



Universidade Federal da Paraíba
Centro de Tecnologia
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
- Mestrado - Doutorado -

BOMBA DE CALOR PARA DESUMIDIFICAÇÃO E AQUECIMENTO DE AR

por

Márcia Ramos Luiz

*Dissertação de Mestrado apresentada à Universidade Federal da Paraíba
para obtenção do grau de Mestre.*

MÁRCIA RAMOS LUIZ

**BOMBA DE CALOR PARA DESUMIDIFICAÇÃO E
AQUECIMENTO DO AR**

Dissertação de Mestrado apresentada ao curso
de Pós – Graduação em Engenharia Mecânica
da Universidade Federal da Paraíba, em
cumprimento às exigências para a obtenção do
Grau de Mestre.

Orientador: Professor Marco Antônio Wanderley Cavalcanti

L953b Luiz, Márcia Ramos.

*Bomba de calor para desumidificação e aquecimento do ar / Márcia Ramos Luiz.- João Pessoa, 2007.
82f.*

*Orientador: Marco Antônio Wanderley
Cavalcanti*

Dissertação (Mestrado) – UFPB/CT

1. Engenharia Mecânica. 2. Bomba de calor – desumidificação. 3. Bomba de calor – aquecimento do ar. 4. Simulação.

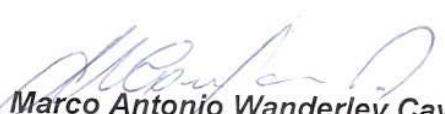
Bomba de Calor para Desumidificação e Aquecimento de Ar

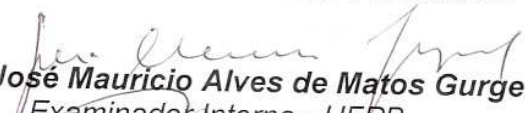
por

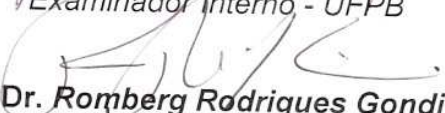
Márcia Ramos Luiz

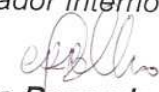
Dissertação aprovada em 30 de agosto de 2007

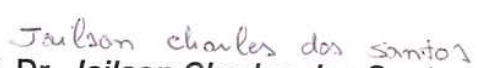
Período letivo 2007.1


Prof. Dr. Marco Antonio Wanderley Cavalcanti
Presidente da Comissão Examinadora e Orientador – UFPB


Prof. Dr. José Mauricio Alves de Matos Gurgel
Examinador Interno - UFPB


Prof. Dr. Romberg Rodrigues Gondim
Examinador Interno - UFPB


Prof. Dr. Celso Rosendo Bezerra Filho
Examinador Externo – UFCG


Prof. Dr. Jailson Charles dos Santos
Examinador Externo - URCA

Durante este trabalho...

As dificuldades não foram poucas...

Os desafios foram muitos...

Os obstáculos, muitas vezes, pareciam intransponíveis.

Muitas vezes nos sentimos só, e, assim, o estivemos...

O desânimo quis contagiar, porém, a garra e a tenacidade foram mais fortes, sobrepondo esse sentimento, fazendo-nos seguir a caminhada, apesar da sinuosidade do caminho.

Agora, ao olharmos para trás, a sensação do dever cumprido se faz presente e podemos constatar que as noites de sono perdidas; o cansaço, os longos tempos de leitura, digitação, discussão; a ansiedade em querer fazer e a angústia de muitas vezes não o conseguir, por problemas estruturais; não foram em vão.

Aqui estamos, como sobreviventes de uma longa batalha, porém, muito mais fortes e hábeis, com coragem suficiente para mudar a nossa postura, apesar de todos os percalços...

Dedico este trabalho primeiramente a Deus, pois sem Ele, nada seria possível. E A meus pais Demostro e Valdemira pelo esforço, dedicação e compreensão, em todos os momentos desta e de outras caminhadas.

AGRADECIMENTOS

Ao nosso Deus Pai, Filho e Espírito Santo, pelas graças recebidas todos os dias e por estar sempre ao meu lado me guiando e abençoando em todos meus atos e decisões.

À Universidade Federal da Paraíba, pela oportunidade e condições oferecidas durante a realização do curso.

Aos Professores Drs. Marco Cavalcanti, Maurício Gurgel e Romberg pelas orientações, amizade, conhecimentos, apoio, incentivo, sugestões, dedicação, auxílio e muita paciência.

Aos Professores do Curso de Pós-Graduação da UFPB, pelos conhecimentos transmitidos.

Aos Funcionários do Laboratório de Termofluidos da UFPB, em especial a Sérgio, João, Seu Luiz, Nino, Célia, Tonho e Dona Lúcia pela ajuda e esforço durante a minha jornada.

Aos amigos da Pós-Graduação Jesus, Marcos Vinícius e Márcio pelo belo exemplo de vida. A Patrícia, Renato e Salésio pela ajuda na realização do trabalho. A Mirtes, Kelly e Manu pelo incentivo.

Aos meus pais Demostro e Valdemira, pelo amor, apoio e compreensão em todos os momentos de dificuldades. E aos meus familiares que escutarem meus desabafos e retornaram com carinhosos e sábios conselhos.

À Mônica e Marlene. O destino fez que fossem minhas irmãs e Deus concordou.

A minha amiga Joselma que sempre esteve ao meu lado, me incentivando e estando concluindo este curso de Pós-Graduação comigo, pelo carinho, apoio e amizade.

Ao SEBRAE pelo incentivo financeiro apoiando a realização do trabalho.

Ao CNPq pelo apoio a pesquisa e suporte financeiro.

E muito obrigada também a todos que de alguma maneira cruzaram e colaboraram nesta minha jornada.

BOMBA DE CALOR PARA DESUMIDIFICAÇÃO E AQUECIMENTO DO AR

RESUMO

Diversos tipos de tratamentos do ar têm sido utilizados para secagem de produtos alimentícios. Este trabalho, tem como objetivo a montagem e instrumentação de um sistema de bomba de calor para desumidificação e aquecimento do ar de secagem utilizando temperaturas maiores que a ambiente, porém menores que os secadores resistivos, o que favorece um produto com qualidade melhor. O sistema de bomba de calor consiste de um evaporador, um condensador, um compressor, uma válvula de expansão e um ventilador. A bomba de calor aproveita a energia dissipada pelo condensador e compressor para aquecer o ar desumidificado pelo evaporador. O aparato foi caracterizado pela verificação da capacidade de aquecimento do ar e sua eficiência para secagem. Foram instalados na entrada e na saída do equipamento, sensores de umidade relativa, de temperatura de bulbo seco e de velocidade. Os testes foram realizados para velocidades do fluxo de ar de 6,1 m/s e 5,7 m/s. Para cada caso, foram realizadas medições a cada 15 min, com parâmetros de entrada do ar na pressão atmosférica, temperatura entre 27 e 32 °C e umidade relativa entre 68 e 80 %, e verificação dos mesmos parâmetros na saída da bomba de calor, como também do ciclo de refrigeração. Foi realizada uma análise energética e exergética da bomba de calor. As simulações foram feitas através de programas computacionais na plataforma EES (Engineering Equation Solver). Para estas simulações, foram desenvolvidos os programas baseados na Lei da Conservação da Massa, da Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica e com os resultados encontrados são feitas sugestões para melhoria do processo e instrumentação deste.

Palavras-chave: Bomba de calor, Desumidificação, Simulação

HEAT PUMP FOR DEHUMIDIFYING AND HEATING AIR

ABSTRACT

Different forms of air treatment are used for food drying. It is the purpose of this work to describe both the implementation and instrumentation of a system of heat pump for dehumidifying and heating up the drying air under temperatures higher than room temperature but lower than those employed in resistance dryers promoting, in this way, better product quality. Our pump system consists of an evaporator, a condenser, a thermal expansion valve, and a fan. The heat pump makes use of the energy dissipated by both the condenser and the compressor to heat up the air dehumidified by the evaporator. Our device has been better characterized by its effectiveness in heating up the air as well as by its efficient, drying capacity. Sensors were installed at both the inlet and outlet of the device in order to control relative humidity, dry bulb temperature and velocity. Tests were accomplished to verify airflow velocity at 6,1 m/s and 5,7 m/s. For each case, measurements were taken every 15 min, with entering air parameters under atmospheric pressure with temperatures ranging from 27 and 32 °C, and relative humidity ranging from 68 to 80%. Analyses of the same parameters were carried out at both the heat pump outlet and along the cooling cycle. An energy-exergetic analysis of the heat pump was completed. Simulations were made with the help of computer programs on EES (Engineering Equation Solver) platforms. For these simulations, the programs were developed based on the following: Law of Mass Conservation, and the First and Second Laws of Thermodynamics. It was then possible to put forward some suggestions for improving the drying process and its instrumentation.

Keywords: heat pump, dehumidifying, simulation

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	15
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
2.1 BOMBA DE CALOR	19
2.2 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO	21
2.3 FONTES DE CALOR	23
2.4 FATORES QUE AFETAM O DESENVOLVIMENTO DA BOMBA DE CALOR	24
2.5 ASPECTOS HISTÓRICOS	24
2.6 CICLOS TERMODINÂMICOS	26
2.6.1. Ciclo Ideal de Carnot	27
2.6.2. Ciclo de Bomba de calor	29
2.7 PARÂMETROS PSICROMÉTRICOS	31
2.7.1. Umidade Absoluta	31
2.7.2. Temperatura de Bulbo Seco	31
2.7.3. Temperatura de Bulbo Úmido	32
2.7.4. Temperatura de Orvalho	32
2.7.5. Umidade Relativa	32
2.7.6. Entalpia do ar seco	33
3 APARATO EXPERIMENTAL E PROCEDIMENTOS	34
3.1 PROCESSOS DO AR	38
3.2 EXPERIMENTOS	39
3.3 INSTRUMENTAÇÃO DO SISTEMA	39
3.4 PROCEDIMENTOS	41
4 ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA	43

4.1 LEI DA CONSERVAÇÃO DA MASSA	43
4.2 PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA	44
4.3 SEGUNDA LEI DA TERMODINÂMICA	45
4.4 ENTROPIA, GERAÇÃO DE ENTROPIA E IRREVERSIBILIDADE	47
4.5 EXERGIA	48
4.6 EFICIÊNCIA ENERGÉTICA, EFICIÊNCIA RACIONAL E GRAU DE PERFEIÇÃO TERMODINÂMICO	50
4.7 TAXA DE CONDENSAÇÃO DO VAPOR D'ÁGUA (SMER)	52
5 MODELAGEM TERMODINÂMICA	53
5.1 DEFINIÇÃO DOS VOLUMES DE CONTROLE NA BOMBA DE CALOR	53
5.2 HIPÓTESES CONSIDERADAS PARA OS VOLUMES DE CONTROLE NA BOMBA DE CALOR	55
5.3 VOLUMES DE CONTROLE: CONDENSADOR E COMPRESSOR / AQUECIMENTO	56
5.4 VOLUMES DE CONTROLE: CONDENSADOR E EVAPORADOR / DESUMIDIFICAÇÃO	59
5.5 SISTEMA COMPLETO	61
6 RESULTADOS E DISCUSSÃO	62
6.1 PLATAFORMA EES	62
CONCLUSÕES E SUGESTÕES	72
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	74
APÊNDICE	78

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1: Ciclo da Bomba de Calor	22
Figura 2.2: Sistema de bomba de calor (Fonte: http://html.rincondelvago.com/bomba-de-calor_1.html)	25
Figura 2.3: Ciclo de Carnot (Fonte: http://www.eel.usp.br/copg/des_arq/messias/curso%20uso%20racional%20energia.pdf)	27
Figura 2.4: Ciclo padrão de refrigeração por compressão a vapor (Fonte: http://www.eel.usp.br/copg/des_arq/messias/curso%20uso%20racional%20energia.pdf)	28
Figura 2.5: Diagrama T – S para bomba de calor (a) ciclo ideal e (b) ciclo real (Fonte: http://www.exatec.unisinos.br/~decesaro/TermoII/ciclos.PDF)	30
Figura 3.1: Sistema de secagem: Bomba de calor e câmara	35
Figura 3.2: Bomba de calor em estudo	36
Figura 3.3: Bomba de calor (vista superior): (1) Evaporador; (2) Válvula de expansão; (3) Compressor; (4) Condensador e (5) Ventilador	36
Figura 3.4: Processos na Bomba de calor: (A) Desumificação; (B) Aquecimento; (C) Bombeamento	38
Figura 3.5: Sensores de temperatura do tipo PT 100 Ω e anemômetro	40
Figura 3.6: Equipamento de aquisição de dados	42
Figura 3.7: Software CATMAN [®] em funcionamento	42
Figura 5.1: Bomba de calor em estudo	54
Figura 5.2: Esquema da bomba de calor em estudo com identificação dos pontos	54
Figura 5.3: Volume de controle: compressor / condensador	56
Figura 5.4: Volume de controle: evaporador	59
Figura 6.1: Esquema do sistema de bomba de calor em estudo – 1, 2, 3 e 4 representam os processos do ar e A, B, C e D os processos do R22	63
Figura 6.2: Evolução da temperatura do ar de processo na velocidade 6,1 m/s	68
Figura 6.3: Evolução da temperatura do ar de processo na velocidade 5,7 m/s	68
Figura 6.4: Ciclo termodinâmico da bomba de calor em estudo na velocidade de 6,1 m/s (extraído do <i>CoolPack</i>)	69
Figura 6.5: Ciclo termodinâmico da bomba de calor em estudo na velocidade de 5,7 m/s (extraído do <i>CoolPack</i>)	69
Figura 6.6: Representação psicrométrica das mudanças das condições do ar de operação nas velocidades de 5,7 e 6,1 m/s	71

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1: Componentes de cada processo da bomba de calor	37
Tabela 3.2: Características técnicas (dados do fabricante) dos equipamentos utilizados no ciclo de refrigeração	37
Tabela 3.3: Instrumentação usada nos testes	41
Tabela 6.1: Dados experimentais para o modelo computacional da bomba de calor na velocidade 6,1 m/s	64
Tabela 6.2: Dados experimentais para o modelo computacional da bomba de calor na velocidade 5,7 m/s	64
Tabela 6.3: Entalpias e entropias fornecidas pelo EES na velocidade de 6,1 m/s	65
Tabela 6.4: Entalpias e entropias fornecidas pelo EES na velocidade de 5,7 m/s	65
Tabela 6.5: Resultados experimentais gerados para a velocidade de 6,1 m/s	66
Tabela 6.6: Resultados experimentais gerados para a velocidade de 5,7 m/s	67

NOMENCLATURA

CD	Condensador	
COP	Coeficiente de Performance	
CP	Compressor	
D	Diâmetro da Tubulação	[m]
E	Energia	[kJ]
EV	Evaporador	
Ex	Exergia	[kW]
g	Aceleração da gravidade	[m / s ²]
h	Entalpia Específica	[kJ / kg]
İ	Taxa de Irreversibilidade	[kW]
ṁ	Fluxo de Massa	[kg / s]
P	Pressão	[kPa]
Q	Calor	[kJ]
Q̇	Fluxo de Calor	[kW]
R	Constante dos gases	[kJ / kg.K]
s	Entropia Específica	[kJ / kg.K]
Ṡ _{ger}	Taxa de geração de Entropia	[kW]
SMER	Taxa de Condensação do Vapor d'água	[kg / kW.s]
T	Temperatura	[K]
t	Tempo	[s]
V	Velocidade	[m / s]
VE	Válvula de expansão	

x	Fração Molar da Substância	
Z	Altura	[m]
$\dot{W}$	Fluxo de Trabalho	[kW]
W	Trabalho	[kJ]
w	Umidade Absoluta	[kg H ₂ O / kg ar seco]

Letras gregas

γ_i	Coeficiente de atividade química da substância	
η	Eficiência Energética	
ξ	Grau de Perfeição Termodinâmico	
$\varnothing$	Umidade Relativa	[%]
Δ	Variação	

Subscritos

e	Entrada
s	Saída
vc	Volume de Controle
0	Temperatura de Referência
c	Cinética
p	Potencial
f	Física
q	Química
H ₂ O	Água
cp	Compressor
R22	Fluido Refrigerante R-22

A	Ponto A
B	Ponto B
C	Ponto C
D	Ponto D
1	Ponto 1
2	Ponto 2
3	Ponto 3
4	Ponto 4
mist	Mistura
ger	Geração
vent	Ventilador

Sobrescritos

rev	Reversível
-----	------------

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

A crise do petróleo na década de setenta conduziu a um novo interesse internacional nas fontes de energia renováveis e a racionalização e utilização da energia elétrica disponível, tanto enquanto medida econômica como por uma preocupação ambiental, desenvolvendo equipamentos cada vez mais eficientes.

De acordo com a Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL), ao longo das últimas duas décadas, o consumo de energia elétrica apresentou índices de expansão bem superiores ao Produto Interno Bruto (PIB), fruto do crescimento populacional concentrado nas zonas urbanas, do esforço de aumento da oferta de energia e da modernização da economia.

O Brasil, apesar da maior parte de sua energia produzida por hidrelétricas, recentemente pôde comprovar a necessidade de se fazer um melhor uso desse potencial. Depois do “apagão” ocorrido em 2001, que provocou prejuízos às indústrias e aos consumidores residenciais, viu-se o quanto é importante buscar meios alternativos de produção de energia ou mesmo de otimização do uso da energia elétrica.

Os secadores utilizados atualmente para secagem de alimentos possuem fonte de energia convencionais, tais como óleos combustíveis ou lenha (ROSSI, 1993), o que provoca danos irreversíveis a natureza. Utiliza-se também a resistência elétrica que possui um baixo investimento inicial e praticidade. A utilização do sistema de bomba de calor vem sendo proposta como uma alternativa tecnicamente viável, economicamente competitiva com secadores que utilizam resistências elétricas e principalmente por economizar significantes quantidades de energia (ROSSI, 1980).

A bomba de calor é uma máquina térmica que opera segundo um Ciclo Termodinâmico recebendo trabalho (potência) e transferindo calor da fonte fria (do reservatório de baixa temperatura) para a fonte quente (reservatório de alta

temperatura). A aplicação dessa energia a alta temperatura é o que diferencia as bombas de calor dos equipamentos de refrigeração e ar condicionado, em que a energia de alta temperatura é desperdiçada. Embora as bombas de calor fossem usadas extensivamente na indústria por muitos anos, seu estudo para secagem de alimentos é relativamente recente.

A secagem é uma técnica que vem sendo utilizada há milênios e visa à conservação de alimentos, evitando a deterioração dos produtos frescos, reduzindo o peso do produto e o custo do transporte. (BELGHIT et al., 2000). É o método mais antigo de preservação que se tem conhecimento. É um tratamento com a finalidade de prolongar a vida dos alimentos e ao mesmo tempo preservar as suas qualidades, tais como cor, textura, sabor e especialmente o valor nutricional. Consiste na eliminação de água de um produto por evaporação, onde ocorre simultaneamente transferência de calor e massa. É necessário fornecimento de calor para evaporar a umidade do produto e um meio de transporte para remover o vapor de água formado na superfície do produto a ser seco. Este meio normalmente é o ar.

Os secadores convectivos tradicionais são usados extensamente para a secagem de alimentos. Segundo Chua (2003), empregam a temperatura, a umidade e o fluxo de ar contínuos para a remoção da umidade do produto. Entretanto, a alta temperatura de secagem causa geralmente uma baixa na qualidade dos produtos. Para produtos termosensíveis, a qualidade do produto secado depende, na maior parte, das condições de ar empregado.

Uma alternativa apontada como viável para secagem de alimentos são os secadores com bomba de calor, pois este produz ar com umidade relativa baixa em uma temperatura baixa com consumo de energia reduzido (VAZQUEZ et al. (1997 apud TEEBOONMA, 2002). Segundo Chua et al (2002) a bomba de calor possui uma eficiência energética mais elevada, um controle exato de circunstâncias de secagem, oportunidade de operar independentemente das condições ambientais, a obtenção de um produto com melhor qualidade conservando suas propriedades organolépticas e um rendimento superior com o custo operacional reduzido.

No presente trabalho é apresentado uma análise energética e exergética da bomba de calor em estudo. Foram desenvolvidos programas computacionais na plataforma EES (Engineering Equation Solver) para representar os valores reais dos processos que ocorrem no sistema.

A análise energética avalia tanto os processos, quanto o sistema como um todo. Baseia-se na conservação da energia, não levando em consideração o efeito qualitativo da energia, preocupando-se apenas com o efeito quantitativo.

A análise exergética permite uma avaliação mais minuciosa da energia perdida em relação à total. Como também, uma melhor medida da qualidade ou do desperdício do ponto de vista termodinâmico.

A motivação deste estudo é demonstrar a viabilidade termodinâmica da utilização de um secador com bomba de calor, em substituição ao secador resistivo. Caracterizar a bomba de calor para posterior uso com alimentos. Representar todos os processos do ar e do fluido refrigerante que ocorrem na bomba de calor através da análise exergo-energética. Resumidamente, é uma investigação experimental e simulação termodinâmica que tem como objetivo disponibilizar dados para estudos futuros, servindo também de orientação para plano de expansão.

ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Esta dissertação está organizada em 6 capítulos, tendo-se incluído algumas sugestões para trabalhos futuros, a bibliográfica consultada, e por último o apêndice.

Capítulo 1 – Introdução: apresenta a importância do estudo da bomba de calor e da desumidificação do ar e secagem de alimentos utilizando este equipamento.

Capítulo 2 – Revisão Bibliográfica: contempla a descrição, funcionamento, componentes, conceitos, princípios de funcionamento e diversidade de aplicação de bomba de calor.

Capítulo 3 – Aparato experimental e procedimentos: mostra os procedimentos e equipamentos utilizados para o estudo de desumidificação do ar.

Capítulo 4 – Análise exergética e energética: apresenta os conceitos das análises energética e exergética e os equacionamentos necessários para as suas aplicações.

Capítulo 5 – Modelagem Termodinâmica: neste são feitas às aplicações nos volumes de controle determinados.

Capítulo 6 – Resultados e Discussões: apresentam os dados coletados, suas discussões e possíveis conclusões, determinados por meio de uma avaliação experimental e a simulação computacional sobre a desumidificação de ar e sobre os resultados obtidos através da simulação computacional desenvolvido para o sistema.

Conclusões e Sugestões: A conclusão deste trabalho bem como as sugestões sobre trabalhos futuros.

Referências Bibliográficas: Ilustra o acervo utilizado para a realização deste trabalho e o apêndice, finalizando este estudo.

CAPÍTULO II

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo, é apresentada uma revisão da literatura abordando os temas mais importantes referentes ao sistema de bomba de calor. Nele constam as definições fundamentais, classificação, princípios de funcionamento, aspectos históricos, fatores que afetam o desempenho da bomba de calor e seus Ciclos Termodinâmicos.

2.1 BOMBA DE CALOR

O sistema de bomba de calor é uma das alternativas do uso racional da energia e tem a finalidade de transformar energia elétrica em energia disponível na forma de calor. Em comparação com os secadores resistivos, o sistema de bomba do calor por convecção, faz uma unidade de energia elétrica transferir mais de uma unidade de energia na forma de calor de uma área fria a uma área quente (PEREIRA et al., 2004)

O uso da bomba de calor no condicionamento de ar para secadores apresenta todas as vantagens dos sistemas de secagem a baixas temperaturas e manifesta as mesmas características desejáveis das fontes de calor resistivas. Porém, os secadores resistivos ainda são muito utilizados pelo seu baixo custo inicial e manutenção simples.

Diversos pesquisadores apresentaram estudos numéricos e experimentais de secadores com bomba de calor para a secagem de diferentes produtos (FATOUH et al., 2006). Braun (2002) desenvolveu um modelo de simulação de um secador com bomba de calor para secagem de roupa. Vários tipos de produtos foram secos em secadores experimentais de bomba de calor, entre eles, os biomateriais (ALVES-FILHO et al, 1996 apud FATOUH et al., 2006), borracha, madeira e bananas (PRASERTSAN et al., 1998 apud FATOUH et al., 2006), frutas

(SOPONRONNARIT et al., 1998 apud FATOUH et al., 2006), cebolas, cenouras, batatas e batatas doces e lãs molhadas (OKTAY, 2002).

Almeida et al. (1990 apud PEREIRA et al., 2004) desenvolveram um modelo de simulação para prever o desempenho de um sistema de desumidificação de ar ajudado por uma bomba de calor. Seu estudo planejou um sistema de desumidificação convencional onde o fluxo de ar fosse pré-aquecido por uma bomba de calor do tipo que emprega o ar como fonte de calor. O estudo mostrou que há uma redução considerável no consumo de energia.

Chua et al. (2002 apud SHAW et al., 2005) discutem vantagens e limitações de secadores com bomba de calor em comparação aos secadores convencionais. Entre elas, uma maior eficiência, o controle exato de circunstâncias de secagem, uma melhor qualidade do produto e o custo operacional reduzido. Entretanto, necessita-se de um maior controle, devido aos riscos de vazamentos dos fluidos refrigerantes, nocivos ao meio ambiente.

Adapa et al. (2002a) apresentaram um modelo simplificado para o desempenho de um secador com bomba de calor na temperatura baixa para secagem de hortaliças. Os modelos matemáticos para bombas de calor e secadores em camada fina foram combinados para obter um modelo de secador com bomba de calor com processo de recirculação.

Adapa et al. (2002b) compararam os resultados experimentais de uma bomba de calor com recirculação com resultados do modelo matemático previamente desenvolvido. Um bom resultado foi encontrado ao secar alfalfa. Encontrou-se que o sistema de secagem com bomba de calor era aproximadamente 50% mais eficiente em recuperar o calor latente de exaustão do secador comparada aos secadores convencionais.

Tai et al. (1982 apud ADAPA et al., 2005) estudaram a secagem em cinco diferentes sistemas de desumidificação, incluindo três com bombas de calor. A bomba de calor provou ser mais vantajoso dos cinco sistemas.

Há dois tipos de bombas de calor, o de ciclo de absorção e o de compressão de vapor. Os de absorção utilizam a habilidade de líquidos ou sais para absorverem o vapor do fluido de trabalho. Por não ser o objetivo do trabalho, este tipo de bomba de calor não será detalhado.

Já a bomba de calor por compressão de vapor, que é o foco deste trabalho, é uma máquina térmica que opera segundo um Ciclo Termodinâmico que extrai energia de uma fonte, a baixas temperaturas e a disponibiliza a uma temperatura mais alta. Isto é o que

difere a bomba de calor de outros equipamentos de refrigeração similares onde a energia a alta temperatura, seria rejeitada como desperdício. A bomba de calor tem como finalidade não somente o aquecimento, mas também a desumidificação de ar.

A descrição detalhada dos princípios de funcionamento da bomba de calor em estudo e os processos por onde o ar circula serão apresentados no Capítulo 3 que descreve todo o Aparato Experimental e os Procedimentos.

2.2 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO

Esse sistema é constituído de quatro componentes principais: um compressor, um condensador, uma válvula de expansão e um evaporador (GABAS et al, 2004).

O condensador e o evaporador consistem em trocadores de calor que têm como função promover as trocas térmicas entre o fluido refrigerante e o ar atmosférico a ser processado. O condensador tem como principal papel dissipar, na forma de calor, a energia absorvida pelo fluido refrigerante ao longo dos processos de evaporação e de compressão. Como consequência, ocorre um dessuperaquecimento e a condensação do fluido de trabalho. O evaporador tem como finalidade promover a absorção de calor do ar de processo para o fluido de trabalho. O fluido refrigerante ao entrar no evaporador encontra-se a baixa pressão, e passa da fase mistura para a fase de vapor. A redução de pressão resulta na redução de temperatura e permite que o fluido absorva calor do ar ambiente.

O compressor é o elemento mecânico do sistema que tem como função elevar a pressão e promover a circulação do fluido refrigerante. O fluido refrigerante, que retorna do evaporador na fase de vapor, é succionado e bombeado pelo compressor para o condensador. Este processo causa baixa pressão no evaporador e alta pressão no condensador. Como consequência do trabalho executado, a compressão aumenta a temperatura do fluido que depois será reduzida ao longo do condensador. No caso da bomba de calor em estudo, o compressor está inserido no compartimento aproveitando o calor rejeitado pela carcaça para aquecer o ar de processo. Na revisão bibliográfica executada, todos os trabalhos encontrados referem-se à colocação do compressor na parte externa, sendo o calor rejeitado pela carcaça dissipado para o meio ambiente.

A válvula de expansão tem a função de controle, de criar uma resistência à circulação do fluido refrigerante, causando uma diferença de pressão entre o lado de alta pressão no condensador e de baixa pressão no evaporador. O fluido refrigerante ainda na

fase líquida, passa pela válvula de expansão em direção ao evaporador, onde encontra baixa pressão, sofre uma redução de pressão e de temperatura, e evapora parcialmente num processo considerado isoentálpico.

Na Figura 2.1, apresenta-se esquematicamente o funcionamento do Ciclo Termodinâmico da bomba de calor, com os seus respectivos mecanismos de transformação do fluido refrigerante. Estas transformações estão descritas nos seguintes itens:

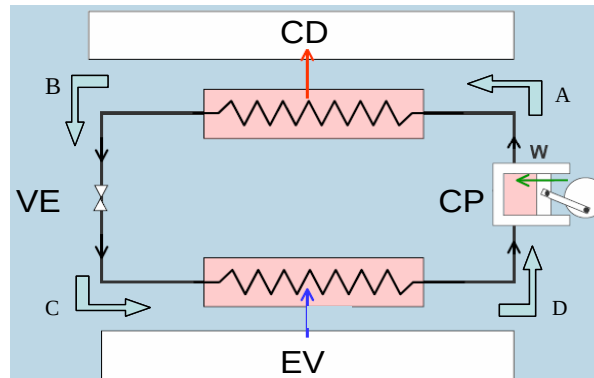


Figura 2.1: Ciclo da Bomba de Calor

- A. Vapor superaquecido a alta pressão: O compressor força a passagem do fluido refrigerante através do condensador, a temperatura e pressão elevadas;
- B. Líquido a alta pressão: O calor é removido do vapor por meio do ar frio que atravessa o condensador, provocando a condensação do vapor em líquido, ainda a pressão elevada;
- C. Líquido a baixa pressão: O líquido que entra na válvula de expansão sai como uma mistura de líquido e vapor a temperatura e pressão mais baixas;
- D. Vapor a baixa pressão: Calor é fornecido ao fluido refrigerante no evaporador, e converte o líquido restante em vapor, que entra no compressor. E o ciclo se repete.

A bomba de calor utiliza uma substância chamada refrigerante que um agente de esfriamento. Embora existam dados de aproximadamente 40 diferentes possíveis refrigerantes, só alguns poucos deles são disponíveis e adequados para aplicações em bombas de calor. Os requisitos básicos para selecionar, com êxito um refrigerante são: calor latente suficientemente alto na faixa de temperatura considerada de evaporação e condensação; combinação do mais alto Coeficiente de Performance (COP), com o mínimo fluxo mássico; e compatibilidade física e química com todos os componentes do

equipamento. Na prática, a seleção está limitada às características técnicas fornecidas pelo fabricante do compressor.

O refrigerante utilizado no presente trabalho é o R-22 por se dispor de um compressor compatível apenas com este refrigerante. Atualmente, em todo projeto de bomba de calor deve-se ter uma preocupação ambiental, pois é um refrigerante do tipo HCFC (hidroclorofluorcarbono), que mesmo com índice de permanência na atmosfera baixo não é o mais indicado. A substituição do fluido de trabalho por outro, deve ser considerada em uma próxima etapa de otimização do projeto. De acordo com o Protocolo de Montreal, o fluido R-22 não poderá ser mais fabricado a partir de 2010.

2.3 FONTES DE CALOR

Uma fonte de calor ideal para bombas de calor tem uma temperatura estável, deve ser também disponível em abundância, não ser corrosiva ou poluída, ter propriedades termo-físicas favoráveis, sua utilização necessitar de poucos investimentos e ter um custo de utilização baixo.

A fonte de calor utilizada neste trabalho é o ar ambiente, por esta ser gratuita e estar amplamente disponível. O ar, após atravessar uma bomba de calor, encontra-se a temperaturas moderadamente mais altas que a ambiente e com umidades absolutas e relativas mais baixas, possibilitando sua utilização na retirada de umidade dos produtos.

A configuração utilizada na bomba de calor em estudo tem a capacidade de utilizar o ar que sai do secador como fonte de calor para o evaporador. Neste caso, o calor latente cedido pelo produto que está sendo seco é reaproveitado no sistema, à medida que parte do vapor d'água carregado pelo ar é condensado no evaporador.

Além do ar ambiente, tem-se outras fontes de calor que se seguem:

- ❖ Ar de exaustão (ventilação) – é uma fonte de calor comum para bombas de calor em residências e prédios comerciais;
- ❖ Lençóis d'água – está disponível em temperaturas estáveis em muitas regiões;
- ❖ Solo – são usados para aplicações residenciais e comerciais, e tem vantagens similares a dos sistemas que usam lençóis d'água como fonte de calor;
- ❖ Rochas (calor geotérmico) – pode ser utilizado em regiões sem ocorrência de lençóis d'água ou onde essa ocorrência é muito pequena;

- ❖ Água de rios e lagos – é em princípio uma boa fonte de calor, mas tem a grande desvantagem de variar muito sua temperatura de acordo com as estações climáticas;
- ❖ Água do mar – é uma excelente fonte de calor sob certas condições, sendo utilizada para instalações médias e grandes de bombeamento de calor;
- ❖ Água proveniente de processos industriais e efluentes – são caracterizados por uma temperatura relativamente alta e constante durante todo o ano.

2.4 FATORES QUE AFETAM O DESEMPENHO DE BOMBA DE CALOR

O desempenho de bombas de calor é afetado por um grande número de fatores, que podem ser:

- ❖ A temperatura da fonte de calor;
- ❖ O consumo de energia auxiliar (ventiladores, outros);
- ❖ O padrão técnico da bomba de calor;
- ❖ O dimensionamento da bomba de calor em relação à demanda de calor e as características operativas da bomba de calor;

2.5 ASPECTOS HISTÓRICOS

Nicholas Carnot idealizou a possibilidade de bombear energia térmica para temperaturas mais elevadas. Com isso, William Thompson publicou, um estudo descrevendo um sistema em que, empregando um compressor ligado a uma máquina de expansão, possibilitava a movimentação do ar entre reservatórios, os quais atuavam também como trocadores de calor. Durante o período de 1870 a 1920 o desenvolvimento dos equipamentos de bomba térmica foi deixado para trás. Enquanto a refrigeração atendia a uma necessidade, o desenvolvimento da bomba térmica dependia do custo de energia e da disponibilidade dos outros geradores térmicos alternativos. A crise energética da década de setenta fez com que alguns estudiosos retomassem as pesquisas. (STULGYS, 1980 apud OLIVEIRA, 2000).

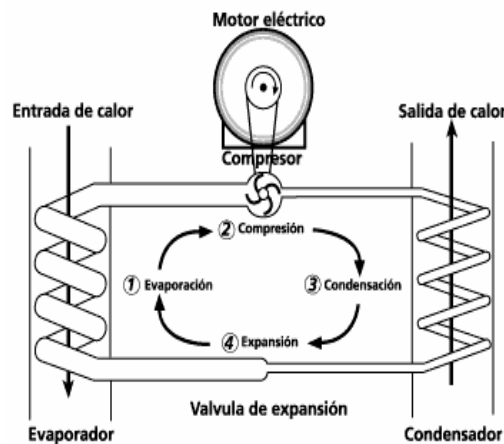


Figura 2.2: Sistema de bomba de calor (Fonte: http://html.rincondelvago.com/bomba-de-calor_1.html)

O primeiro levantamento do Coeficiente de Performance (COP) em função da temperatura e calor de condensação dos equipamentos de refrigeração, instalados entre 1891 e 1926, foi realizado por Haldane. Ele fez a primeira aplicação direta de uma bomba térmica, entre 1920 e 1930, na Inglaterra: uma bomba térmica experimental que fornecia aquecimento ambiental e água quente para sua residência na Escócia, empregando como fonte de calor o ar atmosférico e a água da rede. (STULGYS, 1980 apud OLIVEIRA, 2000)

Depois da Primeira Guerra Mundial, as bombas de calor recuperaram sua importância, quando, pela primeira vez, ocorreu o racionamento de energia. Nesta fase, destacam-se as contribuições, fundamentais para este campo, do alemão E. Altenkirch, ao demonstrar que as bombas de calor por absorção ofereciam a possibilidade de aproximar um processo reversível e, assim, minimizar as perdas de energia disponível (MOSE e SCHNITZER, 1985 apud OLIVEIRA, 2000).

Hodgett (1976 apud ADAPA, 2005) utilizou a bomba de calor como desumidificador para secar madeira e cerâmica. A partir de então, verificaram-se grandes avanços nos estudos realizados com bomba de calor, a ponto de torná-la tecnicamente competitiva e viável economicamente.

Foi nos Estados Unidos da América, que a partir de 1948 as bombas de calor começaram a ser comercializadas e testadas em campo. Vendidas com sucesso, até aproximadamente 1960, as bombas térmicas do tipo ar-ar, tendo sido consideradas por muitos fabricantes, como simples equipamentos de ar condicionado, também foram afetadas por uma má reputação devido à baixa confiabilidade do equipamento.

Os esforços, na década de 1970, para conquistar a confiança dos usuários, fizeram com que a American Society of Heating Refrigeration and Air Conditioning Engineers (**ASHRAE**) estabelecesse um padrão para construção de equipamentos que melhorassem a performance dos sistemas de aquecimento e refrigeração. Para alcançar esses padrões, foram introduzidos trocadores de calor com áreas maiores, compressores com controle modulado de velocidade, ventiladores mais eficientes, componentes elétricos capazes de resistir às exigências a que são submetidas as bombas de calor, bem como fluidos refrigerantes compostos por misturas não azeotrópicas e capazes de aumentar o desempenho das máquinas (STULGYS, 1980 apud OLIVEIRA, 2000).

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

2.6 CICLOS TERMODINÂMICOS

Um sistema termodinâmico é definido como uma quantidade de matéria, com massa e identidade fixas (VAN WYLEN et al., 2003). Definido o estado de um sistema, quando alguma de suas propriedades sofre alteração levando o sistema a outro estado definido, dizemos que ocorreu um processo. Quando a alteração dessas propriedades ocorre de modo que ao final da sucessão desses processos, o sistema volta ao mesmo estado inicial, chama-se de Ciclo Termodinâmico. Onde poderá ocorrer entrada ou saída de trabalho ou de calor em suas fronteiras, o que caracteriza uma máquina térmica.

O ciclo de compressão de vapor em que a bomba de calor opera está fundamentada pela contínua mudança das propriedades físicas do fluido refrigerante, através de um ciclo que se aproxima do ciclo de Rankine invertido, onde o processo de expansão isoentrópica é substituído por um processo de expansão isoentálpico. Essa mudança justifica-se pelo fato de que o processo de expansão ocorre na região de líquido ou de mistura com baixo título, consequentemente baixo volume específico, o que resulta em reduzida quantidade de trabalho obtido.

2.6.1. Ciclo Ideal de Carnot

Uma máquina térmica que opera segundo o ciclo de Carnot obterá maior rendimento possível de uma máquina que opera entre duas fontes quente e fria. Sendo que seu rendimento nunca será 100%. O ciclo de Carnot é apenas teórico não sendo possível reproduzi-lo na prática. Porém, seu rendimento serve de comparação para o rendimento obtido em máquinas térmicas reais.

Os ciclos reais devem ser construídos de tal modo que se aproximem o máximo possível do ciclo de refrigeração de Carnot que é o mais eficiente. O fluido refrigerante utilizado deve se condensar durante a rejeição de calor e se evaporar durante a retirada de calor, operando entre os estados de líquido e vapor.

O ciclo de Carnot é um ciclo ideal reversível (Motor Térmico Ideal), composto de dois processos adiabáticos reversíveis e de dois processos isotérmicos reversíveis. Os processos ocorrem entre as linhas de vapor e líquido saturado para tal refrigerante conforme mostra a Figura 2.3.

Os processos 2-3 (condensação) e 4-1 (evaporação) ocorrem à temperatura constante, uma vez que processos isobáricos durante a mudança de fase são também isotérmicos.

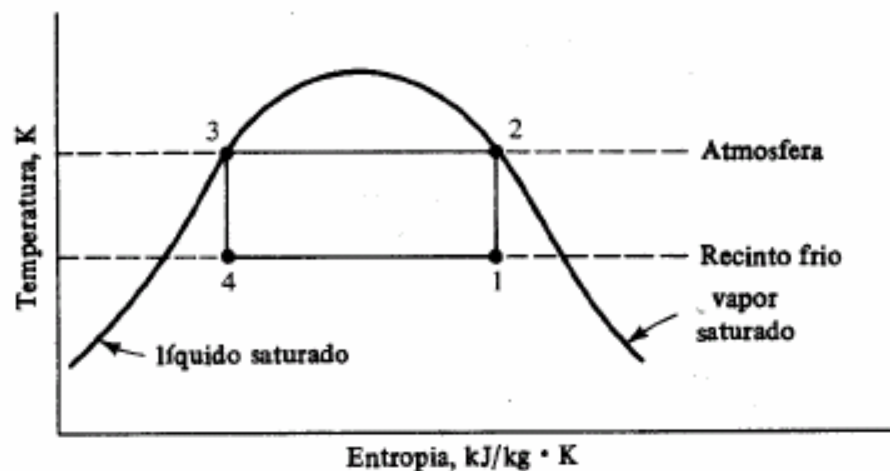


Figura 2.3: Ciclo de Carnot (Fonte: http://www.eel.usp.br/copg/des_arq/messias/curso%20uso%20racional%20energia.pdf)

O diagrama esquemático de um ciclo padrão de compressão a vapor é mostrado na Figura 2.4, onde é possível identificar os seguintes processos:

- 1–2: Compressão adiabática reversível desde o estado de vapor saturado até a pressão de condensação (vapor superaquecido);
- 2–3: Rejeição reversível de calor à pressão constante, diminuindo a temperatura do refrigerante inicialmente e condensando-o depois;
- 3–4: Expansão irreversível à entalpia constante desde o estado de líquido saturado até a pressão de evaporação;
- 4–1: Ganho de calor à pressão constante, produzindo a evaporação do refrigerante até o estado de vapor saturado.

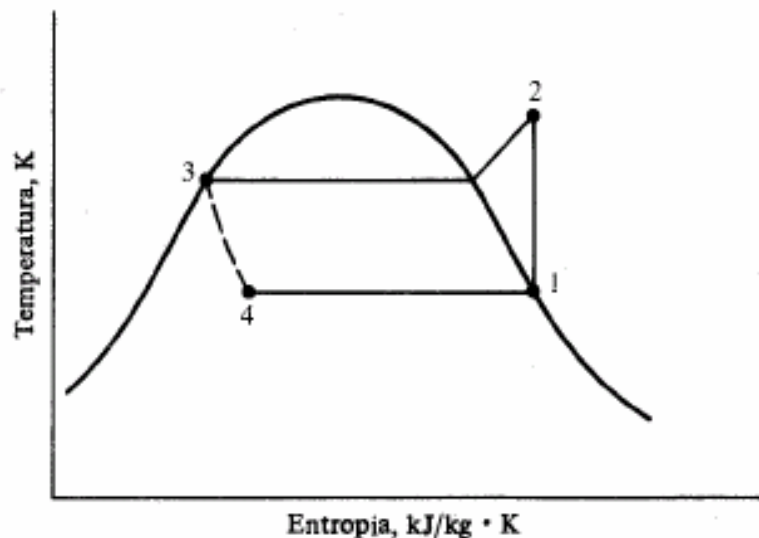


Figura 2.4: Ciclo padrão de refrigeração por compressão a vapor (Fonte: http://www.eel.usp.br/copg/des_arq/messias/curso%20uso%20racional%20energia.pdf)

Existem dois teoremas importantes sobre o rendimento térmico do ciclo de Carnot:

1º Teorema - "É impossível construir um motor que opere entre dois reservatórios térmicos e tenha rendimento térmico maior que um motor reversível (motor de Carnot) operando entre os mesmos reservatórios".

2º Teorema - "Todos os motores que operam segundo um ciclo de Carnot, entre dois reservatórios à mesma temperatura, têm o mesmo rendimento".

2.6.2. Ciclo de Bomba de calor

O Ciclo Termodinâmico no qual opera uma bomba de calor é representado pelo ciclo frigorífico por compressão a vapor. Porém, diferentemente do ciclo de refrigeração no qual a energia de interesse é o calor retirado no evaporador, na bomba de calor a energia de interesse é o calor rejeitado no condensador.

No ciclo ideal por compressão de vapor, o fluido refrigerante passa pelos seguintes estados e processos:

- ❖ Estado 1: entra no compressor como vapor saturado, sendo comprimido isentropicamente até a pressão do condensador;
- ❖ Estado 2: entra no condensador na fase de vapor superaquecido. Há rejeição reversível de calor à pressão constante, diminuindo a temperatura do refrigerante inicialmente e condensando-o depois;
- ❖ Estado 3: sai como líquido saturado, resultante da rejeição de calor para a vizinhança. O fluido refrigerante é estrangulado isoentalpicamente até a pressão do evaporador, devido à passagem por uma válvula de expansão. A temperatura do fluido diminui para um valor inferior ao da temperatura do meio arrefecido.
- ❖ Estado 4: entra no evaporador como uma mistura saturada com um valor reduzido de título, sendo totalmente vaporizado, devido a absorção de calor do espaço refrigerado. O fluido sai do evaporador como vapor saturado e entra novamente no compressor, completando assim o ciclo.

A Figura 2.5 (a) representa os estados do ciclo ideal de bomba de calor. A área abaixo da curva do processo representa a transferência de calor de processos internamente reversíveis. A área abaixo do processo 4 – 1 representa o calor absorvido pelo fluido refrigerante no evaporador e a área abaixo de 2 – 3 representa o calor rejeitado no condensador.

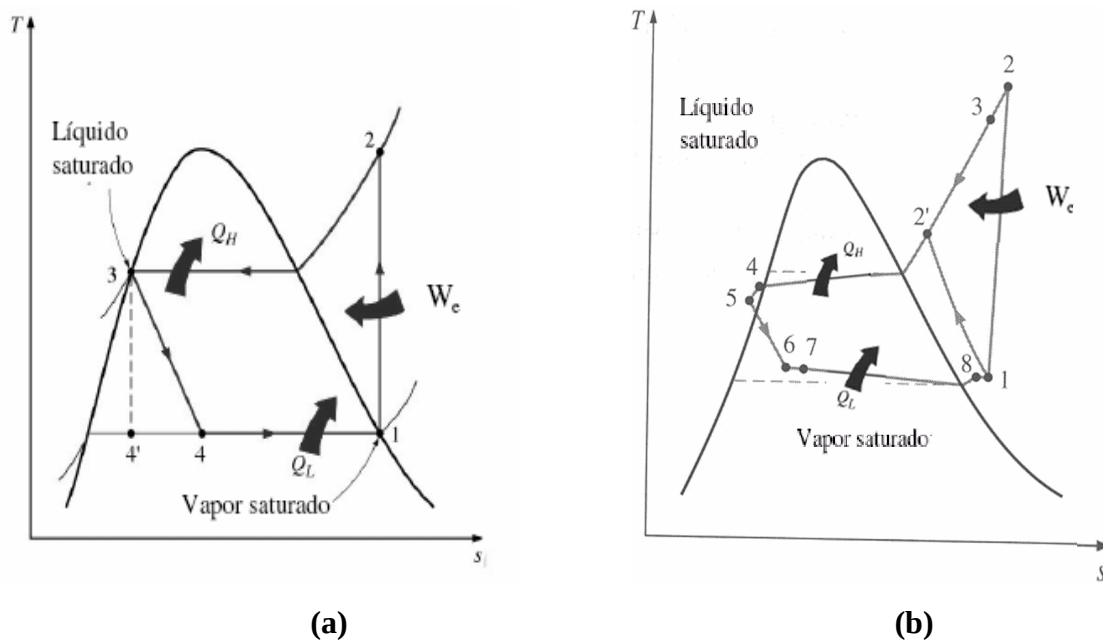


Figura 2.5: Diagrama T – S para bomba de calor (a) ciclo ideal e (b) ciclo real (Fonte: <http://www.exatec.unisinos.br/~decesaro/TermoII/ciclos.PDF>)

O processo de compressão num ciclo ideal é reversível e adiabático, sendo portanto isoentrópico. Contudo, o afastamento do ciclo ideal de compressão a vapor em relação ao ciclo real, Figura 5.2 (b), se dá principalmente devido as irreversibilidades que ocorrem nos componentes.

É interessante projetar o sistema, de modo que o fluido refrigerante se encontre ligeiramente superaquecido na saída do evaporador, para garantir que entre no compressor totalmente vaporizado. Como também, ligeiramente sub-resfriado na saída do condensador, para garantir que o fluido ao entrar na válvula de expansão esteja líquido saturado. Há uma perda de pressão no evaporador e condensador, devido a perda de carga no fluido e a transferência de calor da vizinhança para o fluido, no evaporador e do fluido para a vizinhança, no condensador.

O processo de compressão real envolve efeitos de atrito que aumentam a entropia e a transferência de calor. A entropia pode aumentar (processo 1-2) ou diminuir (processo 1-2') durante uma compressão real, dependendo do efeito predominante. O processo de compressão 1-2' pode até ser mais desejável do que um processo isoentrópico, visto que o volume específico do fluido, e portanto o trabalho fornecido, é inferior.

A válvula de expansão e o evaporador são geralmente localizados próximos um do outro, de modo que a perda de carga da tubulação seja pequena.

2.7 PARÂMETROS PSICROMÉTRICOS

A psicrometria é o estudo das propriedades termodinâmicas de misturas de ar seco e de vapor de água e da sua utilização para analisar os processos que envolvem ar úmido. Nesta dissertação, várias são as análises que utilizam a psicrometria. A seguir é apresentada uma breve revisão teórica dos conceitos psicrométricos utilizados.

2.7.1. Umidade Absoluta

A umidade específica é um dos conceitos mais utilizados na análise psicrométrica. Defini-se umidade específica como sendo a razão entre a massa de vapor d'água e a massa de ar seco presente em uma mistura.

$$w = \frac{m_v}{m_{H_2O}} \quad (2.1)$$

O ar atmosférico pode ser tratado como uma mistura de gases perfeitos cuja pressão é dada pela soma das pressões parciais. Considera-se então o ar atmosférico como uma mistura entre o ar seco e o vapor d'água, cuja pressão é dada por:

$$P = P_{ar} + P_v \quad (2.2)$$

Como considera-se gás perfeito:

$$m_{ar\ seco} = \frac{P_{ar} V A}{RT} \quad (2.3)$$

2.7.2. Temperatura de Bulbo Seco

A temperatura de bulbo seco é a temperatura de mistura do ar medida com um termômetro.

2.7.3. Temperatura de Bulbo Úmido

A temperatura de bulbo úmido é a temperatura de mistura do ar medida com um termômetro, sendo este envolvido com uma mecha de algodão onde fica umedecida constantemente com água destilada. Quando a corrente de ar atinge a mecha de algodão ocorre uma transferência simultânea de calor e massa e parte da água da mecha evapora causando uma redução na temperatura do termômetro. O sistema entra em regime estacionário, pois o ar corrente fornece o calor necessário à evaporação da água. A temperatura estabilizada neste termômetro é denominada temperatura de bulbo úmido. Com as temperaturas de bulbo úmido e seco pode-se determinar vários parâmetros psicrométricos.

2.7.4. Temperatura de Orvalho

A temperatura de orvalho é a temperatura correspondente ao ponto do início da condensação do vapor d'água contida no ar úmido, quando se dá um processo de resfriamento a pressão constante. É a temperatura em que a pressão parcial de vapor d'água é igual pressão de vapor saturante.

Quando o ar está saturado, ele não tem mais capacidade de absorção de água, logo o ar possui umidade relativa de 100% para esta temperatura. O ar ao encontrar com as aletas do evaporador que está a uma temperatura abaixo do ponto de orvalho, ocorrerá a condensação do vapor d'água.

2.7.5. Umidade Relativa

É a razão entre a fração molar do vapor d'água presente na mistura e a fração molar que o vapor d'água teria se a mistura estivesse saturada, à mesma temperatura. Considerando-se a equação dos gases perfeitos, e a definição das frações molares do vapor d'água, tem-se:

$$\phi = \frac{x_v}{x_s} \quad (2.4)$$

O valor da pressão parcial do vapor d'água diz qual a quantidade de vapor d'água presente em uma mistura e a pressão de vapor d'água saturada representa a máxima

quantidade de vapor d'água que pode estar presente a uma certa temperatura. Então pode-se definir umidade relativa como a razão entre a quantidade de vapor d'água pela máxima quantidade que a mistura pode ter na mesma temperatura.

$$\phi = \frac{P_v}{P_{vs}} \quad (2.5)$$

2.7.6. Entalpia do ar seco

A entalpia é uma propriedade termodinâmica definida como a soma da energia interna de um sistema (U) e do produto entre a pressão (p) e o volume (V) do sistema:

$$H = U + pV \quad (2.6)$$

Como o ar úmido é uma mistura de ar seco e de vapor de água, o calor específico da mistura é a soma dos calores específicos dos componentes da mistura. Sempre que as transformações tenham lugar a pressão constante, a quantidade de calor que é necessário fornecer ao ar úmido para elevar a sua temperatura a pressão constante é igual à entalpia específica do ar.

CAPÍTULO III

APARATO EXPERIMENTAL E PROCEDIMENTOS

O equipamento projetado para secagem, mostrado na Figura 3.1, opera segundo um ciclo termodinâmico de refrigeração. É composto de duas partes: uma, a bomba de calor por compressão de vapor, do tipo ar-ar que funciona de maneira similar ao refrigerador doméstico, e a outra, a câmara de secagem onde ocorre o processo de desidratação do produto. O sistema pode trabalhar segundo duas configurações: fechado, com o ar processado sendo recirculado ou aberto, com o ar processado sendo devolvido para o ambiente depois de passar pela câmara de secagem.

O equipamento construído e utilizado nos testes para caracterizar a bomba de calor é apresentado na Figura 3.2. Esta configuração corresponde ao sistema aberto, sendo que o ar atmosférico após ser processado é devolvido ao ambiente sem passar pela câmara de secagem. Pode-se verificar a instalação de dois tubos em PVC, na entrada e na saída de ar no equipamento, com a finalidade de estabilizar o fluxo de ar num escoamento laminar na seção em que se encontram instalados os sensores de velocidade e de temperatura.

O projeto e construção do aparato, bem como a realização dos experimentos foram desenvolvidos no Laboratório de Energia Solar da Universidade Federal da Paraíba, localizado no Campus I.

A descrição detalhada dos princípios de funcionamento da bomba de calor e os processos do ar e do ciclo de refrigeração, serão apresentados a seguir e indicados na Figura 3.3 pela numeração que o segue.

A bomba de calor é constituída basicamente de um evaporador (1), uma válvula de expansão (2), um compressor (3), um condensador (4) e um ventilador (5). O condensador e o evaporador consistem em trocadores de calor que têm a função de auxiliar na rejeição e na absorção de calor, respectivamente, do e para o fluido refrigerante. A

válvula de expansão tem como função gerar uma variação de pressão entre o lado de alta e de baixa pressão no sistema. O compressor é o elemento mecânico do sistema que promove a circulação do fluido refrigerante e tem como função elevar a sua pressão. Em consequência do trabalho executado sobre o fluido refrigerante, a temperatura é aumentada. A potência elétrica medida do compressor durante os experimentos foi de 900 W. O ventilador tem a função de um exaustor que recircula o ar no dispositivo ou o libera para o meio ambiente. A potência elétrica medida do ventilador durante os experimentos foi de 80 W. As pressões de alta e baixa são respectivamente, em média 375 Psi (2686,859 kPa) e 70 Psi (583,958 kPa), na velocidade de 6,1 m/s e 380 Psi (2721,326 kPa) e 68 Psi (570,162 kPa), na velocidade de 5,7 m/s. Para se realizar a análise exergo-energética foram consideradas pressões absolutas. Observou-se durante os experimentos que os valores das pressões nas regiões de alta e baixa sofrem variações em relação à temperatura do ambiente.

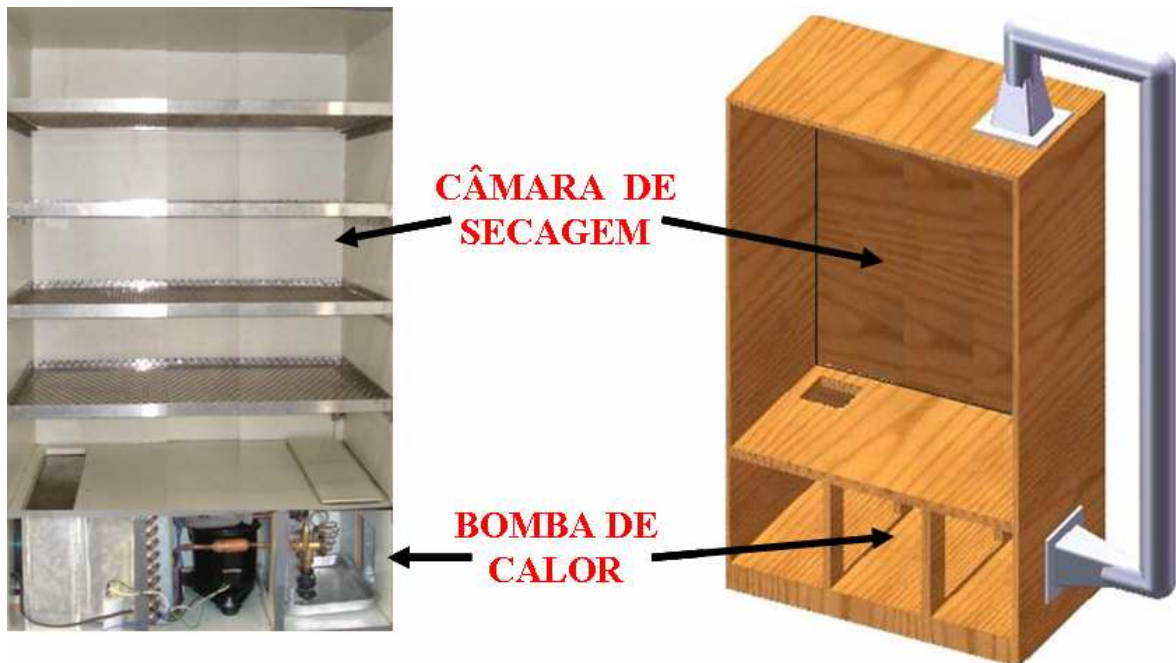


Figura 3.1: Sistema de secagem: Bomba de calor e câmara

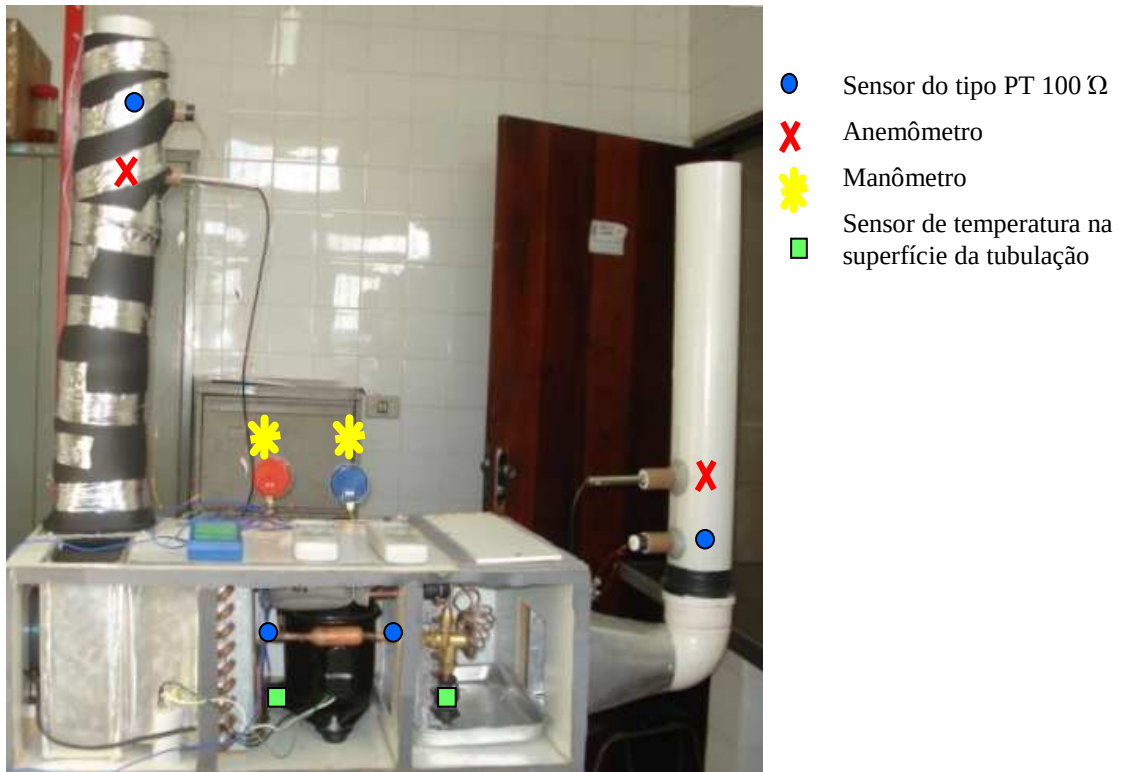


Figura 3.2: Bomba de calor em estudo



Figura 3.3: Bomba de calor (vista superior): (1) Evaporador; (2) Válvula de expansão; (3) Compressor; (4) Condensador e (5) Ventilador

As Tabelas 3.1 e 3.2 mostram uma síntese dos processos do sistema e as informações sobre os seus principais equipamentos, respectivamente.

Tabela 3.1: Componentes de cada processo da bomba de calor

Processos	Dimensões (cm)	Equipamentos
Desumidificação	23 x 25 x 32	Válvula de expansão e Evaporador
Aquecimento	25 x 25 x 32	Compressor, Filtro e Condensador
Bombeamento	25 x 25 x 32	Ventilador Sirocco
Secagem	80 x 100 x 45	Câmara de secagem

Tabela 3.2: Características técnicas (dados do fabricante) dos equipamentos utilizados no ciclo de refrigeração

Ventilador EBERLE AC 004568			
Corrente (A)	Tensão (V)	Hz	RPM
0,6	220	50/60	610/410
Compressor Tecumseh AE5470ES LM AE240ES			
Refrigerante		R22	
Ventilação		Forçada	
Faixa de tensão de operação		198 – 242V	
Frequência		60 Hz	
Aplicação		Alta pressão de evap. Condicionador de AR (HBP/AC)	
Fluido refrigerante		R22	
Motor		PSC	
Capacidade (Btu/h)		7000	
Classe de torque de partida		Torque Normal de Partida (LST)	
Tipo de Expansão		Tubo Capilar	
Tipo de óleo		Sintético. Viscosidade: 32cSt a 40°C	
Deslocamento		13,24 cc/rev	
Peso Líquido		12,20 kg	
Homologação		UC	
Válvula de expansão: Fligor mod. TAD 0,5 R-22			
Capacidade		6000 Btu/h (0,5tr)	
Faixa de temp. de evaporação		+10°C a – 30°C	

3.1. PROCESSOS DO AR

Após a descrição da parte física da máquina, apresenta-se, agora, uma visão do seu funcionamento, descrevendo os processos que fazem com que ocorra a desumidificação e o aquecimento do ar atmosférico. Basicamente, os processos do ar tanto para o sistema aberto ou fechado, são: desumidificação, aquecimento e bombeamento, como podem ser vistos na Figura 3.4.

- ❖ Processo de desumidificação: o ar úmido ambiente é succionado pelo ventilador do sistema, passa através do evaporador, que se encontra a uma temperatura abaixo da temperatura de orvalho, condensando parte do vapor d'água contido no ar. A água condensada é coletada numa bandeja e drenada para um recipiente graduado. Esse processo de desumidificação reduz a umidade absoluta do ar, mas, por ser obtido através de resfriamento provoca o aumento da umidade relativa e a diminuição da temperatura.
- ❖ Processo de aquecimento: O ar que sai do primeiro estágio desumidificado passa por um processo de aquecimento provocado pela energia rejeitada na forma de calor pelo condensador e pela carcaça do compressor. A função desse processo é provocar a diminuição da umidade relativa do ar e o aumento da temperatura.
- ❖ Processo de bombeamento: Neste processo, está o ventilador do tipo Sirocco, com rotor largo e aletas curtas, que funciona como um exaustor, succionando o ar e liberando-o para o meio ambiente ou recirculando-o para a máquina.

A câmara de secagem do produto, embora projetada e construída, não foi utilizada nos testes efetuados para caracterizar a bomba de calor. Porém sabe-se que o ar liberado do processo de bombeamento, encontra-se desumidificado e aquecido à temperatura adequada para secagem de alimentos.

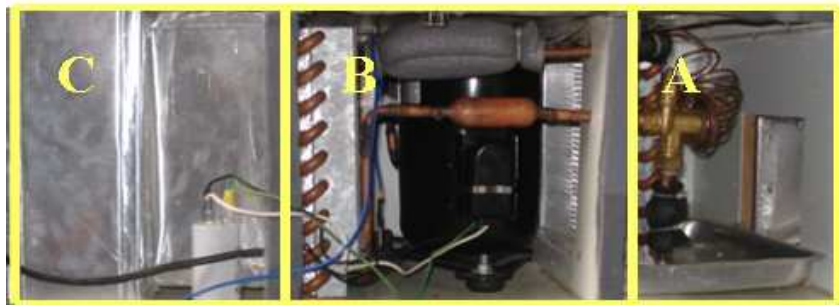


Figura 3.4: Processos na Bomba de calor: (A) Desumidificação; (B) Aquecimento; (C) Bombeamento

3.2 EXPERIMENTOS

A máquina é colocada em funcionamento e a partir das observações feitas, identifica-se possíveis problemas e toma-se as decisões necessárias para solucionar.

Durante a fase preliminar de experimentos, alguns equipamentos tiveram que ser substituídos ou retirados, com o intuito de melhorar seu funcionamento.

O condensador, previamente selecionado, foi substituído com o intuito de aumentar a temperatura de rejeição tanto do compressor como do condensador, como também de explorar toda a extensão do evaporador, buscando uma maior taxa de condensação de vapor d'água no evaporador e o aquecimento suficiente do ar atmosférico ao atravessar o condensador.

Trocou-se a hélice do ventilador por outra maior para proporcionar uma maior sucção do ar ambiente e com isso aumentar a taxa de condensação do vapor d'água. Viu-se então a necessidade de colocar o motor do ventilador para fora do compartimento, devido às dimensões desta hélice.

Fez-se necessário vedar o equipamento com o objetivo de evitar a exaustão de ar processado ou infiltração de ar atmosférico além da entrada e da saída do equipamento, e dar uma maior confiabilidade aos resultados. A vedação das frestas das portas foi obtida com espuma de poliestireno e a das paredes com silicone.

Vazamentos ocorreram no ciclo de refrigeração, afetando o andamento do trabalho por requerer demasiado tempo para detectá-los.

Tomadas de pressão foram feitas na entrada e saída do compressor, e os manômetros estão localizados na parte de trás da máquina.

Após a troca e substituição das peças e rearranjo do equipamento começou-se o processo de instrumentação, mostrado detalhadamente no item que se segue.

3.3 INSTRUMENTAÇÃO DO SISTEMA

Na Figura 3.2 mostra-se a localização dos instrumentos instalados no sistema. As especificações da instrumentação são apresentadas na Tabela 3.3.

Foram colocados tubos de PVC na entrada e na saída do sistema para verificar se o sistema está funcionando de acordo com o previsto e para poder instalar a instrumentação.

Pares de sensores de temperatura do tipo PT 100 Ω foram instalados para medir as temperaturas de bulbo seco e úmido utilizados para determinar o estado termodinâmico que se encontra o ar. Estão localizados tanto na entrada e saída do evaporador como do condensador. Os sensores foram calibrados na pressão atmosférica local, usando-se a referência interna do equipamento de aquisição de dados e dois termômetros de mercúrio com exatidão de 0,5 °C. Fizeram-se testes comparativos tanto na temperatura de ebulição quanto na de fusão da água destilada, fazendo-se imergir os sensores e os termômetros de aferição. A temperatura de bulbo seco é simplesmente a temperatura do ar indicada pelo sensor e o de bulbo úmido é a temperatura medida pelo sensor que possui um tecido umedecido com água destilada. Com isso, ocorrerá um processo simultâneo de transferência de calor e massa no tecido umedecido. Onde parte da água no tecido começará a evaporar, causando uma redução na temperatura do sensor.

Observou-se que é delicada a utilização do sensor do tipo PT 100 Ω , pois a mudança de localização provocou uma diferença de temperatura significativa na entrada do condensador devido à proximidade do compressor.

Os sensores do tipo PT 100 Ω foram conectados a uma placa de aquisição de dados (Spider 8) para o levantamento em tempo real dos dados, utilizando o software CATMAN[®] que converte o sinal de Volt para °C.

A instrumentação do sistema ainda contou com a instalação de dois anemômetros, usados para medir a velocidade do ar, localizados nos tubos de PVC que corresponde à entrada do evaporador e saída do condensador. Supõe-se que a velocidade do ar nestes locais seja uniforme. As medições foram obtidas manualmente. A rotação do ventilador da bomba de calor não foi alterada durante uma série de teste.



Figura 3.5: Sensores de temperatura do tipo PT 100 Ω e anemômetro

A potência efetiva do compressor e do ventilador foi obtida realizando medições com um alicate amperímetro.

O volume de vapor d'água condensada no evaporador foi quantificado usando uma proveta.

Tabela 3.3: Instrumentação usada nos testes

Instrumento		Escala	Incerteza	Fabricante
Anemômetro		0,8 a 12 m/s	$\pm(2\% + 0,2 \text{ m/s})$	Digital Instruments
Proveta		0 a 1L	N. A.*	Laborglas Brasil
Data logger		N. A.*	N. A.*	Spider 8 (600 Hz)
Alicate amperímetro	Potência	0 – 99,99 kW	$\pm 2\%$	ICEL Gubintec AW – 4500 Pro
	Corrente	0 – 200 A	$\pm 1,5\%$	

* Não Aplicado

3.4 PROCEDIMENTOS

O equipamento configurado no sistema aberto e sem a câmara acoplada foi ligado, como também todo o aparato de instrumentação. Foram registrados os seguintes parâmetros: temperaturas de bulbo seco e úmido, velocidade do ar, pressões na entrada e saída do compressor, temperatura na superfície de tubulação do ciclo de refrigeração, potência do ventilador e do compressor e volume de água condensada. As temperaturas de bulbo seco e úmido foram utilizadas no *software* CATT[®] (*Cumputer-Aided Thermodynamic Tables*), para verificar as condições de estado do ar com o objetivo de serem postas na carta psicrométrica. Também foi utilizado o programa EES (*Engineering Equation Solver*) para realização de todos os cálculos.

Por não dispor de equipamentos para medição interna da temperatura do fluido refrigerante, foram tomadas na superfície externa da parede do tudo, na entrada e saída do condensador e evaporador. As pressões do fluido refrigerante foram medidas com os manômetros instalados na entrada e saída do compressor. Os experimentos realizados mostraram ser necessários a instalação de mais dois manômetros, um na saída do condensador e outro na entrada do evaporador, mas não foi possível de ser realizada, devido ao tempo reduzido para o término do trabalho.



Figura 3.6: Equipamento de aquisição de dados

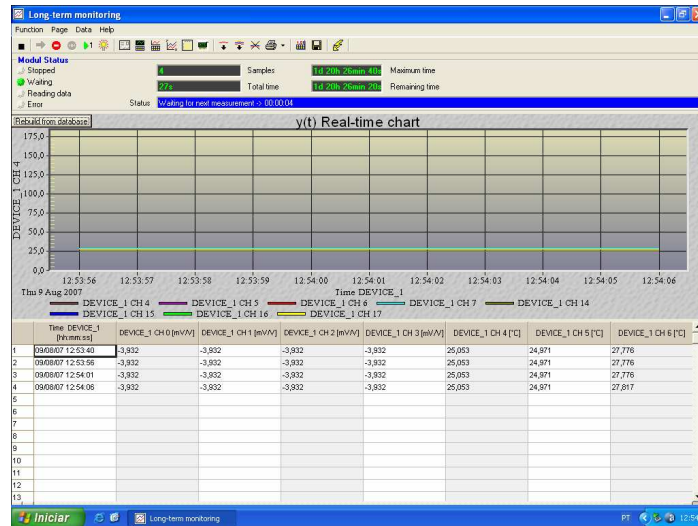


Figura 3.7: Software CATMAN[®] em funcionamento

A princípio, os testes seriam realizados com a secagem de alimentos nas configurações de sistema aberto e fechado, avaliando qual seria a melhor configuração.

CAPÍTULO IV

ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA

A metodologia utilizada na formulação termodinâmica aplicada ao sistema de bomba de calor em estudo é apresentada, com os conceitos e definições fundamentais da Lei da Conservação da Massa, da Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica, de Exergia, de Irreversibilidades, como também são definidos os volumes de controle necessários ao entendimento das análises energética e exergética.

Introduz-se primeiramente o conceito de análise energética, que tem como base a Primeira Lei da Termodinâmica. No caso de haver massa em trânsito nos limites do objeto de estudo, a abordagem deve ser para um volume de controle. A superfície que envolve este objeto de estudo é a superfície de controle e é sempre uma superfície fechada. Massa, calor e trabalho podem atravessar a superfície de controle, e tanto a massa contida no volume de controle, quanto suas propriedades, podem variar ao longo do tempo.

4.1 LEI DA CONSERVAÇÃO DA MASSA

A equação da Lei da Conservação da Massa, pode ser escrita na forma:

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad (4.1)$$

Onde,

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \text{Taxa de variação da massa no volume de controle;}$$

$\dot{m}_e$ = Fluxo de massa que entra no volume de controle;

$\dot{m}_s$ = Fluxo de massa que sai no volume de controle.

Esta equação estabelece que a taxa de variação de massa no volume de controle é igual ao somatório de todos os fluxos de massa que entram no volume de controle, através da superfície de controle, menos o somatório de todos os fluxos que saem do volume de controle (VAN WYLEN et al., 2003).

4.2 PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA

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

Segundo Van Wylen et al. (2003), o calor é definido como sendo a forma de transferência de energia através da fronteira de um sistema, numa dada temperatura, a um outro sistema, que apresenta uma temperatura inferior, em virtude da diferença entre as temperaturas dos dois sistemas. Um corpo nunca possui calor, visto que, por definição o calor só pode ser identificado quando cruza a fronteira do sistema.

O trabalho representa outro tipo de transmissão de energia. A definição mais comum de trabalho é de uma força que age sobre um deslocamento. A atual definição de trabalho usada na termodinâmica foi originalmente definida em 1824 por Sadi Carnot. De acordo com Carnot, trabalho é o efeito útil que um motor é capaz de produzir, que pode ser comparado ao levantamento de um peso a certa altura.

O experimento de Joule foi de extrema importância para a construção do enunciado da Primeira Lei da Termodinâmica. Em seu enunciado mais usual diz que a variação da energia do sistema termodinâmico é igual à diferença entre a quantidade de calor adicionada ao sistema e o trabalho realizado pelo sistema em suas fronteiras.

$$E_f - E_i = {}_1Q_2 - {}_1W_2 \quad (4.2)$$

Onde:

$E_f - E_i$ = Variação da energia do sistema;

${}_1Q_2$ = Calor transferido para o sistema, durante o processo;

${}_1W_2$ = Trabalho realizado pelo sistema durante o processo.

Quando se trata de um volume de controle observa-se a contribuição do fluxo de massa que entra e sai do objeto de estudo, sendo assim, a Equação da Primeira Lei da Termodinâmica para volume de controle é expressa por:

$$\frac{d\dot{E}_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum \dot{m}_e h_e^T - \sum \dot{m}_s h_s^T \quad (4.3)$$

Onde:

$$h^T = h + \frac{V^2}{2} + gZ \quad (4.4)$$

$\frac{d\dot{E}_{vc}}{dt}$ = Taxa de variação de energia no volume de controle;

$\sum \dot{m}_e h_e^T - \sum \dot{m}_s h_s^T$ = Fluxos de energia total na fronteira do volume de controle;

h^T = Entalpia total;

$\dot{Q}_{vc}$ = Fluxo de calor no volume de controle;

$\dot{W}_{vc}$ = Fluxo de trabalho no volume de controle;

4.3 SEGUNDA LEI DA TERMODINÂMICA

Enquanto a Primeira Lei da Termodinâmica estabelece a conservação de energia em qualquer transformação, a Segunda Lei estabelece condições para que as transformações termodinâmicas possam ocorrer. A Primeira Lei é um princípio de contabilidade de energia: as parcelas de energia devem ser somadas, tratando-se apenas das quantidades de energia. A segunda lei, entretanto, ao dizer que energia cinética (por exemplo) pode ser integralmente transformada em energia térmica (calor), mas não ao contrário, indica uma qualidade para a energia.

A Segunda Lei da Termodinâmica afirma que a quantidade de trabalho útil que pode ser obtido a partir da energia está constantemente diminuindo. De acordo com esta Lei, há sempre uma tendência para as áreas quentes se resfriarem e as áreas frias se aquecerem, assim progressivamente menos trabalho poderá ser obtido. Até que finalmente, quando tudo estiver numa mesma temperatura, não se pode mais obter nenhum trabalho

disso, mesmo que toda a energia continue ainda existindo. Este é o enunciado de Carnot: "Para que uma máquina térmica realize trabalho são necessárias duas fontes térmicas de diferentes temperaturas". Houve discussões em relação a este enunciado e Clausius sugeriu que o calor proveniente de uma fonte térmica de uma máquina pode ser considerado como sendo duas partes distintas: na primeira, o calor é transferido para um reservatório e na segunda convertida em trabalho. Clausius propôs que os princípios de Carnot (em que calor não pode por si só passar de um corpo frio para um quente) fossem chamados de Segunda Lei.

Van Wylen et al. (2003) descrevem dois enunciados clássicos do segundo princípio da termodinâmica, conhecidos como enunciado de Clausius e enunciado de Kelvin-Planck.

O Enunciado de Kelvin-Planck diz que "É impossível a construção de um dispositivo que, por si só, isto é, sem intervenção do meio exterior, consiga transformar integralmente em trabalho, o calor absorvido de uma fonte a uma dada temperatura uniforme".

Planck e Thompson fizeram afirmações semelhantes. Eles afirmaram que é impossível construir uma máquina térmica sem que esta não produza outros efeitos, além do levantamento de um peso e o resfriamento de um reservatório térmico, ou seja, não é possível construir uma máquina térmica perfeita com rendimento 100% (VAN WYLEN et al., 2003).

O Enunciado de Clausius diz que "É impossível a construção de um dispositivo que, opere segundo um Ciclo Termodinâmico e que não produza outros efeitos além da transferência de calor de um corpo frio para um corpo quente".

Observando o enunciado de Clausius percebe-se sua relação com o ciclo de uma bomba de calor. Sua consequência é que se torna impossível a construção de uma bomba de calor que não utilize trabalho. Sendo esse trabalho inevitável, procura-se agora uma maneira de se obter o maior rendimento possível num Ciclo Termodinâmico.

A equação da segunda Lei da Termodinâmica adequada para um volume de controle é a equação da taxa de variação de entropia para sistemas, na qual são consideradas as contribuições dos fluxos de massa que atravessam a fronteira do volume de controle.

A taxa de variação total de entropia no volume de controle é igual à soma da taxa líquida de transporte de entropia para o volume de controle, que ocorre através da

superfície de controle, com a taxa de criação de entropia devido à transferência de calor ao volume de controle e com a taxa de geração de entropia no volume de controle.

$$\frac{dS_{vc}}{dt} = \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_s s_s + \sum \frac{\dot{Q}_{vc}}{T} + \dot{S}_{ger} \quad (4.5)$$

Onde:

$$\frac{dS_{vc}}{dt} = \text{Taxa de variação de entropia};$$

$$\sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_s s_s = \text{Taxa líquida de transporte de entropia};$$

$$s_s = \text{Entropia específica da substância que sai do volume de controle};$$

$$\dot{S}_{ger} = \text{Taxa de geração de entropia};$$

$$T = \text{Temperatura do reservatório}.$$

4.4 ENTROPIA, GERAÇÃO DE ENTROPIA E IRREVERSIBILIDADE

O conceito de entropia surge da Segunda Lei, o qual impõe condições restritivas às transferências de calor de um sistema e ao contrário da Primeira Lei, permite prever a evolução do sistema de um estado para o outro.

A taxa de geração de entropia representa a produção de entropia no objeto de estudo, como também a medida das irreversibilidades que ocorrem durante o processo. Reescrevendo a Equação (4.5) para melhor representar a geração de entropia, tem-se que:

$$\dot{S}_{ger} = \frac{dS_{vc}}{dt} + \sum \dot{m}_s s_s - \sum \dot{m}_e s_e - \sum \frac{\dot{Q}_{vc}}{T} \quad (4.6)$$

Um processo é dito reversível se o sistema e sua vizinhança, após terem sofrido uma transformação, puderam retornar aos seus estados iniciais. Caso contrário é dito irreversível. À medida que um sistema passa de um estado para outro, são encontradas irreversibilidades neles e em sua vizinhança. Essas irreversibilidades podem ser internas, quando ocorrem dentro do sistema, ou externas, quando ocorrem na vizinhança.

A irreversibilidade é uma medida da ineficiência de um processo real, pois quanto maior for a geração de entropia, para uma dada mudança de estado, maior será a irreversibilidade.

Sabe-se que, diferentemente do estabelecido pela Primeira Lei, o processo real produz um trabalho menor do que o trabalho ideal. Define-se por taxa de geração de irreversibilidade para o volume de controle a diferença entre o trabalho reversível e o trabalho real:

$$\dot{I}_{vc} = \dot{W}_{vc}^{rev} - \dot{W}_{vc}^{real} \quad (4.7)$$

Onde:

$\dot{I}_{vc}$ = Taxa de irreversibilidade para o volume de controle;

$\dot{W}_{vc}^{rev}$ = Trabalho reversível para o volume de controle;

$\dot{W}_{vc}^{real}$ = Trabalho real para o volume de controle.

Como a taxa de geração de entropia é sempre positiva, a taxa de geração de irreversibilidade também é:

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{ger} \geq 0 \quad (4.8)$$

Onde:

T_0 = Temperatura ambiente

4.5 EXERGIA

Toda forma de energia pode ser dividida em duas partes: Anergia e Exergia. A exergia é a parte da energia que pode ser completamente convertida em qualquer outra forma de energia. A anergia é a energia que não pode ser aproveitada.

$$\text{Energia} = \text{Anergia} + \text{Exergia} \quad (4.9)$$

Energia é a soma de tudo aquilo que pode ser aproveitado (exergia) com a parte que não se utiliza (anergia). Em 1956, Z. Rant, propõe o termo exergia, “exergie”, do alemão, isto é, “exergy”, do inglês sendo este radical proveniente do grego e quer dizer ex = para fora e ergon = trabalho (TORRES, 2001).

Assim como a energia, a exergia pode ser transferida através das fronteiras do sistema, e a transferência de exergia associada com a transferência de calor depende da temperatura que ocorre o processo com relação ao ambiente.

Segundo Kotas (1995), a exergia pode ser dividida em quatro partes: cinética, potencial, física e química.

$$Ex = Ex_c + Ex_p + Ex_f + Ex_q \quad (4.10)$$

Onde:

Ex_c = Exergia cinética;

Ex_p = Exergia potencial;

Ex_f = Exergia física;

Ex_q = Exergia química

As exergias cinética e potencial podem ser completamente convertidas em trabalho, quando avaliadas em relação à condição ambiente, ou de referência não se alteram. Assim, a exergia cinética e potencial são iguais à energia cinética e potencial. Estas podem ser calculadas por:

$$\dot{Ex}_c = \dot{m} \frac{V_0^2}{2} \quad (4.11)$$

$$\dot{Ex}_p = \dot{m} \times g \times Z_0 \quad (4.12)$$

Onde:

V = Velocidade relativa com que o volume de controle se desloca em relação a terra;

g = Aceleração da gravidade;

Z = Altura do volume de controle em relação ao nível de referência

A definição de Kotas (1995) para exergia física (termomecânica) é o trabalho máximo obtido, quando uma quantidade de matéria é levada do estado inicial aos estados de equilíbrio de pressão e temperatura (T_o , P_o) de referência do meio ambiente por processos físicos envolvendo somente interações de pressões e temperaturas com o meio ambiente, e é expressa por:

$$Ex = (h - T_o s) - (h_o - T_o s_o) \quad (4.13)$$

Onde:

h = Entalpia específica

h_o = Entalpia específica avaliada na pressão e temperatura de referência

A exergia química segundo Torres (2001) é o trabalho que pode ser obtido por uma substância desde sua condição inicial até a condição de equilíbrio químico com o meio ambiente. Para uma mistura de substâncias puras, a exergia química por unidade de massa é dada por (KOTAS, 1995):

$$Ex_q = \sum_i x_i ex_{q_i} + RT_o \sum_i x_i \ln(\gamma_i x_i) \quad (4.14)$$

Onde:

x_i = Fração molar da substância;

γ_i = Coeficiente de atividade química da substância;

R = Constante dos gases

4.6 EFICIÊNCIA ENERGÉTICA, EFICIÊNCIA RACIONAL E GRAU DE PERFEIÇÃO TERMODINÂMICO

Dependendo do interesse da análise, existem diversas maneiras de se definir a eficiência de um processo.

A eficiência energética é baseada na Primeira Lei da Termodinâmica. É definida pela quantidade de energia que é utilizada para remover certa quantidade de água do ar, obtida a partir da energia gasta. Ela pode ser expressa pelo Coeficiente de Performance

(COP), definido como a razão entre o somatório da energia desejada pelo trabalho requerido pelo compressor e/ou pelo ventilador.

$$\text{COP} = \eta = \frac{\text{Energia Pretendida}}{\text{Energia Fornecida}} = \frac{Q_H}{W_{\text{CP}} + W_{\text{VENT}}} \quad (4.15)$$

É importante destacar que nos trabalhos consultados, a energia consumida pelo ventilador não foi considerada.

A análise exergetica, da mesma forma, faz uso da Primeira Lei da Termodinâmica, mas também utiliza a Segunda Lei da Termodinâmica. É uma abordagem mais completa para medir a eficiência, centrando-se na consideração da qualidade da energia consumida e não somente nas quantidades envolvidas nos processos. Pois com a eficiência energética relaciona apenas energia, sendo assim seus resultados mascarados na análise, pois parte da energia (anergia) não pode ser utilizada. Devido a esta limitação, um novo parâmetro para avaliação de desempenho termodinâmico precisaria ser definido. Este foi chamado de eficiência exergetica ou racional. Kotas (1995) o definiu como sendo a razão entre a variação exergetica do produto e a variação exergetica do insumo necessário ao processo.

$$\psi = \frac{\dot{E}x_{\text{produto}}}{\dot{E}x_{\text{insumo}}} \quad (4.16)$$

Esta eficiência é um parâmetro termodinâmico que mede a relação entre o que foi exergeticamente aproveitado e a exergia necessária adicionada no sistema. Portanto, o que falta ao numerador para tornar-se igual ao denominador são as irreversibilidades, ou seja, Insumo – Produto = Irreversibilidade. Segundo Kotas (1995), a diferença $1 - \varepsilon$ é a fração de transferência de exergia de entrada perdida através das irreversibilidades internas do processo. Sendo assim, pode-se reescrever a equação acima:

$$\varepsilon = 1 - \frac{\text{Irreversibilidade}}{\text{Insumo}} \quad (4.17)$$

A eficiência racional não se enquadra para equipamentos dissipativos, pois esse parâmetro mede tão somente a irreversibilidade interna, sem considerar a função do equipamento, se é insumo ou produto. O Grau de Perfeição Termodinâmico expressa a razão entre o somatório da exergia que sai e o que entra no volume de controle

$$\xi = \frac{\dot{E}x_{\text{produzida}}}{\dot{E}x_{\text{fornecida}}} \quad (4.18)$$

Onde:

$$\dot{E}x_{\text{produzida}} = \dot{E}x_{\text{fornecida}} - \dot{E}x_{\text{destruída}} - \dot{E}x_{\text{perdida}} \quad (4.19)$$

Como se pode ver, ao equacionar o rendimento exergético, deve-se ter cuidado com relação aos parâmetros que se deseja mensurar. Caso os parâmetros de desempenho não tenham sido adotados apropriadamente, poderá se obter conclusões inconsistentes.

4.7 TAXA DE CONDENSAÇÃO DO VAPOR D'ÁGUA (SMER)

A bomba de calor possui uma particularidade, em relação à condensação do vapor d'água. Esta pode ser definida como a razão entre a taxa de vapor d'água condensada pela potência consumida.

$$\text{SMER} = \frac{\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}}{W_{\text{cp}}} \quad (4.20)$$

CAPÍTULO V

MODELAGEM TERMODINÂMICA

Neste, é apresentado o sistema de equações, baseado no capítulo 4, que representa a bomba de calor, tanto em relação ao fluxo do ar como ao de refrigeração.

Esta modelagem foi aplicada e resolvida utilizando o programa computacional EES (Engineering Equation Solver) que tem a finalidade de representar os processos reais da bomba de calor, tanto do ar como do ciclo de refrigeração.

Definindo-se os volumes de controle, pode-se fazer a análise energética determinando as propriedades termodinâmicas de cada ponto do sistema, os fluxos de calor dos processos, como também sua eficiência. A análise exergética determina a energia disponível de cada volume de controle, incluindo as irreversibilidades e o Grau de Perfeição Termodinâmico (ξ) para o sistema. Além disso, é calculado a taxa de condensação do vapor d'água (SMER).

5.1 DEFINIÇÃO DOS VOLUMES DE CONTROLE NA BOMBA DE CALOR

Um estudo foi realizado para a definição dos volumes de controle necessários ao desenvolvimento deste trabalho. Um fator importante que prevaleceu na adoção da configuração escolhida foi a incerteza na medição da temperatura do ar no início da troca de calor com o condensador (ponto 3) realizada através dos sensores do tipo PT 100 Ω . Percebeu-se que estes sensores, estavam sofrendo influência da energia dissipada pela carcaça do compressor, apresentando valores medidos que variavam em função do seu posicionamento espacial. Portanto, excluiu-se este ponto de medida e agrupou-se o compressor e o condensador em um único volume de controle, possibilitando a aplicação da formulação prevista.

A bomba de calor mostrada na Figura 5.1 e esquematizada pela Figura 5.2, apresenta os volumes de controle utilizados na análise termodinâmica do sistema. Analisa-se tanto o ar de processo que atravessa o equipamento como o fluido refrigerante do ciclo de refrigeração. Considera-se o primeiro volume de controle (VC 1) como o volume que corresponde a junção do compressor e condensador e o segundo volume de controle (VC 2) corresponde ao evaporador. Para facilitar o entendimento da localização dos estados termodinâmicos considerados na análise, adotou-se a utilização de letras para ciclo de refrigeração e a números para o ar de processo.



Figura 5.1: Bomba de calor em estudo

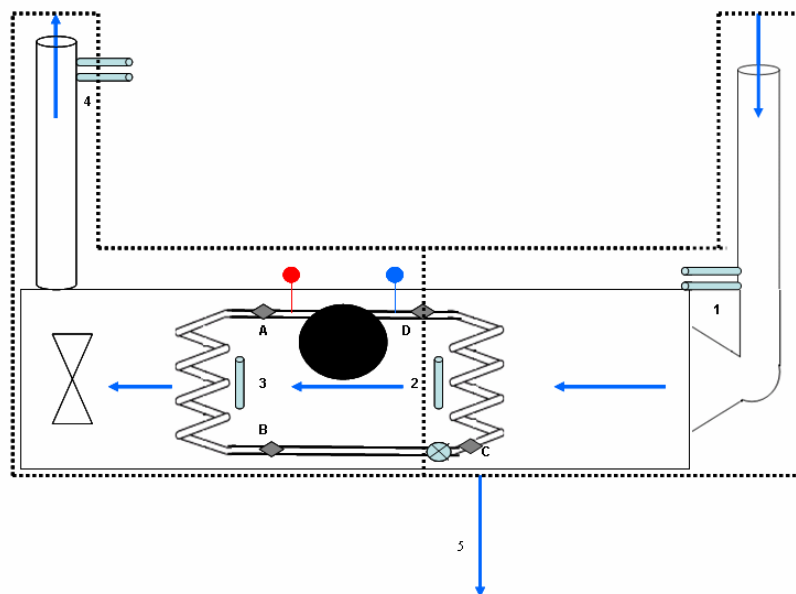


Figura 5.2: Esquema da bomba de calor em estudo com identificação dos pontos

5.2 HIPÓTESES CONSIDERADAS PARA OS VOLUMES DE CONTROLE NA BOMBA DE CALOR

Foram feitas as seguintes hipóteses para o modelo termodinâmico:

- ❖ Todos os componentes operam em Regime Estacionário;
- ❖ O volume de controle não se move em relação ao sistema de coordenadas, ou seja, todas as velocidades medidas em relação ao sistema são também velocidades relativas à superfície de controle e não há trabalho associado com a aceleração do volume de controle;
- ❖ O estado da substância, em cada ponto do volume de controle, não varia com o tempo, ou seja:

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = 0 \quad , \quad \frac{dE_{vc}}{dt} = 0 \quad e \quad \frac{dS_{vc}}{dt} = 0 \quad (5.1)$$

Nestas condições, as Equações apresentadas no capítulo 4, Eq. 4.1, 4.3, 4.5, 4.8 e 4.13, podem ser reescritas da seguinte forma:

Lei da Conservação da Massa

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad (5.2)$$

Primeira Lei da Termodinâmica

$$\dot{Q}_{vc} = \sum \dot{m}_s h_s^T - \sum \dot{m}_e h_e^T + \dot{W}_{vc} \quad (5.3)$$

Segunda Lei da Termodinâmica

$$\dot{S}_{ger} = \sum \dot{m}_s s_s - \sum \dot{m}_e s_e - \sum \frac{\dot{Q}_{vc}}{T} \quad (5.4)$$

Irreversibilidade:

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{ger} \quad (5.5)$$

Variação de Exergia:

$$\Delta Ex = (h - T_0 s) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (5.6)$$

- ❖ O fluxo de massa e o estado desta massa em cada área discreta de escoamento na superfície de controle não variam com o tempo. As taxas nas qual o calor e o trabalho cruzam a superfície de controle permanecem constantes;
- ❖ As contribuições de energia provenientes das variações de energia cinética e potencial são consideradas desprezíveis;
- ❖ A vazão mássica do ar no volume de controle leva em consideração a parcela de vapor e de ar seco, considerando como mistura;
- ❖ A vazão mássica do ar seco é considerada constante em todos os processos;
- ❖ Toda energia que o ar libera é absorvida pelo fluido refrigerante e toda energia liberada pelo fluido é absorvida pelo ar;
- ❖ As perdas de carga por atrito nos trocadores de calor e nas tubulações são consideradas desprezíveis.

5.3 VOLUMES DE CONTROLE - CONDENSADOR E COMPRESSOR / AQUECIMENTO

A Figura 5.4 mostra o volume de controle determinado para o compressor e condensador.

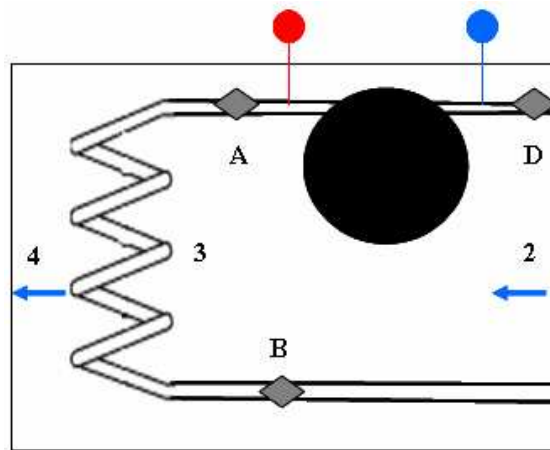


Figura 5.3: Volume de controle: compressor / condensador

No caso da bomba de calor em estudo, o compressor não é considerado adiabático. O calor dissipado pela carcaça do compressor é aproveitado para aquecer o ar que sai do evaporador desumidificado. Como o volume de controle engloba tanto o condensador como o compressor, as equações termodinâmicas definidoras do problema, podem ser escritas da seguinte forma:

Conservação da Massa,

$$\dot{m}_{\text{ar mist 2}} = \dot{m}_{\text{ar mist 4}} \quad (5.7)$$

$$\dot{m}_{\text{R-22D}} = \dot{m}_{\text{R-22A}} = \dot{m}_{\text{R-22B}} \quad (5.8)$$

Conservação de Energia,

$$\dot{Q}_{24} = \dot{m}_{\text{ar seco}} (h_{\text{ar mist 4}} - h_{\text{ar mist 2}}) \quad (5.9)$$

Considerando-se que toda a energia, na forma de calor, liberada pelo ar ($\dot{Q}_{24}$) seja absorvida pelo fluido refrigerante ($\dot{Q}_{\text{DB}}$), pode-se afirmar que:

$$\dot{Q}_{24} = -\dot{Q}_{\text{DB}} \quad (5.10)$$

Para calcular a vazão mássica do fluido refrigerante, no volume de controle compressor / condensador, fez-se uso da Equação (5.10).

$$\dot{m}_{\text{R-22}} = \left(\frac{\dot{m}_{\text{arseco}} \cdot [h_{\text{mist}_1} - h_{\text{mis}_2}] - \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}_{\text{cond}}} \cdot h_{\text{H}_2\text{O}_{\text{cond}}}}{h_{\text{D}} - h_{\text{C}}} \right) \quad (5.11)$$

Com esta vazão do fluido refrigerante (R-22), pode-se calcular o calor rejeitado pela carcaça do compressor:

$$\dot{Q}_{\text{DA}} = \dot{W}_{\text{cp}} - \dot{m}_{\text{R-22}} (h_{\text{D}} - h_{\text{A}}) \quad (5.12)$$

Considerando que toda a energia disponível na forma de calor no compressor ($\dot{Q}_{\text{DA}}$) seja liberado para o ar ($\dot{Q}_{23}$) em torno do compressor.

$$\dot{Q}_{\text{DA}} = -\dot{Q}_{23} \quad (5.13)$$

De onde pode-se calcular a energia, na forma de calor, que o ar absorveu do fluido refrigerante no ponto entre o evaporador e condensador, através da Conservação da Energia.

$$\dot{Q}_{34} = \dot{Q}_{24} - \dot{Q}_{23} \quad (5.14)$$

Para se calcular a geração de entropia, observando que ocorre variação de temperatura ao longo do condensador e pelo conceito de Reservatório Térmico, adotou-se como temperatura deste, a média da temperatura medida através dos sensores do tipo PT 100Ω, nos pontos indicados. Observando-se ainda, que a troca de calor neste processo ocorre em dois momentos distintos, calor dissipado pelo compressor e o dissipado pelo condensador. Adotou-se a temperatura do ar no ponto 3 para o cálculo da média da temperatura, apesar de sua imprecisão. Logo, a geração de entropia para o ar neste volume de controle é expressa por:

$$\dot{S}_{\text{ger24}} = \dot{m}_{\text{ar seco}} (s_{\text{ar mist 4}} - s_{\text{ar mist 2}}) - \left(\frac{\dot{Q}_{23}}{T_{23}} + \frac{\dot{Q}_{34}}{T_{34}} \right) \quad (5.15)$$

Onde:

$$T_{23} = \frac{T_2 + T_3}{2} \quad (5.16)$$

$$T_{34} = \frac{T_3 + T_4}{2} \quad (5.17)$$

Para se calcular a geração de entropia no ciclo de refrigeração foi tomada como a temperatura do Reservatório Térmico, a temperatura média medida na superfície da tubulação da entrada e saída do condensador e a temperatura na carcaça do compressor.

$$\dot{S}_{\text{gerDB}} = \dot{m}_{\text{R-22}} (s_B - s_D) - \left(\frac{\dot{Q}_{\text{DA}}}{T_{\text{cp}}} + \frac{\dot{Q}_{\text{AB}}}{T_{\text{médiaAB}}} \right) \quad (5.18)$$

Onde:

$$T_{\text{AB}} = \frac{T_A + T_B}{2} \quad (5.19)$$

Para os cálculos da geração de entropia, da irreversibilidade, da variação de exergia, considerando o sistema completo, envolvendo o ar e o fluido refrigerante, das Equações (5.4 a 5.6), tem-se:

$$\dot{S}_{\text{ger24DB}} = \dot{m}_{\text{ar seco}} (s_{\text{ar mist 4}} - s_{\text{ar mist 2}}) + \dot{m}_{\text{R-22}} (s_B - s_D) \quad (5.20)$$

$$\dot{I}_{24\text{DB}} = T_{\text{cp}} \dot{S}_{\text{ger24DB}} \quad (5.21)$$

$$\Delta \dot{E}x_{24} = \dot{m}_{\text{ar seco}} [(h_{\text{ar mist 4}} - h_{\text{ar mist 2}}) - T_0 (s_{\text{ar mist 4}} - s_{\text{ar mist 2}})] \quad (5.22)$$

$$\Delta \dot{E}x_{\text{DB}} = \dot{m}_{\text{R-22}} [(h_B - h_A) - T_0 (s_B - s_A)] + (h_A - h_D) - T_0 (s_A - s_D) \quad (5.23)$$

5.4 VOLUMES DE CONTROLE - EVAPORADOR / DESUMIDIFICAÇÃO

A Figura 5.4 mostra o volume de controle determinado para o evaporador. Em seguida são mostradas as equações que regem o modelo termodinâmico aplicado.

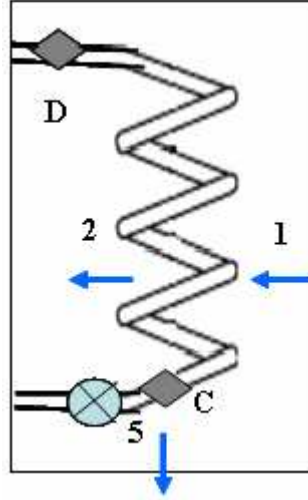


Figura 5.4: Volume de controle: evaporador

Conservação da massa:

$$\dot{m}_{\text{ar mist } 1} = \dot{m}_{\text{ar mist } 2} = \dot{m}_{\text{H}_2\text{O Cond}} \quad (5.24)$$

$$\dot{m}_{\text{R-22 C}} = \dot{m}_{\text{R-22 D}} \quad (5.25)$$

Como o evaporador é um trocador de calor onde não ocorre a realização de trabalho, a Equação 5.3, tanto para o ar como para o fluido refrigerante, são escritas da mesma forma que para o volume de controle compressor / condensador:

Conservação de energia:

$$\dot{Q}_{12} = \dot{m}_{\text{ar seco}} [h_{\text{H}_2\text{O Cond}} (w_1 - w_2) + (h_{\text{ar mist } 2} - h_{\text{ar mist } 1})] \quad (5.26)$$

Considerando que toda a energia disponível na forma de calor no ar em torno do evaporador ($\dot{Q}_{12}$) seja absorvida pelo fluido refrigerante ($\dot{Q}_{\text{CD}}$), pode-se afirmar que:

$$\dot{Q}_{12} = -\dot{Q}_{\text{CD}} \quad (5.27)$$

Considerando a entalpia no ponto c equiparada com a do ponto d, tem-se a relação:

$$h_C = h_B \quad (5.28)$$

Entropia Gerada:

$$\dot{S}_{\text{ger}12} = \dot{m}_{\text{ar seco}} (s_{\text{ar mist}2} - s_{\text{ar mist}1}) + \dot{m}_{\text{H}_2\text{O Cond}} s_{\text{H}_2\text{O Cond}} - \left(\frac{\dot{Q}_{12}}{T_{\text{média}12}} \right) \quad (5.29)$$

$$T_{\text{média}12} = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (5.30)$$

Para se calcular a geração de entropia no evaporador, foi tomada a temperatura média entre a entrada e saída do evaporador medida na superfície da tubulação, como a temperatura do Reservatório Térmico.

$$\dot{S}_{\text{gerCD}} = \dot{m}_{\text{R-22}} (s_D - s_C) - \left(\frac{\dot{Q}_{\text{CD}}}{T_{\text{médiaCD}}} \right) \quad (5.31)$$

Onde:

$$T_{\text{médiaCD}} = \frac{T_C + T_D}{2} \quad (5.32)$$

Para os cálculos da geração de entropia, da irreversibilidade, da variação de exergia e Grau de Perfeição Termodinâmica, considerando o sistema completo, envolvendo o ar e o fluido refrigerante, das Eq. (5.4 - 6).

$$\dot{S}_{\text{ger}12\text{CD}} = \dot{m}_{\text{ar seco}} (s_{\text{mist}2} - s_{\text{mist}1}) + \dot{m}_{\text{R}22} (s_D - s_C) + \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} s_{\text{H}_2\text{O}} \quad (5.33)$$

$$\dot{I}_{12\text{CD}} = T_0 \dot{S}_{\text{ger}12\text{CD}} \quad (5.34)$$

$$\Delta \dot{E}x_{12} = \dot{m}_{\text{ar seco}} [(h_{\text{ar mist}2} - h_{\text{ar mist}1}) - T_0 (s_{\text{ar mist}2} - s_{\text{ar mist}1})] \quad (5.35)$$

$$\Delta \dot{E}x_{\text{CD}} = \dot{m}_{\text{R-22}} [(h_D - h_C) - T_0 (s_D - s_C)] \quad (5.36)$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}x_D + \dot{E}x_{ar\ mist\ 2} + \dot{E}x_{H_2OCond}}{\dot{E}x_C + \dot{E}x_{ar\ mist\ 1}} \quad (5.37)$$

Onde:

$$\dot{E}x_C = \dot{m}_{R-22} [(h_C - T_0 s_C) - (h_{R-22,0} - T_0 s_{R-22,0})] \quad (5.38)$$

$$\dot{E}x_D = \dot{m}_{R-22} [(h_D - T_0 s_D) - (h_{R-22,0} - T_0 s_{R-22,0})] \quad (5.39)$$

$$\dot{E}x_{ar\ mist\ 1} = \dot{m}_{ar\ seco} [(h_{ar\ mist\ 1} - T_0 s_{ar\ mist\ 1}) - (h_{ar\ mist,0} - T_0 s_{ar\ mist,0})] \quad (5.40)$$

$$\dot{E}x_{ar\ mist\ 2} = \dot{m}_{ar\ seco} [(h_{ar\ mist\ 2} - T_0 s_{ar\ mist\ 2}) - (h_{ar\ mist,0} - T_0 s_{ar\ mist,0})] \quad (5.41)$$

$$\dot{E}x_{H_2OCond} = \dot{m}_{H_2OCond} [(h_{H_2OCond} - T_0 s_{H_2OCond}) - (h_{H_2OCond,0} - T_0 s_{H_2OCond,0})] \quad (5.42)$$

5.5 SISTEMA COMPLETO

Para se fazer uma avaliação do Coeficiente de Performance (COP), fez-se uma adaptação dos encontrados na literatura, pois os mesmos só consideravam o calor rejeitado pelo condensador.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{24} + \dot{m}_{H_2OCond} h_{H_2OCond}}{W_{cp}} \quad (5.43)$$

A taxa de vapor d'água condensada (SMER) é definida como a massa de água removida por unidade da energia gasta (kg de água removida / kJ).

$$SMER = \frac{\dot{m}_{H_2OCond} \cdot 3600}{W_{cp}} \quad (5.44)$$

CAPÍTULO VI

RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo, são apresentados os resultados obtidos a partir da análise energética e exérgica da bomba de calor e dos processos de Aquecimento / Desumidificação do ar em estudo. Com o intuito de facilitar a visualização e a discussão dos resultados, são apresentadas tabelas com as características de cada componente e de cada volume de controle.

6.1 PLATAFORMA EES

Construiu-se um programa computacional na plataforma EES, com o intuito de representar os valores reais coletados e mostrar as transferências de energia na forma de calor que ocorreram em todo o sistema. Esses valores foram coletados / obtidos através da instrumentação utilizada no equipamento. Foram realizados vários testes, em dias alternados e foram selecionados os que representaram melhor os processos que ocorreram tanto para o ar como para o fluido refrigerante, nas duas velocidades mencionadas.

Os resultados gerados utilizaram os volumes de controle descritos no Capítulo 5. Tais volumes de controle foram considerados de tal forma que minimizassem a imprecisão dos instrumentos de medição no ponto 3, por este estar sendo influenciado pela energia rejeitada na forma de calor da carcaça do compressor. No intuito de corrigir este problema foram realizados vários testes, porém foi necessário desconsiderá-lo nos cálculos.

Na leitura da temperatura de bulbo úmido do ponto 4, teve-se que utilizar o sistema de gotejamento, pois o ar passava com uma temperatura alta e umidade absoluta e relativa baixa e a água ali contida evaporava rapidamente, mascarando o resultado esperado.

A bomba de calor utilizada para realizar o estudo está esquematizada na Figura 6.1.

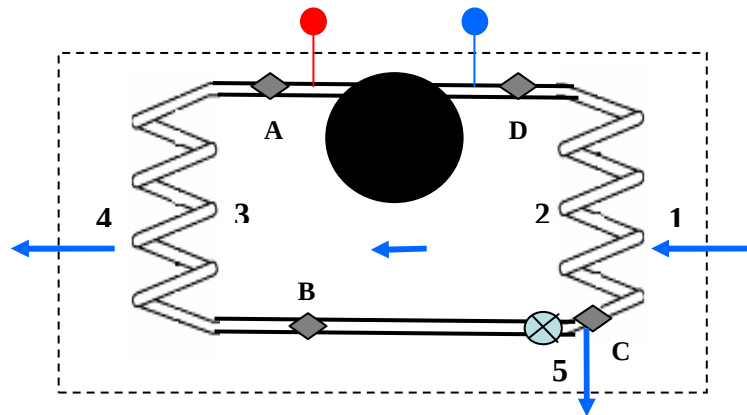


Figura 6.1: Esquema do sistema de bomba de calor em estudo – 1, 2, 3 e 4 representam os processos do ar e A, B, C e D os processos do R-22

Como no ciclo de refrigeração só dispunha de dois manômetros, considerou-se uma região de baixa pressão da saída da válvula de expansão à entrada do compressor e outra de alta pressão da saída do compressor à entrada da válvula de expansão. A pressão e temperatura do ponto 1 foram assumidas como a do ambiente.

Foram realizados, como descritos no Capítulo 3, testes para duas velocidades de sucção do ventilador, uma de 6,1 e outra de 5,7 m/s. Sendo estas as disponíveis no equipamento.

O ar nos processos de 1 a 4 foi considerado como mistura de ar seco e vapor d'água. A temperatura da água condensada, ponto 5, foi tomada como 285,65 K, na velocidade de 6,1 m/s e 284,65 K na de 5,7 m/s sendo estas, a média das temperaturas do ponto de orvalho e das aletas do evaporador.

Os parâmetros experimentais utilizados para a resolução dos cálculos de cada ponto do sistema nas velocidades de 6,1 m/s e 5,7 m/s, são mostrados, respectivamente, nas Tabelas 6.1 e 6.2.

Tabela 6.1: Dados experimentais para o modelo computacional da bomba de calor na velocidade 6,1 m/s

D (mm)	R (kJ/kg.K)		V (m/s)	T _{cp} (K)
100	0,2871		6,1	323,15
Potência consumida				
W _{cp} (kW)			W _{vent} (kW)	
0,90			0,08	
Pressão				
P ₀ (kPa)		P _A (kPa)	P _D (kPa)	
101,325		2686,859	583,958	
Temperatura do ar				
T ₀ (K)	T ₁ (K)	T ₂ (K)	T ₃ (K)	T ₄ (K)
302,37	302,37	291,69	303,52	326,37
Temperatura do R-22				
T _A (K)	T _B (K)		T _C (K)	T _D (K)
374,70	328,25		279,55	288,95
Umidade absoluta do ar			Umidade relativa do ar	
w ₁ (kgH ₂ O/kgarseco)	w ₂ (kgH ₂ O/kgarseco)		Ø ₁ (%)	Ø ₄ (%)
0,1748	0,1220		68,25	13,48

Tabela 6.2: Dados experimentais para o modelo computacional da bomba de calor na velocidade 5,7 m/s

D (mm)	R (kJ/kg.K)		V (m/s)	T _{cp} (K)
100	0,2871		5,7	323,85
Potência consumida				
W _{cp} (kW)			W _{vent} (kW)	
0,90 kW			0,08 kW	
Pressão				
P ₀ (kPa)		P _A (kPa)	P _D (kPa)	
101,325		2721,326	570,162	
Temperatura do ar				
T ₀ (K)	T ₁ (K)	T ₂ (K)	T ₃ (K)	T ₄ (K)
301,65	301,65	289,84	302,16	327,87
Temperatura do R-22				
T _A (K)		T _B (K)	T _C (K)	T _D (K)
375,35		327,65	278,55	286,25
Umidade absoluta do ar			Umidade relativa do ar	
w ₁ (kgH ₂ O/kgarseco)		w ₂ (kgH ₂ O/kgarseco)	Ø ₁ (%)	Ø ₄ (%)
0,1774		0,1135	72,17	11,68

D = Diâmetro da tubulação;

R = Constante dos gases para o ar seco;

V = Velocidade média do ar na saída do condensador;

T_{cp} = Temperatura da carcaça do compressor;

ϕ = Umidade Relativa;

P_A = Pressão na entrada do compressor;

P_D = Pressão na saída do compressor;

P_0 = Pressão na referência

W_{cp} = Potência consumida no compressor

W_{vent} = Potência consumida no ventilador

As Tabelas 6.3 e 6.4 apresentam os resultados gerados pela simulação computacional das entalpias e entropias de cada ponto do sistema, nas velocidades, respectivamente, de 6,1 m/s e 5,7 m/s.

Tabela 6.3: Entalpias e entropias fornecidas pelo EES na velocidade de 6,1 m/s

Ar			R-22		
Pontos	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.s)	Pontos	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.s)
1	74,0574	5,8686	A	302,1623	0,9517
2	49,5837	5,7855	B	115,51378	0,4046
3	61,7546	5,8265	C	115,51378	0,4288
4	85,2586	5,9012	D	259,7069	0,9478
5	52,4547	0,1878			

Considerou-se a entalpia constante na válvula de expansão, com isso, $h_B = h_C$.

Tabela 6.4: Entalpias e entropias fornecidas pelo EES na velocidade de 5,7 m/s

Ar			R-22		
Pontos	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.s)	Pontos	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.s)
1	73,9735	5,8684	A	302,3760	0,9513
2	45,5287	5,7716	B	114,7127	0,4021
3	58,1848	5,8144	C	114,7127	0,4268
4	84,5916	5,8983	D	257,9852	0,9439
5	48,2687	0,1731			

As Tabelas 6.5 e 6.6 apresentam os resultados gerados nas velocidades de 6,1 m/s e 5,7 m/s, respectivamente, das transferências de energia na forma de calor, das vazões mássicas, das gerações de entropia, das irreversibilidades, das variações de exergia, do Coeficiente de Performance e do Grau de Perfeição Termodinâmico da bomba de calor.

Tabela 6.5: Resultados experimentais gerados para a velocidade de 6,1 m/s;

Vazão Mássica			
$\dot{m}_{\text{ar seco}}$ (kg/s)	$\dot{m}_{\text{H}_2\text{O cond}}$ (kg/s)	$\dot{m}_{\text{R}_{22}}$ (kg/s)	
0,05079	0,0002682 kg/s	0,008523 kg/s	
Taxa de Transferências de Energia na forma de calor			
$\dot{Q}_{12} = -\dot{Q}_{\text{CD}}$ (kW)	$\dot{Q}_{\text{DA}} = -\dot{Q}_{23}$ (kW)	$\dot{Q}_{\text{AB}} = -\dot{Q}_{34}$ (kW)	$\dot{Q}_{24} = -\dot{Q}_{\text{DB}}$ (kW)
- 1,2290	- 0,5381	- 1,2739	1,8120
Taxa de Geração de Entropia			
$\dot{S}_{\text{ger}12}$ (kJ/K.s)	$\dot{S}_{\text{gerCD}}$ (kJ/K.s)	$\dot{S}_{\text{ger}24}$ (kJ/K.s)	$\dot{S}_{\text{gerDB}}$ (kJ/K.s)
- 0,0000312	0,0000999	0,0000225	0,0007
$\dot{S}_{\text{ger}12\text{CD}}$ (kJ/K.s)		$\dot{S}_{\text{ger}24\text{DB}}$ (kJ/K.s)	
0,0002548		0,001245	
Taxa de Irreversibilidade			
$\dot{I}_{12\text{CD}}$ (kW)		$\dot{I}_{24\text{DB}}$ (kW)	
0,0770		0,3765	
Variação do Fluxo de Exergia			
$\Delta\dot{E}x_{12}$ (kW)	$\Delta\dot{E}x_{\text{CD}}$ (kW)	$\Delta\dot{E}x_{24}$ (kW)	$\Delta\dot{E}x_{\text{DB}}$ (kW)
0,03269	- 0,1086	0,0355	0,1710
COP		Grau de Perfeição Termodinâmico	
COP_{cp}	$\text{COP}_{\text{cp} + \text{vent}}$	ξ	
2,7497	2,5252	0,8572	

Tabela 6.6: Resultados experimentais gerados para a velocidade de 5,7 m/s;

Vazão Mássica			
$\dot{m}_{\text{ar seco}} \text{ (kg/s)}$	$\dot{m}_{\text{H}_2\text{O cond}} \text{ (kg/s)}$	$\dot{m}_{\text{R}22} \text{ (kg/s)}$	
0,04731	0,0003023	0,009291	
Taxa de Transferências de Energia na forma de calor			
$\dot{Q}_{12} = -\dot{Q}_{\text{CD}} \text{ (kW)}$	$\dot{Q}_{\text{DA}} = -\dot{Q}_{23} \text{ (kW)}$	$\dot{Q}_{\text{AB}} = -\dot{Q}_{34} \text{ (kW)}$	$\dot{Q}_{24} = -\dot{Q}_{\text{DB}} \text{ (kW)}$
- 1,3311	- 0,4876	- 1,3605	1,8480
Taxa de Geração de Entropia			
$\dot{S}_{\text{ger}12} \text{ (kJ/K.s)}$	$\dot{S}_{\text{gerCD}} \text{ (kJ/K.s)}$	$\dot{S}_{\text{ger}24} \text{ (kJ/K.s)}$	$\dot{S}_{\text{gerDB}} \text{ (kJ/K.s)}$
- 0,0000272	0,00009048	0,0000306	0,0003
$\dot{S}_{\text{ger}12\text{CD}} \text{ (kJ/K.s)}$		$\dot{S}_{\text{ger}24\text{DB}} \text{ (kJ/K.s)}$	
0,0002760		0,0009623	
Taxa de Irreversibilidade			
$\dot{I}_{12\text{CD}} \text{ (kW)}$		$\dot{I}_{24\text{DB}} \text{ (kW)}$	
0,0833		0,2903	
Variação do Fluxo de Exergia			
$\Delta \dot{E}x_{12} \text{ (kW)}$	$\Delta \dot{E}x_{\text{CD}} \text{ (kW)}$	$\Delta \dot{E}x_{24} \text{ (kW)}$	$\Delta \dot{E}x_{\text{DB}} \text{ (kW)}$
0,03596	- 0,1180	0,0392	0,1874
COP		Grau de Perfeição Termodinâmico	
COP_{cp}	$\text{COP}_{\text{cp} + \text{vent}}$	ξ	
2,8841	2,6487	0,8566	

Os testes foram realizados durante os meses de Janeiro a Agosto de 2007, ou seja, em diferentes épocas, com variação de temperatura e umidade relativa do ar. Verificou-se a influência que o meio exerce na bomba de calor, tendo em vista que no presente trabalho o ar não está sendo processado num ciclo termodinâmico. Um dos itens que foram observados foi à quantidade de vapor d'água condensada ser maior em dias de chuva.

Comparando-se as duas velocidades, constata-se que com a diminuição da velocidade, as vazões do ar seco e a vazão da água condensada reduziram.

Foram observadas certas discrepâncias entre os valores encontrados pela modelagem termodinâmica e aqueles observados no protótipo, isso pode ser devido a não

serem consideradas as perdas de carga nos componentes, e por considerar que toda a energia na forma de calor que o ar libera é absorvida pelo fluido refrigerante.

As gerações de entropia encontradas para as duas velocidades foram consideradas desprezíveis, como se não houvesse as irreversibilidades, quando isso não é possível, pelo princípio do aumento de entropia.

As Figuras 6.2 e 6.3 apresentam a evolução das temperaturas nos sensores do tipo PT 100 Ω , do teste adotado para realizar a simulação em estudo. Percebe-se nestes, claramente a evolução da temperatura do ponto 4, na saída do condensador, até este encontrar-se em regime estacionário. Vários testes foram realizados e em média o ciclo entra em regime estacionário em torno de duas horas.

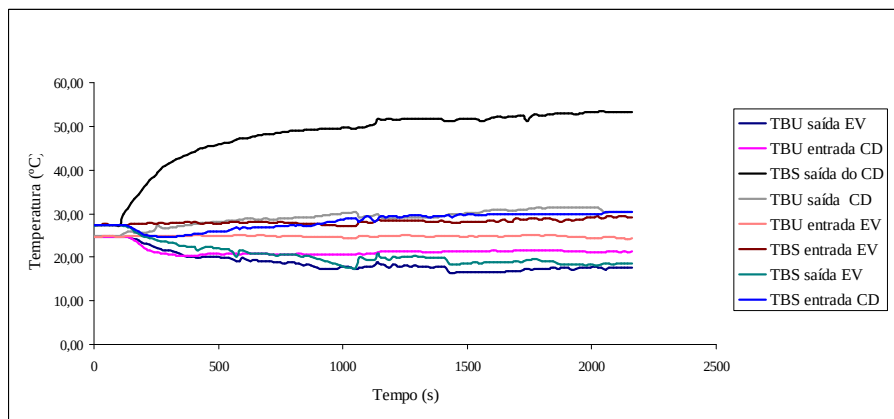


Figura 6.2: Evolução da temperatura do ar de processo na velocidade 6,1 m/s

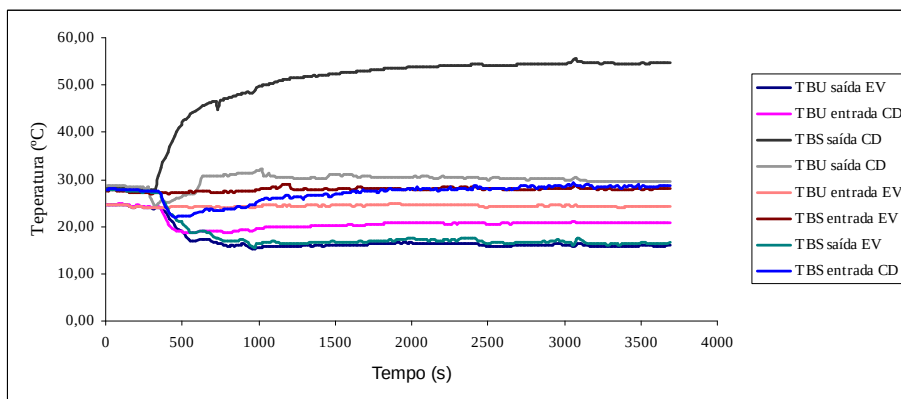


Figura 6.3: Evolução da temperatura do ar de processo na velocidade 5,7 m/s

Geralmente, os trabalhos envolvendo o uso de condicionador de ar como bomba de calor destina-se ao aquecimento do ar ambiente ou de água. Na literatura consultada, não foi encontrado trabalho envolvendo bomba de calor com o compressor interno ao compartimento, contribuindo assim com o aquecimento do ar que sai do evaporador.

As Figuras 6.4 e 6.5 apresentam o ciclo termodinâmico ideal da bomba de calor em estudo, nas velocidades 6,1 m/s e 5,7 m/s, obtidas com a utilização do aplicativo computacional CoolPack. A diferença dos resultados para as duas velocidades foi praticamente imperceptível. Estas figuras representam todos os processos que ocorrem com o fluido refrigerante. Quando são plotados os valores reais, tornam-se evidentes as divergências já comentadas.

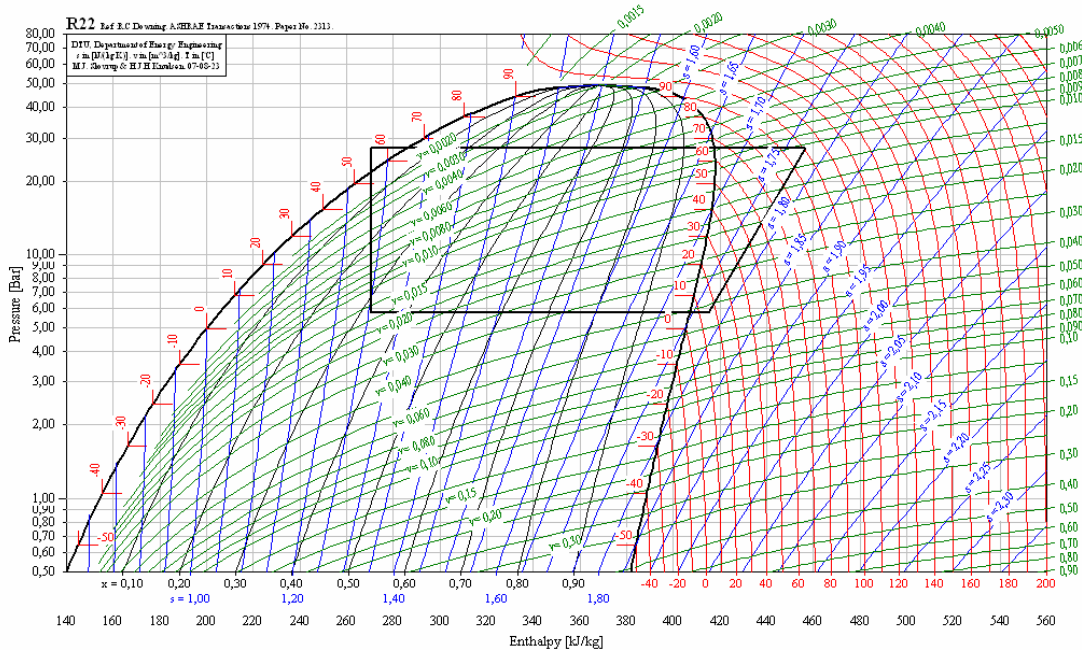


Figura 6.4: Ciclo termodinâmico da bomba de calor em estudo na velocidade de 6,1 m/s (extraído do CoolPack)

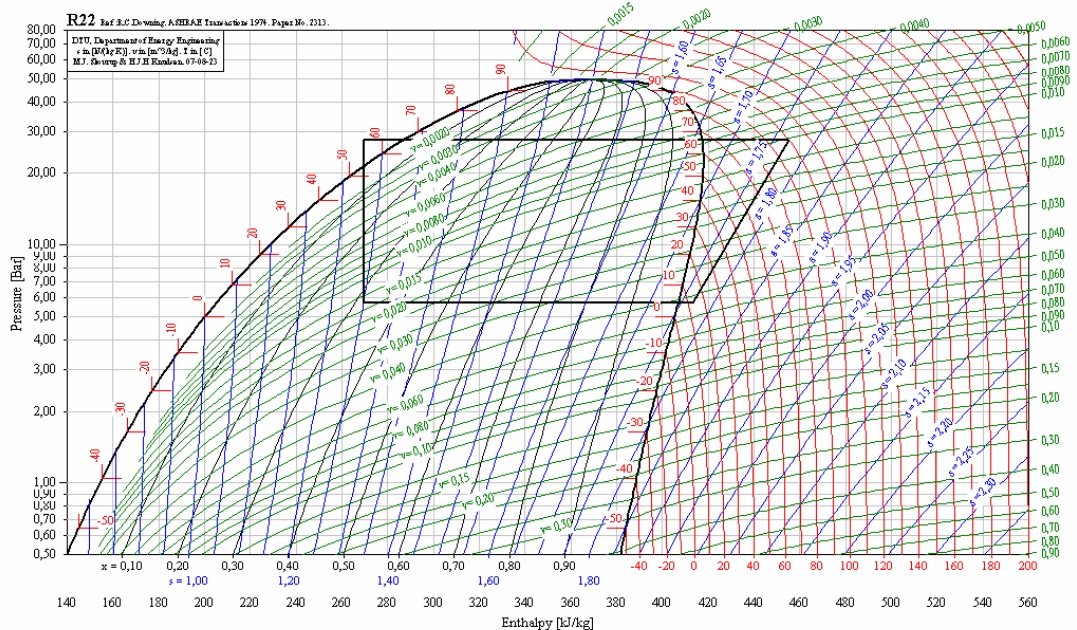


Figura 6.5: Ciclo termodinâmico da bomba de calor em estudo na velocidade de 5,7 m/s (extraído do CoolPack)

Na bomba de calor em estudo, teve-se que realizar um estudo com a finalidade de somar todas as energias que estavam envolvidas, incluindo o calor rejeitado pela carcaça do compressor, como também a energia rejeitada para se condensar o vapor d'água no evaporador dividindo-se pela potência consumida. Tomando-se por base as Tab. 6.5 e 6.6, o valor encontrado para o COP com a velocidade de 6,1 m/s sendo considerado somente a potência consumida pelo compressor foi de 2,7497 e considerando a potência consumida pelo compressor / ventilador passou a ser 2,5252. Já para a velocidade de 5,7 m/s o COP era de 2,8841 considerando apenas o compressor e 2,6487 com o compressor / ventilador. Percebe-se que não sofreram variação significativa em função da velocidade do ar.

O Grau de Perfeição Termodinâmico (ξ) determina a eficiência com relação às irreversibilidades internas dos componentes, num processo dissipativo. Como pode ser visto através das Tabelas 6.5 e 6.6, tanto para a velocidade de 6,1 m/s como para a de 5,7 m/s, o Grau de Perfeição Termodinâmico não sofreu variação significativa, apresentando valor em torno de 0,85.

As evoluções típicas da bomba de calor estão representadas na Figura 6.6, a qual mostra os processos do ar na condição normal de operação plotados numa carta psicrométrica. Os pontos de 1 a 4 representam as posições das correntes de ar de operação, sendo os pontos 1 e 2, respectivamente, a entrada e a saída do evaporador (processo de desumidificação). A partir daí, observa-se que a umidade absoluta permanece constante em todo o processo de aquecimento, até o ponto 4. Uma particularidade desta bomba de calor se refere entre os pontos 2 e 3, saída do evaporador e entrada do condensador, nos quais o ar absorve o calor rejeitado pelo compressor. Nas bombas de calor comum esse calor seria jogado para o ambiente. Do ponto 3 a 4, o ar absorve calor rejeitado pelo condensador.

Analisando esta figura verifica-se que o sistema de bomba de calor é tecnicamente viável e proporciona condições bastante satisfatórias, para secagem de alimentos: o ar aquecido a uma temperatura em torno de 50°C e desumidificado com a umidade relativa em torno de 12%. Não foi realizado nenhum teste envolvendo a secagem de alimentos com a bomba de calor em estudo, mas sabe-se através dos trabalhos consultados na literatura que a bomba de calor é capaz de secar diversos tipos de alimentos, tais como: tomate (KROSS et al, 2002), banana (PÉREZ et al., 2000), manga (MARTIM, 2006), tamarindo (GURJÃO, 2006), cebola (MARTINS, 2004), folhas de erva-mate (BENDLIN, 2003), maçã em cubo (CÓRDOVA, 2006), manjerição (TONZAR et al., 2003), pêra (PARK et al, 2001), acerola (ALVES, 2001), entre outros.

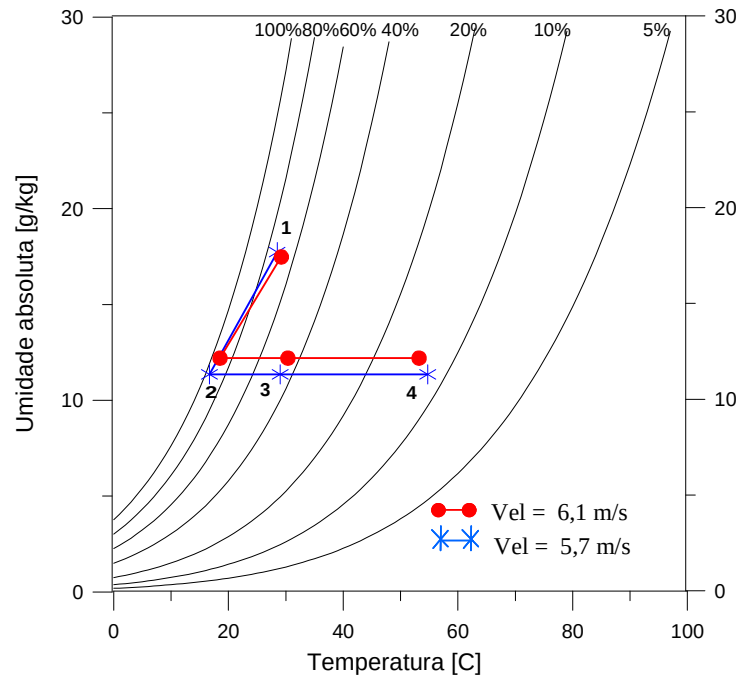


Figura 6.6: Representação psicrométrica das mudanças das condições do ar de operação nas velocidades de 5

CONCLUSÕES E SUGESTÕES

O presente trabalho trata da construção e teste de uma bomba de calor com a finalidade de desumidificar e aquecer ar atmosférico com vistas à utilização em processos de secagem de alimentos. Entretanto, os experimentos realizados envolveram o processamento do ar, sem incluir o processo de secagem de alimentos. A bomba de calor em estudo foi analisada energo-exergeticamente. Através da análise energética foram analisados os fluxos de calor e massa, e o Coeficiente de Performance, enquanto que, através da análise exergetica, foram avaliados as Irreversibilidades e o Grau de Perfeição Termodinâmico. Após estas análises, as seguintes considerações podem ser feitas.

Os resultados obtidos para os processos pelos quais passa o ar atmosférico mostraram-se satisfatórios, entretanto, os resultados encontrados na modelagem termodinâmica não reproduziu de forma fiel a realidade da bomba de calor, no que concerne o fluido refrigerante. Portanto, torna-se necessário um estudo mais detalhado da instrumentação do equipamento, instalando sensores de temperatura em diferentes pontos do processo, observando a possibilidade de medições internas no ciclo de refrigeração e não a de superfície de tubulação, pois a instalação atual desconhece esta diferença de temperatura. Por exemplo, a temperatura interna do evaporador é inferior a registrada no sensor e a do condensador é superior a registrada. Verifica-se também a necessidade de instalar manômetros na entrada do evaporador e saída do condensador, para se determinar as perdas de carga envolvidas no processo. No que se refere à determinação do fluxo de massa do fluido refrigerante, é necessário instalar um medidor de vazão.

Este estudo apresenta o compressor interno ao compartimento, aproveitando a energia térmica que seria perdida se este estivesse no meio ambiente.

A plataforma EES revelou-se como uma ótima ferramenta devido a sua característica de ter disponível as propriedades termofísicas, bem como a criação de gráficos e tabelas.

A utilização da bomba de calor na desumidificação e no aquecimento do ar ambiente mostrou-se viável, na medida em que se produziu ar com baixa umidade absoluta e baixa temperatura, possibilitando a secagem de alimentos proporcionando a conservação de suas propriedades organolépticas.

Os trabalhos consultados na revisão bibliográfica desprezam a potência do ventilador nos cálculos dos Coeficiente de Performance (COP). Neste estudo, foi observado uma variação de cerca de 8 % nos valores do COP quando é acrescentada a potência consumida pelo ventilador. Esta diferença tenderá a diminuir com a construção de um ciclo maior que envolva um compressor com maior potência.

Para o prosseguimento desta pesquisa, com a realização de trabalhos futuros, sugere-se:

- ❖ Melhorar a instrumentação da bomba de calor, com a instalação de sensores de temperatura mais adequados, de manômetros na saída do condensador e entrada do evaporador, e de medidor de vazão de fluido refrigerante;
- ❖ Dar continuidade ao trabalho fazendo os testes com a secagem de alimentos, tanto com ciclo aberto como fechado verificando a qualidade do ar de processo;
- ❖ Fazer as análises energética e exergéticas considerando as perdas em todo o processo;
- ❖ Fazer análise termoeconômica da bomba de calor.
- ❖ Realizar estudo do problema de difusão de calor e massa em determinado alimento.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANEEL, disponível em: <http://www.aneel.gov.br/area.cfm?idArea=39>, acessado em Março de 2007.

ADAPA, P. K.; SCHOENAU, G. J.; SOKHANSANJ, S. “Performance study of a heat pump dryersystem for specialty crops - part 1: development of a simulation model”, **International Journal of Energy Research**, 26: 1001-1019, 2002.

ADAPA, P. K.; SCHOENAU, G. J.; SOKHANSANJ, S., “Performance study of a heat pump dryer system for specialty crops - part 2: model verification”. **International Journal of Energy Research**, 26: 1021-1033, 2002.

ADAPA, P. K.; SCHOENAU, G. J.; SOKHANSANJ, S. “Performance study of a re-circulating cabinet dryer using a household dehumidifier”. **Drying Technology an International Journal**. V. 20(8), pp. 1673-1689, 2002.

ADAPA, P. K.; SCHOENAU, G. J. “Re-circulating heat pump assisted continuous bed dryin”. **International Journal of Energy Research**, 2005.

ALMEIDA. M.S.V.; GOUVEIA, M.C.; ZDEBSKY, S.R.; PARISE, J.A.R., “Performance analysis of a heat pump assisted drying system”, **International Journal of Energy Research**, 14(4), pp. 397-406, 1990, apud PEREIRA, C.A.B.; PEREIRA, R. H.; MARQUES, R. P.; PARISE, J. A. R. “Experimental analysis of heat pump assisted recuperative air dehumidifier.” **Engenharia Térmica (Thermal Engineering)** 5: 56-61, 2004.

ALVES, D. G. *Obtenção de acerola (Malpighia punicifolia L.) em passa*. Campinas, Unicamp, 2003. Dissertação de Mestrado.

ALVES-FILHO, O.; STROMMEN, I. “Application of heat pump in drying of biomaterials”, **Dry Technol**, 1996;14:2061–90, apud FATOUEH, M.; METWALLY, M. N.; HELALI, A. B.; SHEDID, M. H. *Herbs Drying using a heat pump dryer*. Elsevier. **Energy Conversion & Management** 47 (2006) 2629-2643.

BELGHIT, A; KOUHILA, M.; BOUTALEB, B.C. Experimental study of drying kinetics by forced convection of aromatic plants. **Energy Conversion & Management** 41 (2000) 1303-1321.

- BENDLIN, R. C. S. Secagem convectiva de erva-mate (*Ilex paraguariensis*). Florianópolis, Universidade Federal de Santa Catarina. 2003. 93p. Dissertação de mestrado.
- BRAUN, J. E.; BANSAL, P. K.; GROLL, E. A. “*Energy efficiency analysis of air cycle heat pump dryers*”. Switzerland. **International J. of Refrigeration**. n. 25, 954-965, 2002.
- CHUA, K.J., S.K. CHOU, J.C. HO, AND M.N.A. HAWLADER, “Heat pump drying: recent developments and future trends”, **Drying Technology**, 20(8): 1579-1610, 2002, apud SHAW, M.; MEDA, V.; TABIL JR, L. “Development and Trends in Drying of Herbs and Specialty Crops in Western Canada”. **The canadian society for engineering in agricultural, foods and biological systems**. 05-030. Manitoba, 2005.
- CHUA, K. J.; MUJUMDAR, A. S.; CHOU, S. K. “Intermittent drying of bioproducts—*an overview*”. **Bioresource Technology**. 90 (285 – 295), 2003.
- CÓRDOVA, K. R. V. Desidratação osmótica e secagem convectiva de maçã fuji comercial e industrial. Curitiba, Universidade Federal do Paraná. 167p. 2006. **Dissertação de mestrado**.
- FATOUH, M.; METWALLY, M. N.; HELALI, A. B.; SHEDID, M. H. “*Herbs Drying using a heat pump dryer*”. **Elsevier**. Energy Conversion & Management 47, 2629-2643, 2006.
- GABAS, A. L.; BERNARDI, M.; TELIS-ROMERO, J; TELIS, V. R. N. , “*Application of heat pump in drying of apple cylinders*”. Drying 2004. **Proceedings of the 14th International Drying Symposium**;
- GURJÃO, K. C. O. *Desenvolvimento, armazenamento e secagem de tamarindo (Tamarindus indica L.)*. Areia: Universidade Federal da Paraíba. 2006. 165p. Tese de doutorado.
- HODGETT, D.L. “*Efficient drying using heat pump*”. **The Chemical Engineer** n.311, p.510-512, july/august 1976. apud ADAPA, P. K.; SCHOENAU, G. J. “*Re-circulating heat pump assisted continuous bed dryin*”. **International Journal of Energy Research**, 2005.
- KOTAS, T. J. *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. Krieger Publishing Company, 1995. Reprint edition.

- KROSS, R. K.; MATA, M. E. R. M. C.; DUARTE, M. E. M. *Shrinkage effect during the drying process of fresh pretreated*. Revista Brasileira de Produtos Agroindustriais, Campina Grande, v.4, n.2, p.187-194, 2002.
- MARTIM, N. S. P. P. *Estudo das características de processamento da manga (Mangifera indica L.) variedade tommy atkins desidratada*. Curitiba: Universidade Federal do Paraná. 2006. 94p. **Dissertação de mestrado**.
- MARTINS, P. C.; PORTO, P. S. S.; PINTO, L. A. *Estudo das propriedades físicas e de transporte na secagem de cebola (Allium cepa L.) em camada delgada*. Ciênc. Tecnol. Aliment., Campinas, 24(3): 319-326, jul.-set. 2004.
- MOSER, F.L.; SCHNITZER, H., “Heat pumps in industry”, Amsterdam: **Elsevier**, 1985. 264p. apud OLIVEIRA, J. R., Desenvolvimento experimental de uma bomba de calor: simulação de secagem de sementes de feijão (phaseolus vulgaris L.), variedade ‘carioca’ feito da temperatura e da umidade relativa do ar de secagem sobre a qualidade de sementes de milho. Campina Grande: Universidade Federal da Paraíba. 2000. 85p. **Dissertação de Mestrado**.
- OKTAY Z. “Testing of a heat-pump-assisted mechanical opener dryer”. **Appl Therm Eng** 2003; 23:153–162.
- PARK, K. J.; YADO, M. K. M.; BROD. F. P. R. *Estudo de secagem de pêra bartlett (pyrus sp.) em fatias*. Ciênc. Tecnol. Aliment., Campinas, 21(3): 288-292, set-dez. 2001.
- PEREIRA, C.A.B.; PEREIRA, R. H.; MARQUES, R. P.; PARISE, J. A. R. “Experimental analysis of heat pump assisted recuperative air dehumidifier”. **Engenharia Térmica** (Thermal Engineering) 5: 56-61, 2004.
- PÉREZ, V. H.; QUEIROZ, M. R.; VELIBOR, T.; MEYER, J. F. *Estudo da transferência de calor durante o processo de secagem de bananas*. **Eng. Agríc., Jaboticabal, v.20, n.3, p.258-266, set. 2000**
- PRASERTSAN, S., SAEN-SABY P. “Heat pump drying of agricultural materials”. Dry Technol 1998;16:235–50. apud FATOUH, M.; METWALLY, M. N.; HELALI, A. B.; SHEDID, M. H. “Herbs Drying using a heat pump dryer”. **Elsevier**. Energy Conversion & Management 47, 2006.
- ROSSI, S.J., Ar natural e bomba de calor na secagem e armazenamento de sementes de soja. Campinas: Universidade Estadual de Campinas, 1980. 178p. **Dissertação de Mestrado**.

ROSSI, S. J., Desenvolvimento e avaliação de uma bomba de calor usada no condicionamento de ar para secagem de alimentos. Campinas: Universidade Estadual de Campinas, 1993. 214p. Tese de Doutorado.

SOPONRONNARIT, S.; NATHAKARANAKULE, A.; WETCHACAMA, S.; SWASDISEVI, T.; RUKPRANG, P. “Fruit drying using heat pump”. **Int Energy**, J 1998;20:39–53. apud FATOUH, M.; METWALLY, M. N.; HELALI, A. B.; SHEDID, M. H. “Herbs Drying using a heat pump dryer”. **Elsevier**. Energy Conversion & Management 47 (2006) 2629-2643

STULGYS, J.P., “Bomba térmica, uma contribuição à conservação de energia”. **Revista Abrava**, São Paulo, n.44-45-46-47, maio/agosto, 1980. apud OLIVEIRA, J. R., “Desenvolvimento experimental de uma bomba de calor: simulação de secagem de sementes de feijão (*phaseolus vulgaris* L.), variedade ‘carioca’ feito da temperatura e da umidade relativa do ar de secagem sobre a qualidade de sementes de milho”. Campina Grande: Universidade Federal da Paraíba. 2000. 85p. **Dissertação de Mestrado**.

TAI, KW; ZYLLA, R.; ABBAS, SP.; DEVOTTA, S.; WATSON, FA.; HOLLAND, FA. “The potential for heat pumps in drying and dehumidification systems I: theoretical considerations”. **International Journal of Energy Research** 6:305–322, 1982, apud ADAPA, P. K.; SCHOENAU, G. J. “Re-circulating heat pump assisted continuous bed dryin”. **International Journal of Energy Research**, 2005.

TONZAR, A. C.; SILVEIRA JR, V. *Análises do consumo energético e sensorial em secagem de manjerição sob diferentes tratamentos de ar*. Revista Brasileira de Produtos Agroindustriais, Campina Grande, v.5, n.1, p.67-72, 2003.

TORRES, E. A. , 2001, *Análise exergética*, Universidade Federal da Bahia, Escola Politécnica, Salvador, BA, [s.n.]. disponível em : <http://www.energia.ufba.br/hpcgn/ae.pdf>, acessado em Junho de 2007.

VAN WYLEN, G.J.; SONNTAG, R.E., **Fundamentos da termodinâmica**. John Wiley & Sons, 2003. 6ª Edição.

VÁZQUEZ, G.; CHENLO, F.; MORERIA, R; CRUZ, E. (1997), *Grape drying in a pilot plant with a heat pump*. **Drying Technology—An International Journal**, 15 (3–4), 899–920. apud TEEBOONMA, U.; TIANSUWAN, J.; SOPONRONNARIT, S. “Optimization of heat pump fluit dryers”. **Journal of Food Engineering** 59 (2003) 369-377. **Elsevier**.

APÊNDICE

PROGRAMA PARA ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA DA BOMBA DE CALOR EM ESTUDO

$T_0 = 28,5 + 273,15$ [K]
 $P_0 = 101,325$ [kPa]
 $P = 101,325$ [kPa]

{ B O M B A D E C A L O R }

{Dados}

$T_A = 102,2 + 273,15$ [K]
 $T_B = 54,5 + 273,15$ [K]
 $T_C = 5,4 + 273,15$ [K]
 $T_D = 13,1 + 273,15$ [K]

{ A D O T A D O }

$P_A = 2721,326$ [kPa]
 $P_D = 570,1620$ [kPa]
 $W_{dot_cp} = - 0,900$ [kJ/s]

{Entalpia especifica para o R-22}

$h_{R22_0} = \text{ENTHALPY}(R22_mh; T=T_0; P=P)$
 $h_A = \text{ENTHALPY}(R22_mh; T=T_A; P=P_A)$
 $h_B = \text{ENTHALPY}(R22_mh; T=T_B; P=P_A)$
 $h_C = h_B$
 $h_D = \text{ENTHALPY}(R22_mh; T=T_D; P=P_D)$

{Calor do Evaporador}

$Q_{dot_CD} = - Q_{dot_12}$

{Entropia específica do R-22}

$s_{R22_0} = \text{ENTROPY}(R22_mh; T=T_0; P=P)$
 $s_A = \text{ENTROPY}(R22_mh; T=T_A; P=P_A)$
 $s_B = \text{ENTROPY}(R22_mh; T=T_B; P=P_A)$
 $s_C = \text{ENTROPY}(R22_mh; T=T_C; h=h_C)$
 $s_D = \text{ENTROPY}(R22_mh; T=T_D; P=P_D)$

{Calor do compressor}

$Q_{dot_DA} = W_{dot_cp} - m_{dot_R22} * (h_D - h_A)$
 $T_{cp} = 50,7 + 273,15$ {Temperatura da carcaça do compressor}
 $T_{média_AB} = (T_A + T_B)/2$
 $Q_{dot_AB} = - Q_{dot_34}$

{Geração de entropia compressor / condensador}

$S_{dot_ger_DB} = m_{dot_R22} * (s_B - s_D) - ((Q_{dot_DA}/T_{cp}) + (Q_{dot_AB}/T_{média_AB}))$
 $\Delta EX_{DB} = m_{dot_R22} * ((h_B - h_A) - T_0 * (s_B - s_A) + (h_A - h_D) - T_0 * (s_A - s_D))$ {referencia a T0}

{Fluxo de Massa do R22}

{Calculando o Fluxo no Processo 2 4 D B}

$$Q_dot_DB = - Q_dot_24$$

$$m_dot_R22_24DB = (W_dot_cp - Q_dot_DB) / (h_D - h_B)$$

{ Assumindo o fluxo de Freon 22 encontrado no Processo 2 4 D B }

$$\{m_dot_R22 = m_dot_R22_24DB \}$$

{Calculando o Fluxo no Processo 1 2 5 C D}

$$m_dot_R22_125CD = (m_dot_ar seco * (h_mist_1 - h_mist_2) - m_dot_H2O_cond * h_H2O_cond) / (h_D - h_C)$$

{ Assumindo o fluxo de Freon 22 encontrado no Processo 1 2 5 C D }

$$m_dot_R22 = m_dot_R22_125CD$$

{Fluxo Exergético do R22}

$$EX_dot_C = m_dot_R22 * ((h_C - T_0 * s_C) - (h_R22_0 - T_0 * s_R22_0))$$

$$EX_dot_D = m_dot_R22 * ((h_D - T_0 * s_D) - (h_R22_0 - T_0 * s_R22_0))$$

$$\Delta EX_CD = m_dot_R22 * ((h_D - h_C) - T_0 * (s_D - s_C))$$

{R22}

$$T_média_CD = (T_C + T_D) / 2$$

$$S_dot_ger_CD = (m_dot_R22 * (s_D - s_C)) - (Q_dot_CD / T_média_CD)$$

{ Aquecimento e Desumidificação do AR }

{Dados}

$$W_dot_vent = - 0,080 \quad [kJ/s]$$

$$V = 5,7 \quad [m/s]$$

$$A = 0,00785 \quad [m^2]$$

$$R = 0,287055 \quad [kJ/(kg \cdot K)]$$

$$T_1 = 28,5 + 273,15 \quad [K]$$

$$T_2 = 16,69 + 273,15 \quad [K]$$

$$T_3 = 29,01 + 273,15 \quad [K]$$

$$T_4 = 54,72 + 273,15 \quad [K]$$

$$T_5 = 11,5 + 273,15 \quad [K]$$

$$w_1 = 0,01774$$

$$w_2 = 0,01135$$

$$RH1 = 0,7217$$

$$RH4 = 0,1168$$

$$m_dot_H2O_cond = m_dot_ar seco * (w_1 - w_2)$$

{ar úmido = mistura}

$$h_mist_0 = ENTHALPY(AirH2O; T=T_0; P=P; w=w_1)$$

$$h_mist_1 = ENTHALPY(AirH2O; T=T_1; P=P; w=w_1)$$

$$h_mist_2 = ENTHALPY(AirH2O; T=T_2; P=P; w=w_2)$$

$$h_mist_3 = ENTHALPY(AirH2O; T=T_3; P=P; w=w_2)$$

$$h_mist_4 = ENTHALPY(AirH2O; T=T_4; P=P; w=w_2)$$

$s_{\text{mist}_0} = \text{ENTROPY}(\text{AirH}_2\text{O}; T=T_0; P=P; w=w_1)$
 $s_{\text{mist}_1} = \text{ENTROPY}(\text{AirH}_2\text{O}; T=T_1; P=P; w=w_1)$
 $s_{\text{mist}_2} = \text{ENTROPY}(\text{AirH}_2\text{O}; T=T_2; P=P; w=w_2)$
 $s_{\text{mist}_3} = \text{ENTROPY}(\text{AirH}_2\text{O}; T=T_3; P=P; w=w_2)$
 $s_{\text{mist}_4} = \text{ENTROPY}(\text{AirH}_2\text{O}; T=T_4; P=P; w=w_2)$

{água condensada}
 $h_{\text{H}_2\text{O}_0} = \text{ENTHALPY}(\text{Water}; T=T_0; X=0)$
 $s_{\text{H}_2\text{O}_0} = \text{ENTROPY}(\text{Water}; T=T_0; X=0)$
 $h_{\text{H}_2\text{O}_{\text{cond}}} = \text{ENTHALPY}(\text{Water}; T=T_5; X=0)$
 $s_{\text{H}_2\text{O}_{\text{cond}}} = \text{ENTROPY}(\text{Water}; T=T_5; X=0)$
 {Pressão parcial do vapor}
 $PS_4 = P_{\text{SAT}}(\text{Water}; T=T_4)$
 $P_v = PS_4 * RH_4$

{Pressão parcial do ar}
 $P_{\text{ar}} = P - P_v$

{Vazão mássica do ar seco}
 $m_{\text{dot_arseco}} = (V * A * P_{\text{ar}}) / (R * T_4)$

{Fluxo Exergético da mistura do ponto 1 a 2}
 $EX_{\text{dot_mist}_1} = m_{\text{dot_arseco}} * ((h_{\text{mist}_1} - T_0 * s_{\text{mist}_1}) - (h_{\text{mist}_0} - T_0 * s_{\text{mist}_0}))$
 $EX_{\text{dot_mist}_2} = m_{\text{dot_arseco}} * ((h_{\text{mist}_2} - h_{\text{mist}_0}) - T_0 * (s_{\text{mist}_2} - s_{\text{mist}_0}))$
 $\Delta EX_{12} = m_{\text{dot_arseco}} * ((h_{\text{mist}_2} - h_{\text{mist}_1}) - T_0 * (s_{\text{mist}_2} - s_{\text{mist}_1}))$

{Fluxo Exergético da mistura do ponto 2 a 4}
 $\Delta EX_{24} = m_{\text{dot_arseco}} * ((h_{\text{mist}_4} - h_{\text{mist}_2}) - T_0 * (s_{\text{mist}_4} - s_{\text{mist}_2}))$

{Fluxo Exergético da água condensada do ponto 1 a 5}
 $EX_{\text{dot_H}_2\text{O}_{\text{cond}}} = m_{\text{dot_H}_2\text{O}_{\text{cond}}} * ((h_{\text{H}_2\text{O}_{\text{cond}}} - T_0 * s_{\text{H}_2\text{O}_{\text{cond}}}) - (h_{\text{H}_2\text{O}_0} - T_0 * s_{\text{H}_2\text{O}_0}))$

{Entropia Gerada pela mistura do ponto 1 a 2}
 $Q_{\text{dot}_12} = m_{\text{dot_arseco}} * (h_{\text{mist}_2} - h_{\text{mist}_1} + h_{\text{H}_2\text{O}_{\text{cond}}} * (w_1 - w_2))$
 $S_{\text{dot_ger}_12} = m_{\text{dot_arseco}} * (s_{\text{mist}_2} - s_{\text{mist}_1}) + (m_{\text{dot_H}_2\text{O}_{\text{cond}}} * s_{\text{H}_2\text{O}_{\text{cond}}}) - (Q_{\text{dot}_12} / ((T_1 + T_2) / 2))$
 {Entropia Gerada pela mistura do ponto 2 a 4}
 {Calor que vem do compressor e do condensador de D a B}
 $Q_{\text{dot}_24} = m_{\text{dot_arseco}} * (h_{\text{mist}_4} - h_{\text{mist}_2})$

{ calor que vem do compressor}
 $Q_{\text{dot}_23} = - Q_{\text{dot}_DA}$
 $Q_{\text{dot}_34} = Q_{\text{dot}_24} - Q_{\text{dot}_23}$
 $S_{\text{dot_ger}_24} = m_{\text{dot_arseco}} * (s_{\text{mist}_4} - s_{\text{mist}_2}) - ((Q_{\text{dot}_23} / ((T_2 + T_3) / 2)) + (Q_{\text{dot}_34} / ((T_3 + T_4) / 2)))$

{Completo}
{Dados}

{Entropia Gerada : 1 2 C D}

$$S_{\text{dot_ger_12CD}} = m_{\text{dot_ar seco}} * (s_{\text{mist_2}} - s_{\text{mist_1}}) + m_{\text{dot_R22}} * (s_{\text{D}} - s_{\text{C}}) + (m_{\text{dot_H2O_cond}} * s_{\text{H2O_cond}})$$

{IRREVERSIBILIDADE: 1 2 C D}

$$I_{\text{dot_12CD}} = T_0 * S_{\text{dot_ger_12CD}}$$

{Entropia Gerada : 2 4 D B}

$$S_{\text{dot_ger_24DB}} = m_{\text{dot_ar seco}} * (s_{\text{mist_4}} - s_{\text{mist_2}}) + m_{\text{dot_R22}} * (s_{\text{B}} - s_{\text{D}})$$

{IRREVERSIBILIDADE: 2 4 D B}

$$I_{\text{dot_24DB}} = T_0 * S_{\text{dot_ger_24DB}}$$

{Grau de Perfeição Termodinâmico = GPT, para o V.C.: 1 5 C D 1}

$$GPT = (EX_{\text{dot_D}} + EX_{\text{dot_mist_2}} + EX_{\text{dot_H2O_cond}}) / (EX_{\text{dot_C}} + EX_{\text{dot_mist_1}})$$

{Fluxo Exergético COMPLETO da mistura do ponto 1 a 4}

$$\Delta EX_{1224} = \Delta EX_{12} + \Delta EX_{24}$$

$$W_{\text{dot_vent_mod}} = - W_{\text{dot_vent}}$$

$$W_{\text{dot_cp_mod}} = - W_{\text{dot_cp}}$$

$$h_{\text{H2O_L}} = \text{ENTHALPY}(\text{Water}; T=T_5; X=0)$$

$$h_{\text{H2O_V}} = \text{ENTHALPY}(\text{Water}; T=T_5; X=1)$$

$$h_{\text{H2O_VL}} = h_{\text{H2O_L}} - h_{\text{H2O_V}}$$

$$h_{\text{H2O_LV}} = - h_{\text{H2O_VL}}$$

$$COP_{1^a\text{Lei_24cp}} = (Q_{\text{dot_24}} + (m_{\text{dot_H2O_cond}} * h_{\text{H2O_LV}})) / W_{\text{dot_cp_mod}}$$

$$COP_{1^a\text{Lei_24cpvent}} = (Q_{\text{dot_24}} + (m_{\text{dot_H2O_cond}} * h_{\text{H2O_LV}})) / (W_{\text{dot_cp_mod}} + W_{\text{dot_vent_mod}})$$

{Taxa de vapor d'água condensada. = SMER}

$$SMER_{\text{cp}} = (m_{\text{dot_H2O_cond}} * 3600) / W_{\text{dot_cp_mod}}$$

$$SMER_{\text{cpvent}} = (m_{\text{dot_H2O_cond}} * 3600) / (W_{\text{dot_cp_mod}} + W_{\text{dot_vent_mod}})$$