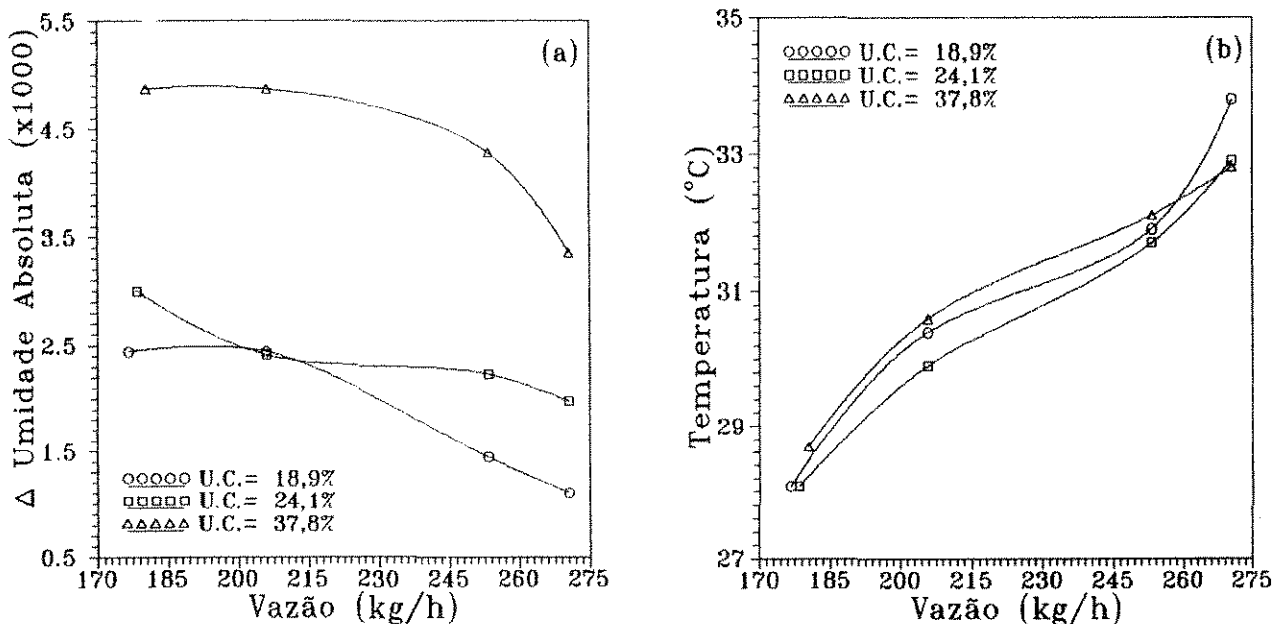


Figura 4.11: Diferença de Umidade Absoluta do Ar ao Atravessar o Evaporador (a), e a Temperatura do Ar na Saída do mesmo (b), em função da Vazão de Ar.

O decréscimo na quantidade de calor absorvido do ar pelo refrigerante no evaporador provoca a diminuição da quantidade de calor rejeitado para o mesmo ar,

diminuindo o COP.

Tabela 4.3: Calor Absorvido pelo Refrigerante no Evaporador de acordo com a vazão de Ar

| Ens.1 (U.C.18,9%) | | Ens.2 (U.C.24,1%) | | Ens.3 (U.C.37,8%) | |
|-------------------|----------|-------------------|----------|-------------------|----------|
| W_{AR} | Q_{EV} | W_{AR} | Q_{EV} | W_{AR} | Q_{EV} |
| (kg/h) | (kJ/h) | (kg/h) | (kJ/h) | (kg/h) | (kJ/h) |
| 270,5 | 6092,9 | 270,5 | 6498,5 | 270,5 | 6570,2 |
| 253,3 | 6352,4 | 253,3 | 6398,8 | 253,3 | 6784,8 |
| 205,8 | 5996,3 | 205,8 | 5671,4 | 205,8 | 5978,3 |
| 176,6 | 5630,1 | 178,4 | 5511,6 | 180,3 | 5194,5 |

Uma parte dos dados que não serão apresentados aqui, indicou que não houve grande alteração no grau de superaquecimento (temperatura) do refrigerante na saída do evaporador durante os ensaios. Isto leva a concluir que esse efeito não precisa ser considerado nessa análise comparativa.

As quantidades de calor trocadas no evaporador de acordo com as vazões impostas no circuito, foram calculadas e então apresentadas na Tabela 4.3.

4.1.3 Ensaios de Secagem de Produto Alimentício (fatias de cebola)

A cebola como a maioria dos vegetais processados e comercializados para fins alimentícios, esta sujeita a desajustes temporais entre a oferta e a demanda. A desidratação do produto "*in natura*", tem sido uma forma de amenizar os efeitos causados pela entressafra anual.

A maioria dos processos empregados na secagem de cebolas, favorecem a perda de boa parte do aroma, assim como o ganho de coloração amarelada (indesejável) por parte do produto já desidratado (ITAL, 1984; citado por ROSSI,1993).

A busca de uma melhor qualidade para a cebola desidratada, entre outros

motivos, incentivou ROSSI (1993) a utilizar essa matéria prima em seus experimentos. Como este trabalho constitui uma extensão daquele, optou-se por empregar o mesmo material em alguns ensaios, de forma a aproveitar, se necessário, alguns resultados obtidos no trabalho anterior.

Foram realizados três ensaios de secagem com quantidades iguais de cebolas fatiadas ($\approx 1335,0$ gramas), sendo que cada ensaio diferenciou-se pela razão de recirculação, R_i (0,0; 0,15; 0,40).

No período anterior a introdução do material na câmara de secagem, o sistema era posto em regime sob condições pré-estabelecidas. A diferença entre cada ensaio consistia em ajustar o equipamento para a R_i característica do ensaio.

Após a introdução da bandeja na câmara, ajustava-se a vazão do ar no secador em 177,2 kg/h ($\pm 2,7$) e a temperatura de secagem em 55,0° C.

Em períodos de tempo pré-determinados, registrava-se os valores das variáveis consideradas importantes, e o consumo de energia elétrica de cada intervalo. Periodicamente também se pesou a bandeja contendo o material, necessário para a confecção das curvas de secagem.

Os resultados dos três ensaios de desidratação de cebolas não apresentaram grandes diferenças entre si.

Na Figura 4.12 pode ser observado a superposição das curvas de desidratação, que praticamente coincidem. Este posicionamento é devido ao fato das condições do ar que entra na câmara de secagem serem quase iguais nos três ensaios, sobretudo no período final de secagem ($T_{SEC} = 55^\circ\text{C}$, U.R. = $12\% \pm 1,5$), quando o potencial para transferência de massa é importante.

Para uma análise dos resultados, utilizar-se-á as informações adquiridas com os ensaios relacionados às secagens simuladas.

É importante lembrar que alterações no estado do sistema, ocasionadas por mudanças que ocorrem nas condições do ar dentro da câmara de secagem ou no ar ambiente, são dependentes da razão de recirculação.

A análise do processo foi direcionada sobre o consumo de energia elétrica do compressor devido a facilidade de seu cálculo e porque este apresentou uma maior sensibilidade a variações no decorrer dos ensaios. Os ensaios utilizando simulação ("spray" de água) mostraram que o consumo de energia varia com o inverso do $COP_{c,ef}$. Portanto ele deve representar muito bem uma variável de

otimização do processo. Na Tabela 4.4 o consumo de energia elétrica se refere ao intervalo de tempo, ou seja, o consumo observado para o tempo igual a 62 min, compreende o gasto de energia entre 12 e 62 minutos.

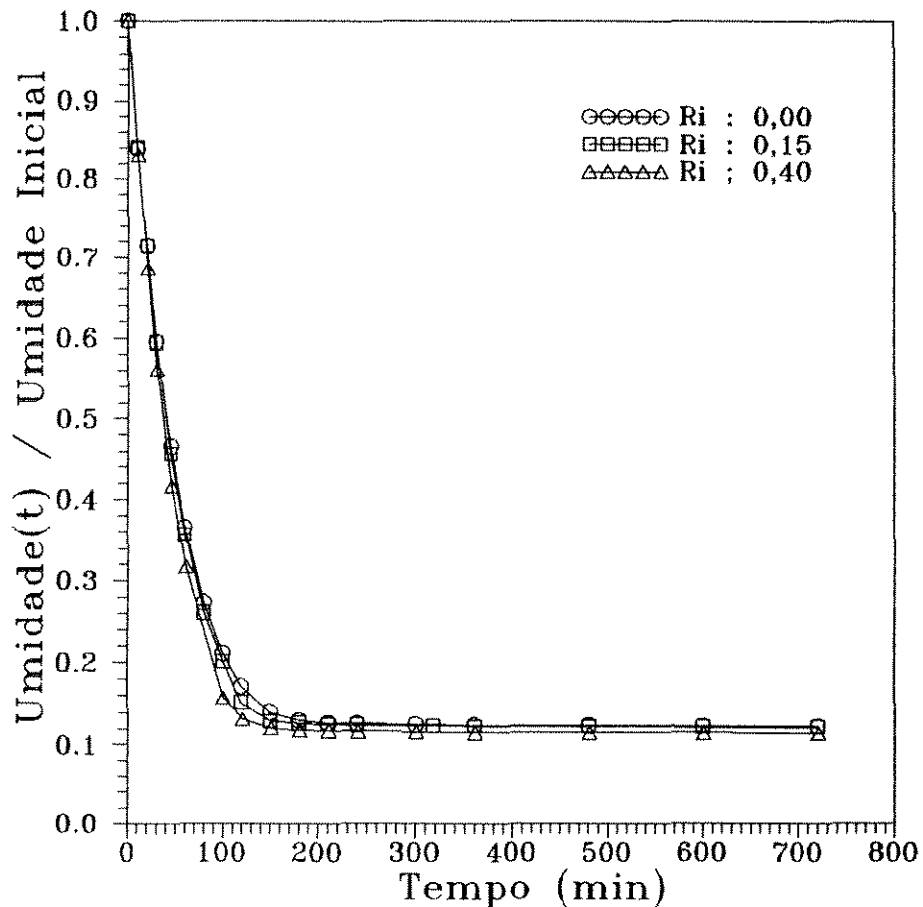


Figura 4.12: Curva de Desidratação de Fatias de Cebola para os Ensaio Realizados em diferentes vazões de Recirculação

Devido as trocas de calor sensível e latente que ocorrem entre o ar de secagem e o alimento, tem-se, no momento da introdução do material na câmara de secagem, um aumento instantâneo de umidade e uma diminuição considerável da temperatura do ar que deixa o secador e entra no evaporador.

Essas alterações repentinas nas condições do ar, influem diretamente nas condições de operação do compressor, diminuindo os níveis de pressões de trabalho, e por conseguinte, as necessidades de energia solicitadas pelo motor

elétrico. Verifica-se na Tabela 4.4 que nos 12 primeiros minutos, o consumo de energia é menor para o ensaio que utiliza a maior razão de recirculação de ar.

Tabela 4.4: Consumo de Energia Elétrica do Compressor no Decorrer da Secagem.

| Consumo de Energia (kW) | | | |
|-------------------------|------|------|------|
| Tempo (min) | Ri | | |
| | 0,0 | 0,14 | 0,40 |
| 12 | 2,10 | 1,20 | 0,30 |
| 62 | 0,50 | 1,00 | 1,08 |
| 240 | 1,49 | 0,99 | 1,11 |
| 480 | 0,80 | 1,12 | 1,00 |
| 720 | 1,04 | 1,09 | 1,05 |
| Total (KW) | 12,6 | 12,8 | 12,5 |

A medida que diminui o conteúdo de umidade do alimento ele se aquece, e as propriedades do ar que circula no secador pouco se alteram e tendem para o estado próximo ao que existia antes da introdução da carga. Ele apresenta maior entalpia e começa a atuar negativamente no desempenho do compressor. O suporte para esta descrição é obtido observando o baixo consumo de energia do compressor, no período de tempo compreendido entre 12 e 62 minutos (Tabela 4.4). A partir desse intervalo o consumo de energia elétrica se estabiliza para o ensaios que utilizam recirculação.

Na Tabela 4.4 observam-se flutuações no consumo de energia elétrica para $Ri = \text{zero}$ (sem recirculação de ar), e que são conseqüências das flutuações nas condições do ar ambiente.

A Figura 4.13 consegue dar uma idéia mais clara da influência da razão de recirculação e da variação da umidade ambiente. Na proporção que se aumenta Ri , a curva que descreve a variação da umidade absoluta na entrada do evaporador, toma uma forma decrescente mais nítida, e as oscilações decorrentes das variações ambientais tendem a desaparecer.

Após as 12 horas, é esperado que as curvas de secagem devam tender para a umidade de equilíbrio, com as três curvas sobrepondo-se ainda mais. Com relação ao consumo de energia elétrica, para os ensaios com recirculação, a expectativa

é que permaneçam constantes até o término do processo, e para o ensaio sem recirculação, é esperada a alternância entre períodos de menor e maior consumo, devido aos ciclos diários.

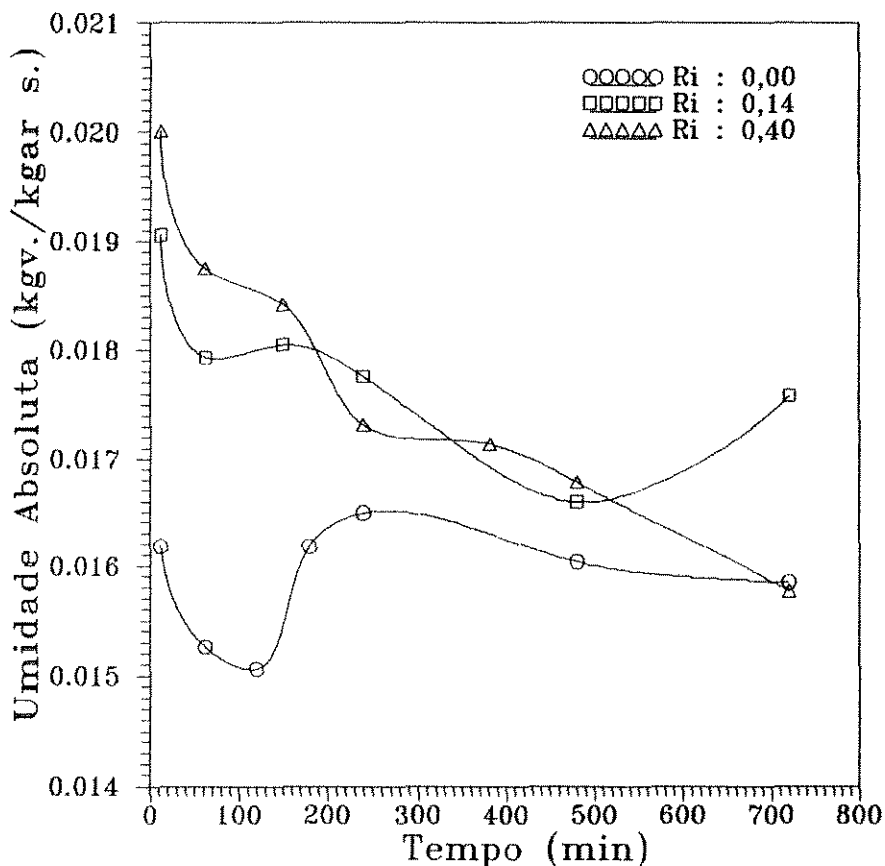


Figura 4.13: Umidade Absoluta na Entrada do Evaporador, para diferentes Ri, durante a Secagem de Fatias de Cebola.

Ao computar-se os valores totais de consumo de energia elétrica do compressor, obtem-se um equilíbrio para os três ensaios.

Para o ensaio que não utiliza recirculação (Ri= 0,0), existe uma compensação do consumo de energia ocasionada pelas variações que ocorreram nas condições do ar ambiente, durante o ensaio. Quanto aos ensaios que utilizam recirculação, diferenças nas condições do ar que entra no evaporador são observadas apenas em um pequeno intervalo no início do processo e que posteriormente se superpõem, equilibrando o consumo.

Consultando os resultados dos ensaios no Apêndice C, e computando-se a quantidade total de calor absorvido pelo ar no condensador após as 12 horas de secagem, e dividindo esse mesmo pelo equivalente térmico do trabalho de compressão, também integrado, tem-se para os três ensaios respectivamente, os valores dos coeficientes de desempenho efetivo de aquecimento, $COP_{C,ef}$, apresentados abaixo.

- ENSAIO 1 ($R_i = 0,00$) : $COP_{C,ef} = 1,33$
- ENSAIO 2 ($R_i = 0,14$) : $COP_{C,ef} = 1,12$
- ENSAIO 3 ($R_i = 0,40$) : $COP_{C,ef} = 1,08$

Com esses resultados fica evidente a existência da mesma relação entre causa e efeito, observado nos ensaios de simulação com "spray" de água. O aumento da razão de recirculação proporciona o aumento da entalpia do ar na entrada do evaporador, e que por sua vez provoca toda uma resposta negativa por parte do sistema de secagem. O resultado final é uma diminuição do desempenho do sistema de bomba de calor.

Relacionando as informações obtidas através das investigações realizadas nas três etapas experimentais, chega-se a seguinte análise.

A baixa declividade e a superposição das curvas da Figura 4.7d, indicam que as condições do ar na saída do condensador variam pouco com a razão de recirculação, mostrando que o condensador junto com os outros componentes do sistema, trabalham nos seus limites.

A confirmação de tal conclusão, reside na observação dos valores de consumo total de energia das resistências elétricas para os ensaios de secagem de fatias de cebola:

- Ensaio 1 (U.C. = 0,00) : Energia Consumida = 4,9 kW
- Ensaio 2 (U.C. = 0,14) : Energia Consumida = 4,6 kW
- Ensaio 3 (U.C. = 0,40) : Energia Consumida = 4,9 kW

Apesar das variadas condições do ar na entrada do evaporador, tais valores apresentam-se razoavelmente próximos. Portanto, mesmo que se percorra diferentes caminhos, verifica-se as mesmas consequências finais, ou seja, taxas de secagem e consumo total de energia da planta semelhantes.

O COP revela no entanto que, o caminho escolhido quando não se considerou

a recirculação é o mais correto do ponto de vista termodinâmico, tendo ainda a vantagem de expor o equipamento a condições mais brandas de funcionamento, aumentando a sua vida útil.

4.1.4 Adequação do Projeto da Bomba de Calor

Os resultados dos ensaios realizados e descritos acima indicam as conseqüências negativas de se trabalhar em condições de operação mais severas de entalpia do ar na entrada do evaporador ($R_i \rightarrow 1$), e no entanto, não forneceram nenhuma informação mais precisa de como atenuá-las ou evitá-las, de forma a elevar a eficiência do sistema.

Como objetivo de se obter informações mais conclusivas a respeito do equipamento em uso, resolveu-se reprojeta-lo parcialmente, partindo em seguida para uma análise comparativa entre o equipamento disponível e o projetado.

4.1.4.1 Condições de Operação

Um ponto da curva de um dos ensaios de simulação de secagem foi escolhido de forma a prover as condições de operação para o equipamento disponível. O critério de escolha baseou-se na razão de recirculação que tem valor próximo ao médio ($R_i = 0,5$) e que proporcionasse condições severas de temperatura do ar, à montante do evaporador.

Quanto ao equipamento projetado, as condições de operação foram agrupadas e escolhidas da seguinte forma :

- condições de operação comuns ao equipamento disponível, e empregadas como base comparativa.
 - temperatura de bulbo seco do ar na entrada do evaporador = $45,8^\circ\text{C}$,
 - temperatura de bulbo úmido do ar na entrada do evaporador = $28,0^\circ\text{C}$,
 - temperatura de evaporação do refrigerante = $0,0^\circ\text{C}$,
 - pressão atmosférica = $708,3 \text{ mmHg}$,
 - vazão do ar no circuito principal = $218,0 \text{ kg/h } (\pm 1,5)$,
 - temperatura do ar na saída do condensador = $48,7^\circ\text{C } (\pm 0,3)$.
- condições de operação cujos valores foram tidos como desejáveis para uma

operação eficiente do equipamento.

- temperatura do ar na entrada do condensador = 15,0° C,
- pressão na descarga do compressor = 300 Psia,
- temperatura do refrigerante na saída do evaporador = 5,0° C,
- temperatura do ar na saída do condensador = 49,0° C.

A metodologia de cálculo que permitiu a confecção do projeto, assim como as equações, as tabelas, e os gráficos, foram as mesmas utilizadas por BROSSARD [1992].

4.1.4.2 Análise dos Resultados

Nas Tabelas 4.5 e 4.6, são apresentadas as informações e os resultados dos cálculos, com relação ao equipamento disponível e ao parcialmente projetado, respectivamente.

Tabela 4.5: *Dados sobre o Equipamento Disponível em uma Determinada Condição de Operação*

| Equipamento Disponível | | | | | | | |
|---|-------|------------------|-------|----------------------------------|-------|----------------------------|-------|
| Circuito do Ar | | | | Circuito do R22 | | | |
| Evaporador | | Condensador | | Evaporador | | Condensador | |
| Temperatura (°C) | | Temperatura (°C) | | Temperatura (°C) | | Temperatura (°C) | |
| Entrada | Saída | Entrada | Saída | Entrada | Saída | Entrada | Saída |
| 45,8 | 24,3 | 24,5 | 48,4 | 0,0 | 31,6 | 112,6 | 48,7 |
| Entalpia (kJ/h) | | Entalpia (kJ/h) | | Entalpia (kJ/h) | | Entalpia (kJ/h) | |
| 6110,0 | | 5423,3 | | 8037,7 | | 10229,0 | |
| Pressão Atmosférica : 708,3 mmHg | | | | Área : 10,0 m ² | | Área : 10,0 m ² | |
| Vazão : 218,0 kg/h | | | | Vazão : 38,9 kg/h | | | |
| Compressor | | | | | | | |
| Trabalho cedido ao R22 : 1969,8 kJ/h | | | | | | | |
| Volume Deslocado : 3,83 m ³ /h | | | | | | | |
| Potência do Motor Elétrico : 1,5 HP | | | | COP _{c,ef} = 1,38 | | | |
| Pressão de Sucção : 46,0 Psia | | | | Pressão de Descarga : 285,0 Psia | | | |

Uma comparação entre os dois equipamentos mostra que as áreas de troca térmica atualmente disponíveis deveriam ser suficientes para executarem suas funções, quando das alterações nas condições de operação impostas pelo uso da recirculação. No entanto, verifica-se que a quantidade de refrigerante circulante na bomba de calor, é inferior àquela teoricamente ideal para o funcionamento do equipamento.

Os cálculos indicam também que, para o equipamento projetado a quantidade de calor absorvida pelo ar no condensador, suficiente para que este alcance o estado determinado na saída deste trocador, é duas vezes menor do que a energia que o refrigerante tem disponível para rejeitar neste trocador. Como a transferência de calor esta limitada principalmente pela temperatura de condensação, esta se efetua parcialmente, resultando em um grande desperdício de energia.

Tabela 4.8: Dados sobre o Equipamento Parcialmente Projetado em uma Determinada Condição de Operação.

| Equipamento Projetado | | | | | | | |
|--|-------|------------------|-------|----------------------------------|-------|----------------------------|-------|
| Circuito do Ar | | | | Circuito do R22 | | | |
| Evaporador | | Condensador | | Evaporador | | Condensador | |
| Temperatura (°C) | | Temperatura (°C) | | Temperatura (°C) | | Temperatura (°C) | |
| Entrada | Saída | Entrada | Saída | Entrada | Saída | Entrada | Saída |
| 45,8 | 15,0 | 15,0 | 49,0 | 0,0 | 5,0 | 105,0 | 50,0 |
| Entalpia (kJ/h) | | Entalpia (kJ/h) | | Entalpia (kJ/h) | | Entalpia (kJ/h) | |
| 11310,0 | | 7564,6 | | 13310,0 | | 15381,6 | |
| Pressão Atmosférica : 708,3 mmHG | | | | Área : 6,48 m ² | | Área : 9,30 m ² | |
| Vazão : 218,0 kg/h | | | | Vazão : 75,4 kg/h | | | |
| Compressor | | | | | | | |
| Trabalho cedido ao R22 : 4299,4 kJ/h | | | | | | | |
| Volume Deslocado : 9,9 m ³ /h | | | | | | | |
| Potência do Motor Elétrico : 2,0 HP | | | | COP _{c,ef} = 1,41 | | | |
| Pressão de Sucção : 69,0 Psia | | | | Pressão de Descarga : 300,0 Psia | | | |

A elevação da vazão do refrigerante poderá resultar em pequeno aumento de eficiência, não tanto pela elevação da quantidade de calor absorvida, mas pela diminuição da temperatura do ar que deixa o evaporador e entra no condensador.

Alterações no equipamento (substituição do compressor, por exemplo), promoveriam mudanças radicais nas condições de operação, elevando principalmente os limites de temperatura do ar na câmara de secagem. Dessa forma, para uma mesma razão de recirculação, vazão de ar no secador, e temperatura de evaporação do R22, um aumento das condições do ar na câmara de secagem devido as mudanças no equipamento, resultaria também na elevação das condições do ar na entrada do evaporador, e que provavelmente causaria os mesmos efeitos negativos observados no equipamento atual.

Para razões de recirculação próximas de zero, o aumento da vazão de refrigerante através da alteração do número de rotações do compressor (mudança da polia do motor elétrico) ou da substituição da válvula de expansão, poderia resultar em um pequeno aumento de eficiência da bomba de calor, devido ao retardamento da elevação do grau de superaquecimento do refrigerante.

O projeto atual não está preparado para reaproveitar com eficiência, através da recirculação, a entalpia do ar exausto da câmara de secagem.

4.1.5 Determinação das Condições ótimas de Recirculação

O fato do emprego da recirculação não se constituir numa decisão vantajosa com relação ao aspecto eficiência, não impede porém, que existam para o equipamento, condições ótimas do ar na entrada do evaporador, e portanto de uma R_i mais adequada.

A interdependência do ar que sai do evaporador e que entra no condensador, contribui para limitar a razão de recirculação.

Duas condições portanto, são necessárias para que o sistema integrado secador/bomba de calor trabalhe em condições ótimas de desempenho. A primeira contribui para que o coeficiente de desempenho efetivo de aquecimento torne-se máximo, e para que isso ocorra, é preciso que o calor equivalente ao trabalho de compressão do refrigerante seja em sua maior parte cedido ao ar. A segunda refere-se a diminuição total do consumo de energia elétrica da planta, que pode ser obtida, fazendo-se com que a temperatura do ar na saída do condensador seja

a mais próxima possível da temperatura de condensação do refrigerante, pois assim se diminui a necessidade de aquecimento auxiliar realizado pelas resistências.

Para o arranjo do equipamento estudado, e considerando as restrições anteriormente mencionadas, pode-se aplicar um simples balanço de energia para o ar, e chegar a uma equação que deverá fornecer as condições de temperatura e umidade absoluta para o ar na entrada do evaporador. Quando aplicada de forma que os valores de suas variáveis sejam valores limites, isto é, valores máximos e mínimos observados durante os experimentos, esta deverá fornecer também valores limites de temperatura e umidade absoluta do ar na entrada do evaporador.

- O balanço de energia para o ar possui a seguinte forma:

$$Q_{cd} = Q_{ev} + W_{cp} \quad (4.1)$$

onde:

Q_{cd} : calor absorvido pelo ar no condensador (J/h);

Q_{ev} : calor removido do ar no evaporador (J/h);

W_{cp} : trabalho de compressão do refrigerante (J/h).

A Figura 4.14 apresenta o posicionamento e as variáveis que fazem parte da equação do balanço de energia para o ar no Secador BC.

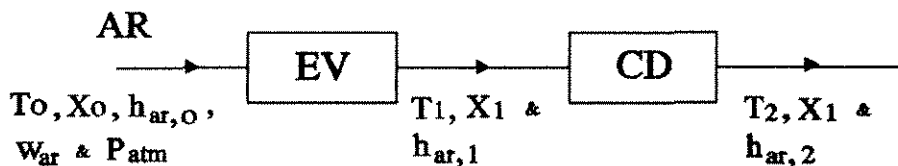


Figura 4.18: Variáveis inerentes a equação representativa do balanço de energia para o ar.

A nomenclatura utilizada para designar as variáveis é apresentada a seguir.

T_i : temperatura de bulbo seco do ar ($^{\circ}\text{C}$);

X_i : umidade absoluta do ar (kg v./kg ar s.);

$h_{ar,i}$: entalpia do ar (j/h);
 w_{ar} : vazão mássica do ar (kg/h).

- determinação de Q_{ev} :

$$Q_{ev} = (h_{ar,1} - h_{ar,0}) \quad (4.2)$$

onde, a forma genérica de $h_{ar,i}$, após simplificações [ROSSI,1987]:

$$h_{ar,i} = 1007Ti + Xi(2,5x10^6 + 1876Ti)$$

- determinação de w_{cp} :

$$w_{cp} = w_{R22} \times (h_d - h_s) \quad (4.3)$$

onde :

$(h_d - h_s)$: variação de entalpia do refrigerante entre a descarga e sucção do compressor (J/kg);

w_{R22} : vazão mássica do refrigerante (kg/h).

- determinação de Q_{cd} :

$$Q_{cd} = w_{ar} \times Cp_{ar} (T_2 - T_1) \quad (4.4)$$

onde :

$$Cp_{ar} = 996,0 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$$

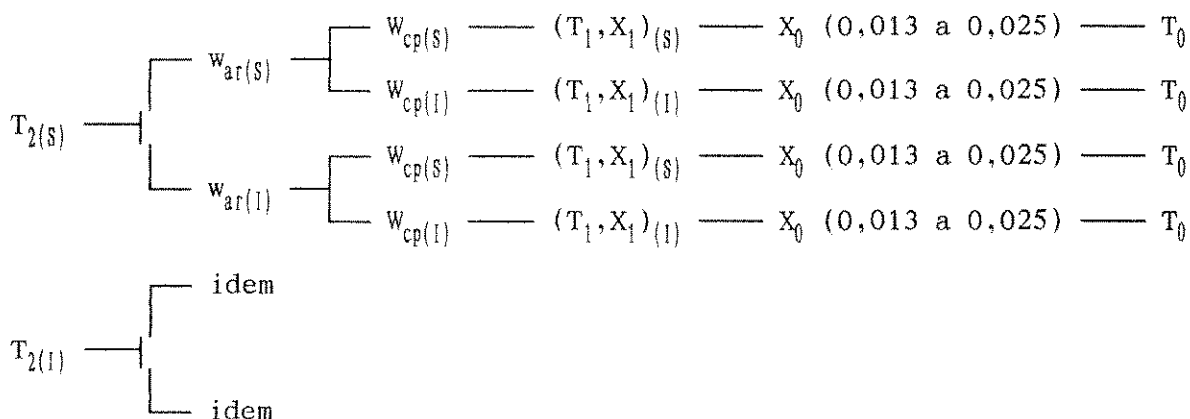
- substituindo as equações 4.(2,3,4) em 4.1, e simplificando, tem-se a equação que fornece a temperatura do ar na entrada do evaporador:

$$T_0 = (1007+1876X_0)^{-1} \times (996,0x(T_2-T_1) + (1007 + 1876X_1) \times T_1 + 2,5x10^6 (X_1 - X_0) - w_{cp}/w_{ar}) \quad (4.5)$$

Foram considerados os seguintes valores limites (superiores e inferiores) das variáveis que compõe a equação, e que foram observadas nos experimentos presentes e anteriores (ROSSI, 1993):

$$\begin{aligned}
 T_2 = T_{cd} &= 46,0 \text{ e } 50,0 \text{ (}^\circ\text{C)} \\
 w_{ar} &= 170,0 \text{ e } 218,0 \text{ (kg/h)} \\
 W_{cp} &= 2,0 \times 10^6 \text{ e } 2,6 \times 10^6 \text{ (J/h)} \\
 T_1 &= 10,0 \text{ e } 12,0 \text{ (}^\circ\text{C)} \\
 X_1 &= 0,0080 \text{ e } 0,0092 \text{ (kg v./kg ar s.)} \\
 X_0 &= 0,0130 \text{ e } 0,0250 \text{ (kg v./kg ar s.)}
 \end{aligned}$$

A Equação 4.5, obtida a partir do balanço de energia, foi aplicada substituindo suas variáveis pela combinação de todos os valores limites considerados acima, exceto para X_0 , que variou entre 0,0130 a 0,0250 (kg v./kg ar s.), inclusive. O esquema mostrado a seguir, mostra de uma forma mais nítida, como foram substituídas as variáveis na equação.



obs:

- subscrito (I) : limite inferior
- subscrito (S) : limite superior
- não se variou X_1 , pois se considerou que o ar na saída do evaporador estava no estado saturado.

Os valores limites inferiores e superiores de T_0 e X_0 obtidos são indicados abaixo.

- limite superior

$$T_0 = 30,5^{\circ}\text{C} ; \quad \text{U.A.} = 0.013 \text{ (kg v./kg ar s.)}; \quad \text{U.R.} = 45,3\%$$

- limite inferior

$$T_0 = 20,0^{\circ}\text{C} ; \quad \text{U.A.} = 0.016 \text{ (kg v./kg ar s.)}; \quad \text{U.R.} = 100\%$$

Os resultados mostram que partindo-se da premissa que a temperatura ambiente se situa em torno de 30°C , a utilização da recirculação não constitui um meio vantajoso de recuperação de energia. No entanto, em locais onde a temperatura ambiente tem valores bem abaixo da temperatura considerada limite (superior) nos cálculos de T_0 , para o equipamento investigado, a razão de recirculação ganha importância quanto ao aumento de desempenho do Secador BC.

Em trabalho anterior a este, ROSSI [1993], verificou em seus experimentos que, a medida que se aumentava a entalpia do ar na entrada do evaporador, seja pelo aumento da temperatura, ou da umidade absoluta, ou ambos, aumentava-se também o coeficiente de desempenho da bomba de calor, quando se considerava condições de operação semelhantes às usadas aqui. Entretanto, a temperatura máxima de entrada do ar no evaporador, foi de 30°C .

Este resultado concorda com as conclusões obtidas, constituindo-se em uma confirmação de que, para o sistema utilizado, a temperatura ótima de entrada do ar no evaporador deve ser $30,0^{\circ}\text{C}$, ou próxima a esta.

De uma forma geral, para utilização da recirculação em sistemas semelhantes ao estudado, que já estão em funcionamento ou deverão ser projetados, é necessário levar em conta fatores tais como: a grande quantidade de entalpia da fonte quente, a temperatura média do ar ambiente no período de secagem, as limitações de transferência de calor no condensador, a escala de tamanho do secador, e principalmente a interdependência de condições do ar na saída do evaporador e na entrada do condensador.

4.2 Obtenção de Outras Condições de Ar na Câmara de Secagem (uso do desvio)

Esta seção apresenta os resultados e discussão dos ensaios que envolvem a utilização do desvio para a obtenção de condições do ar na câmara de secagem, diferentes das condições normalmente possíveis com o uso do Secador BC não

adaptado.

No Secador BC existem três regiões onde o ar que circula apresenta diferentes condições de umidade absoluta e temperatura, a saber:

- a- região que compreende a saída da câmara de secagem e a entrada no evaporador, incluindo recirculação, e que possui ar quente e úmido.
- b- região que compreende a saída do evaporador e a entrada do condensador; possui ar frio e seco.
- c- região compreendida entre a saída do condensador e a entrada na câmara de secagem; possui ar quente e seco.

O desvio do ar presente na região do item b para a região à frente do condensador (região c), possibilitou obter condições de temperatura e umidade absoluta inferiores às do ar ambiente, próprias para secagem de materiais com altos graus de sensibilidade a temperatura.

Os experimentos consistiram em definir valores de temperaturas de bulbo seco e úmido do ar na câmara de secagem (referências), e tentar atingi-las utilizando o desvio e manipulando as várias válvulas existentes no circuito de ar. Após se ter alcançado as referências e o sistema ter entrado em regime, o estado do sistema era anotado, assim como o consumo de energia elétrica.

A busca das condições pré-estabelecidas do ar na câmara, foram feitas de duas formas: com recirculação total do ar ($Ri \approx 1$) e sem recirculação ($Ri \approx 0$). Estas duas condições limites serviram como base para a comparação do desempenho do sistema.

Os parâmetros fixados foram a temperatura de evaporação do refrigerante ($0,0^\circ \text{C}$), e a vazão do ar na câmara de secagem próxima de $180,0 \text{ kg/h}$.

Os resultados foram divididos em dois grupos :

grupo 1 : sem recirculação e grupo 2 : com recirculação.

As novas características dos experimentos fez com que as condições do ar ambiente se tornassem também referências. Os valores médios de temperatura de bulbo seco e úmido registrados durante os ensaios foram : $30,0^\circ$ e $22,5^\circ \text{C}$, respectivamente, havendo pouca variação com o tempo de ensaio.

A Tabela 4.9 apresenta a relação das temperaturas do ar, tidas como metas a serem alcançadas na câmara de secagem, junto com as obtidas nos ensaios.

Com a ativação dos desvio instalado no equipamento, criou-se uma grande liberdade de manipulação da temperatura e da umidade na câmara de secagem.

Tabela 4.9: *Temperaturas de Bulbo Seco e Úmido do Ar na Câmara de Secagem : Referências e as Obtidas.*

| Ensaio | Referências | | GRUPO 1 | | GRUPO 2 | |
|--------|-------------|----------|----------|----------|----------|----------|
| | T_{BS} | T_{BU} | T_{BS} | T_{BU} | T_{BS} | T_{BU} |
| | (°C) | (°C) | (°C) | (°C) | (°C) | (°C) |
| 1 | 25,0 | 20,0 | 25,2 | 20,0 | 25,5 | 19,2 |
| 2 | 30,0 | 22,5 | 30,5 | 23,0 | 30,9 | 21,8 |
| 3 | 35,0 | 25,0 | 35,3 | 24,5 | 36,3 | 24,1 |

Existem dois aspectos de grande relevância que caracterizam esses ensaios. O primeiro refere-se a possibilidade de obtenção de temperaturas do ar na entrada do evaporador, utilizando recirculação, inferiores a do ar ambiente. A mínima temperatura que pode ser alcançada na câmara de secagem, é função da absorção de calor do ambiente no trajeto do ar, da temperatura de evaporação do refrigerante, e do calor normalmente cedido pelo ventilador para o ar.

O segundo ponto é relativo a autonomia entre a vazão do ar no evaporador e a vazão deste no condensador, ao contrário dos ensaios anteriores, onde eram obrigatoriamente as mesmas, e por isso mesmo, apresentam limitações

As temperaturas de bulbo seco e úmido do ar na entrada do evaporador e do condensador, para o grupo 1, foram as mesmas do ar ambiente. Quanto ao grupo 2, que usou recirculação, as condições do ar no evaporador, foram próximas a do ar na câmara de secagem.

A vantagem de se ter vazões maiores do ar no condensador é evidente. As restrições quanto a transferência de calor, ocasionadas pela diferença de temperatura entre o ar e o refrigerante, e que eram limitadas, são agora compensadas pelo aumento da vazão. Devido ao controle da vazão de ar no condensador ser independente do controle da vazão no resto do sistema, consegue-se obter neste trocador, através do aumento da vazão de ar, altas taxas de transferência de calor e portanto uma grande quantidade de calor rejeitado para o ar.

Examinando-se em conjunto as Tabelas 4.9 e 4.10, chega-se a conclusão que, condições de temperatura que venham a proporcionar taxas de transferência

de calor maiores no evaporador, produzem coeficientes de desempenhos também maiores, independentes dos grupos de ensaios.

Tabela 4.10: Quantidades de Energia trocadas pelos principais Elementos da Bomba de Calor.

| GRUPO 1 | | | | |
|---------|----------|----------|----------|--------------|
| Ensaio | Q_{EV} | Q_{CD} | W_{CP} | $COP_{C,ef}$ |
| | (kJ/h) | (kJ/h) | (kJ/h) | |
| 1 | 3210,9 | 5191,3 | 2474,7 | 1,29 |
| 2 | 4524,2 | 6807,4 | 2270,4 | 1,86 |
| 3 | 3257,8 | 5073,5 | 2056,1 | 1,41 |
| GRUPO 2 | | | | |
| 1 | 3378,7 | 5287,3 | 1961,6 | 1,57 |
| 2 | 4285,3 | 6152,8 | 2048,5 | 1,71 |
| 3 | 4646,9 | 6472,3 | 1983,0 | 1,77 |

Os valores do coeficiente de desempenho portanto, ficam limitados as quantidades de calor absorvidas do ar pelo refrigerante no evaporador, e que posteriormente serão rejeitadas para o mesmo ar no condensador.

A influência da recirculação no desempenho do sistema de bomba de calor pode ser resumido da seguinte forma:

- com recirculação :

A diminuição da temperatura do ar, e portanto da entalpia, que entra no evaporador, atua de duas formas diferentes no coeficiente de desempenho, diminuindo Q_{CD} e W_{CP} . Logo, o valor de $COP_{C,ef}$ pode permanecer constante ou sofrer uma alteração em uma direção qualquer. A grande vantagem de se utilizar a recirculação é que os níveis de temperatura e pressão no qual opera o compressor são diminuídos, e que por conseguinte resulta na diminuição do consumo de energia elétrica do compressor.

- sem recirculação :

Neste modo de operar, as condições do ar ambiente "ditam as regras", e

ao contrário da operação com recirculação, observa-se um aumento de Q_{CD} , W_{CP} e do consumo de energia elétrica.

Como o objetivo proposto para os experimentos, é de se obter condições pré-determinadas de temperaturas de bulbo úmido e seco na câmara de secagem, e não a de recuperação de energia, o item que passa a ter importância é o consumo de energia elétrica. A utilização da recirculação, além de ser a única forma, na maioria das vezes, de se alcançar temperaturas do ar na câmara de secagem bastante inferiores a do ambiente, proporciona também a vantagem de se ter um menor consumo de energia elétrica do compressor. Dessa forma o uso da recirculação, quando possível, torna-se importante.

Capítulo 5

Conclusões

A simulação experimental do processo de desidratação a uma taxa de secagem constante, promovendo-se a umidificação do ar através da evaporação de um "spray" de água, mostrou ser uma ferramenta útil e eficaz no estudo da influência da recirculação de ar no Secador BC.

A avaliação da recirculação do ar que deixa o secador, indicou que a capacidade de circulação de energia pela bomba de calor é limitada, devido principalmente a interdependência entre as condições do ar que sai do evaporador e que entra no condensador.

Melhores coeficientes de desempenho são obtidos se o ar tiver condições de absorver no condensador, o calor entregue no evaporador mais o equivalente térmico do trabalho de compressão, atingindo temperaturas próximas a de condensação do refrigerante.

Para o equipamento utilizado, cálculos indicam que a temperatura ótima do ar na entrada do evaporador deve ser em torno de 30°C, e sua umidade absoluta, 0,013 kg vapor/kg ar s..

Considerando as limitações de projeto do sistema de refrigeração utilizado, é possível diminuir o grau de superaquecimento do refrigerante, promovendo o aumento da quantidade de refrigerante circulante no evaporador, através de alterações e/ou substituições de componentes da bomba de calor.

A limitação imposta pelo sistema de secagem quanto ao reaproveitamento

do ar exausto do secador, deixa antever que, mesmo pondo em prática as alterações propostas, não se deverá esperar um aumento expressivo no desempenho do sistema utilizando a recirculação. Portanto, o uso da recirculação para o sistema avaliado, só deverá ser vantajoso em baixas R_i .

As condições médias do ar ambiente, constituem outro fator de grande relevância na decisão de incorporar a recirculação do ar exausto no projeto do secador.

A vazão do ar, assim como sua temperatura e sua umidade absoluta, são parâmetros importantes para o eficiente desempenho do Secador BC.

Apesar dos valores de consumo total de energia elétrica apresentarem-se praticamente iguais, nos experimentos de secagem de fatias de cebola, os valores de COP indicaram que o não uso da recirculação proporciona uma conversão de energia mais eficiente.

O uso do desvio de parte do ar, evitando-se o aquecimento pelo condensador, permitiu obter ar frio e seco, necessário para a secagem de produtos termosensíveis e promoveu uma diminuição do consumo de energia elétrica do compressor.

Capítulo 6

Referências Bibliográficas

- 1 - AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATION AND AIR-CONDITIONING ENGINEER'S (ASHRAE) - ASHRAE Handbook; 1989 Fundamentals. Atlanta, USA, 1989.
- 2 - BROSSARD, L.F. - Temas escogidos de refrigeracion industrial. Apostila do Inst. Sup. Politécnico Julio Antonio Mella, Cuba, 1992. 100p.
- 3 - CORTEZ, D.M. - Política Energética Brasileira. IV Congresso Brasileiro de Refrigeração, Ventilação e Condicionamento de Ar (ABRAVA), São Paulo, set. 1993. 4 p.
- 4 - DINÇER, S. - Available energy analysis. Energy Convers. Mgmt 25 (3): 309-13, 1985.
- 5 - FAIRES, V.M. - Thermodynamics. 4th, The Macmillan Company, New York, Ed 4a, 1967, 879 p.
- 6 - FLIKKE, A.M.; CLOUD, H.A.; HUSTRULID, A. - Grain drying by heat pump. Agricultural Engineering 38 (8): 592-97, 1957.
- 7 - GLUCKMAN, M.A. - Pratical performance of industrial heat pumps. Proc. Int. Refrig. 83: 58-66, 1986/1987.
- 8 - GOLDSCHMIDT, V.W. & HART, G.H. - Heat pump systems desempenho: experimental and theoretical results: ASHRAE Trans. 88 (1): 1-10, 1982.
- 9 - HODGETT, D.L. - Efficient drying using heat pumps. The Chemical Engineer 311: 510-2, 1976.
- 10- HODGETT, D.L. & OELERT, G. - IEA common study on advanced heat pump systems, technology survey. Part 1: Reserch and development trends. Int. J. Refrig. 5 (3): 160-8, 1982.

- 11- HODGETT, D.L. & OELERT, G. - IEA common study on advanced heat pump systems, technology survey. Part 2: Assessment of systems and conclusions. Int. J. Refrig. 5 (3): 169-75, 1982.
- 12- HOGAN, M.R.; MULLER, R.E.; FOSTER, G.H.; AYERS, D.L. - Development and testing of a heat pump grain dryer. For presentation at the 1979 Winter Meeting ASAE, New Orleans, Dec. 1979. paper nº 79-3527, 44 p.
- 13- KALHAMMER, F.R.- Optimum arrangement and use of heat pumps in recovering waste heat: Energy Convers. Mgmt 24 (2), 123-9, 1984.
- 14- KEEY, R.B.- Recent progress in solids processing: Some current developments in drying. Chem. Eng. Res. Des. 64 (2): 83-8, 1986.
- 15- LABUZA, T.P. - Sorption phenomena in foods. Food Technology 22 (3): 15-24, 1968
- 16- MASSARANI, G. & TELLES, A.S. - Tópicos especiais de secagem. vol.1, Editado por: FREIRE, J.T. & SARTORI D.J.M., São Carlos, 1992. 330 p.
- 17- MAZZA, G. & LEMAGUER M. - Water sorption properties of yellow globe onion (*Allium cepa* L.). Can. Food Sci Technol J. 11 (4): 189-93, 1978.
- 18- MOSER, F.L. & SCHNITZER, H. - Heat pumps in industry. Amsterdam, Elsevier, 1985. 264 p.
- 19- NARODOSLAWSKY, M.; WINDISCH, F.; MOSER, F.- New compression heat pump media for medium and high temperature application. Heat Recovery Systems & CHP 8 (1), 23-31, 1988.
- 20- OWER, E. & PANKHURST, R.C.- The measurement of air flow. 5th Ed., Oxford, Pergamon, 1977. 362 p.

- 21- PARISE, J.A. - Simulation of vapour compression heat pumps. Simulation 46 (2), 71-76, 1986.
- 22- PASSEY, C. - PCHP Systems for saving energy in grain drying heat labile materials. Drying'80. In: MUJUMDAR, A.S. ed. , New York, Hemisphere, 1980, p 314-9.
- 23- ROSSI, S.J. - Psicrometria. João Pessoa, FUNAPE, 1987. 60 p.
- 24- ROSSI, S.J. - Desenvolvimento e avaliação de uma bomba de calor usada no condicionamento do ar de secagem de alimento. Campinas, 1993. 214 p. Tese de Doutorado - Fac. Eng. de Alim., Universidade Estadual de Campinas.
- 25- ROSSI, S.J.; NEVES, L.C.; KIECKBUSCH, T.G. - Thermodynamic and energetic evaluation of heat pump applied to the drying of vegetables. Drying'92. Anais do International Drying Symposium IDS'92, Montreal, Canadá, ago. 1992. p 1475-84.
- 26- ROSSITER, A.P.; SEETHARAM, R.V.; RANADE, S.M. - Scope for industrial heat pump applications in the United States. Heat Recovering Systems & CHP 8 (3), 279-87, 1988.
- 27- SMITH, C.B.; FAZOLLARE, R.A. - Beyond the energy crises: opportunity and challenge. Energy Convers. Mgmt 22, 329-45, 1982.
- 28- SMITH, J.M. & VAN NESS, H.C. - Introdução a Termodinâmica da Engenharia Química. 3ª Ed., Rio de Janeiro, Guanabara- Koogan, 1980. 593 p.
- 29- STEWARD, F.R. - Optimum arrangement and use of heat pumps in recovering waste heat. Energy Convers. Mgmt 24 (2), 123-29, 1984.
- 30- STRUMILLO, C. & CACICEDO, C.L. - Energy Aspects in Drying. In: MUJUMDAR, A.S., Handbook of Industrial Drying. Montreal, McGill University, 1987. sect. 27, p. 823-40.

- 31- STRUMILLO, C. & KUDRA, T. - Drying: principles, applicatios and design.
Gordon and Breach Science publishers 3, 1986. 360 p.
- 32- TARNAWSKI, V.R. & YUET, P.K. - Winter performance of residential heat pump.
Heat Recovering Systems & CHP 8 (3), 271-8, 1988.
- 33- TOBINAGA, S. & PINTO, A.A. - Tópicos especiais de secagem. vol.1, Editado
por: FREIRE, J.T. & SARTORI D.J.M., São Carlos, 1992. 330 p.
- 34- ZYLLA, R & STRUMILLO, C. - Heat pumps in drying. Drying'87. In: MUJUMDAR,
A.S. ed. , New York, Hemmisphere, 1987, p 129-41.

APÊNDICES

APÊNDICE A

- Valores das constantes utilizadas nas equações.

A1- Valores das constantes referentes as equações do fluido ar

$$A_0 = 19,5322$$

$$A_1 = 13,6626$$

$$A_2 = 1,17678$$

$$A_3 = -0,189693$$

$$A_4 = 0,087453$$

$$A_5 = -0,0174053$$

$$A_6 = 0,00214768$$

$$A_7 = -0,138343 \times 10^{-3}$$

$$A_8 = 0,38000 \times 10^{-5}$$

A2- Valores das constantes referentes ao fluido refrigerante R22

$$R1 = 96,1467$$

$$TC = 369,17$$

$$XK = 4,2$$

$$BB = 1,24855636 \times 10^{-4}$$

$$A(1) = -1,16981908 \times 10^{-2}$$

$$A(2) = -2,92952588 \times 10^{-2}$$

$$A(3) = 2,41919261 \times 10^{-4}$$

$$A(4) = -2,43458381 \times 10^{-7}$$

$$B(1) = 1,16431240 \times 10^{-1}$$

$$B(2) = 2,30319412 \times 10^{-4}$$

$$B(3) = -6,79667708 \times 10^{-7}$$

$$B(4) = 6,30201766 \times 10^{-10}$$

$$ACV(1) = 1,17767818 \times 10^2$$

$$ACV(2) = 1,6997296$$

$$ACV(3) = -8,83043292 \times 10^{-4}$$

$$ACV(4) = 3,32541759 \times 10^5$$

$$C(1) = -1,18409710 \times 10^3$$

$$C(2) = 2,48896136$$

$$C(3) = -1,2061971 \times 10^{-6}$$

$$R1 = 524,77$$

$$R2 = 875,16$$

$$R3 = 588,66$$

$$R4 = 357,09$$

$$R5 = 327,95$$

$$F1 = 71,554$$

$$F2 = -4818,96$$

$$F3 = -7,861$$

$$F4 = 908,1 \times 10^{-6}$$

$$F5 = 445,7467 \times 10^{-3}$$

APÊNDICE B

Programa SHARP

B1- Nomenclatura utilizada no Programa.

B2- Fluxograma.

B3- Listagem.

OBS:

Devido as diferentes características dos grupos de ensaios, o programa principal "SHARP" sofreu alterações. Será apresentado aqui apenas o programa base.

B1- Nomenclatura

| | | |
|------|--|--------------------|
| CON | : consumo de energia elétrica do compressor | kJ/kg |
| COP | : coeficiente de desempenho total | - |
| COPF | : coeficiente de desempenho efetivo | - |
| DH | : variação de entalpia do ar no condensador | kJ/kg |
| DH1 | : variação de entalpia do ar no evaporador | kJ/kg |
| DHW | : variação de entalpia do R22 o evaporador | kJ/kg |
| EFM | : eficiência mecânica | - |
| H22 | : entalpia do R22 | kJ/kg |
| HEN | : entalpia do ar | kJ/kg |
| HLS | : entalpia do R22 (líquido saturado) | kJ/kg |
| HPO | : razão de recirculação | - |
| HVS | : entalpia do R22 na saída do evaporador | kJ/kg |
| IO | : número característico do ensaio | - |
| N | : número de pontos | - |
| PATM | : pressão atmosférica | mmHg |
| RES | : consumo de energia elétrica das resistências | kJ/kg |
| TSEC | : temperatura do ar do secagem | °C |
| U.A. | : umidade absoluta do ar | - |
| UAC | : umidade característica do ensaio | % |
| U.R. | : umidade relativa do ar | % |
| VD22 | : volume específico do R22 na descarga do compressor | m ³ /kg |
| VE | : volume específico do ar | m ³ /kg |
| VEV | : volume específico do R22 na saída do evaporador | m ³ /kg |
| VLAR | : velocidade do ar | m/min |
| VR22 | : vazão do refrigerante | L/h |
| VS22 | : volume específico do R22 na sucção do compressor | m ³ /kg |
| VZ22 | : vazão do refrigerante | kg/h |
| War | : vazão do ar | kg/h |

OBS : Os índices 1 e 2 referem-se a entrada e saída do evaporador, respectivamente.

Os valores lidos e armazenados nos vetores TP(I,J) e TL(I,J) estão relacionados as seguintes variáveis:

| | | |
|---------|---|------|
| TP(N,1) | : temperatura T4 na Figura 3.12 | °C |
| TP(N,2) | : temperatura T5 na Figura 3.12 | °C |
| TP(N,3) | : temperatura T10 na Figura 3.12 | °C |
| TP(N,4) | : temperatura T11 na Figura 3.12 | °C |
| TP(N,5) | : temperatura T12 na Figura 3.12 | °C |
| TP(N,6) | : temperatura T13 na Figura 3.12 | °C |
| TP(N,7) | : temperatura T14 na Figura 3.12 | °C |
| TP(N,8) | : temperatura T15 na Figura 3.12 | °C |
| TL(N,1) | : pressão na descarga do compressor | psia |
| TL(N,2) | : pressão na sucção do compressor | psia |
| TL(N,3) | : variação da altura manométrica (orifício 2) | cm |
| TL(N,4) | : tempo gasto pelo disco do Wattímetro para dar uma volta | min |
| TL(N,5) | : posição da chave seletora do VARIAC | - |
| TL(N,6) | : temperatura T16 na Figura 3.12 | °C |
| TL(N,7) | : temperatura T2 na Figura 3.12 | °C |
| TL(N,8) | : temperatura T8 na Figura 3.12 | °C |

* Ensaio : estudo da vazão de ar

trocar:

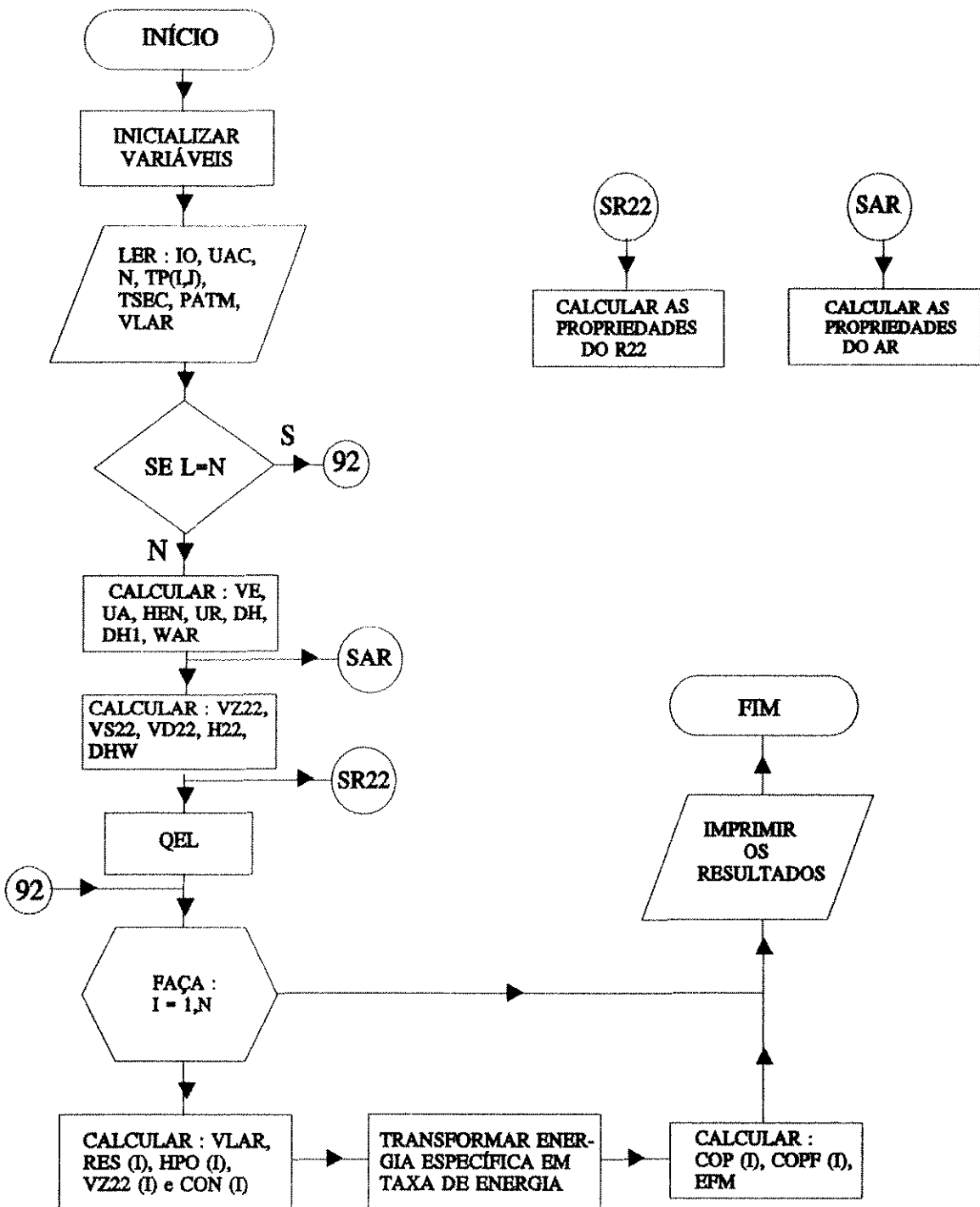
| | | |
|---------|---------------------------------|-------|
| TL(3,N) | : velocidade no fundo da câmara | m/min |
|---------|---------------------------------|-------|

* Ensaio : secagem de fatias de cebola

trocar:

| | | |
|---------|---|------|
| TL(4,N) | : consumo de energia elétrica do compressor | kw/h |
|---------|---|------|

B2- Fluxograma



B3- Listagem

```
PROGRAM SHARP
C
COMMON /MIST/ R(9)
C
DIMENSION UA1(10),UA2(10),UR1(10),UR2(10),VE1(10),VE2(10),DH(10),
CVD22(10),VS22(10),HD22(10),HS22(10),H22(10),TP(10,10),TL(10,10),
CCON(10),RES(10),QEL(10),HPO(10),VZ22(10),COP(10),COPF(10),EFM(10),
CDH1(10),VEV(10),HVS(10),HLS(10),DHW(10)
C
FUNCAO COMANDO
C
HENAR(TQ,UQ)= 1007*TQ+UQ*(2.5E6+1876*TQ)
C
DEFINICAO DAS VARIAVEIS
C
R(0)= 19.5322
R(1)= 13.6622
R(2)= 1.17678
R(3)= -0.189693
R(4)= 0.087453
R(5)= -0.017053
R(6)= 0.00214768
R(7)= -0.138343E-3
R(8)= 0.38E-5
C
ENTRADAS DE DADOS
C
OPEN(UNIT=1,FILE='      ')
OPEN(UNIT=2,FILE='      ',STATUS='NEW')
C
WRITE(*,*) 'NUMERO DO ENSAIO ?'
READ(*,*) IO
WRITE(*,*) 'UMIDADE CARACTERISTICA DO ENSAIO ?'
READ(*,*) UAC
WRITE(*,*) 'NUMERO DE PONTOS ?'
READ(*,*) N
C
READ(1,*) ((TP(I,J),J=1,8),I=1,N)
READ(1,*) ((TL(I,J),J=1,8),I=1,N)
C
WRITE(*,*) 'TEMPERATURA DE SECAGEM (C) ?'
READ(*,*) TSEC
WRITE(*,*) 'PRESSAO ATMOSFERICA (mmHg) ?'
READ(*,*) PATM
WRITE(*,*) 'VELOCIDADE DO AR (M/min) ?'
READ(*,*) VLAR
PATM= PATM*101325.0/760
C
CALCULOS REFERENTES AO AR E AO R22
```

```

C
  L= 0
90  IF(L.EQ.N) GO TO 92
    L=L+1
C
C  VOL.ESPECIFICO, UMID.RELATIVA E ABSOLUTA DO AR
C
  CALL SAR (TP(L,3),TP(L,4),PATM,UA1(L),UR1(L),VE1(L))
  CALL SAR (TP(L,5),TP(L,6),PATM,UA2(L),UR2(L),VE2(L))
C
C  ENTALPIA DO AR (CONDENSADOR)
C
  HEN1= HENAR(TP(L,7),UA2(L))
  HEN2= HENAR(TP(L,8),UA2(L))
  DH(L)= HEN1-HEN2
C
C  ENTALPIA DO AR (EVAPORADOR)
C
  HEN3= HENAR(TP(L,3),UA1(L))
  HEN4= HENAR(TP(L,5),UA2(L))
  DH1(L)= HEN3 - HEN4
C
C  VOL. ESPECIFICO E ENTALPIA DO R22 (COMPRESSOR)
C
  CALL SR22 (TP(L,1),TL(L,2),VS22(L),HS22(L))
  CALL SR22 (TP(L,2),TL(L,1),VD22(L),HD22(L))
  H22(L)= HD22(L)-HS22(L)
C
C  CARGA TERMICA RESISTENCIA/AR
C
  HRA= HENAR (TL(L,6),UA2(L))
  HRD= HENAR (TSEC,UA2(L))
  QEL(L)= HRD-HRA
C
C  VAZAO DO AR TOTAL
C
  WAR = 301.144-6.10239* VLAR+0.0646369*VLAR**2-0.000171234*VLAR**3
C
C  VAZAO DO R22
C
  CALL SR22 (TL(L,7),TL(L,2),VEV(L),HVS(L))
  TX= TL(L,8) + 273.15
  XM= 1- TX/369.17
  VL= 1/(524.8 + 875.2*XM**(1/3) + 588.7*XM**(2/3) + 357.1*XM**(4/3))
C)
  D1= 4818.96/(TX**2)
  D2= -7.861/TX
  D3= 0.446/ TX*(1+381.2/TX*LOG(ABS(381.2-TX)))
  HLS(L)= (TL(L,1)+14.6965)*6894.5*(D1+D2+0.009081+D3)*TX*(0.0110-VL
C)

```

```
DHW(L)= HVS(L)+1.24E5-HLS(L)
VZ22(L)= DH1(L)*WAR/DHW(L)
C
GO TO 90
92 CONTINUE
C
VOLUME ESPECIFICO MEDIO DO AR
C
VEM = 0.0
DO 200 J=1,N
VEM= VEM + VE1(J)
200 CONTINUE
VEM = VEM/N
C
DO 100 I=1,N
C
CONSUMO DO COMPRESSOR
C
SH1=INT(TL(I,4))
SH2=(TL(I,4)-SH1)*100
SH3=SH1*60
CON(I)= 78.544/(SH3+SH2)
C
CONSUMO ELETRICO DAS RESISTENCIAS
C
ELR= -2.32179+0.0885945*TL(I,5)+2.62659E-4*TL(I,5)**2-3.25111E-6*
CTL(I,5)**3
RES(I)= ELR*100
C
CALCULO DA RAZAO DE RECIRCULACAO
C
POF= -12.0527+5574.41*TL(I,3)-6256.14*TL(I,3)**2+4319.87*TL(I,3)**
C3-1558.19*TL(I,3)**4+276.09*TL(I,3)**5-18.982*TL(I,3)**6
HPO(I)= (WAR-(POF*60E-3/VEM))/WAR
C
ENERGIA ESPECIFICA / TAXA DE ENERGIA
C
RES(I) = RES(I)*3.6
QEL(I) = QEL(I)*WAR/1000
DH(I) = DH(I)*WAR/1000
DH1(I) = DH1(I)*WAR/1000
H22(I) = H22(I)*VZ22(I)/1000
CON(I) = CON(I)*3600
COP(I) = DH(I)/CON(I)
COPF(I)= (QEL(I)+DH(I))/(RES(I)+CON(I))
EFM(I) = H22(I)/CON(I)
C
100 CONTINUE
C
IMPRESSAO DOS RESULTADOS
C
```

```

WRITE(2,150) IO,TSEC,WAR,UAC
150 FORMAT(///,5X,'ENSAIO :',1X,I2,/,5X,'TSEC (C) :',1X,F4.1,5X,'War (
CKG/H) :',1X,F5.1,/,5X,'U.C. (%) :',1X,F4.1)
C
WRITE(2,152)
152 FORMAT(///,3X,'PONTO',5X,'U.A.1',5X,'U.R.1',3X,'Var1',7X,'U.A.2',
C5X,'U.R.2',3X,'Var2',/,10X,'(KGv/KGars)',3X,'(%)',3X,'(M3/KG)',2X
C,'(KGv/KGars)',3X,'(%)',3X,'(M3/KG)',/, ' ')
DO 154 I=1,N
WRITE(2,153) I,UA1(I),UR1(I),VE1(I),UA2(I),UR2(I),VE2(I)
153 FORMAT(4X,I2,5X,F7.5,5X,F4.1,4X,F5.3,4X,F7.5,5X,F4.1,4X,F5.3)
154 CONTINUE
C
WRITE(2,155)
155 FORMAT(////////,2X,'PONTO',3X,'Ri',5X,'Qev',5X,'Qcd',5X,'Wcp',4X,'Vr
Cef,s',2X,'Vref,d',3X,'VZ22',/,15X,'(KJ/H)',2X,'(KJ/H)',2X,'(KJ/H)'
C,2X,'(M3/KG)',1X,'(M3/KG)',2X,'(KG/H)',/, ' ')
DO 157 I=1,N
WRITE(2,156) I,HPO(I),DH1(I),DH(I),H22(I),VS22(I),VD22(I),VZ22(I)
156 FORMAT(3X,I2,3X,F4.2,2X,F7.1,2X,F6.1,2X,F6.1,2X,F6.4,2X,F6.4,4X,F4
C.1)
157 CONTINUE
C
WRITE(2,158)
158 FORMAT(///,3X,'PONTO',4X,'Qres',5X,'Eres',6X,'Ecp',5X,'COPc,ef',2X
C,'COPc,t',3X,'nm',/,11X,'(KJ/H)',3X,'(KJ/H)',4X,'(KJ/H)',/, ' ')
DO 160 I=1,N
WRITE(2,159) I,QEL(I),RES(I),CON(I),COP(I),COPF(I),EFM(I)
159 FORMAT(4X,I2,5X,F6.1,3X,F6.1,4X,F6.1,5X,F4.2,4X,F4.2,2X,F4.2)
160 CONTINUE
STOP
END
C
C SUBROTINA : CALCULO DAS PROPIEDADES DO AR
C
C SUBROUTINE SAR (TS,TU,PATM,UA,UR,VT)
C
C COMMON /MIST/ R(9)
C
C HT= 2.5E6
C XI= 15
8 CR=EXP(60.43-6834.27/(TS+273.15)-5.17*(LOG(TS+273.15)))
DR=EXP(60.43-6834.27/(TU+273.15)-5.17*(LOG(TU+273.15)))
FT= -(TS-TU)*8314*(TS+273.15)*1000/18/HT+DR
M=0
Q=0.0
10 Q= Q+R(M)*(LOG(0.00145*FT))**M
M=M+1
IF(M.NE.9)GO TO 10
Q=Q+18
HT= 2.5E6-2390*Q

```



```
IF(ABS(XI-HT).LT.0.01) GO TO 18
XI=HT
GO TO 8
18 UA= 0.622*FT/(PATM-FT)
UR= FT/CR*100
VT= 287*(TS+273.15)/(PATM-FT)
RETURN
END
C
C SUBROTINA : CALCULO DAS PROPIEDADES DO R22
C
C SUBROUTINE SR22 (T1,P1,VEST,RH22)
C
C DIMENSION A(4),B(4),C(3),ACV(4)
C
C DATA CS1,CH1,CS2,CH2 /-312.782,-197445.6,11.1499,18590.6/
C DATA R1,TC,XK /96.1467,369.17,4.2/
C
C DEFINICAO DAS VARIAVEIS
C
C BB = 1.24855636E-4
C A(1)= -1.16981908E2
C A(2)= -2.92952588E-2
C A(3)= 2.41919261E-4
C A(4)= -2.43458381E-7
C B(1)= 1.16431240E-1
C B(2)= 2.30319412E-4
C B(3)= -6.79667708E-7
C B(4)= 6.30201766E-10
C C(1)= -1.18409710E3
C C(2)= 2.48896136
C C(3)= -1.20619716E-6
C ACV(1)= 1.17767818E2
C ACV(2)= 1.6997296
C ACV(3)= -8.83043292E-4
C ACV(4)= 3.32541759E5
C
C P=(P1+14.6965)*101325/14.6965
C T=T1+273.15
C K1=0
C VEST= R1*T/P
C DIFV= VEST-0.03
C IF(VEST-0.03) 20,20,11
C 11 DVEST= 0.01
C GO TO 30
C 20 DVEST=0.005
C 30 TOL= 0.00001*P
C KMAX=100
C 40 K1=K1+1
C IF(K1.GT.KMAX) STOP
C
```

```
C      CALCULO DO VOLUME ESPECIFICO
C
VMB=VEST-BB
XKT=EXP(-XK*T/TC)
C1=R1*T/VMB
C2=(A(1)+B(1)*T+C(1)*XKT)/(VMB**2)
C3=(A(2)+B(2)*T+C(2)*XKT)/(VMB**3)
C4=(A(3)+B(3)*T)/(VMB**4)
C5=(A(4)+B(4)*T+C(3)*XKT)/(VMB**5)
PEST= C1+C2+C3+C4+C5
IF(ABS(PEST-P).GT.TOL) GO TO 60
50  HH1=ACV(1)*T+0.5*ACV(2)*T**2+ACV(3)/3*T**3-ACV(4)/T-CH1
C
C      CALCULO DA ENTALPIA
C
ETKTC= (1+XK*T/TC)*XKT
H1=P*VEST
H2=(A(1)+C(1)*ETKTC)/VMB
H3=(A(2)+C(2)*ETKTC)/(2*VMB**2)
H4=A(3)/(3*VMB**3)
H5=(A(4)+C(3)*ETKTC)/(4*VMB**4)
RH22=HH1+H1+H2+H3+H4+H5-CH2
RETURN
60  IF(P-PEST) 70,50,80
70  VEST=VEST+DVEST
GO TO 40
80  VEST=VEST-DVEST
DVEST=0.4*DVEST
VEST=VEST+DVEST
GO TO 40
END
```

APÊNDICE C

Arquivos de dados de entrada e de Resultados

C1- Disposição dos dados de entrada.

C2- Dados de entrada.

C3- Nomenclatura utilizada nos arquivos de resultados.

C4- Resultados.

C5- Propriedades físicas do refrigerante.

C1- Disposição dos dados de entrada

1º Grupo :

| | | | | |
|---------|---------|---------|-------|---------|
| TP(1,1) | TP(1,2) | TP(1,3) | | TP(1,8) |
| TP(2,1) | TP(2,2) | TP(2,3) | | TP(2,8) |
| TP(N,1) | TP(N,2) | TP(N,3) | | TP(N,8) |

2º Grupo :

| | | | | |
|---------|---------|---------|-------|---------|
| TL(1,1) | TL(1,2) | TL(1,3) | | TL(1,8) |
| TL(2,1) | TL(2,2) | TL(2,3) | | TL(2,8) |
| TL(N,1) | TL(N,2) | TL(N,3) | | TL(N,8) |

C2- Dados de entrada

- Simulação com "spray" de água

Ensaio 1 :

| | | | | | | | | | | | | | | | |
|------|-------|------|------|------|------|------|------|-----|----|------|--------|------|------|------|------|
| 38.4 | 125.5 | 52.1 | 28.3 | 28.5 | 21.5 | 51.5 | 29.0 | 300 | 47 | 0.0 | 1.0100 | 32.5 | 55.0 | 38.0 | 51.5 |
| 33.9 | 120.9 | 45.8 | 26.5 | 24.3 | 19.4 | 48.4 | 24.5 | 285 | 46 | 0.34 | 1.0374 | 47.0 | 52.9 | 31.6 | 48.7 |
| 30.2 | 116.8 | 41.6 | 25.3 | 20.5 | 17.7 | 47.2 | 20.9 | 275 | 47 | 0.74 | 1.0547 | 55.0 | 51.3 | 26.9 | 47.0 |
| 27.5 | 113.8 | 38.0 | 24.3 | 18.6 | 16.9 | 45.3 | 19.3 | 265 | 43 | 1.30 | 1.0700 | 64.0 | 49.9 | 23.5 | 45.7 |
| 26.5 | 112.1 | 36.1 | 23.5 | 18.0 | 16.6 | 44.0 | 18.6 | 256 | 43 | 1.68 | 1.0800 | 70.0 | 49.0 | 22.6 | 44.9 |
| 25.8 | 111.8 | 33.9 | 22.8 | 16.7 | 15.6 | 43.4 | 17.4 | 255 | 42 | 2.10 | 1.0845 | 73.5 | 48.2 | 21.6 | 43.8 |

Ensaio 2 :

| | | | | | | | | | | | | | | | |
|------|-------|------|------|------|------|------|------|-----|----|------|--------|------|------|------|------|
| 36.9 | 123.3 | 50.3 | 30.5 | 28.7 | 24.3 | 51.6 | 29.0 | 297 | 47 | 0.00 | 1.0165 | 36.0 | 55.0 | 35.8 | 51.1 |
| 31.5 | 118.3 | 43.6 | 27.0 | 22.1 | 19.7 | 48.9 | 22.5 | 284 | 47 | 0.40 | 1.0345 | 48.0 | 52.5 | 28.0 | 48.6 |
| 28.6 | 114.4 | 39.0 | 25.4 | 19.1 | 17.8 | 46.7 | 19.8 | 270 | 47 | 0.82 | 1.0611 | 55.5 | 50.7 | 24.6 | 46.6 |
| 27.0 | 112.2 | 36.7 | 24.7 | 18.5 | 17.4 | 46.2 | 18.8 | 267 | 46 | 1.21 | 1.0588 | 62.0 | 49.9 | 23.3 | 46.2 |
| 26.7 | 111.6 | 34.5 | 24.3 | 17.8 | 17.1 | 45.7 | 18.1 | 265 | 46 | 1.60 | 1.0650 | 65.0 | 49.4 | 22.4 | 45.6 |
| 25.5 | 110.2 | 31.5 | 23.1 | 16.2 | 15.7 | 45.0 | 16.8 | 260 | 47 | 2.10 | 1.0702 | 69.0 | 48.8 | 21.1 | 44.9 |

Ensaio 3 :

| | | | | | | | | | | | | | | | |
|------|-------|------|------|------|------|------|------|-----|----|------|--------|------|------|------|------|
| 35.1 | 121.8 | 44.0 | 32.4 | 27.9 | 27.1 | 51.4 | 28.3 | 300 | 49 | 0.00 | 1.0313 | 35.5 | 54.9 | 32.8 | 51.3 |
| 30.5 | 116.7 | 38.6 | 26.9 | 21.4 | 20.4 | 48.6 | 21.8 | 282 | 48 | 0.40 | 1.0540 | 50.0 | 52.4 | 26.5 | 48.3 |
| 28.7 | 114.7 | 35.8 | 25.4 | 19.2 | 18.5 | 47.0 | 19.7 | 275 | 49 | 0.80 | 1.0650 | 57.0 | 51.2 | 24.2 | 46.9 |
| 27.1 | 112.3 | 34.0 | 24.4 | 17.8 | 17.4 | 46.4 | 18.5 | 265 | 47 | 1.30 | 1.0738 | 65.0 | 50.3 | 22.9 | 46.2 |
| 26.4 | 110.5 | 32.1 | 23.5 | 17.0 | 16.8 | 45.2 | 17.3 | 262 | 47 | 1.65 | 1.0830 | 71.0 | 49.0 | 21.5 | 45.0 |
| 25.9 | 110.0 | 31.0 | 23.1 | 16.5 | 16.1 | 44.9 | 16.9 | 260 | 47 | 2.10 | 1.0865 | 71.0 | 48.8 | 21.1 | 45.1 |

- Estudo da vazão de gás

Ensaio 1 :

| | | | | | | | | | | | | | | | |
|------|-------|------|------|------|------|------|------|-----|----|-------|--------|------|------|------|------|
| 41.0 | 123.1 | 52.7 | 29.6 | 33.8 | 24.6 | 51.3 | 33.8 | 295 | 52 | 155.0 | 1.0627 | 46.0 | 53.7 | 41.8 | 50.9 |
| 39.3 | 121.6 | 52.4 | 29.6 | 31.9 | 24.0 | 51.3 | 32.0 | 293 | 50 | 145.0 | 1.0670 | 45.0 | 53.5 | 39.7 | 50.5 |
| 40.4 | 124.2 | 52.4 | 29.3 | 30.4 | 22.6 | 53.2 | 30.8 | 301 | 52 | 121.0 | 1.0550 | 24.9 | 55.0 | 39.6 | 51.9 |
| 39.2 | 123.9 | 52.8 | 29.1 | 28.1 | 21.6 | 53.1 | 28.6 | 305 | 54 | 106.0 | 1.0465 | 24.9 | 55.0 | 37.8 | 52.5 |

Ensaio 2 :

| | | | | | | | | | | | | | | | |
|------|-------|------|------|------|------|------|------|-----|----|-------|--------|------|------|------|------|
| 39.7 | 122.0 | 51.0 | 30.7 | 32.9 | 25.7 | 50.2 | 33.2 | 292 | 53 | 155.0 | 1.0730 | 43.0 | 53.8 | 39.5 | 50.4 |
| 40.0 | 123.2 | 50.4 | 30.2 | 31.7 | 24.8 | 50.9 | 31.8 | 295 | 52 | 145.0 | 1.0651 | 38.0 | 54.4 | 39.1 | 50.9 |
| 39.2 | 123.1 | 50.4 | 30.0 | 29.9 | 24.0 | 51.8 | 30.0 | 300 | 52 | 121.0 | 1.0611 | 32.0 | 55.0 | 37.6 | 51.4 |
| 38.4 | 123.3 | 50.3 | 30.0 | 28.1 | 23.2 | 53.1 | 28.6 | 305 | 53 | 107.0 | 1.0530 | 24.9 | 55.0 | 37.5 | 52.3 |

Ensaio 3 :

| | | | | | | | | | | | | | | | |
|------|-------|------|------|------|------|------|------|-----|----|-------|--------|------|------|------|------|
| 38.7 | 121.3 | 47.6 | 33.0 | 32.8 | 28.6 | 50.3 | 32.9 | 295 | 53 | 155.0 | 1.0708 | 53.0 | 53.8 | 37.6 | 50.2 |
| 38.8 | 122.0 | 47.0 | 33.3 | 32.1 | 28.5 | 51.2 | 32.1 | 300 | 54 | 145.0 | 1.0647 | 49.0 | 54.7 | 37.1 | 51.1 |
| 38.1 | 122.2 | 46.2 | 33.4 | 30.6 | 28.2 | 52.2 | 30.8 | 304 | 54 | 121.0 | 1.0621 | 26.0 | 55.0 | 35.8 | 51.9 |
| 36.8 | 121.9 | 44.1 | 32.7 | 28.7 | 27.4 | 52.5 | 29.1 | 305 | 54 | 108.0 | 1.0603 | 24.9 | 55.0 | 34.1 | 52.0 |

- Secagem de fatias de cebola

Ensaio 1 :

| | | | | | | | | | | | | | | | |
|------|-------|------|------|------|------|------|------|-----|----|-------|--------|------|------|------|------|
| 24.8 | 103.1 | 28.4 | 22.3 | 15.6 | 15.4 | 40.9 | 16.2 | 235 | 45 | 1.0 | 281.69 | 90.0 | 46.5 | 20.8 | 41.1 |
| 24.8 | 103.2 | 28.3 | 22.6 | 15.7 | 15.5 | 41.0 | 16.3 | 235 | 46 | 12.0 | 281.76 | 90.0 | 46.8 | 20.8 | 41.1 |
| 24.7 | 103.7 | 30.2 | 22.5 | 15.5 | 15.2 | 42.4 | 16.2 | 245 | 49 | 62.0 | 281.83 | 90.0 | 47.0 | 20.4 | 42.4 |
| 24.9 | 105.1 | 30.7 | 22.5 | 15.6 | 15.2 | 43.8 | 16.2 | 250 | 49 | 120.0 | 282.06 | 75.0 | 48.4 | 20.3 | 43.3 |
| 25.8 | 106.7 | 31.4 | 23.4 | 16.8 | 16.5 | 44.3 | 17.4 | 255 | 49 | 180.0 | 282.20 | 75.0 | 48.6 | 21.3 | 44.1 |
| 27.0 | 109.1 | 33.4 | 24.1 | 17.9 | 17.3 | 45.2 | 18.3 | 260 | 49 | 240.0 | 282.57 | 68.0 | 49.5 | 22.6 | 44.8 |
| 27.4 | 109.7 | 34.1 | 24.0 | 18.3 | 17.5 | 45.4 | 18.7 | 255 | 46 | 480.0 | 283.10 | 68.0 | 49.7 | 22.7 | 44.5 |
| 26.5 | 107.6 | 32.2 | 23.4 | 16.6 | 16.2 | 44.8 | 17.1 | 255 | 50 | 720.0 | 283.79 | 70.0 | 48.8 | 21.2 | 43.9 |

Ensaio 2 :

| | | | | | | | | | | | | | | | |
|------|-------|------|------|------|------|------|------|-----|----|-------|--------|------|------|------|------|
| 27.7 | 107.2 | 30.5 | 24.9 | 19.2 | 18.7 | 43.3 | 19.4 | 250 | 49 | 1.0 | 284.17 | 85.0 | 46.5 | 23.5 | 43.5 |
| 27.7 | 107.2 | 30.5 | 24.9 | 19.2 | 18.7 | 43.3 | 19.4 | 250 | 49 | 12.0 | 284.21 | 85.0 | 46.7 | 23.5 | 43.5 |
| 28.3 | 108.1 | 34.5 | 25.2 | 19.8 | 18.9 | 43.6 | 20.0 | 253 | 49 | 62.0 | 284.35 | 75.0 | 47.8 | 24.3 | 43.9 |
| 28.9 | 109.1 | 36.7 | 25.8 | 20.3 | 18.9 | 44.3 | 20.4 | 255 | 51 | 150.0 | 284.61 | 72.0 | 48.4 | 24.8 | 44.2 |
| 29.3 | 110.4 | 37.4 | 25.8 | 20.8 | 19.6 | 45.2 | 21.1 | 260 | 49 | 240.0 | 284.84 | 70.0 | 48.6 | 25.5 | 45.1 |
| 30.1 | 112.5 | 38.1 | 25.3 | 21.1 | 19.6 | 45.4 | 21.5 | 262 | 49 | 480.0 | 285.58 | 63.0 | 49.8 | 26.0 | 45.2 |
| 29.8 | 111.9 | 37.8 | 25.8 | 21.1 | 19.8 | 45.2 | 21.5 | 260 | 49 | 720.0 | 286.31 | 65.0 | 49.6 | 25.7 | 45.2 |

Ensaio 3 :

| | | | | | | | | | | | | | | | |
|------|-------|------|------|------|------|------|------|-----|----|------|-------|------|------|------|------|
| 30.7 | 112.1 | 33.3 | 26.7 | 20.1 | 21.0 | 45.3 | 23.3 | 265 | 50 | 1.0 | 286.3 | 65.2 | 49.6 | 26.5 | 45.4 |
| 30.7 | 112.3 | 34.2 | 26.7 | 21.8 | 21.2 | 45.6 | 22.2 | 265 | 50 | 12.0 | 286.4 | 65.0 | 49.8 | 26.5 | 45.4 |

| | | | | | | | | | | | | | | | |
|------|-------|------|------|------|------|------|------|-----|----|-------|--------|------|------|------|------|
| 30.4 | 110.8 | 38.4 | 26.6 | 22.2 | 20.7 | 44.8 | 22.5 | 260 | 49 | 62.0 | 286.55 | 72.0 | 48.8 | 26.8 | 44.9 |
| 31.4 | 112.2 | 40.9 | 27.0 | 23.0 | 20.8 | 45.5 | 23.2 | 265 | 49 | 150.0 | 286.84 | 67.0 | 49.4 | 27.7 | 45.4 |
| 30.8 | 110.6 | 40.9 | 26.4 | 22.3 | 19.8 | 44.8 | 22.4 | 255 | 49 | 240.0 | 287.10 | 73.0 | 49.3 | 27.1 | 44.8 |
| 30.4 | 109.5 | 40.9 | 26.3 | 22.0 | 19.3 | 44.4 | 22.2 | 255 | 48 | 381.0 | 287.44 | 73.0 | 48.5 | 27.1 | 44.4 |
| 29.7 | 108.3 | 40.9 | 26.1 | 21.5 | 19.3 | 44.0 | 21.7 | 255 | 49 | 480.0 | 287.77 | 78.0 | 48.4 | 26.6 | 44.1 |
| 30.5 | 109.7 | 42.0 | 25.8 | 22.3 | 19.9 | 44.5 | 22.6 | 260 | 50 | 720.0 | 288.47 | 67.0 | 48.6 | 27.4 | 44.0 |

C3- Nomeclatura utilizada nos arquivos de resultados

COP_{c,ef} : coeficiente de desempenho efetivo de aquecimento

COP_{c,t} : coeficiente efetivo de aquecimento total; considerando a influência das resistências.

E_{cp} : consumo de energia elétrica do compressor

E_{res} : consumo de energia elétrica das resistências

Q_{cd} : diferença de entalpia do ar entre a saída e a entrada do condensador

Q_{ev} : diferença de entalpia do ar entre a entrada e a saída do evaporador

Q_{res} : variação da entalpia do ar ao atravessar as resistências.

R_i : razão de recirculação

T_{sec} : temperatura do ar que entra em contato com o material a ser desidratado

U.A. : umidade absoluta

U.C. : umidade característica do ensaio

U.R. : umidade relativa do ensaio

Var : volume específico do ar

V_{ref,d} : volume específico do refrigerante na descarga do compressor

V_{ref,s} : volume específico do refrigerante na sucção compressor

VZ22 : vazão do refrigerante

W_{ar} : vazão do ar na câmara de secagem

W_{cp} : variação de entalpia do refrigerante entre a descarga e sucção do compressor

η_m : eficiência mecânica

- subscritos

1 : posição no circuito de ar referente a entrada do evaporador

2 : posição no circuito de ar referente a saída do evaporador

C4- Resultados

- simulação com "spray" de água

ENSAIO : 1

TSEC (C) : 55.0 War (KG/H) : 218.9

U.C. (%) : 17.5

| PONTO | U.A.1 (KGv/KGars) | U.R.1 (%) | Var1 (M3/KG) | U.A.2 (KGv/KGars) | U.R.2 (%) | Var2 (M3/KG) |
|-------|----------------------|--------------|-----------------|----------------------|--------------|-----------------|
| 1 | .01590 | 17.4 | 1.014 | .01444 | 55.6 | .938 |
| 2 | .01533 | 23.0 | .993 | .01317 | 65.1 | .923 |
| 3 | .01504 | 28.1 | .980 | .01244 | 77.5 | .910 |
| 4 | .01489 | 33.7 | .968 | .01218 | 85.5 | .904 |
| 5 | .01439 | 36.1 | .962 | .01205 | 87.8 | .902 |
| 6 | .01421 | 40.3 | .955 | .01137 | 90.0 | .897 |

| PONTO | Ri | Qev (KJ/H) | Qcd (KJ/H) | Wcp (KJ/H) | Vref,s (M3/KG) | Vref,d (M3/KG) | VZ22 (KG/H) |
|-------|------|---------------|---------------|---------------|-------------------|-------------------|----------------|
| 1 | 1.00 | 6200.8 | 5117.5 | 2077.5 | .0665 | .0155 | 41.0 |
| 2 | .63 | 6110.0 | 5423.3 | 1969.8 | .0665 | .0161 | 38.9 |
| 3 | .43 | 6255.8 | 5960.1 | 1960.8 | .0644 | .0164 | 38.9 |
| 4 | .27 | 5925.2 | 5889.3 | 1775.1 | .0684 | .0169 | 35.5 |
| 5 | .15 | 5420.8 | 5752.0 | 1553.3 | .0681 | .0174 | 31.2 |
| 6 | .04 | 5487.0 | 5880.6 | 1587.7 | .0692 | .0175 | 31.8 |

| PONTO | Qres (KJ/H) | Eres (KJ/H) | Ecp (KJ/H) | COPc,ef | COPc,t | nm |
|-------|----------------|----------------|---------------|---------|--------|-----|
| 1 | .0 | 260.4 | 4635.4 | 1.10 | 1.05 | .45 |
| 2 | 476.5 | 750.5 | 4436.1 | 1.22 | 1.14 | .44 |
| 3 | 838.5 | 1009.6 | 4318.9 | 1.38 | 1.28 | .45 |
| 4 | 1155.2 | 1285.9 | 4220.3 | 1.40 | 1.28 | .42 |
| 5 | 1358.7 | 1458.6 | 4158.2 | 1.38 | 1.27 | .37 |
| 6 | 1538.0 | 1554.5 | 4130.9 | 1.42 | 1.30 | .38 |

ENSAIO : 2

TSEC (C) : 55.0 War (KG/H) : 218.9

U.C. (%) : 25.5

| PONTO | U.A.1 (KGv/KGars) | U.R.1 (%) | Var1 (M3/KG) | U.A.2 (KGv/KGars) | U.R.2 (%) | Var2 (M3/KG) |
|-------|----------------------|--------------|-----------------|----------------------|--------------|-----------------|
| 1 | .02129 | 25.2 | 1.019 | .01876 | 70.8 | .947 |
| 2 | .01725 | 28.8 | .991 | .01445 | 81.2 | .920 |
| 3 | .01636 | 34.9 | .976 | .01312 | 88.9 | .909 |
| 4 | .01613 | 39.0 | .968 | .01285 | 90.5 | .906 |
| 5 | .01639 | 44.7 | .962 | .01275 | 93.8 | .904 |

| PONTO | Ri | Qev (KJ/H) | Qcd (KJ/H) | Wcp (KJ/H) | Vref,s (M3/KG) | Vref,d (M3/KG) | VZ22 (KG/H) |
|-------|--------|---------------|---------------|---------------|-------------------|-------------------|----------------|
| 6 | .01569 | 50.7 | .951 | .01170 | 95.4 | .898 | |
| 1 | 1.00 | 6397.1 | 5180.5 | 2103.7 | .0661 | .0155 | 42.1 |
| 2 | .59 | 6475.8 | 6004.6 | 2096.2 | .0647 | .0160 | 41.7 |
| 3 | .41 | 6345.0 | 6103.6 | 1933.6 | .0640 | .0166 | 38.8 |
| 4 | .29 | 5980.6 | 6214.0 | 1780.9 | .0647 | .0167 | 36.2 |
| 5 | .18 | 5836.9 | 6258.2 | 1726.0 | .0646 | .0168 | 35.2 |
| 6 | .04 | 5708.2 | 6382.0 | 1662.0 | .0632 | .0170 | 33.9 |

| PONTO | Qres (KJ/H) | Eres (KJ/H) | Ecp (KJ/H) | COPc,ef | COPc,t | nm |
|-------|----------------|----------------|---------------|---------|--------|-----|
| 1 | .0 | 380.3 | 4586.5 | 1.13 | 1.04 | .46 |
| 2 | 568.6 | 783.5 | 4456.4 | 1.35 | 1.25 | .47 |
| 3 | 975.7 | 1025.4 | 4277.1 | 1.43 | 1.34 | .45 |
| 4 | 1156.6 | 1226.1 | 4292.0 | 1.45 | 1.34 | .41 |
| 5 | 1269.8 | 1315.4 | 4252.0 | 1.47 | 1.35 | .41 |
| 6 | 1403.1 | 1430.5 | 4219.0 | 1.51 | 1.38 | .39 |

ENSAIO : 3

TSEC (C) : 55.0 War (KG/H) : 218.0

U.C. (%) : 46.0

| PONTO | U.A.1 (KGv/KGars) | U.R.1 (%) | Var1 (M3/KG) | U.A.2 (KGv/KGars) | U.R.2 (%) | Var2 (M3/KG) |
|-------|----------------------|--------------|-----------------|----------------------|--------------|-----------------|
| 1 | .02852 | 45.8 | 1.012 | .02409 | 94.2 | .954 |
| 2 | .01926 | 41.7 | .981 | .01572 | 91.8 | .921 |
| 3 | .01774 | 44.9 | .970 | .01400 | 94.0 | .912 |
| 4 | .01679 | 47.0 | .963 | .01315 | 96.4 | .907 |
| 5 | .01611 | 50.1 | .956 | .01272 | 98.2 | .903 |
| 6 | .01592 | 52.8 | .952 | .01207 | 96.3 | .901 |

| PONTO | Ri | Qev (KJ/H) | Qcd (KJ/H) | Wcp (KJ/H) | Vref,s (M3/KG) | Vref,d (M3/KG) | VZ22 (KG/H) |
|-------|------|---------------|---------------|---------------|-------------------|-------------------|----------------|
| 1 | 1.00 | 6244.6 | 5345.9 | 2121.7 | .0635 | .0152 | 42.4 |
| 2 | .59 | 5922.2 | 6109.6 | 1903.0 | .0628 | .0159 | 38.2 |
| 3 | .41 | 5884.4 | 6204.3 | 1850.4 | .0619 | .0163 | 37.1 |
| 4 | .26 | 5733.1 | 6330.8 | 1703.9 | .0636 | .0168 | 34.5 |
| 5 | .16 | 5334.2 | 6325.8 | 1553.8 | .0634 | .0169 | 32.0 |
| 6 | .03 | 5450.4 | 6341.1 | 1575.6 | .0625 | .0170 | 32.4 |

| PONTO | Qres (KJ/H) | Eres (KJ/H) | Ecp (KJ/H) | COPc,ef | COPc,t | nm |
|-------|----------------|----------------|---------------|---------|--------|-----|
| 1 | 23.1 | 363.2 | 4479.0 | 1.19 | 1.11 | .47 |
| 2 | 592.7 | 848.9 | 4323.5 | 1.41 | 1.30 | .44 |
| 3 | 863.6 | 1072.6 | 4252.0 | 1.46 | 1.33 | .44 |
| 4 | 1066.5 | 1315.4 | 4196.5 | 1.51 | 1.34 | .41 |
| 5 | 1360.4 | 1486.4 | 4139.9 | 1.53 | 1.37 | .38 |
| 6 | 1404.1 | 1486.4 | 4118.8 | 1.54 | 1.38 | .38 |

- Estudo da vazão de gás

ENSAIO : 1
TSEC (C) : 55.0
U.C. (%) : 18.6

| PONTO | U.A.1 (KGv/KGars) | U.R.1 (%) | Var1 (M3/KG) | U.A.2 (KGv/KGars) | U.R.2 (%) | Var2 (M3/KG) |
|-------|----------------------|--------------|-----------------|----------------------|--------------|-----------------|
| 1 | .01830 | 19.3 | 1.022 | .01719 | 48.6 | .961 |
| 2 | .01843 | 19.8 | 1.021 | .01698 | 53.5 | .955 |
| 3 | .01781 | 19.1 | 1.020 | .01537 | 52.8 | .948 |
| 4 | .01722 | 18.2 | 1.021 | .01479 | 58.1 | .940 |

| PONTO | War (KG/H) | Qev (KJ/H) | Qcd (KJ/H) | Wcp (KJ/H) | Vref,s (M3/KG) | Vref,d (M3/KG) | VZ22 (KG/H) |
|-------|---------------|---------------|---------------|---------------|-------------------|-------------------|----------------|
| 1 | 270.5 | 6092.9 | 4919.9 | 1563.4 | .0619 | .0156 | 32.9 |
| 2 | 253.3 | 6352.4 | 5077.8 | 1716.4 | .0635 | .0156 | 36.3 |
| 3 | 205.8 | 5996.3 | 4773.9 | 1652.9 | .0617 | .0153 | 34.1 |
| 4 | 176.6 | 5630.1 | 4477.2 | 1587.4 | .0595 | .0151 | 32.3 |

| PONTO | Qres (KJ/H) | Eres (KJ/H) | Ecp (KJ/H) | COPc,ef | COPc,t | nm |
|-------|----------------|----------------|---------------|---------|--------|-----|
| 1 | 365.5 | 717.4 | 4266.8 | 1.15 | 1.06 | .55 |
| 2 | 394.6 | 684.2 | 4239.3 | 1.20 | 1.11 | .55 |
| 3 | .0 | .6 | 4316.9 | 1.11 | 1.11 | .57 |
| 4 | .0 | .6 | 4373.7 | 1.02 | 1.02 | .57 |

ENSAIO : 2
 TSEC (C) : 55.0
 U.C. (%) : 24.1

| PONTO | U.A.1 (KGv/KGars) | U.R.1 (%) | Var1 (M3/KG) | U.A.2 (KGv/KGars) | U.R.2 (%) | Var2 (M3/KG) |
|-------|----------------------|--------------|-----------------|----------------------|--------------|-----------------|
| 1 | .02149 | 24.5 | 1.025 | .01951 | 57.7 | .965 |
| 2 | .02067 | 24.3 | 1.022 | .01844 | 58.4 | .959 |
| 3 | .02025 | 23.8 | 1.021 | .01784 | 62.7 | .953 |
| 4 | .02029 | 24.0 | 1.021 | .01728 | 67.4 | .946 |

| PONTO | War (KG/H) | Qev (KJ/H) | Qcd (KJ/H) | Wcp (KJ/H) | Vref,s (M3/KG) | Vref,d (M3/KG) | VZ22 (KG/H) |
|-------|---------------|---------------|---------------|---------------|-------------------|-------------------|----------------|
| 1 | 270.5 | 6498.5 | 4799.3 | 1762.7 | .0606 | .0157 | 36.9 |
| 2 | 253.3 | 6398.8 | 5038.5 | 1758.3 | .0616 | .0156 | 36.4 |
| 3 | 205.8 | 5671.4 | 4666.9 | 1575.7 | .0614 | .0153 | 32.5 |
| 4 | 178.4 | 5511.6 | 4544.3 | 1530.2 | .0603 | .0150 | 31.3 |

| PONTO | Qres (KJ/H) | Eres (KJ/H) | Ecp (KJ/H) | COPc,ef | COPc,t | nm |
|-------|----------------|----------------|---------------|---------|--------|-----|
| 1 | 338.8 | 617.4 | 4201.5 | 1.14 | 1.07 | .56 |
| 2 | 158.3 | 448.4 | 4251.4 | 1.19 | 1.11 | .56 |
| 3 | .0 | 243.2 | 4277.1 | 1.09 | 1.03 | .57 |
| 4 | .0 | .6 | 4330.1 | 1.05 | 1.05 | .58 |

ENSAIO : 3
 TSEC (C) : 55.0
 U.C. (%) : 37.8

| PONTO | U.A.1 (KGv/KGars) | U.R.1 (%) | Var1 (M3/KG) | U.A.2 (KGv/KGars) | U.R.2 (%) | Var2 (M3/KG) |
|-------|----------------------|--------------|-----------------|----------------------|--------------|-----------------|
| 1 | .02841 | 37.9 | 1.026 | .02506 | 73.8 | .973 |
| 2 | .02943 | 40.4 | 1.025 | .02515 | 77.0 | .971 |
| 3 | .03004 | 42.9 | 1.024 | .02517 | 83.9 | .966 |
| 4 | .02926 | 46.6 | 1.016 | .02439 | 90.8 | .959 |

| PONTO | War (KG/H) | Qev (KJ/H) | Qcd (KJ/H) | Wcp (KJ/H) | Vref,s (M3/KG) | Vref,d (M3/KG) | VZ22 (KG/H) |
|-------|---------------|---------------|---------------|---------------|-------------------|-------------------|----------------|
| 1 | 270.5 | 6570.2 | 4961.2 | 1791.5 | .0604 | .0155 | 37.6 |
| 2 | 253.3 | 6784.8 | 5099.3 | 1864.3 | .0594 | .0152 | 38.9 |
| 3 | 205.8 | 5978.3 | 4641.8 | 1668.5 | .0593 | .0150 | 34.5 |
| 4 | 180.3 | 5194.5 | 4441.7 | 1468.3 | .0590 | .0150 | 29.8 |

| PONTO | Qres (KJ/H) | Eres (KJ/H) | Ecp (KJ/H) | COPc,ef | COPc,t | nm |
|-------|----------------|----------------|---------------|---------|--------|-----|
| 1 | 342.2 | 945.9 | 4215.2 | 1.18 | 1.03 | .56 |
| 2 | 80.1 | 816.3 | 4253.9 | 1.20 | 1.02 | .57 |
| 3 | .0 | 36.7 | 4270.6 | 1.09 | 1.08 | .58 |
| 4 | .0 | .6 | 4282.3 | 1.04 | 1.04 | .59 |

- Secagem de fatias de cebola

ENSAIO : 1

TSEC (C) : 55.0 War (KG/H) : 179.9

U.C. (%) : .0

| PONTO | U.A.1 (KGv/KGars) | U.R.1 (%) | Var1 (M3/KG) | U.A.2 (KGv/KGars) | U.R.2 (%) | Var2 (M3/KG) |
|-------|----------------------|--------------|-----------------|----------------------|--------------|-----------------|
| 1 | .01618 | 62.8 | .941 | .01164 | 98.1 | .895 |
| 2 | .01526 | 53.2 | .945 | .01137 | 97.2 | .894 |
| 3 | .01506 | 51.0 | .946 | .01134 | 96.2 | .894 |
| 4 | .01618 | 52.6 | .950 | .01239 | 97.2 | .899 |
| 5 | .01649 | 47.9 | .957 | .01294 | 94.7 | .903 |
| 6 | .01604 | 44.8 | .958 | .01303 | 93.0 | .905 |
| 7 | .01585 | 49.3 | .952 | .01211 | 96.3 | .898 |

| PONTO | TEMPO (min) | Qev (KJ/H) | Qcd (KJ/H) | Wcp (KJ/H) | Vref,s (M3/KG) | Vref,d (M3/KG) | VZ22 (KG/H) |
|-------|----------------|---------------|---------------|---------------|-------------------|-------------------|----------------|
| 1 | 12.0 | 4419.0 | 4572.0 | 1252.2 | .0641 | .0185 | 27.9 |
| 2 | 62.0 | 4508.7 | 4847.3 | 1285.7 | .0608 | .0177 | 28.5 |
| 3 | 120.0 | 4507.1 | 5106.0 | 1305.1 | .0609 | .0174 | 28.5 |
| 4 | 180.0 | 4451.1 | 4986.0 | 1251.7 | .0611 | .0171 | 27.2 |
| 5 | 240.0 | 4512.1 | 4991.0 | 1285.5 | .0614 | .0169 | 27.4 |
| 6 | 480.0 | 4316.4 | 4954.8 | 1232.2 | .0648 | .0173 | 26.2 |
| 7 | 720.0 | 4613.7 | 5131.7 | 1312.5 | .0603 | .0172 | 28.2 |

| PONTO | Qres (KJ/H) | Eres (KJ/H) | Ecp (KJ/H) | COPc,ef | COPc,t | nm |
|-------|----------------|----------------|---------------|---------|--------|------|
| 1 | 1517.8 | 1947.3 | 1512.2 | 3.02 | 1.76 | 1.24 |
| 2 | 1480.1 | 1947.3 | 1511.5 | 3.21 | 1.83 | 1.30 |
| 3 | 1221.0 | 1594.3 | 4968.2 | 1.03 | .96 | .41 |
| 4 | 1186.3 | 1594.3 | 3024.3 | 1.65 | 1.34 | .69 |
| 5 | 1020.5 | 1402.2 | 7991.9 | .62 | .64 | .27 |
| 6 | 983.5 | 1402.2 | 11448.0 | .43 | .46 | .18 |
| 7 | 1148.6 | 1458.6 | 14904.1 | .34 | .38 | .14 |

ENSAIO : 2

TSEC (C) : 55.0 War (KG/H) : 177.0

U.C. (%) : .14

| PONTO | U.A.1 (KGv/KGars) | U.R.1 (%) | Var1 (M3/KG) | U.A.2 (KGv/KGars) | U.R.2 (%) | Var2 (M3/KG) |
|-------|----------------------|--------------|-----------------|----------------------|--------------|-----------------|
| 1 | .01901 | 64.7 | .952 | .01421 | 95.7 | .909 |
| 2 | .01788 | 48.7 | .962 | .01425 | 92.4 | .911 |
| 3 | .01801 | 43.5 | .970 | .01406 | 88.4 | .913 |
| 4 | .01771 | 41.2 | .971 | .01480 | 90.1 | .915 |
| 5 | .01654 | 37.1 | .972 | .01468 | 87.8 | .916 |
| 6 | .01754 | 39.9 | .972 | .01495 | 89.4 | .916 |

| PONTO | TEMPO (min) | Qev (KJ/H) | Qcd (KJ/H) | Wcp (KJ/H) | Vref,s (M3/KG) | Vref,d (M3/KG) | VZ22 (KG/H) |
|-------|----------------|---------------|---------------|---------------|-------------------|-------------------|----------------|
| 1 | 12.0 | 4238.6 | 4372.8 | 1216.6 | .0616 | .0175 | 25.9 |
| 2 | 62.0 | 4338.4 | 4318.2 | 1223.4 | .0618 | .0174 | 26.6 |
| 3 | 150.0 | 4794.8 | 4371.5 | 1399.4 | .0599 | .0173 | 29.3 |
| 4 | 240.0 | 4365.5 | 4414.0 | 1280.1 | .0620 | .0170 | 26.7 |
| 5 | 480.0 | 3959.6 | 4376.5 | 1188.6 | .0622 | .0170 | 24.2 |
| 6 | 720.0 | 4237.1 | 4342.0 | 1232.6 | .0621 | .0171 | 25.9 |

| PONTO | Qres (KJ/H) | Eres (KJ/H) | Ecp (KJ/H) | COPc,ef | COPc,t | nm |
|-------|----------------|----------------|---------------|---------|--------|------|
| 1 | 1518.6 | 1839.6 | 863.5 | 5.06 | 2.18 | 2.33 |
| 2 | 1317.4 | 1594.3 | 3024.3 | 1.43 | 1.22 | .67 |
| 3 | 1207.2 | 1513.9 | 5615.6 | .78 | .78 | .37 |
| 4 | 1172.2 | 1458.6 | 4968.2 | .89 | .87 | .43 |
| 5 | 952.2 | 1256.1 | 16091.9 | .27 | .31 | .13 |
| 6 | 989.3 | 1315.4 | 15660.1 | .28 | .31 | .14 |

ENSAIO : 3

TSEC (C) : 55.0 War (KG/H) : 174.5

U.C. (%) : .40

| PONTO | U.A.1 (KGv/KGars) | U.R.1 (%) | Var1 (M3/KG) | U.A.2 (KGv/KGars) | U.R.2 (%) | Var2 (M3/KG) |
|-------|----------------------|--------------|-----------------|----------------------|--------------|-----------------|
| 1 | .02070 | 57.0 | .967 | .01667 | 95.1 | .922 |
| 2 | .01875 | 41.2 | .977 | .01580 | 88.1 | .922 |
| 3 | .01842 | 35.4 | .985 | .01563 | 83.0 | .925 |
| 4 | .01732 | 33.3 | .983 | .01451 | 80.6 | .921 |
| 5 | .01714 | 33.0 | .983 | .01395 | 79.0 | .919 |
| 6 | .01678 | 32.3 | .982 | .01415 | 82.5 | .918 |
| 7 | .01577 | 28.7 | .984 | .01465 | 81.3 | .921 |

| PONTO | TEMPO (min) | Qev (KJ/H) | Qcd (KJ/H) | Wcp (KJ/H) | Vref,s (M3/KG) | Vref,d (M3/KG) | VZ22 (KG/H) |
|-------|----------------|---------------|---------------|---------------|-------------------|-------------------|----------------|
| 1 | 12.0 | 4049.5 | 4239.3 | 1171.5 | .0613 | .0168 | 24.2 |
| 2 | 62.0 | 4253.3 | 4033.7 | 1210.7 | .0623 | .0171 | 25.4 |
| 3 | 150.0 | 4488.3 | 4032.4 | 1279.6 | .0621 | .0168 | 26.8 |
| 4 | 240.0 | 4617.1 | 4042.3 | 1307.9 | .0624 | .0174 | 27.6 |
| 5 | 381.0 | 4837.7 | 4002.1 | 1345.1 | .0634 | .0173 | 28.9 |
| 6 | 480.0 | 4680.9 | 4021.6 | 1285.2 | .0621 | .0172 | 27.9 |
| 7 | 720.0 | 4060.1 | 3953.0 | 1129.3 | .0613 | .0170 | 24.2 |

| PONTO | Qres (KJ/H) | Eres (KJ/H) | Ecp (KJ/H) | COPc,ef | COPc,t | nm |
|-------|----------------|----------------|---------------|---------|--------|------|
| 1 | 942.1 | 1315.4 | 215.6 | **** | 3.38 | **** |
| 2 | 1121.5 | 1513.9 | 3239.9 | 1.25 | 1.08 | .65 |
| 3 | 1012.6 | 1373.5 | 6264.2 | .64 | .66 | .34 |
| 4 | 1028.6 | 1541.0 | 5616.2 | .72 | .71 | .36 |
| 5 | 1171.8 | 1541.0 | 7343.9 | .54 | .58 | .27 |
| 6 | 1190.2 | 1671.8 | 7127.7 | .56 | .59 | .28 |
| 7 | 1155.2 | 1373.5 | 15120.3 | .26 | .31 | .14 |

C5- Propriedades físicas do refrigerante [ASHRAE, 1989]

- refrigerante : clorodifluormetano (R22)
- fórmula molecular : ClF_2CH
- peso molecular : 86,48 kg/kgmol
- ponto de ebulição a 101,325 kPa : $-40,76^\circ \text{C}$
- ponto de congelamento : -160°C
- temperatura crítica : $96,0^\circ \text{C}$
- pressão crítica : 4974,0 kPa
- volume crítico : 1,904 L/kg
- tensão superficial : 8,0 mN/m (a $26,7^\circ \text{C}$)
- índice de refração do líquido (em relação a linha D do sódio): 1,234 (25°C)