

**Nayana Lôbo Maia**

# **ANÁLISE EXERGÉTICA COMO UMA APLICAÇÃO DE CÁLCULO**

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



CCTA Open Access

# **ANÁLISE EXERGÉTICA COMO UMA APLICAÇÃO DE CÁLCULO**

ESTUDO DE UMA BOMBA DE CALOR PARA  
DESUMIDIFICAÇÃO E AQUECIMENTO DO AR



UNIVERSIDADE FEDERAL DA PARAÍBA  
CENTRO DE COMUNICAÇÃO, TURISMO E ARTES

REITORA  
MARGARETH DE FÁTIMA FORMIGA DINIZ  
VICE-REITOR  
BERNARDINA MARIA JUVENAL FREIRE DE OLIVEIRA



DIRETOR DO CCTA  
JOSÉ DAVID CAMPOS FERNANDES  
VICE-DIRETOR  
ULISSES CARVALHO SILVA



CONSELHO EDITORIAL  
CARLOS JOSÉ CARTAXO  
ELBIO PAKMAN  
JOSÉ DAVID CAMPOS FERNANDES  
JOSÉ FRANCISCO DE MELO NETO  
MARCÍLIO FAGNER ONOFRE  
EDITOR  
JOSÉ DAVID CAMPOS FERNANDES  
SECRETÁRIO DO CONSELHO EDITORIAL  
PAULO VIEIRA

LABORATÓRIO DE JORNALISMO E EDITORAÇÃO  
COORDENADOR  
PEDRO NUNES FILHO

**NAYANA LÔBO MAIA**

# **ANÁLISE EXERGÉTICA COMO UMA APLICAÇÃO DE CÁLCULO**

ESTUDO DE UMA BOMBA DE CALOR PARA  
DESUMIDIFICAÇÃO E AQUECIMENTO DO AR

**Editora do CCTA  
João Pessoa  
2019**

© Copyright by Nayana Lôbo Maia, 2019

Capa  
MÔNICA CAMARA

**CATALOGAÇÃO NA PUBLICAÇÃO**

---

M217a      Maia, Nayana Lôbo.  
Análise exergética como uma aplicação de cálculo: estudo de  
uma bomba de calor para desumidificação e aquecimento do ar/  
Nayana Lôbo Maia. — João Pessoa : Editora do CCTA, 2019.  
192p.:il.  
ISBN 978-85-9559-206-3

UFPB/  
BS-  
CCEN      1. Cálculo diferencial e integral. 2. Energética. 3. Calor. 4. Bomba  
de calor. I. Título.

CDU: 517.2:536.7

---

**BIBLIOTECÁRIA JOSÉLIA MARIA OLIVEIRA DA SILVA – CRB15/113**

Direitos desta edição reservados à: GELINS/UFS

Impresso no Brasil  
*Printed in Brazil*

Depósito legal na Biblioteca Nacional, conforme decreto nº 1.825, de 20 de dezembro de 1907.

## DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a minha irmã Mayara Lobo Maia (*in memoriam*), exemplo de força e determinação, pela inspiração e apoio incondicional.



# AGRADECIMENTOS

Agradeço a todos que, de alguma forma, contribuíram para que este trabalho pudesse ser realizado.

À minha mãe, Solange Maia, ao meu pai João Lobo, que sempre me incentivaram. Ao meu irmão Yuri Lobo, minha base, e aos meus irmãos Miha Maia e Luí Lobo. Amo-os incondicionalmente.

Por fim, a todos que, direta ou indiretamente, contribuíram para que este trabalho pudesse ser concluído. Muito obrigada!





# PREFÁCIO

A bomba de calor é uma máquina frigorífica com diversas aplicações nos setores comercial, industrial e residencial. A bomba de calor é constituída basicamente por cinco componentes: compressor, condensador, dispositivo de expansão, evaporador e ventilador. Foi desenvolvida para este trabalho uma bomba de calor cuja finalidade é a desumidificação e o aquecimento do ar a temperaturas moderadas para a secagem de produtos termossensíveis. Para o estudo da bomba de calor em questão, foi desenvolvida uma modelagem termodinâmica baseada na Lei da Conservação da Massa e Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica que utilizam, em suas demonstrações e, conseqüentemente, em suas aplicações, conceitos básicos de cálculo. Foram instalados instrumentos de medições para obter experimentalmente os dados necessários para a análise energética. Os experimentos ocorreram em dias alternados entre os meses de agosto e novembro de 2014. Foi selecionado o experimento que melhor representou os processos de desumificação e aquecimento do ar por apresentar uma eficiência isentrópica adequada de 93%. Desenvolveu-se um código computacional no software Engineering Equation Solver 9.0 (EES 9.0) para a simulação do estudo. Os resultados obtidos via EES, através da solução de um sistema de equações, foram vazão mássica (ar e água condensada), taxas de transferência de calor, COP, taxas de geração

de entropia, taxas de irreversibilidades e variação de exergia. Foi verificado que o sistema da bomba de calor é tecnicamente viável e fornece resultados bastante satisfatórios: ar aquecido a temperatura de 51,7°C e desumidificado a umidade relativa de 18,5%.

# APRESENTAÇÃO

O capítulo 1 trata da introdução, justificativa e objetivos para o desenvolvimento deste trabalho. É apresentada a importância da bomba de calor no panorama energético mundial e, conseqüentemente, a importância de seu desenvolvimento e estudo. Além disso, especificam-se quais os estudos a serem desenvolvidos sobre a bancada experimental, incluindo cada passo a ser tomado para tanto.

O capítulo 2 faz uma abordagem sobre a história da bomba de calor, fornecendo o conhecimento necessário sobre seu desenvolvimento ao longo das décadas. Especificam-se quais principais tipos de bomba de calor são encontrados no mercado, as fontes de energia que a bomba de calor utiliza e seus princípios de funcionamento, abordando tanto um ciclo ideal quanto um ciclo real, evidenciando suas diferenças termodinâmicas. Além disso, o capítulo 2 fornece informações básicas sobre cada componente da bomba de calor, e os aspectos econômicos e ambientais desse tipo de sistema. Por fim, no capítulo 2 encontram-se os conceitos teóricos e demonstrativos da Segunda Lei da Termodinâmica, utilizando conceitos de Cálculo e da Termodinâmica, e da análise exérgica, que serve como base para o estudo desenvolvido neste trabalho.

O capítulo 3 mostra o aparato experimental, os processos pelos quais o ar passa para ser desumificado e aquecido, e especifica a instrumentação utilizada no sistema para a coleta dos dados necessários para a análise exergética. Além disso, detalha quais procedimentos foram tomados durante os experimentos para, por fim, ser feita a análise exergética, na qual é apresentado um modelo da bomba de calor e determinados os volumes de controles. A análise é desenvolvida para cada volume de controle.

Os capítulos 4 e 5 apresentam os resultados obtidos ao serem inseridos os dados coletados nas equações desenvolvidas, uma análise sobre esses dados para, por fim, fornecer conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

No capítulo 6, encontram-se as referências bibliográficas, com base nas quais se desenvolveu este trabalho, para, por fim, serem apresentados os apêndices A, B e C. No apêndice A é apresentada a dedução da Primeira Lei da Termodinâmica, que também toma como base conceitos e aplicações fundamentais do cálculo, enquanto no apêndice B, o código computacional desenvolvido no software EES 9.0, útil na obtenção dos resultados do estudo, assim como todos os resultados obtidos, é apresentado, e, por fim, no apêndice C, uma lista de todos os problemas encontrados durante o desenvolvimento deste trabalho.

# SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	17
2 A BOMBA DE CALOR .....	21
2.1 HISTÓRIA DA BOMBA DE CALOR.....	21
2.2 BOMBA DE CALOR.....	26
2.2.1 Tipos de bomba de calor .....	29
2.2.1.1 Ciclo de absorção para a bomba de calor .....	29
2.2.1.2 Ciclo por compressão de vapor para a bomba de calor .....	31
2.2.2 Fontes da bomba de calor.....	33
2.3 PRINCÍPIOS DE FUNCIONAMENTO .....	34
2.3.1 Ciclos termodinâmicos para a Bomba de Calor.....	34
2.3.1.1 Ciclo de Carnot.....	35
2.3.1.2 Ciclo ideal .....	38
2.3.1.3 Ciclo real .....	41
2.4 COMPONENTES .....	43
2.4.1 Compressores.....	43
2.4.2 Condensadores.....	46
2.4.3 Dispositivos de expansão.....	48

2.4.4	Evaporadores .....	50
2.4.5	Fluido refrigerante .....	52
2.5	ASPECTOS ECONÔMICOS E AMBIENTAIS .....	58
2.6	CÁLCULO E A SEGUNDA LEI DA TERMODINÂMICA .....	62
2.7	ANÁLISE EXERGÉTICA.....	77
3	METODOLOGIA.....	90
3.1	APARATO EXPERIMENTAL .....	90
3.2	PROCESSOS DO AR.....	96
3.3	INSTRUMENTAÇÃO DO SISTEMA .....	97
3.4	PROCEDIMENTOS E EXPERIMENTOS .....	102
3.5	ANÁLISE EXERGÉTICA DA BOMBA DE CALOR .....	103
3.5.1	Volumes de controle.....	103
3.5.1.1	Volume de controle 1 .....	104
3.5.1.2	Volume de controle 2 .....	110
3.5.1.3	Volume de controle 3 .....	115
3.5.1.4	Volume de controle 4 .....	120
3.5.2	Sistema completo .....	128
3.5.3	Coeficiente de performance .....	128
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO .....	131
4.1	DADOS COLETADOS.....	131
4.2	PROPRIEDADES DOS FLUIDOS .....	135
4.3	RESULTADOS FINAIS.....	136
5	CONCLUSÕES E SUGESTÕES.....	143

6 REFERÊNCIAS .....	147
APÊNDICE A .....	157
APÊNDICE B .....	169
APÊNDICE C .....	187





# CAPÍTULO I

# INTRODUÇÃO

Devido ao crescente consumo energético e dependência dos combustíveis fósseis da população, sendo estes esgotáveis e associados a problemas ambientais, tem-se enfrentado nas últimas décadas o desafio de encontrar alternativas para o melhor aproveitamento de energia. Cada vez mais os projetos de engenharia incluem conceitos de desenvolvimento sustentável e eficiência energética, com investimentos crescentes em novas fontes energéticas mais eficientes e menos poluentes, levando, assim, à pesquisa e desenvolvimento de novas tecnologias.

Neste contexto, a bomba de calor surge como uma alternativa econômica e sustentável devido à sua capacidade de reaproveitar o calor de diferentes fontes. Apesar de apresentar alto custo inicial na fase de projeto, que é um dos principais fatores que dificultam sua adoção nos mais diversos setores, a bomba de calor se torna viável economicamente a longo prazo, apresentando uma melhor eficiência em até 60% quando comparada a outros sistemas de secagem (CHOU e CHUA, 2006). A aplicação da bomba de calor abrange diversos setores na sociedade devido à sua alta variedade e crescentes aplicações, como em residências para o aquecimento de ambientes ou água, por exemplo, no comércio e

no setor industrial, principalmente no âmbito da secagem de produtos termossensíveis.

A secagem de produtos é uma das atividades mais intensivas quanto a energia, chegando a consumir mais de 50% de toda energia em algumas indústrias (MUJUMDAR, 1987, *apud* COLAK e HEPBASLI, 2009a). Em países desenvolvidos, os processos industriais relacionados à secagem chegam a consumir 10% dos combustíveis destinados para este propósito (MUJUMDAR, 1995, *apud* COLAK e HEPBASLI, 2009b). Neste aspecto, a bomba de calor tem como vantagem um menor custo ao longo de sua vida útil, por ser um sistema térmico mais econômico, com um produto final com melhor qualidade (COLAK e HEPBASLI, 2009a).

A principal motivação deste trabalho é aumentar a disseminação e profundidade do conhecimento para promover o aumento na utilização deste tipo de tecnologia, contribuir no campo de pesquisas sobre o uso eficiente de recursos naturais, principalmente em sistemas térmicos, como é o caso da bomba de calor, além de fornecer informações sobre eficiências, buscando novas formas de melhorá-las, e evidenciar aplicações concretas de Cálculo Diferencial e Integral na ciência. A bomba de calor estudada neste trabalho foi desenvolvida com a finalidade de aquecer e desumidificar o ar, sendo útil na secagem de produtos termossensíveis.

A análise exérgica será realizada nesta dissertação com o intuito de fornecer uma melhor compreensão no estudo da bomba de calor, tomando como base uma análise energética desenvolvida. A análise

energética tem como fundamento a Primeira Lei da Termodinâmica ou, como também conhecida, Conservação da Energia, e foca em um estudo quantitativo considerando a energia consumida como trabalho e a energia fornecida na forma de calor, objetivo da bomba de calor, além de fornecer a base para o desenvolvimento de um balanço exergético.

A análise exergética combina a Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica e objetiva um estudo sobre as perdas energéticas sofridas durante os processos de desumificação e aquecimento do ar, assim como nos processos pelos quais o fluido refrigerante passa, fornecendo um conceito teórico para o aprimoramento do sistema. O balanço exergético tem como finalidade não apenas a análise da quantidade de energia fornecida e obtida como resultado em um sistema térmico, mas a qualidade desta energia. Logo, a análise exergética é uma importante ferramenta no desenvolvimento, otimização e avaliação do desempenho de novos projetos ao contribuir na identificação dos principais locais onde há uma maior destruição de exergia e conduzindo, assim, a possíveis melhorias do sistema (AHAMED; SAIDUR; MASJUKI, 2011).

A combinação das análises energética e exergética tem como foco possibilitar a otimização do sistema, permitindo o estudo de cada componente que compõe a bomba de calor, identificando as perdas energéticas ocorridas durante os processos e, conseqüentemente, possibilitando sua redução, contribuindo para o aprimoramento do projeto com a obtenção de uma melhor eficiência.

Este trabalho pretende destacar a importância econômica da bomba de calor, uma tecnologia alternativa, e seu reduzido impacto ambiental, por poder trabalhar com fontes de energias renováveis. A bomba de calor faz parte do desafiante panorama energético mundial, o que torna necessária as pesquisas com finalidade de melhorar sua eficiência energética, analisando seu ciclo e seus componentes.

## CAPÍTULO II

# A BOMBA DE CALOR

Este capítulo apresenta uma abordagem histórica da bomba de calor, focando nos principais fatos sobre sua pesquisa e desenvolvimento ao longo dos anos até os dias atuais. Em seguida, descreve-se a bomba de calor, com seus diversos tipos e aplicações, para, então, explicar os princípios de funcionamento e componentes. Por fim, apresentam-se seus principais aspectos quanto a sua economia energética e seu impacto ambiental, além de uma introdução sobre as análises energética e exergética.

### 2.1 HISTÓRIA DA BOMBA DE CALOR

Pode-se dizer que a história da bomba de calor se inicia com a história da refrigeração; porém as pesquisas sobre a conservação do gelo e sua produção (BANKS, 2008) foram prioritárias devido ao uso do gelo como produto de luxo e sua importância no comércio marítimo, principalmente no transporte de alimentos.

No começo do século XVIII, já se tinha conhecimento sobre a energia consumida em um processo de evaporação, onde um fluido ao evaporar-se resfriava a superfície onde se encontrava. A primeira tentativa de produzir refrigeração mecânica aconteceu em 1748 quando William Cullen produziu gelo ao evaporar éter etílico em um vaso vedado e mergulhado em água, causando a diminuição da temperatura de sua superfície abaixo do ponto de solidificação da água, congelando-a (BANKS, 2008). Porém, apesar do sucesso na produção de gelo, Cullen não conseguiu manter a água congelada (BANKS, 2008).

No começo do século XIX, o processo de compressão-expansão de vapor, no qual a despressurização de um fluido ocasiona a diminuição da temperatura, já era conhecido. Em 1805, Oliver Evans foi o primeiro a descrever uma máquina para refrigeração usando um processo por compressão de vapor, porém, seu projeto nunca chegou a ser desenvolvido (BANKS, 2008). No ano de 1834, Jacob Perkins construiu a primeira máquina por compressão de vapor para a produção de gelo, utilizando todos os componentes básicos de um sistema de refrigeração atual: compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador, além de éter como fluido refrigerante. (BANKS, 2008; ZOGG, 2008).

Em 1824, Nicolas Carnot descreveu a relação entre trabalho e calor em um processo, afirmando que era possível transformar totalmente trabalho em calor, porém calor não poderia ser completamente transformado em trabalho. Além disso, Carnot afirmou que, teoricamente, o processo de um motor térmico poderia ser revertido para a obtenção de uma bomba de calor (PASSOS, 2003). No

entanto, somente 30 anos depois, a bomba de calor veio de fato a ser estudada e desenvolvida (GUILHERMETTI, 2007, BANKS, 2008, ZOGG, 2008).

Apesar de ter sido Peter Pelletan o primeiro a mencionar a bomba de calor segundo um ciclo por compressão de vapor em 1833 (TREPP, 1983), Banks (2008) afirma que foi Lorde Kelvin, em 1852, o primeiro a descrever uma bomba de calor, cuja finalidade era o aquecimento de ambientes.

Em 1855, de acordo com LAZZARIN (2007) e GOH *et al.* (2011), Peter Ritter von Rittinger desenvolveu e construiu a primeira bomba de calor usando um ciclo aberto de recompressão mecânica de vapor para a extração de sal nas salinas de Ebensee, na Áustria.

Até o começo do século XX, os estudos foram desenvolvidos com a finalidade de aprimoramento das máquinas de refrigeração, principalmente para aplicações industriais, como a frigorífica. Experimentos com novos fluidos, como o éter metílico e o dióxido de carbono, impulsionaram o desenvolvimento de novos compressores (ZOGG, 2008).

A amônia foi introduzida como refrigerante em 1851, mas somente em 1868 foi utilizada em um ciclo de compressão de vapor, chegando a se tornar um dos refrigerantes mais utilizados em ciclos de refrigeração (ZOGG, 2008). Em 1875, a Sociedade Politécnica de Munique fez os primeiros testes comparativos entre máquinas de refrigeração. Essas pesquisas foram de fundamental importância para o



aprimoramento de outros componentes utilizados no processo de refrigeração (ZOGG, 2008).

Uma crise energética de combustíveis fósseis fez com que pesquisadores voltassem sua atenção para as bombas de calor como alternativa energética para a produção de calor. Em 1912, a primeira bomba de calor geotérmica por eletricidade foi proposta e patenteada por Heirinch Zoelly (BANKS, 2008). Com o fim da Primeira Guerra Mundial, o uso de refrigeradores domésticos começou a ganhar força. Entre os anos 1921 e 1930, houve um aumento em mais de 15.000% no número de refrigeradores utilizados para fins residenciais. (ANDERSON, 1972 *apud* SCHAEFER, 2000).

Em 1928, a primeira bomba de calor com a finalidade de aquecer água e ambientes foi instalada, usando como fonte água da rede e o ar exterior. Amônia foi utilizada como refrigerante, com um compressor elétrico (BANKS, 2008, ZOGG, 2008, HEPBASLI e KALINCI, 2009).

Na Suíça, em 1938, a companhia Escher Wyss instalou um sistema de aquecimento no Zurich City Hall usando uma bomba de calor com 175kW de potência e R-12 como refrigerante - desenvolvido e anunciado publicamente em 1930, funcionando como substituto à amônia (GILLHERMETTI, 2007, ZOGG, 2008). A bomba de calor possuía a finalidade de substituir o método de aquecimento tradicional (lenha), obtendo um COP de 2,16. Com o sucesso, outros prédios na Suíça passaram a ser aquecidos com o sistema da bomba de calor (GILLHERMETTI, 2007, ZOGG, 2008).

Em 1945, Robert C. Webber observou que, quanto menor a temperatura de seu freezer, maior a quantidade de calor que ele obtinha como saída (BANKS, 2008, ZOGG, 2008). Assim, Webber usou esse calor para fornecer água quente para toda sua família e, alguns anos depois, instalou a primeira bomba de calor geotérmica, usando Freon como refrigerante (BANKS, 2008, ZOGG, 2008).

Nos anos seguintes, a bomba de calor começou a ter aplicações não apenas industriais, mas também domésticas, sendo comercializadas para esse fim (LUIZ, 2007, SCHAEFER, 2000). Porém, com o baixo preço do petróleo nas décadas de 1950 e 1960, houve uma estagnação em seu comércio. Somente na década de 1970, com a crise do petróleo, a busca por novas fontes de energia e seu uso racional despertou novamente o interesse na bomba de calor, que chegou a alcançar um total global de 70.000 unidades instaladas (ZOGG, 2008, GUILHERMETTI, 2007).

O começo dos anos 80 trouxe uma nova crise mundial de combustíveis fósseis, impulsionando ainda mais a pesquisa e desenvolvimento das bombas de calor, totalizando mais de 4.000.000 unidades em todo o mundo (ZOGG, 2008).

Em 2007, mais de 140 milhões de bombas de calor estavam em funcionamento (LAZZARIN, 2007), e atualmente novas pesquisas são feitas com a finalidade de aumentar sua eficiência, encontrar novas aplicações industriais e residenciais, e buscar refrigerantes menos agressivos ao meio ambiente.

## 2.2 BOMBA DE CALOR

A bomba de calor é uma máquina de refrigeração que opera segundo um ciclo termodinâmico, onde, à custa de trabalho (*i.e.*, consumo de energia), transfere calor de um meio à baixa temperatura (fonte fria) para um meio a alta temperatura (fonte quente), e que pode ser usada tanto para arrefecer quanto para aquecer.

Os componentes básicos de uma bomba de calor são: compressor, condensador, válvula de expansão, evaporador e o fluido refrigerante. Apesar de possuir os mesmos componentes de um refrigerador (que apenas arrefece), a bomba de calor, além de arrefecer, também pode, dependendo da operação, liberar calor útil em seu processo.

Pode-se dizer que o ciclo de uma bomba de calor funciona de modo inverso ao ciclo de um motor térmico. Enquanto um motor térmico, durante a transferência de calor de um meio a temperatura mais alta para um meio a temperatura mais baixa, produz trabalho, a bomba de calor consome trabalho para operar em modo inverso. Ou seja, a bomba de calor transfere calor de uma fonte fria para uma fonte quente, consumindo trabalho uma vez que tal processo não ocorre espontaneamente (Segunda lei da termodinâmica).

A bomba de calor usada para secagem de produtos biológicos possui o evaporador como desumidificador do ar e o condensador como aquecedor. A secagem de produtos biológicos tem como principal objetivo a obtenção de um produto seco com maior qualidade, mínimo

custo e maior eficiência (GOH *et al.*, 2011). A bomba de calor usada para este fim possui alto custo inicial, mas ao comparar-se com secadores resistivos, possui maior controle das condições de secagem, obtenção de um produto final mais homogêneo, além de uma melhor eficiência, economizando em mais da metade o consumo de energia elétrica (HOGAN *et al.*, 1983, *apud* CAVALCANTI MATA; OLIVEIRA; BRAGA, 2000). No entanto, secadores resistivos ainda são muito utilizados no processo de secagem devido ao seu baixo custo inicial e manutenção, confiabilidade e fácil manuseio (CAVALCANTI MATA; OLIVEIRA; BRAGA, 2000).

Muitos estudos são desenvolvidos atualmente sobre a eficiência energética da bomba de calor em processos de secagem. Neste contexto, Saensabai e Prasertsan (2003) estudaram cinco diferentes combinações de configuração de bombas de calor usadas para secagem, concluindo que a configuração do sistema depende do fluido a ser usado no processo.

Ameen e Bari investigaram a secagem de roupas em ambientes fechados em climas tropicais usando o calor residual de um condensador e compararam com o processo em secadores elétricos convencionais e ao natural, obtendo taxa de secagem 32,9% e 205% maior, respectivamente, que a secagem comercial e natural (COLAK e HEPSBALI, 2009a).

Hawlander e Jahangeer (2006) estudaram a secagem de produtos agrícolas através de uma bomba de calor à energia solar. O experimento foi feito com feijão verde, obtendo um coeficiente de desempenho 7,0

para um compressor a 1800rpm. Observou-se que o tempo de secagem do produto foi inversamente proporcional ao potencial de secagem que, por sua vez, foi diretamente proporcional à velocidade do ar, temperatura, e inversamente proporcional à umidade relativa. Outros fatores que influenciaram o processo foram a radiação solar, velocidade do compressor e a quantidade do produto utilizado para a secagem.

Le Lostec *et al.* (2008) apresentaram uma análise térmica e econômica do processo de secagem de madeira, onde um secador acoplado a uma bomba de calor por absorção foi comparado com outros secadores e estudado de forma a encontrar suas condições ideais de trabalho, considerando-se a influência das condições climáticas externas. Concluiu-se que as bombas de calor por absorção de “estágio único” são apenas vantajosas quando a temperatura do ar usado na secagem é inferior a 60°. Uma vez que a temperatura necessária para a secagem da madeira é de aproximadamente 100°C, deve-se usar uma bomba de calor por absorção de dois estágios.

Na indústria, a secagem de produtos consome mais de 15% de toda sua energia, e grande parte dela é desperdiçada durante os processos (GOH *et al.*, 2011). O uso da bomba de calor está sendo amplamente estudado com a finalidade de secagem de produtos como grãos, cebola, nozes, peixe, banana, cogumelos, ostras, maçãs, lã, manga, entre outros (ABRAHAMSSON *et al.*, 1997; OGURA *et al.*, 2004; PATEL e KAR, 2012).

## 2.2.1 Tipos de bomba de calor

Existem dois tipos de bomba de calor: por absorção e por compressão de vapor, que serão descritas a continuação.

### 2.2.1.1 Ciclo de Absorção para a bomba de calor

Com o surgimento do ciclo por compressão de vapor, houve queda no interesse pelo ciclo de absorção devido a sua baixa eficiência e aplicabilidade limitada. Porém devido à sua capacidade de reaproveitamento da energia desperdiçada, principalmente em processos industriais, o ciclo de absorção vem sendo progressivamente mais estudado.

As vantagens do ciclo de absorção são: baixo consumo de energia elétrica, baixo custo operacional e de manutenção, operação silenciosa e reaproveitamento do calor desperdiçado.

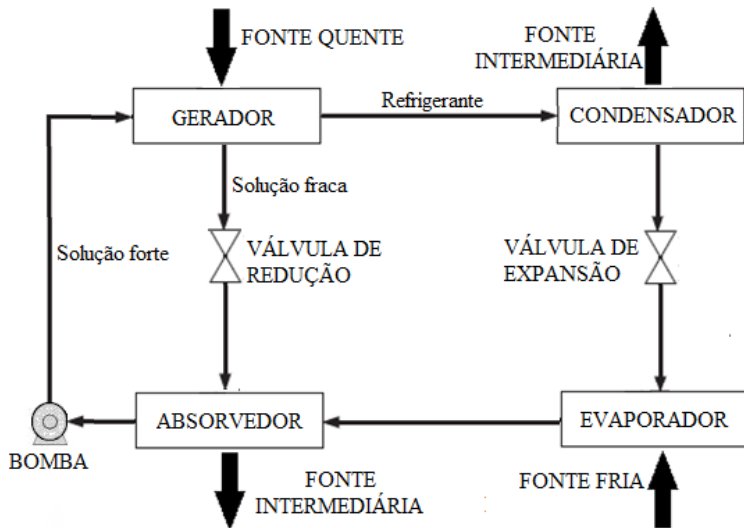
MÓDENES *et al.* (2012) compararam a viabilidade econômica de sistemas de refrigeração por absorção em termos financeiros e analisaram seu uso como substituto de sistemas por compressão de vapor, obtendo uma economia mensal de 18% nos custos. Uma máquina frigorífica por absorção é composta pelo absorvedor, bomba, condensador, evaporador, gerador e duas válvulas – uma de expansão e outra de redução de pressão. Além disso, são utilizados dois fluidos no processo de absorção, um funcionando como refrigerante e outro como absorvente. As combinações mais comuns de fluidos refrigerantes e

absorventes são respectivamente: água e brometo de lítio, e amônia e água. (ABREU, 1994). Dependendo da proporção de refrigerante na mistura refrigerante e absorvente, a solução pode ser classificada em forte ou fraca (MAIA, 1986).

No gerador, a solução forte é aquecida por uma fonte quente, que podem ser gases de combustão, fluido aquecido ou resistência elétrica. O refrigerante passa a vapor e segue para o condensador, onde libera calor para o meio e condensa. O fluido condensado segue então para o evaporador, passando pela válvula de expansão, onde sua pressão diminui, causando, assim, uma diminuição em sua temperatura. Consequentemente, parte do refrigerante condensado evapora.

Em seguida, a mistura líquido-vapor a baixa pressão e temperatura segue para o evaporador onde, devido à temperatura do fluido ser inferior a da fonte fria, recebe calor, evaporando-se completamente. O refrigerante vaporizado passa, então, para o absorvedor.

A solução fraca que se encontrava no gerador segue, através da válvula de redução de pressão, para o absorvedor, onde sua temperatura diminui devido à transferência de calor para o meio. Ao ocorrer a mistura entre o refrigerante vindo do evaporador com a solução fraca vinda do gerador, novamente se forma a solução forte. A solução formada no interior do absorvedor é bombeada para o gerador, aumentando, assim, sua pressão e concluindo o ciclo. O calor útil da bomba de calor por absorção tem origem no condensador e absorvedor. A Figura 2.1 mostra o ciclo de absorção.



**Figura 2.1:** Esquema do ciclo de absorção para uma máquina frigorífica.

### 2.2.1.2 Ciclo por compressão de vapor para a bomba de calor

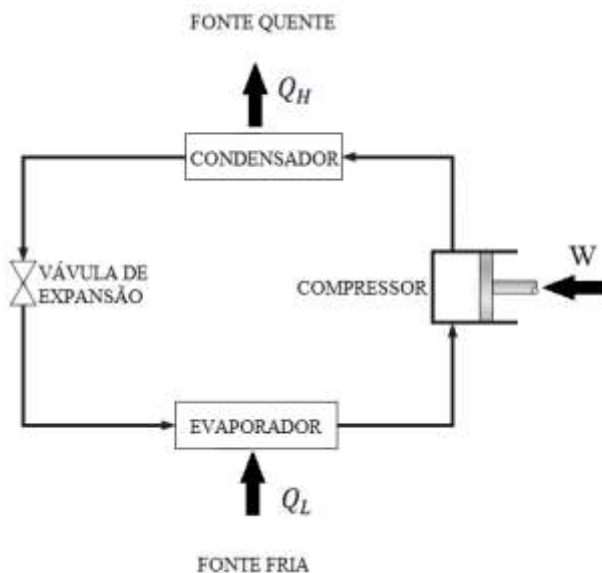
O ciclo por compressão de vapor é o mais usado em máquinas frigoríficas devido a sua alta eficiência. Os componentes básicos de uma bomba de calor por compressão de vapor são compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador, além do fluido refrigerante.

O compressor realiza trabalho sobre o fluido refrigerante, comprimindo-o e elevando sua pressão e, conseqüentemente, sua temperatura, mudando seu estado para vapor superaquecido. O fluido segue então para o condensador, onde sua temperatura diminui e o fluido passa para o estado de líquido saturado. Esse processo libera calor para o meio. Em seguida, o fluido passa pela válvula de expansão, onde



sua pressão é diminuída à pressão do evaporador. Nesse processo sua temperatura diminui e o fluido evapora parcialmente, passando para o estado de mistura. Devido à baixa pressão e temperatura do fluido (inferior à temperatura ambiente), o fluido recebe calor do meio no evaporador, passando para o estado de vapor saturado, seguindo, então, para o compressor, completando o ciclo.

É importante ressaltar que o compressor, além de promover o aumento de pressão do fluido, também é responsável por manter sua circulação durante todo o processo. Além disso, devido à sucção e bombeamento do fluido pelo compressor, a pressão no evaporador é baixa e no condensador é alta (LUIZ, 2007). A Fig. 2.2 mostra o esquema do ciclo da bomba de calor por compressão.



**Figura 2.2:** Esquema do ciclo da bomba de calor por compressão de vapor.

## 2.2.2 Fontes da bomba de calor

O desempenho de uma bomba de calor pode ser influenciado por vários fatores: instalação, dimensionamento da bomba de calor em relação à sua finalidade, condições da fonte de calor, condições climáticas, configuração da bomba de calor (*e.g.*, utilização de dispositivos auxiliares que consomem energia), entre outros.

No que se refere às fontes de uma bomba de calor, várias são as características desejáveis: temperatura aproximadamente constante ao longo do ano, abundância no meio, baixa toxicidade, ser livre de poluentes e não corrosiva, além de possuir baixo custo de utilização e propriedades termo-físicas favoráveis (LOBO *et al.*, 2004). Algumas fontes de calor são o ar, a água e o solo.

A bomba de calor que usa o ar como fonte de calor é a mais comum. O ar pode ser oriundo tanto do meio ambiente como pode ser ar de exaustão, comum em residências e prédios comerciais (LOBO *et al.*, 2004). Porém, apesar das vantagens e aplicações, esta bomba de calor possui a desvantagem de, em temperaturas extremas, apresentar um coeficiente de desempenho bastante baixo, o que inviabiliza a utilização do sistema em longo prazo (DING *et al.*, 2004).

O solo, as rochas e as águas subterrâneas possuem condições mais estáveis quando comparados com o ar, sendo ideais como fontes de calor. Apesar de possuir alto custo de instalação quando comparada com a bomba de calor que usa o ar como fonte de energia renovável, variando entre 30% e 50%, a bomba de calor geotérmica (solo, rochas ou

águas subterrâneas como fonte de calor) é ideal para o aquecimento de ambientes, apresentando um coeficiente de desempenho superior ao de uma bomba de calor que utiliza outras fontes de energia renovável (ÇENGEL e BOLES, 2006, HEPBASLI, 2002).

A bomba de calor geotérmica apresenta um melhor coeficiente de desempenho quando o meio se encontra em temperaturas extremas, menor consumo de energia, configuração mais simples e maior facilidade na manutenção, além de requerer uma menor quantidade refrigerante em sua operação (HEPBASLI, 2002, LOBO *et al.*, 2004).

Por fim, a água utilizada como fonte de calor pode provir tanto de processos industriais (com a vantagem de apresentar temperatura alta e estável), como do mar (muito utilizada em médias e grandes instalações de bombeamento de calor), de rios e lagos (temperaturas variáveis ao longo do ano), ou de águas residuais urbanas (LOBO *et al.*, 2004, ZHAO *et al.*, 2010).

## 2.3 PRINCÍPIOS DE FUNCIONAMENTO

### 2.3.1 Ciclos termodinâmicos para a Bomba de Calor

Uma bomba de calor funciona de acordo com um ciclo termodinâmico (*i.e.*, seu fluido de trabalho, ao final de cada ciclo, retorna ao seu estado termodinâmico inicial).

Basicamente, há dois ciclos a serem considerados na bomba de calor: o ciclo de Carnot) e o ciclo real. O ciclo de Carnot define o comportamento ideal de máquinas térmicas que operam em ciclos, e

caracteriza-se por sua reversibilidade, ou seja, durante seu processo, não há perdas energéticas (*e.g.*, devido a atrito, resistência elétrica ou reações químicas). O ciclo de Carnot é, por definição, inalcançável. Define-se então o ciclo ideal, que ocorreria em condições perfeitas, com o melhor desempenho possível. O ciclo ideal de certa forma traz o ciclo de Carnot à realidade. Tanto o ciclo de Carnot quanto o ciclo ideal são referências para ciclos reais em uma análise comparativa. Uma vez que na prática é impossível eliminar completamente as perdas energéticas, esses ciclos limitam-se apenas ao conceito.

Para que um ciclo seja reversível, os processos que o compõem devem ser reversíveis (à exceção do processo que ocorre na válvula de expansão, para o caso de uma bomba de calor). Alguns ciclos reais são mais irreversíveis que outros, porém, busca-se desenvolver um sistema que se aproxime ao máximo de um ciclo ideal. Quanto mais próximo um ciclo real for de um ideal, melhor será seu desempenho. Em uma bomba de calor, seu desempenho depende fortemente de como cada um de seus componentes opera. Quanto menos trabalho (*i.e.*, energia elétrica) uma bomba de calor consumir, e quanto mais energia na forma de calor for liberada para a fonte quente, melhor será seu desempenho (MORAN e SHAPIRO, 2013).

### 2.3.1.1 Ciclo de Carnot

Segundo Çengel e Boles (2006), o ciclo de Carnot é composto por quatro processos reversíveis: dois adiabáticos e dois isotérmicos. Há

dois princípios que regem tanto o ciclo de Carnot quanto o ciclo real, denominados Princípios de Carnot:

- Mantendo-se os mesmos reservatórios térmicos de alta e baixa temperaturas ( $T_H$  e  $T_L$ , respectivamente), a eficiência de um ciclo irreversível será sempre menor que a eficiência de um ciclo reversível operando entre os mesmos reservatórios.
- As eficiências de todos os ciclos reversíveis operando entre os mesmos reservatórios térmicos são iguais.

Em um ciclo ideal de uma bomba de calor, o fluido refrigerante passa por quatro processos nos quais sofre mudanças de estado. O objetivo é liberar calor de uma fonte quente através da retirada de calor de uma fonte fria e consumo de trabalho na forma de energia. No ciclo de Carnot, esses estados variam entre vapor e líquido saturados.

- O fluido refrigerante entra no compressor à baixa pressão e no estado de mistura com título alto e sofre um processo isentrópico (adiabático e reversível) onde sua pressão é elevada à pressão do condensador. Conseqüentemente, ocorre um aumento em sua temperatura, mudando seu estado para vapor saturado, que segue para o condensador.

- O fluido entra no condensador no estado de vapor saturado, com uma alta pressão e temperatura, sendo então condensado isotermicamente, liberando calor para a fonte quente de maneira reversível. O fluido sai do condensador no estado de líquido saturado a uma alta temperatura e, uma vez que esse processo é isobárico, a uma alta pressão.
- Seguindo para o evaporador, o fluido passa por um dispositivo de expansão onde, em um processo isentrópico (adiabático e reversível), sua pressão diminui à pressão do evaporador. No fim do processo, o fluido refrigerante encontra-se no estado de mistura, com baixo título.
- Por fim, o fluido entra no evaporador a baixa pressão e no estado de mistura a baixo título, com uma temperatura inferior à da fonte fria. Neste caso, calor da fonte fria é transferido para o fluido refrigerante, completando parcialmente sua evaporação. Esse processo é isotérmico e isobárico. O fluido sai do evaporador no estado de mistura com alto título, seguindo para o compressor e completando o ciclo.

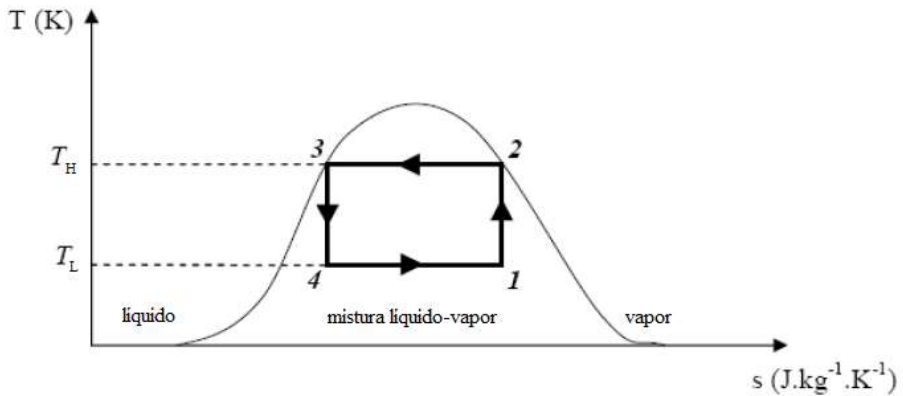


Figura 2.3: Diagrama  $T$ - $s$  do ciclo de Carnot para uma bomba de calor  
(Modificado de BYRNE, 2013).

A Figura 2.3 mostra o diagrama  $T$ - $s$  (temperatura vs entropia) para o ciclo de Carnot. Os processos 1-2, 2-3, 3-4 e 4-1 ocorrem no compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador, respectivamente.  $T_H$  e  $T_L$  referem-se às temperaturas de alta e baixa temperatura, respectivamente.

### 2.3.1.2 Ciclo ideal

O ciclo ideal é definido como contraposta ao ciclo de Carnot, e segundo Van Wylen, Sonntag e Borgnakke (2006) “consiste na conveniência de se ter um compressor que opere apenas com vapor e não com uma mistura de líquido e vapor, como seria necessário no processo 1-2 do ciclo de Carnot. É virtualmente impossível comprimir (numa vazão razoável) tal como a representada no estado 1 e manter o

equilíbrio entre o líquido e o vapor, porque deve haver transferência de calor e de massa através das fronteiras das fases”.

No ciclo ideal, o fato de a compressão ser feita quando o fluido se encontra no estado de vapor saturado tem como resultado, na saída do compressor, um fluido com uma temperatura bastante elevada, maior que a temperatura da fonte quente. A quantidade de calor transferido para a fonte quente é superior àquela transferida no ciclo de Carnot. No entanto, observa-se que a quantidade de trabalho consumida durante o ciclo da Fig. 2.4 é maior que a quantidade de trabalho consumida no ciclo de Carnot (Fig. 2.3). Comparativamente, o desempenho do ciclo de Carnot é melhor que o do ciclo ideal (BYRNE, 2013). Descreve-se a seguir o ciclo ideal:

- O fluido refrigerante entra no compressor no estado de vapor saturado, sofrendo um aumento de pressão até a pressão do condensador. Sua temperatura é elevada e seu estado passa a vapor superaquecido com uma temperatura superior à da fonte quente. Esse processo é isentrópico (adiabático e reversível).
- O fluido segue então para o condensador onde sua temperatura diminui, passando a vapor saturado. Em seguida, é condensado em um processo isotérmico. Todo o processo é isobárico e calor é transferido do fluido refrigerante para a



fonte quente de maneira reversível. O fluido deixa o condensador no estado de líquido saturado.

- No processo de expansão, o fluido sofre uma queda de pressão e sua temperatura diminui. Esse processo ocorre adiabaticamente à entalpia constante e com aumento de entropia. O fluido deixa a válvula de expansão à pressão do evaporador e temperatura inferior à temperatura da fonte fria, no estado de mistura líquido-vapor com título baixo.
- No evaporador, devido à sua temperatura inferior à da fonte fria, o fluido recebe calor do meio, mudando seu estado de mistura a baixo título para vapor saturado, completando o ciclo. Esse processo é adiabático e isotérmico.

A Figura 2.4 mostra o diagrama  $T$ - $s$  de um ciclo ideal para a bomba de calor por compressão de vapor. Os processos 1-2, 2-3, 3-4 e 4-1 representam a compressão, condensação, expansão e evaporação do fluido refrigerante durante o ciclo termodinâmico, respectivamente.  $T_1$  e  $T_2$  referem-se às temperaturas dos reservatórios de alta e baixa temperatura, respectivamente. Observa-se um claro afastamento entre o ciclo de Carnot e o ciclo ideal (diferença de entropias entre os pontos “a” e “b” do estado 3 para o estado 4, e superaquecimento no estado 2).

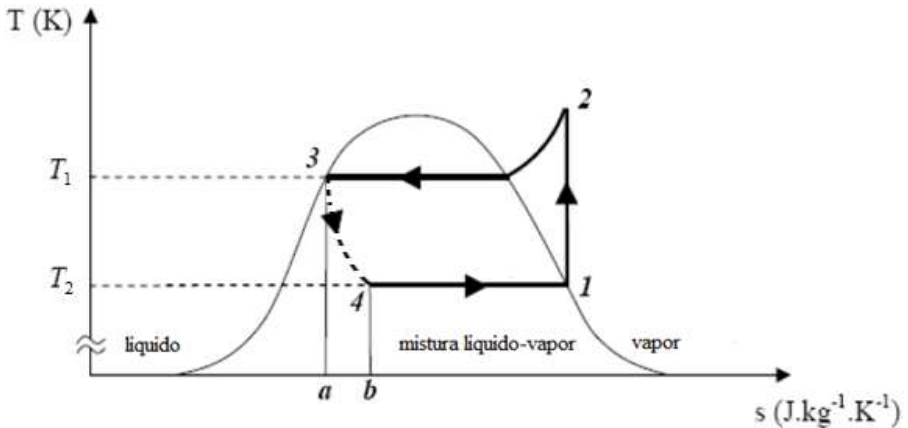


Figura 2.4: Diagrama do ciclo ideal de uma bomba de calor por compressão de vapor (Modificado de BYRNE, 2013).

### 2.3.1.3 Ciclo real

A diferença entre um ciclo ideal e um ciclo real se encontra nas irreversibilidades. O ciclo real é um ciclo irreversível, onde existem perdas energéticas (*e.g.*, devido ao escoamento do fluido ou transferência de calor a diferenças finitas de temperatura) que influenciam consideravelmente o desempenho do ciclo.

- O fluido entra no compressor no estado de vapor superaquecido. Devido às perdas energéticas causadas pelas irreversibilidades durante o processo de compressão (atrito e transferência de calor do fluido para o meio), há um aumento da entropia do fluido. O refrigerante deixa o compressor no estado de vapor superaquecido à alta pressão, e com temperatura superior à da fonte quente.

- No condensador, o fluido primeiro diminui sua temperatura para depois ser condensado. Devido ao atrito e à transferência de calor para o meio, há uma pequena perda de pressão do refrigerante e o fluido sai do condensador a uma temperatura inferior à de saturação, ou seja, sub-resfriado. Esta temperatura pode diminuir ao longo da tubulação entre o condensador e a válvula de expansão, garantindo, assim, se encontrar em fase líquida.
- No dispositivo de expansão, é desconsiderada qualquer transferência de calor durante o processo. O fluido sofre uma queda de pressão e sua temperatura diminui, mudando seu estado para mistura líquido-vapor a baixo título. Na tubulação entre o dispositivo de expansão e o evaporador, sua pressão pode diminuir mais um pouco.
- Durante o processo de evaporação, o fluido apresenta uma ligeira queda de pressão devido às perdas de carga causadas pelo atrito. Calor é transferido do meio para o fluido refrigerante, completando sua evaporação. O fluido deixa o evaporador levemente superaquecido, garantindo se encontrar totalmente vaporizado. Devido à transferência de calor do meio, a temperatura do fluido pode aumentar na tubulação entre o evaporador e o compressor.

O trabalho consumido em uma bomba de calor real é maior que no ciclo ideal devido ao processo de compressão não-isentrópico. Assim, o desempenho da bomba de calor real é menor. A Fig. 2.5 mostra o gráfico  $T$ - $s$  para o ciclo real da bomba de calor.  $T_1$  e  $T_2$  referem-se às temperaturas do fluido na entrada e saída do condensador, respectivamente, e  $T_3$  e  $T_4$  referem-se às temperaturas do fluido na entrada e saída do evaporador, respectivamente.

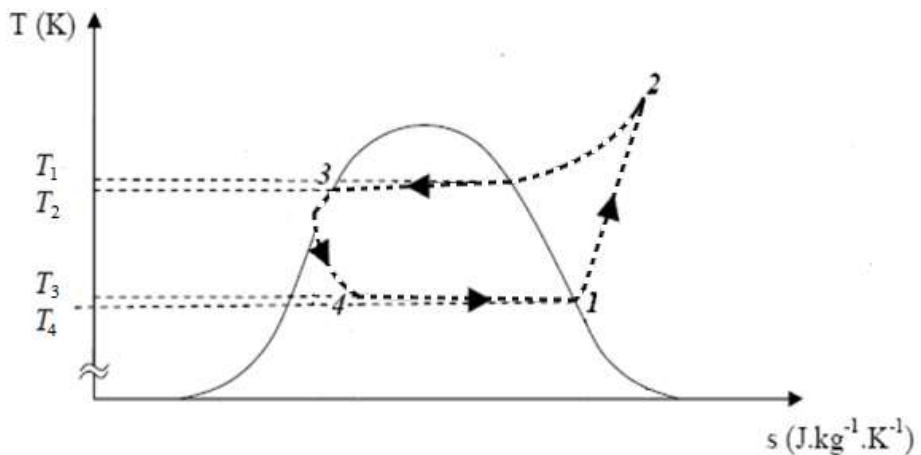


Figura 2.5: Ciclo de uma bomba de calor real (Modificado de BYRNE, 2013).

## 2.4. COMPONENTES

### 2.4.1 Compressores

O compressor tem como função elevar a pressão do fluido refrigerante, elevando sua temperatura como consequência e

promovendo a sua circulação em todo o sistema. O compressor influencia consideravelmente o desempenho de uma bomba de calor. Por esse motivo, seu estudo é de fundamental importância, com o objetivo de desenvolver compressores cada vez mais eficientes e econômicos.

O desempenho de um compressor está intimamente relacionado ao seu mecanismo de operação, às propriedades do fluido refrigerante, e ao motor elétrico, entre outros. Ao selecionar um compressor para operar em uma bomba de calor, buscam-se confiabilidade, baixos níveis de vibração e ruídos, alta eficiência (alta capacidade e baixo consumo de energia), design compacto e leve e ampla faixa de operação (FONSECA JÚNIOR, 2012).

Quanto ao modo de funcionamento, os compressores podem dividir-se em dois tipos: volumétricos ou de deslocamento positivo, e roto-dinâmicos. Nos compressores volumétricos, em um espaço fechado onde ocorre a compressão, há uma divisão física entre o fluido à baixa pressão, na entrada do compressor, e o fluido à alta pressão, na saída. A compressão é feita mecanicamente e o fluido é comprimido até a pressão de saída desejada. Os compressores volumétricos se subdividem em alternativos e rotativos, sendo esses de palhetas (múltiplas ou simples), parafuso ou helicoidais, espirais (*scroll*) e pistão rolante (FERREIRA, 2009, GOMES, 2006).

Nos compressores roto-dinâmicos, a compressão acontece em um espaço onde energia cinética é transformada em energia de pressão, sem a divisão física presentes nos compressores volumétricos. O fluido

passa por um conjunto de pás ganhando, assim, energia cinética. Em seguida, em um difusor, sua energia cinética é convertida em pressão. Estes compressores subdividem-se em centrífugos e axiais (FERREIRA, 2009, GOMES, 2006).

Para bombas de calor, vários tipos de compressores podem ser utilizados, como os compressores alternativos, os de espirais, centrífugo ou pistão rolante (FONSECA JÚNIOR, 2012). Os compressores alternativos são os mais difundidos em processos de refrigeração, e utilizam um conjunto cilindro-pistão para o aumento da pressão do fluido (PEREIRA, 2006). Os compressores de espirais ou *scroll* têm como vantagem um melhor controle na velocidade de rotação e o uso de um variador de frequência, viabilizando uma economia no consumo de energia (FLORA, 2008, *apud* FERNANDES, 2012). Esses compressores são muito práticos no uso de bombas de calor que empregam o ar como fonte de calor, uma vez que as condições climáticas são variáveis ao longo do ano (CÓRDOVA LOBATÓN, 2011). Os compressores centrífugos, comuns em processos de fluxos em alta rotação, são bastante eficientes em processos de elevadas capacidades, apresentando um baixo custo na manutenção e níveis de vibração e ruídos baixos. O fluido entra no compressor, sofre uma ação das pás do rotor, onde ganha energia cinética. Em seguida, em um difusor, sua quantidade de movimento é transformada em pressão, aumentando-a. A desvantagem desse tipo de compressor se encontra na necessidade de, em projetos com baixa capacidade, níveis extremamente altos de rotação. (BAUNGARTNER, 2008).

Um fato importante que afeta o desempenho do compressor é seu superaquecimento, o que pode ocasionar, por exemplo, a degradação do óleo lubrificante e o superaquecimento do motor elétrico. Nesse aspecto, torna-se importante o conhecimento das propriedades dos materiais utilizados e seu comportamento em altas temperaturas (FONSECA JÚNIOR, 2012).

#### 2.4.2 Condensadores

Os condensadores são trocadores de calor que dissipam a energia térmica contida no fluido (adquirida durante os processos de evaporação e compressão) para o meio o qual se deseja aquecer (mais comumente a água e o ar).

Nesse sentido, os condensadores são classificados de acordo com o fluido a aquecer. Assim, têm-se os condensadores a ar, água, mistos e evaporativos:

- Condensadores a ar: esse tipo de condensador é constituído por tubos contendo o fluido refrigerante e normalmente possuem aletas em sua estrutura para facilitar a transferência de calor entre o fluido e o ar externo. A transferência pode ser feita por convecção natural ou forçada (ALVES AFONSO, 2007, *apud* CASTRO, 2010).

- Condensadores a água: neste tipo de condensadores, o fluido que circula externamente é a água. Segundo Castro (2010), eles podem ser classificados em:

Condensadores duplos de contra corrente: formados por dois tubos concêntricos onde, no interior do tubo de menor diâmetro, a água passa em sentido contrário ao do refrigerante.

Condensadores de imersão: constituídos por um reservatório contendo uma serpentina por onde passa a água e que se encontra imersa no fluido refrigerante.

Condensadores multitubulares (carcaça e tubos): contêm tubos dispostos na horizontal por onde passa a água. São empregados em instalações de médio e grande porte.

- Condensadores evaporativos: possuem tubos, contendo o fluido refrigerante, com orifícios preenchidos por água. Com o auxílio de um ventilador, um fluxo de ar passa pelo exterior dos tubos, favorecendo a evaporação da água e a condensação do fluido refrigerante (FERREIRA, 2009).
- Condensadores mistos: são compostos por condensadores de água e ar dispostos em série. O fluido refrigerante passa



primeiramente pelo de ar seguindo, então, para o de água (FERREIRA, 2009). Normalmente, emprega-se esse tipo de condensador quando não é possível garantir a condensação do refrigerante, em condições normais, durante o processo.

### 2.4.3 Dispositivo de expansão

Os dispositivos de expansão têm como função o estrangulamento de um fluido refrigerante, resultando em uma queda abrupta de pressão e um maior controle sobre a quantidade de fluido a entrar no evaporador. Este processo de queda de pressão é tão rápido que a transferência de calor do fluido para o meio é mínima, sendo considerado adiabático. Além disso, o fluido não realiza trabalho, portanto, todo o processo é isentálpico. Nesse estrangulamento ocorre um aumento (mínimo) da energia cinética do fluido que geralmente é desprezada em análises.

Em um sistema por compressão de vapor, um dispositivo de expansão diminui a pressão do fluido proveniente do condensador, inicialmente à alta pressão, ao nível da pressão à entrada do evaporador. Esse processo ocasiona a diminuição da temperatura do fluido, garantindo uma evaporação à baixa temperatura no evaporador.

Os dispositivos de expansão são divididos em vários tipos: tubo capilar, válvula de expansão manual, válvula de expansão termostática, válvula de expansão automática ou de pressão constante e válvula de flutuador.

- Tubo capilar: normalmente de cobre, de baixo custo, não possui partes móveis, são compridos e de diâmetro pequeno. O processo de estrangulamento do fluido se dá devido às perdas de carga decorrentes das irreversibilidades durante o seu escoamento pelo tubo (FERREIRA, 2009).
- Válvula de expansão manual: pouco usada atualmente, é necessário verificar o estado em que o fluido sai do evaporador para garantir que esteja levemente superaquecido, controlando, assim, a abertura da válvula. Caso o fluido esteja em estado elevado de superaquecimento, deve-se abrir mais a válvula para permitir um fluxo maior de refrigerante no evaporador. Caso contrário, se o nível de superaquecimento for menor que o desejado, deve-se diminuir a vazão da válvula para permitir que o fluido refrigerante permaneça mais tempo no evaporador (FERREIRA, 2009).
- Válvula de expansão termostática: são os dispositivos mais utilizados, têm como vantagem um maior controle sobre a temperatura do vapor na saída do evaporador devido à possibilidade de um maior controle no fluxo de refrigerante na válvula (MARTÍNEZ e GÓMES, 2005). O fluido refrigerante, proveniente do condensador, entra em uma pequena região contendo uma agulha. A posição da agulha é

controlável e, dependendo de sua posição, define a carga do refrigerante a ser mandado para o evaporador com o intuito de controlar a temperatura do vapor na área de descarga. Essa temperatura é medida através de um bulbo posicionado na saída do evaporador. (POLETTTO, 2006, FERREIRA, 2009).

- Válvula automática ou de pressão constante: semelhante às válvulas de expansão, mas ao invés do controle do estado do fluido na saída do evaporador, controla-se a pressão. (FERREIRA, 2009, CASTRO, 2010).
- Válvula de flutuador: esses dispositivos são aplicados quando o evaporador é do tipo inundado, melhorando seu desempenho, e estão divididos em dois tipos: os de alta pressão, utilizados em sistemas comuns, e os de baixa pressão, utilizados quando se há múltiplos evaporadores no sistema (DINÇER, 2003, *apud* CASTRO, 2010).

#### 2.4.4 Evaporadores

Esses dispositivos têm como função promover a evaporação do refrigerante transferindo calor do meio para o fluido. Em um processo por compressão de vapor, o refrigerante, proveniente da válvula de expansão à temperatura e pressão reduzidas, entra no evaporador no

estado de mistura líquido-vapor, e, ao fim do processo, se encontra no estado de vapor levemente superaquecido.

A escolha do tipo de evaporador a ser usado no sistema depende fortemente do tipo de refrigerante a ser usado, variando em forma e tamanho. Além disso, é importante que a superfície que separa o fluido refrigerante do meio tenha uma alta condutividade para facilitar a troca de calor (POLETTTO, 2006). Os evaporadores são classificados de acordo com vários critérios, como as condições de operação, seu tipo de funcionamento, o fluxo do fluido refrigerante, entre outros. (SOUSA, 2011). Devido à sua grande variedade, apenas alguns serão mencionados neste trabalho: os evaporadores secos, os evaporadores de carcaça e tubo e os evaporadores inundados.

- Evaporadores secos: o fluido refrigerante se evapora completamente ao longo do tubo, sendo esse de comprimento e forma variável para melhor adaptar-se ao sistema em que será inserido (CASTRO, 2010).
- Evaporadores de carcaça e tubo: usados para o resfriamento de líquidos, são compostos por um feixe de tubos no interior de um cilindro, e seu funcionamento pode ser posto em duas formas: o refrigerante dentro dos tubos com o líquido a arrefecer no cilindro envoltório, ou na configuração contrária, com o líquido dentro dos tubos e o refrigerante circulando em

volta. Esses dispositivos são mais aplicados em sistemas de ar condicionado (FERREIRA, 2009).

- Evaporadores inundados ou de recirculação de líquidos: o fluido refrigerante no estado de mistura proveniente do dispositivo de expansão entra no evaporador seguindo para um depósito adequado. Neste, suas fases são separadas, o vapor sendo descarregado em direção ao compressor, e o restante do fluido seguindo para sofrer o processo de evaporação. Após a evaporação, o restante do fluido é novamente separado no depósito adequado, repetindo o processo. Esse tipo de evaporador possui uma válvula de nível que serve de controle para que a quantidade de refrigerante a entrar no evaporador seja equivalente àquela que foi evaporada (AFONSO, 2007, *apud* CASTRO, 2010).

#### 2.4.5 Fluido refrigerante

No ciclo termodinâmico da bomba de calor, o fluido refrigerante, ao sofrer as mudanças de estado durante os processos, é o responsável pela transferência de calor para o meio que se pretende aquecer. No começo do século XX, fluidos como amônia, dióxido de enxofre, gás carbônico e alguns hidrocarbonetos eram utilizados como refrigerantes naturais em processos frigoríficos. Porém, devido à sua nocividade à

saúde ou inflamabilidade, novas pesquisas foram desenvolvidas com o intuito de encontrar refrigerantes que substituíssem esses. No final da década de 20, foi desenvolvida a família dos fluidos refrigerantes clorofluorcarbonos (CFCs) e hidroclorofluorcarbonos (HCFCs). Por serem não-inflamáveis e atóxicos, além de possuírem uma alta estabilidade química e excelentes características termodinâmicas, esses fluidos revolucionaram a indústria frigorífica, sendo bastante utilizados nesses sistemas por várias décadas (GIULIANI, 2013, PANESI, 2003, DAGHIGH *et al.*, 2010, VENKATARATHNAM e MURTHY, 2012).

No entanto, estudos desenvolvidos na década de 70 confirmaram que os refrigerantes CFCs e HCFCs são nocivos ao meio ambiente. Em casos de vazamento, esses fluidos são decompostos pelos raios ultravioletas e contribuem para a destruição da camada de ozônio (BOLAJI e HUAN, 2013, DAGHIGH *et al.*, 2010, MOHANRAJ; MURALEEDHARAN; JAYARAJ, 2011).

Em 1987 foi assinado o Protocolo de Montreal com o objetivo de proteger a camada de ozônio, e a partir de então, o uso dos refrigerantes CFCs foi interrompido na maioria dos países por possuir um alto nível de Substâncias Destruidoras de Ozônio (SDOs), medida comparativa da quantidade de cloro contida na composição do fluido refrigerante em relação à quantidade contida no tricloro-fluoro-metano (SDO = 1), CFC-11. Além disso, essas substâncias foram identificadas com um alto Potencial de Aquecimento Global (PAG), índice que compara a quantidade de radiação que o gás pode absorver com a mesma quantidade em relação ao dióxido de carbono (PAG = 1). Como

resultado, CFCs foram completamente extintos em 1996, sendo permitido seu uso por mais dez anos apenas em países em desenvolvimento. O uso dos refrigerantes HCFCs foi permitido, apesar de ainda terem altos níveis de SDOs e PAGs, por possuírem um menor impacto ambiental em comparação aos fluidos CFCs. No entanto, HCFCs devem ser completamente extintos até 2030 em países desenvolvidos e em 2040 para países em desenvolvimento. Com isso, iniciou-se uma intensa busca por novos refrigerantes (DAGHIGH *et al.*, 2010, MOHANRAJ; MURALEEDHARAN; JAYARAJ, 2011, BOLAJI e HUAN, 2013).

Em busca de novos fluidos refrigerantes menos agressivos ao meio ambiente, a família dos refrigerantes hidrofluorcarbonetos (HFC) surgiu como alternativa com grande potencial para substituir os CFCs e HCFCs. Porém, apesar de possuírem zero de SDO, os refrigerantes HFCs possuem um alto nível de PAG. Com a implementação do Protocolo de Kyoto em 1997, que visa a redução de emissões de gases que contribuem o efeito estufa, o uso desses fluidos já tem sido abandonado em muitos países (BOLAJI e HUAN, 2013, VENKATARATHNAM e MURTHY, 2012, MOHANRAJ; MURALEEDHARAN; JAYARAJ, 2011).

Os fluidos refrigerantes são classificados pela ASHRAE (*American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers*) pelas letras A e B de acordo com sua toxicidade, onde A e B significam, respectivamente, baixa e alta toxicidade. Sua inflamabilidade é medida pelos números 1, 2 e 3, onde indicam, respectivamente, não inflamável,

baixa inflamabilidade e alta inflamabilidade (ASHRAE, 2010a e 2010b, *apud* CALM e HOURAHAN, 2011).

A Tabela 2.1 mostra uma comparação entre CFCs, HCFCs e HFCs, no que se refere a SDO e PAG, incluindo a classificação da ASHRAE. O PAG foi calculado sobre um intervalo de tempo igual a 100 anos.

Para substituir os fluidos HFCs, mais recentemente foram desenvolvidos refrigerantes da família hidrofluorolefina (HFO), que possuem zero de SDO e baixo PAG. É importante ressaltar que os refrigerantes hidrocarbonetos (HCs), apesar de serem inflamáveis em sua maioria, ainda são bastante utilizados em algumas aplicações, principalmente no setor industrial, devido às suas excelentes propriedades termodinâmicas. Atualmente, buscam-se refrigerantes com baixos níveis de PAG e SDO, não inflamáveis, não tóxicos e que proporcionem um excelente desempenho do sistema, com propriedades termofísicas e químicas compatíveis com o equipamento. Essa busca leva ao desenvolvimento e análise dos mais diversos refrigerantes e uma vasta variedade de misturas de fluidos, muitas contendo HFCs, HCs, HCFCs, HFOs, entre outros (VENKATARATHNAM e MURTHY, 2012). Além disso, observa-se uma procura por um maior número de aplicações com o uso de refrigerantes naturais que, apesar de sua inflamabilidade, não possuem SDOs e PAG (GIULIANI, 2013).

Devido à vasta variedade de refrigerantes e à sua forte influência no desempenho de uma bomba de calor, é necessário cuidado na escolha do fluido a ser usado no sistema. Vários fatores são importantes, como



(VENKATARATHNAM e MURTHY, 2012): baixo PAG e nenhuma SDOs, não toxicidade e inflamabilidade, compatibilidade com o material que compõe o sistema, e propriedades termodinâmicas e termofísicas compatíveis com o que se deseja obter como resultado, tendo em vista uma melhor eficiência.

**Tabela 2.1:** Dados de fluidos refrigerantes (Modificado de BOLAJI e HUAN, 2013).

Grupo	Refrigerantes	SDO	PAG (100 anos)	Classificação ASHRAE
<b>CFCs</b>	R-11 (Tridorofluorometano)	1	3.800	A1
	R-12 (Didorodifluorometano)	1	8.100	A1
<b>HCFCs</b>	R-22 (Clorodifluorometano)	0,055	1.500	A1
	R-123 (2,2-dicloro-1,1,1-trifluoroetano)	0,02	90	B1
<b>HFCs</b>	R-23 (Trofluorometano)	0	11.700	A1
	R-134a (1,1,1,2tetrafluoroetano)	0	1.300	A1
	R-152a (difluoro-1,1etano)	0	140	A2
<b>Fluidos Naturais</b>	R-290 (Propano)	0	3	A3
	R-717 (Amônia)	0	0	B2
	R-718 (Água)	0	0	A1

A substituição de um fluido em um sistema só deve ser feita quando as propriedades termodinâmicas de ambos fluidos forem similares (CHUA *et al.*, 2010), garantindo assim mínima reconfiguração (retrofit) do sistema.

Algumas características desejáveis, quanto às propriedades termodinâmicas e termofísicas, são baixa viscosidade para diminuir as

perdas energéticas, baixa pressão de condensação, e alta condutividade térmica do fluido nas fases de vapor e líquida (VENKATARATHNAM e MURTHY, 2012). Além disso, a combinação refrigerante-lubrificante deve ser considerada, pois pode afetar o desempenho do sistema, sendo necessário o conhecimento quanto sua solubilidade, propriedades durante o transporte e o comportamento nas mudanças de fases (MARCELINO NETO, 2006). Mais características podem ser obtidas em Guilhermetti (2007), Mohanraj, Muraleedharan e Jayaraj (2011), e Venkatarathnam e Murthy (2012). A Tab. 2.2 mostra algumas informações sobre fluidos refrigerantes.

**Tabela 2.2:** Dados de alguns fluidos com temperaturas de ebulição e solidificação medidas à pressão atmosférica  
(Modificado de Venkatarathnam e Srinivasa Murthy, 2012).

Fluidos Refrigerantes	Ponto de ebulição (K)	Ponto de solidificação (K)	Temperatura Crítica (K)	Pressão crítica (bar)
R-11	296,98	162,05	471,20	44,10
R-12	243,37	115,38	385,2	41,20
R-22	232,40	113,6	363,15	49,78
R-134 <sup>a</sup>	247,00	176,55	374,25	40,67
R-290	231,07	85,49	369,83	42,10
R-717	239,83	195,44	405,65	113,00
R-718	373,16	273,16	647,13	219,40

## 2.5 ASPECTOS ECONÔMICOS E AMBIENTAIS

Atualmente, pode-se dizer que três são os fatores de maior influência no panorama mundial: a tecnologia, o meio ambiente e a economia global, intrinsecamente relacionados entre si (VICHI e MANSOR, 2009). A preocupação com o meio ambiente se tornou um dos fatores impactantes no desenvolvimento de novas tecnologias. Tornou-se necessário que os novos produtos tecnológicos atendessem eficientemente as necessidades para as quais foram desenvolvidos sem que, a curto ou longo prazo, fossem prejudiciais ao meio ambiente. Com a crise energética mundial e a necessidade de utilizar cada vez menos combustíveis fósseis, produtos que tenham uma maior eficiência energética, principalmente utilizando fontes renováveis e menos poluente, têm sido os mais desejáveis.

No Brasil, de acordo com Vichi e Mansor (2009), até o ano de 2007, 46% da matriz energética brasileira era renovável quando comparada com a média mundial de 12%, boa parte produzida por instalações hidrelétricas e distruíbas para a maior parte do Brasil. A exceção ocorre, por exemplo, em comunidades isoladas na Amazônia, onde a energia ainda é fornecida através da queima de óleo (PALMIERI, 2013). No processo de secagem de produtos termosensíveis, o consumo pode chegar a 15% da energia do setor industrial (CHUA *et al.*, 2001, *apud* COLAK e HEPBASLI, 2009a). O consumo de energia na secagem chega a consumir até 70% de toda a energia na indústria madeireira e até

60% de toda energia na produção de tecidos (COLAK e HEPBASLI, 2009a).

A bomba de calor usada no processo de secagem, além de fornecer melhores condições operacionais, possibilitando um maior controle da temperatura e umidade do ar, é uma excelente alternativa na substituição dos secadores convencionais quanto à economia energética, promovendo uma melhor eficiência e menor impacto ambiental. Seu uso chega a fornecer uma economia de 60-80% no consumo de energia quando comparado ao uso de secadores convencionais entre as mesmas temperaturas (STROMMEN *et al.*, 2002, *apud* COLAK e HEPBASLI, 2009a). A economia obtida ao longo dos anos de uso das bombas de calor é assunto recorrente nas pesquisas: Smith (1949) já apresentava gráficos comparativos e estudos nos quais a bomba de calor apresentava um forte potencial de economia ao longo dos anos, mesmo considerando-se seu relativamente alto custo inicial de instalação. Porém, é importante ressaltar que o desempenho econômico de uma bomba de calor está intimamente relacionado com o tipo e qualidade da instalação (afetando também a longevidade do sistema) e as características da fonte térmica, além de outros fatores que podem afetar sua eficiência.

As bombas de calor são consideradas como tecnologias de energia renovável na União Europeia (IRENA, 2013); outros países (EUA, Reino Unido, Austrália e Japão) concedem benefícios no imposto de renda, subsídios e outros benefícios para alavancar o uso das bombas de calor. Porém, em muitos outros países, as bombas não são consideradas como sendo de “energia renovável”, e portanto não há

vantagens, incentivos nem subsídios. Ademais, por causa das consideráveis diferenças nas regulações e normas nacionais utilizadas para medir a eficiência das bombas de calor, sua contribuição para a penetração da energia renovável não é bem representada nas estatísticas energéticas atuais.

Por utilizar uma fonte de energia renovável para produzir trabalho e obter, dessa forma, determinada quantidade de calor, a bomba de calor elétrica é mais vantajosa em relação aos secadores que usam outras fontes não renováveis. Porém, além da economia energética da bomba de calor, é preciso analisar seu impacto quanto à emissão de gases na atmosfera.

As bombas de calor foram citadas no relatório de 2010 do Comitê de Opções Técnicas em Refrigeração, Ar Condicionado e Bombas de Calor (RTOC, 2011) como opções para reduzir o impacto do aquecimento global em comparação a sistemas de queima de combustíveis fósseis. Obviamente, a redução depende do nível de eficiência da bomba de calor e dos valores de kg CO<sub>2</sub>/kWh de **eletricidade local**. “No entanto, as bombas de calor tendem a ter maiores custos do que os sistemas de combustíveis fósseis, porque empregam complicados circuitos de refrigeração, trocadores de calor maiores e outros recursos especiais” (RTOC, 2011).

De acordo com Lobo *et al.*(2004), o uso de bombas de calor pode reduzir as emissões de dióxido de carbono na atmosfera em até 6% do total de emissões global. No entanto, uma das principais preocupações deve-se ao fluido refrigerante utilizado e o risco de vazamentos,

prejudicando não só o meio como também o desempenho de todo o sistema caso o fluido vazze.

O uso de hidrocarbonos como fluido refrigerante contribui em 16% no impacto ambiental que uma bomba de calor pode causar, além da configuração do sistema e o tipo de equipamento utilizado, que chega a contribuir entre 2-3%. Observou-se também que o fator mais contribuinte, no entanto, é o consumo de energia, chegando a influenciar até 81% do impacto ambiental causado por uma bomba de calor (JOHNSON, 2011).

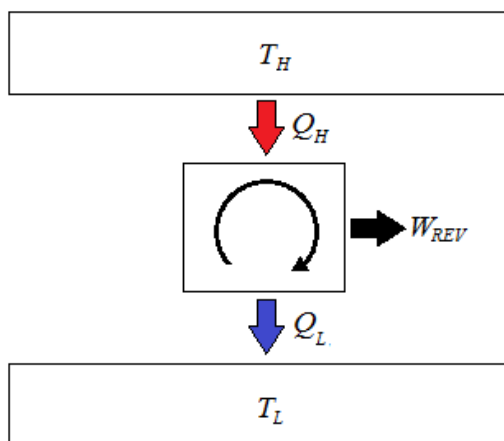
Segundo IRENA (2013), o uso das bombas de calor pode ser incentivado através da normatização das regulações nacionais, da disseminação de informação aos consumidores quanto a sua eficiência energética, e seus custos iniciais (investimento) devem ser reduzidos. Esforços continuados de P&D são essenciais para melhorar a competitividade e penetração das bombas de calor, ajudando a melhor explorar seu alto potencial de fornecimento de serviços energéticos eficientes e limpos. O papel da bomba de calor, de certa forma, em um futuro com menos emissões de CO<sub>2</sub>, é o de destacar o quão interconectadas estão todas as opções para redução de impactos ambientais: não existe uma só solução, mas uma combinação de tecnologias pode ajudar a encontrar uma solução balanceada e possível.

## 2.6 CÁLCULO E SEGUNDA LEI DA TERMODINÂMICA

A segunda Lei da Termodinâmica foi determinada experimentalmente, e para deduzí-la primeiramente para sistemas, é preciso demonstrar a desigualdade de Clausius, válida para todos os ciclos reversíveis e irreversíveis, Eq. (2.1).

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \quad (2.1)$$

Considere um motor térmico operando segundo um ciclo reversível entre dois reservatórios com temperaturas  $T_H$  e  $T_L$ , Fig. (2.6). A integral cíclica da quantidade de calor trocado entre o motor térmico e esses reservatórios é maior que zero, Eq. (2.2).



**Figura 2.6:** Ciclo do motor térmico.

$$\oint \delta Q = Q_H - Q_L > 0 \quad .2)$$

Por ser um ciclo reversível e pela definição da escala absoluta de temperatura, Eq. (2.3), uma vez que  $T_H$  e  $T_L$  são constantes, obtém-se a Eq. (2.4).

$$\frac{Q_H}{T_H} = \frac{Q_L}{T_L} \quad (2.3)$$

$$\oint \frac{\delta Q}{T} = \frac{Q_H}{T_H} - \frac{Q_L}{T_L} = 0 \quad (2.4)$$

Se a integral cíclica da quantidade de calor  $\delta Q$  tender a zero quando a diferença entre as temperaturas  $T_H$  e  $T_L$  tende a zero para o motor térmico ainda operando reversivelmente, a integral cíclica de  $\delta Q/T$  permanece nula. Dessa forma, conclui-se que para todo ciclo reversível de um motor térmico, tem-se:

$$\oint \delta Q \geq 0 \quad \text{e} \quad \oint \frac{\delta Q}{T} = 0 \quad 2.5)$$

Considerando agora um ciclo irreversível de um motor térmico operando entre os mesmo reservatórios da Fig (2.6) e recebendo a mesma quantidade de calor  $Q_H$ , comparando o ciclo reversível com o



ciclo irreversível, tem-se  $W_{\text{IRR}} < W_{\text{REV}}$ . Como  $Q_{\text{H}} - Q_{\text{L}} = W$ , para todo ciclo reversível ou irreversível, então:

$$Q_{\text{H}} - Q_{\text{L,IRR}} < Q_{\text{H}} - Q_{\text{L,REV}} \quad (2.6)$$

$$Q_{\text{L,IRR}} > Q_{\text{L,REV}} \quad (2.7)$$

Logo, para o motor térmico irreversível:

$$\oint \delta Q = Q_{\text{H}} - Q_{\text{L,IRR}} > 0 \quad e \quad \oint \frac{\delta Q}{T} = \frac{Q_{\text{H}}}{T_{\text{H}}} - \frac{Q_{\text{L,IRR}}}{T_{\text{L}}} < 0 \quad (2.8)$$

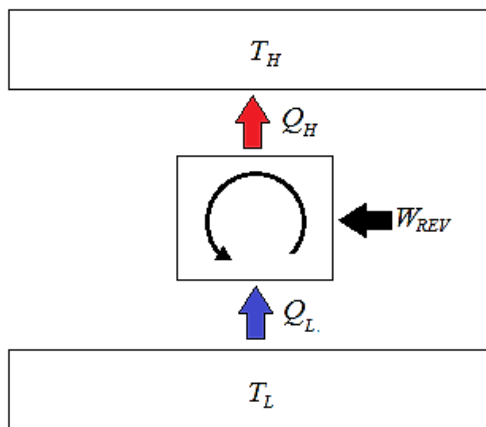
Se o ciclo se tornar cada vez mais irreversível, enquanto  $T_{\text{H}}$ ,  $T_{\text{L}}$  e  $Q_{\text{H}}$  permanecem constantes, a integral cíclica de  $\delta Q$  tenderá a zero, enquanto a integral cíclica de  $\delta Q/T$  se tornará gradativamente mais negativa., Eq. (2.9).

$$\oint \delta Q = 0 \quad e \quad \oint \frac{\delta Q}{T} < 0 \quad (2.9)$$

Desta forma, para motores térmicos irreversível, conclui-se que:

$$\oint \delta Q \geq 0 \quad e \quad \oint \frac{\delta Q}{T} < 0 \quad (2.10)$$

Uma análise semelhante à desenvolvida para motores térmicos pode ser feita para ciclos de refrigeração. Considere a Fig. (2.7), que representa um ciclo de refrigeração reversível operando entre reservatórios térmicos onde um deles se encontra à alta temperatura  $T_H$  e outro à baixa temperatura  $T_L$ . O ciclo recebe uma quantidade de calor  $Q_L$ . A integral cíclica do calor transferido  $\delta Q$  é determinada de acordo com a Eq. (2.11).



**Figura 2.7:** Ciclo de refrigeração.

$$\oint \delta Q = -Q_H + Q_L < 0 \quad (2.11)$$

Pela definição da escala absoluta de temperatura e sendo este um ciclo de refrigeração reversível, recorrendo à Eq. (2.3), tem-se:

$$\oint \frac{\delta Q}{T} = -\frac{Q_H}{T_H} + \frac{Q_L}{T_L} = 0 \quad (2.12)$$

Se a integral cíclica de  $\delta Q$  tender a zero à base que os valores das temperaturas  $T_H$  e  $T_L$  se aproximam, a integral cíclica de  $\delta Q/T$  permanece nula. Consequentemente, conclui-se que, no limite:

$$\oint \delta Q = 0 \quad \text{e} \quad \oint \frac{\delta Q}{T} = 0 \quad (2.13)$$

Logo, para todo ciclo de refrigeração reversível, tem-se:

$$\oint \delta Q \leq 0 \quad \text{e} \quad \oint \frac{\delta Q}{T} = 0 \quad (2.14)$$

Analisando um ciclo de refrigeração irreversível operando entre os mesmos reservatórios da Fig. (2.7), e recebendo a mesma quantidade de calor  $Q_L$ , sabe-se que, comparando a quantidade de trabalho consumido no ciclo reversível e no ciclo irreversível, tem-se:

$$W_{\text{REV}} < W_{\text{IRR}} \quad (2.15)$$

Como o trabalho consumido em um ciclo de refrigeração, seja este reversível ou irreversível, é determinado por  $W = Q_H - Q_L$ , então, substituindo na Eq. (2.15), tem-se:

$$Q_{H,REV} - Q_L < Q_{H,IRR} - Q_L \quad (2.16)$$

$$Q_{H,REV} < Q_{H,IRR} \quad (2.17)$$

A Eq. (2.17) significa que a quantidade de calor transferida do sistema de refrigeração reversível para o reservatório à alta temperatura é inferior à quantidade de calor transferida no sistema irreversível para o mesmo reservatório. Considerando a Eq. (2.17), tem-se:

$$\oint \delta Q = -Q_{H,IRR} + Q_L < 0 \quad e \quad \oint \frac{\delta Q}{T} = -\frac{Q_{H,IRR}}{T_H} + \frac{Q_L}{T_L} < 0 \quad (2.18)$$

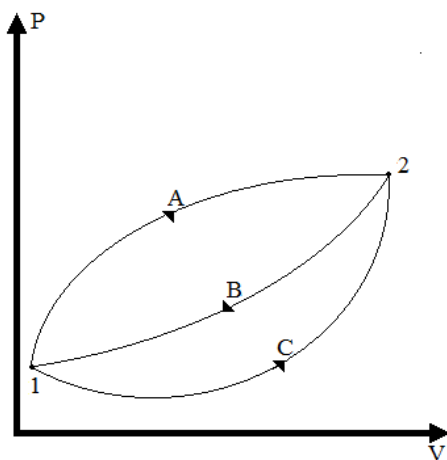
Se o ciclo de refrigeração se tornar cada vez mais irreversível, considerando  $T_H$ ,  $T_L$  e  $Q_L$  constantes, então a integrais cíclicas de  $\delta Q$  e  $\delta Q/T$  se tornarão progressivamente negativas.

Logo, conclui-se que, para todos os ciclos reversíveis ou irreversíveis:

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \quad (2.19)$$

Onde a igualdade é válida para os ciclos reversíveis e a desigualdade para os ciclos que são irreversíveis, finalizando, assim, a verificação da desigualdade de Clausius para ciclos termodinâmicos.

Considere agora um sistema que percorra um ciclo termodinâmico reversível, Fig. (B.3). Suponha primeiramente que o sistema percorra um ciclo reversivelmente partindo do estado 1 para o estado 2 pelo caminho A e retornando pelo caminho B do estado 2 para o estado 1. Como todos os processos pelos quais o sistema passa são reversíveis (caminhos A e B), então, pela desigualdade de Clausius, pode-se escrever:



**Figura 2.8:** Ciclos reversíveis.

$$\oint \frac{\delta Q}{T} = \left( \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \right)_A + \left( \int_2^1 \frac{\delta Q}{T} \right)_B = 0 \quad (2.20)$$

Supondo agora que o sistema percorra um ciclo reversível partindo do estado 1 para o estado 2 pelo caminho C e retornando novamente pelo caminho B do estado 2 para o estado 1. Analogamente,

pela desigualdade de Clausius, uma vez que todos os processos pelos quais o sistema passa são reversíveis, tem-se:

$$\oint \frac{\delta Q}{T} = \left( \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \right)_C + \left( \int_2^1 \frac{\delta Q}{T} \right)_B = 0 \quad (2.21)$$

Subtraindo a Eq. (2.20) da Eq. (2.21), tem-se:

$$\left( \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \right)_C - \left( \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \right)_A = 0 \quad (2.22)$$

$$\left( \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \right)_C = \left( \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \right)_A \quad (2.23)$$

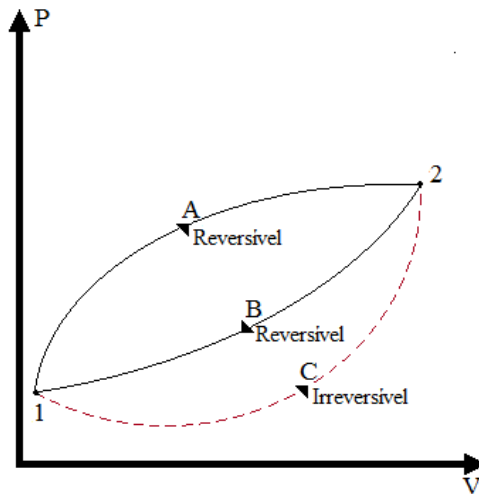
Logo, conclui-se que, independente do caminho pelo qual o sistema percorra, a integral cíclica de  $\delta Q/T$  é constante e, portanto, depende apenas do estado inicial e final do sistema, caracterizando, assim, uma propriedade denominada entropia, designada por  $S$  e definida como:

$$dS = \left( \frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{REV}} \quad (2.24)$$

Para determinar a variação de entropia em um sistema, basta aplica a integral entre os estados inicial e final, Eq. (2.25).

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \left( \frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{REV}} \quad (2.25)$$

A Eq. (2.25) determina a variação de entropia em fluidos que mudam de estado através de processos reversíveis. Em processos irreversíveis, a variação de entropia de um fluido que muda de estado pode ser determinada de modo análogo ao que foi desenvolvido para processos reversíveis. Para tanto, considera-se a Fig. (2.9).



**Figura 2.9:** Ciclos reversível e irreversível.

Suponha, primeiramente, que um sistema percorra um ciclo partindo do estado 1 para o estado 2 pelo caminho reversível A, e retorne do estado 2 para o estado 1 pelo caminho reversível B, como mostrado na Fig. (2.9). Dessa forma, pela desigualdade de Clausius para ciclos reversíveis, tem-se:

$$\oint \frac{\delta Q}{T} = \left( \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \right)_A + \left( \int_2^1 \frac{\delta Q}{T} \right)_B = 0 \quad (2.26)$$

Se o sistema agora percorre um ciclo irreversível partindo do estado 1 para o estado 2 pelo processo irreversível C e retornando do estado 2 para o estado 1 pelo processo reversível B, novamente pela desigualdade de Clausius, tem-se:

$$\oint \frac{\delta Q}{T} = \left( \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \right)_C + \left( \int_2^1 \frac{\delta Q}{T} \right)_B < 0 \quad (2.27)$$

Subtraindo a Eq. (2.26) da Eq. (2.27), tem-se:

$$\left( \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \right)_C - \left( \int_2^1 \frac{\delta Q}{T} \right)_A < 0 \quad (2.28)$$

$$\left( \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \right)_C < \left( \int_2^1 \frac{\delta Q}{T} \right)_A \quad (2.29)$$

Como a entropia é uma propriedade, sua variação em uma substância que muda de estado através de um processo é constante, seja este processo reversível ou irreversível. Em outras palavras, uma vez que a variação de entropia depende apenas dos estados inicial e final da substância, ela independe do processo ser reversível ou irreversível.



Dessa forma, para o sistema que percorre os ciclos na Fig. (2.9), pode-se afirmar:

$$\left(\int_1^2 \frac{\delta Q}{T}\right)_A = \int_1^2 dS_A = \int_1^2 dS_C \quad (2.30)$$

Logo:

$$\int_1^2 dS_C > \left(\int_1^2 \frac{\delta Q}{T}\right)_C \quad (2.31)$$

Concluindo, uma vez que o caminho C é arbitrário, então, para processos irreversíveis:

$$dS > \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{IRR}} \quad (2.32)$$

Dessa forma, pela Eq. (2.24) para processos reversíveis e pela Eq. (2.32) para processos irreversíveis, pode-se deduzir:

$$dS \geq \left(\frac{\delta Q}{T}\right) \quad (2.33)$$

Onde, na Eq. (2.33), a igualdade é válida para processos reversíveis e a desigualdade para processos irreversíveis.

A Eq. (2.33) estabelece que a variação de entropia em um fluido que muda de estado através de um processo irreversível é maior que aquela em um fluido que passa por um processo reversível à mesma  $\delta Q$  e mesma temperatura  $T$ . Para que a igualdade seja válida, é necessário acrescentar um termo que represente essa diferença. Dessa forma, pode-se reescrever a Eq. (2.33) da seguinte forma:

$$dS = \frac{\delta Q}{T} + \delta S_{\text{ger}} \quad (2.34)$$

Onde:

$$\delta S_{\text{ger}} \geq 0 \quad (2.35)$$

Na Eq. (2.34),  $\delta S_{\text{ger}}$  representa a entropia gerada devido às irreversibilidades ocorridas durante o processo. Logo, a igualdade na Eq. (2.35) é satisfeita quando o processo é reversível, enquanto a desigualdade ocorre em processos irreversíveis.

Para escrever a Eq. (2.34) em termos de taxa de variação, considere uma variação incremental de entropia  $S$  e divida por uma variação de tempo  $\delta t$ .

$$\frac{dS}{\delta t} = \frac{1}{T} \frac{\delta Q}{\delta t} + \frac{\delta S}{\delta t} \quad (2.36)$$

Uma vez que a superfície de controle pode ser composta por várias regiões que apresente temperatura uniforme e, de acordo com a Eq. (2.37), Eq. (2.38) e Eq. (2.39), no limite, tem-se:

$$\lim_{\delta t \rightarrow 0} \frac{dS}{\delta t} = \frac{dS}{dt} \quad (2.37)$$

$$\lim_{\delta t \rightarrow 0} \frac{\delta Q}{\delta t} = \dot{Q} \quad (2.38)$$

$$\lim_{\delta t \rightarrow 0} \frac{\delta S}{\delta t} = \dot{S} \quad (2.39)$$

Logo, a taxa de variação de entropia para sistemas fechados é fornecida pela Eq. (2.40).

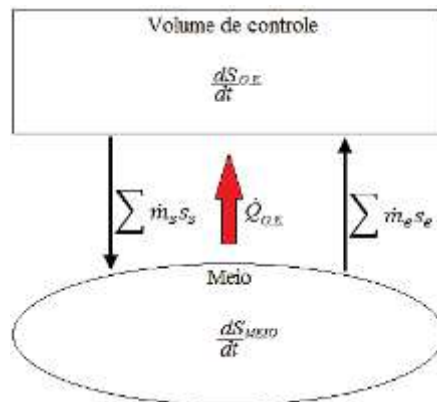
$$\left(\frac{dS}{dt}\right)_{\text{O.E.}} = \sum \frac{1}{T} \dot{Q} + \dot{S}_{\text{ger}} \quad (2.40)$$

O desenvolvimento da equação da variação de entropia para volumes de controle considera a contribuição de uma certa quantidade de entropia por unidade de tempo associada à massa em trânsito. Dessa forma, considerando várias seções de entrada e saída do fluxo de massa, a equação da variação de entropia para volumes de controle é fornecida pela Eq. (2.41).

$$\left(\frac{dS}{dt}\right)_{O.E.} = \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_s s_s + \sum \frac{\dot{Q}_{O.E.}}{T} + \dot{S}_{ger} \quad (2.41)$$

O aumento da entropia em um volume de controle deve-se às irreversibilidades, à massa em trânsito ou à transferência de calor devido a uma diferença finita de temperatura. A entropia poderá diminuir devido à transferência de calor do volume de controle ou à massa cruzando sua fronteira.

Em uma interação entre o volume de controle e o meio, como mostrado na Fig. (2.10), onde ocorrem transferência de calor  $\dot{Q}_{O.E.}$  do meio, cuja temperatura é  $T_0$  para o volume de controle que se encontra a temperatura  $T$ , e massa cruzando os limites do volume de controle, pode-se escrever a taxa de variação de entropia para o volume de controle e o meio de acordo com a Eq. (2.42) e Eq. (2.43), respectivamente.



**Figura 2.10:** Interação entre o volume de controle e o meio.

$$\frac{dS_{O.E.}}{dt} \geq \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_s s_s + \sum \frac{\dot{Q}_{O.E.}}{T} \quad (2.42)$$

$$\frac{dS_{MEIO}}{dt} = \sum \dot{m}_s s_s - \sum \dot{m}_e s_e - \frac{\dot{Q}_{O.E.}}{T_0} \quad (2.43)$$

Somando a Eq. (2.42) e a Eq. (2.43), obtém-se:

$$\frac{dS_{LIQ}}{dt} = \frac{dS_{O.E.}}{dt} + \frac{dS_{MEIO}}{dt} \geq \left( \sum \frac{\dot{Q}_{O.E.}}{T} \right) - \frac{\dot{Q}_{O.E.}}{T_0} \quad (2.44)$$

Como  $\dot{Q}_{O.E.} > 0$  quando  $T_0 > T$ , e  $\dot{Q}_{O.E.} < 0$  quando  $T_0 < T$ , então pode-se escrever a Eq. (2.44) como:

$$\frac{dS_{LIQ}}{dt} = \frac{dS_{O.E.}}{dt} + \frac{dS_{MEIO}}{dt} = \sum \dot{S}_{ger} \geq 0 \quad (2.45)$$

Onde a igualdade na Eq. (2.45) é válida quando o processo é reversível, e o sinal de maior é válido quando o processo é irreversível. A Eq. (2.45) é conhecida Enunciado Geral do Princípio do Aumento da Entropia, e fisicamente significa que a entropia em processos reais do conjunto volume de controle e meio aumenta. O Enunciado Geral do Princípio do Aumento de Entropia estabelece que os processos ocorrem em um determinado sentido, onde ocorre a mudança de um estado menos provável para outro mais provável.

## 2.7 ANÁLISE EXERGÉTICA

Um sistema é definido como uma quantidade de matéria e pode ser classificado, quanto às suas fronteiras, sejam estas reais ou teóricas, em aberto ou fechado. Denomina-se um sistema aberto ou volume de controle quando há massa cruzando os limites deste sistema. Neste caso, massa e suas propriedades podem variar com o tempo. Caso contrário, quando massa não cruza a fronteira do sistema, denomina-se sistema fechado. A fronteira que envolve o sistema, seja este aberto ou fechado, pode ser fixa ou móvel e é denominada superfície de controle, sendo esta sempre fechada. Tudo que se encontra fora da fronteira é denominado vizinhança. Um sistema é dito isolado quando, ao ocorrerem mudanças em sua vizinhança, ele não é alterado (ÇENGEL e BOLES, 2006).

Energia é definida como a capacidade de causar mudanças. Quanto maior for esta capacidade, melhor será a qualidade da energia. A energia contida dentro da fronteira de um sistema pode variar com o tempo através do transporte de massa (volume de controle), realização de trabalho ou transferência de calor através da superfície de controle. Por definição, calor é uma quantidade de energia transferida de um sistema a outro devido a uma diferença finita de temperatura. Trabalho é definido como uma força agindo através e na mesma direção de um deslocamento (DINCER, 2002, VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 2006). A energia pode ser macroscópica ou microscópica, e existir em várias formas, como térmica, magnética, elétrica, mecânica, química, nuclear, cinética ou potencial (ÇENGEL e

BOLES, 2006). Além disso, a energia pode ser classificada como ordenada ou desordenada. A energia potencial, produzida por um campo de força gravitacional, magnético ou elétrico, e a energia cinética, com exceção daquela associada a movimentos turbulentos, são exemplos de energia ordenada. Esse tipo de energia tem como característica, em processos reversíveis, sua total transformação em trabalho. A energia desordenada tem como exemplos energia interna, química e energia associada a movimentos turbulentos de fluidos, sendo esta possível de ser transformada em energia ordenada (KOTAS, 1995).

Em uma abordagem mais geral, pode-se dizer que a Análise Energética foca em um estudo relativo à quantidade de energia cruzando as fronteiras de um sistema, e baseia-se na Primeira Lei da Termodinâmica, também denominada Lei da Conservação da Energia (Eq. 2.46), que tem como princípio que energia não pode ser criada ou destruída, apenas transformada de uma forma para outra, transportada ou transferida de um sistema a outro. A Eq. 2.46 fornece a interação entre as várias formas de energia consideradas em um sistema e a definição de energia total como uma propriedade (LEVENSPIEL, 2002, ÇENGEL e BOLES, 2006).

$$\left(\frac{dE}{dt}\right)_{O.E.} = \dot{Q}_{1,2} - \dot{W}_{1,2} + \sum \dot{m}_e h_e^T - \sum \dot{m}_s h_s^T \quad (2.46)$$

Na Equação 2.46,  $(dE/dt)_{O.E.}$  é a taxa de variação da quantidade de energia do sistema (objeto de estudo) com o tempo,  $\dot{Q}_{1,2}$  e  $\dot{W}_{1,2}$  são,

respectivamente, a quantidade de calor e trabalho trocados durante o processo,  $\dot{m}_e$  e  $\dot{m}_s$  são a vazão mássica de entrada e saída do sistema, respectivamente,  $h_e^T$  é a entalpia total de entrada e  $h_s^T$  a entalpia total de saída do sistema. A verificação da Eq. 2.46 foi feita experimentalmente verificando-se que a transferência de calor e trabalho em um determinado sistema são proporcionais entre si. A demonstração dessa equação encontra-se no Apêndice A. As entalpias totais são definidas de acordo com a Eq. 2.47:

$$h^T = h + \frac{V^2}{2} + gZ \quad (2.47)$$

Com  $h$  definido como entalpia,  $V$  a velocidade do fluido,  $g$  e  $Z$  a força gravitacional e altitude do fluido, respectivamente. De forma mais ampla, a Primeira Lei da Termodinâmica pode ser escrita como a Eq. 2.48:

$$\left(\frac{dE}{dt}\right)_{O.E.} = d\left(U + \frac{mV^2}{2} + mgZ\right) \quad (2.48)$$

Onde  $U$  é a energia interna do objeto de estudo.

Para um sistema fechado, uma vez que não há massa cruzando a superfície de controle, a Eq. 2.46 se resume:

$$\left(\frac{dE}{dt}\right)_{O.E.} = \dot{Q}_{1,2} - \dot{W}_{1,2} \quad (2.49)$$



Além disso, a Lei da Conservação da Energia estabelece que a energia do sistema e sua vizinhança é constante, uma vez que toda energia que entra ou sai do sistema parte de sua vizinhança (KOTAS, 1995).

A eficiência de um sistema estabelece o quão bem aproveitada está sendo a conversão energética em um processo ou ciclo. Quanto maior a eficiência de um sistema, menor será seu impacto ambiental (DINCER, 2002). A eficiência energética ou coeficiente de desempenho calculada para uma bomba de calor de acordo com a Primeira Lei da Termodinâmica é dada pela relação entre a quantidade de energia obtida na forma de calor e a quantidade de energia consumida na forma de trabalho (Eq. 2.50).

$$\text{COP} = \frac{Q_H}{W_{B.C.}} = \frac{\text{Energia pretendida}}{\text{Energia consumida}} \quad (2.50)$$

A análise exérgica é fundamentada na Segunda Lei da Termodinâmica, e baseia-se na qualidade da energia, em sua capacidade de conversão, em ser transformada em energia útil e causar mudanças, uma vez que nem toda energia pode ser convertida. Esse tipo de análise também faz uso da Primeira Lei da Termodinâmica, valorizando assim quantidade e qualidade da energia envolvida nos processos, fornecendo um estudo mais completo e possibilitando um melhor aproveitamento da energia (FERREIRA; TORRES; SILVA, 2011). Dessa forma, a análise exérgica possibilita a identificação das perdas energéticas, a

comparação entre sistemas e sua otimização, e, conseqüentemente, a diminuição do impacto ambiental (DINÇER e KANOGLU, 2010).

A Segunda Lei da Termodinâmica se baseia não só na quantidade de energia cruzando as fronteiras do sistema, como a Primeira Lei da Termodinâmica, mas também a direção em que esta energia cruza, focando em sua qualidade, além da quantidade, durante o processo ao estabelecer limites na conversão entre as diferentes formas de energia. Além disso, ela estabelece que a entropia em um sistema é crescente, grandeza termodinâmica que mede a irreversibilidade em um processo, permite a predição de quais processos podem ou não ocorrer, estabelece as condições de equilíbrio termodinâmico, e fornece meios para avaliar os fatores que impedem quantitativamente o melhor desempenho do sistema (KOTAS, 1995, MORAN e SHAPIRO, 2013). A equação geral para a Segunda Lei da Termodinâmica é dada pela Eq. 2.51:

$$\left(\frac{dS}{dt}\right)_{O.E.} = \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_s s_s + \int \frac{\dot{Q}_{O.E.}}{T} + \dot{S}_{ger} \quad (2.51)$$

Onde  $(dS/dt)_{O.E.}$  é a taxa de variação de entropia com o tempo,  $s_e$  e  $s_s$  são as entropias de entrada e saída do sistema e  $\dot{S}_{ger}$  é a taxa de geração de entropia, existente devidos às irreversibilidades ocorridas no interior do sistema. Na Eq. 2.51, a temperatura T é considerada constante.

As bases da Segunda Lei da Termodinâmica foram estabelecidas por Sadi Carnot em 1824 e consolidadas pelos enunciados de Kelvin-

Planck, onde “é impossível construir um dispositivo que opere num ciclo termodinâmico e que não produza outros efeitos além do levantamento de um peso e troca de calor com um único reservatório térmico”, e Clausius, onde “é impossível construir um dispositivo que opere, segundo um ciclo, e que não produza outros efeitos além da transferência de calor de um corpo frio para um corpo quente”. O primeiro claramente estabelece que é impossível construir um motor térmico onde calor seja totalmente transformado em trabalho. O segundo enunciado está relacionado com a bomba de calor, estabelecendo que é impossível obter calor a partir de uma fonte fria sem que haja consumo de trabalho (VAN WYLEN; SONNTAG e BORGNAKKE, 2006).

Para que um processo possa ocorrer, é preciso que ele satisfaça a Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica. Um dispositivo que não obedeça a pelo menos uma das leis é denominado máquina de movimento perpétuo (ÇENGEL e BOLES, 2006).

As irreversibilidades associadas ao processo são as causas das perdas energéticas em um sistema. Quanto maior forem as irreversibilidades, maior será a geração de entropia no sistema. No entanto, sob as mesmas condições de um processo real, existe um limite superior teórico para o trabalho útil em um processo considerado reversível, denominado trabalho reversível,  $W_{rev}$ . Segundo Çengel e Boles (2006), “o trabalho reversível  $W_{rev}$  é definido como a quantidade máxima de trabalho útil que pode ser produzida (ou o trabalho mínimo que necessita ser fornecido) quando um sistema passa por um processo

entre os estados inicial e final especificados”. Esse processo ocorre de modo totalmente reversível. O trabalho reversível pode ser determinado pela Eq. 2.52 para sistemas onde não há variação entropia e energia interna com o tempo (regime permanente):

$$\dot{W}_{\text{rev}} = \sum \dot{m}_e(h_e^T - T_0 s_e) - \sum \dot{m}_s(h_s^T - T_0 s_s) + \sum \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{sup}}}\right) \quad (2.52)$$

Na Equação 2.52,  $s_e$  e  $s_s$  são as entropias do fluido antes e após o processo, respectivamente,  $h_e^T$  é a entalpia total do fluido na entrada do dispositivo e  $h_s$  é a entalpia na saída, definidas pela Eq. 2.47. A quantidade de calor transferida do reservatório à temperatura  $T_{\text{sup}}$  é  $\dot{Q}$ , e  $T_0$  é a temperatura ambiente. Essas temperaturas são consideradas constantes.

A irreversibilidade de um sistema é calculada quantitativamente pela diferença entre o trabalho reversível (teórico,  $\dot{W}_{\text{rev}}$ ) e o trabalho real ( $\dot{W}_{\text{real}}$ ). Essa comparação pela diferença entre o trabalho reversível e real nos fornece o quão irreversível é um determinado sistema, ou seja, quanto de trabalho está deixando de ser produzido ou está sendo consumido pelo dispositivo. Em um processo real, a irreversibilidade será sempre positiva. A Eq. 2.53 determina a irreversibilidade para dispositivos que produzem trabalho: será nula apenas quando o processo for ideal (reversível).

$$I = \dot{W}_{\text{rev}} - \dot{W}_{\text{real}} \quad (2.53)$$

Para dispositivos que consomem trabalho, a irreversibilidade é dada pela Eq. (2.54):

$$I = W_{\text{real}} - W_{\text{rev}} \quad (2.54)$$

As Equações 2.53 e 2.54 também podem ser escritas como:

$$I = T_0 S_{\text{ger}} \quad (2.55)$$

Toda forma de energia pode ser separada em duas partes distintas: anergia e exergia. Anergia é a parte da energia que não pode ser transformada em trabalho, também denominada como energia indisponível. Exergia pode ser definida como o trabalho máximo que se pode obter a partir de um sistema, ou seja, é toda a energia que pode ser convertida em trabalho, estando desta forma associada à energia ordenada. Quando um sistema perde energia devido às irreversibilidades, sua capacidade de realizar trabalho diminui, ou seja, parte de sua exergia é destruída. Portanto, um estudo exergético tem como finalidade fornecer o embasamento teórico para a identificação de perdas energéticas em um sistema, possibilitando seu aprimoramento de forma a obter um desempenho ótimo. Pode-se também denominar exergia como energia disponível ou apenas disponibilidade (ÇENGEL e BOLES, 2006).

Segundo Scott (2003), um sistema só conterá exergia se este se encontrar em desequilíbrio com o meio. O trabalho realizado por ele

somente será máximo quando ocorrer o equilíbrio com o meio. Um sistema está em equilíbrio com o meio quando sua temperatura e pressão são iguais às do ambiente (equilíbrio térmico e mecânico, respectivamente), quando não há reações químicas com o meio, sua energia cinética e energia potencial são nulas em relação ao ambiente e não há tensões elétricas, magnéticas ou de superfície (DINÇER e KANOGLU, 2010). Neste ponto, diz-se que o sistema se encontra no estado morto, ou seja, seu potencial de trabalho é nulo.

Uma vez que energia pode ser transferida na forma de trabalho e calor ou transportada pela massa que cruza as fronteiras de um volume de controle, conseqüentemente, o mesmo ocorre com a exergia. Segundo Kotas (1995), a exergia por transferência de trabalho é equivalente ao próprio trabalho, usando para isto a mesma nomenclatura. A exergia por transferência de calor, por sua vez, pode ser definida como o trabalho máximo que se pode obter a partir desta transferência para o meio através de uma máquina térmica. Dessa definição, temos:

$$W_{\text{Max}} = Q_{\text{O.E.}} \left( 1 - \frac{T_0}{T_{\text{sup}}} \right) \quad (2.56)$$

Na Equação 2.56,  $Q_{\text{O.E.}}$  é a quantidade de calor transferida para o objeto de estudo (volume de controle ou sistema fechado) e  $T_{\text{sup}}$  é a temperatura da superfície pela qual o calor está sendo transferido.

De acordo com Kotas (1995), na ausência de efeitos nucleares, magnetismo, eletricidade e tensões de superfície, a exergia por escoamento pode ser dividida em quatro partes distintas:

$$\mathbf{Ex} = \mathbf{Ex}_C + \mathbf{Ex}_P + \mathbf{Ex}_F + \mathbf{Ex}_Q \quad (2.57)$$

Onde  $\mathbf{Ex}_C$  é a exergia cinética,  $\mathbf{Ex}_P$  é a exergia potencial,  $\mathbf{Ex}_F$  é a exergia física e  $\mathbf{Ex}_Q$  é a exergia química do fluido em escoamento no volume de controle.

A exergias cinética e potencial são formas de energia mecânica, podendo ser totalmente convertidas em trabalho (ÇENGEL e BOLES, 2006). Dessa forma:

$$\mathbf{Ex}_C = \frac{mV^2}{2} \quad (2.58)$$

$$\mathbf{Ex}_P = mgZ \quad (2.59)$$

Onde  $\mathbf{Ex}_C$  e  $\mathbf{Ex}_P$  representam a exergia cinética e potencial, respectivamente,  $m$  é a massa que cruza o volume de controle,  $V$  é a velocidade do fluido em relação ao meio,  $g$  é a gravidade e  $Z$  é altura do fluido em relação a um ponto de referência do meio.

A exergia física pode ser definida como a quantidade máxima de trabalho que um sistema pode produzir quando um fluido é levado de um estado termodinâmico à temperatura  $T$  e pressão  $p$  constantes às

condições ambiente com temperatura  $T_0$  e pressão  $p_0$  através de processos físicos envolvendo exclusivamente a interação térmica com o meio (KOTAS, 1995). A Eq. 2.60 representa a expressão para a exergia física.

$$Ex_F = m[(h - h_0) + T_0(s - s_0)] \quad (2.60)$$

As propriedades  $h_0$  e  $s_0$  representam a entalpia e entropia do fluido à temperatura e pressão ambiente, respectivamente.

A exergia química é o máximo de trabalho que se obtém ao levar uma substância que se encontra em determinadas condições à equilíbrio químico com o ambiente à temperatura e pressão constantes (RIVERO e GARFIAS, 2006). De acordo com Kotas (1995), a exergia química para misturas de gases é dada pela Eq. 2.61.

$$Ex_Q = m \left[ \sum_i x_i ex_{Qi} + RT_0 \sum_i x_i \ln(x_i) \right] \quad (2.61)$$

Onde  $x_i$  é a fração molar do i-ésimo componente da mistura,  $ex_{Qi}$  é a exergia química do i-ésimo componente e  $R$  é a constante dos gases.

Em um volume de controle onde o fluido que cruza suas fronteiras se encontra em equilíbrio químico com o meio, a exergia é dada pela Eq. 2.62.

$$Ex = Ex_C + Ex_P + Ex_F \quad (2.62)$$



Substituindo a Eq. 2.58, Eq. 2.59 e Eq. 2.60 na Eq. 2.62, organizando, temos:

$$Ex = mex = m \left[ (h - h_0) + T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gZ \right] \quad (2.63)$$

De acordo com Çengel e Boles (2006), a variação exergética para escoamentos em um volume de controle é dada pela Eq. 2.64:

$$\Delta Ex_{\text{sistema}} = Ex_{\text{entra}} - Ex_{\text{sai}} \quad (2.64)$$

Onde  $\Delta Ex_{\text{sistema}}$ ,  $Ex_{\text{entra}}$  e  $Ex_{\text{sai}}$  representam a variação exergética, a exergia que entra e a exergia com a qual o fluido sai do sistema, respectivamente.

A eficiência pela Segunda Lei da Termodinâmica ou eficiência racional (exergética) faz referência ao melhor desempenho possível de um sistema. Em um sistema onde ocorre um processo, a eficiência pela Segunda Lei da Termodinâmica é definida como uma relação entre o desempenho real do sistema e o desempenho que este teria em um processo ideal sob mesmas condições. De acordo com Çengel e Boles (2006), para o caso específico da bomba de calor, a eficiência termodinâmica pela Segunda Lei pode ser escrita em função do COP:

$$\eta_{II} = \frac{\text{COP}_{\text{real}}}{\text{COP}_{\text{ideal}}} \quad (2.65)$$

Onde  $\text{COP}_{\text{ideal}}$  representa o desempenho da bomba de calor operando sob condições ideais (Carnot), Eq. 2.66.

$$\text{COP}_{\text{ideal}} = \frac{T_H}{T_H - T_L} \quad (2.66)$$

Onde  $T_H$  e  $T_L$  são as temperaturas dos reservatórios à alta e baixa temperatura, respectivamente.

## CAPÍTULO III

# METODOLOGIA

Este capítulo descreve a bomba de calor utilizada no estudo e seus componentes. Em seguida, descrevem-se os processos pelos quais o ar passa durante seu aquecimento e desidratação, além dos procedimentos seguidos no experimento e a instrumentação utilizada nos experimentos para a obtenção dos dados necessários no estudo. Por fim, a análise exérgica é desenvolvida, incluindo a definição de cada volume de controle.

### 3.1 APARATO EXPERIMENTAL

O aparato experimental utilizado no estudo foi desenvolvido no Laboratório de Energia Solar da Universidade Federal da Paraíba, Campus I (João Pessoa), onde também foi realizado o experimento. O equipamento é constituído de duas partes: bomba de calor por compressão de vapor do tipo ar-ar, localizada na parte inferior da montagem, e uma câmara de secagem de madeira com quatro prateleiras em metal (onde o produto sofre a desidratação), como mostra a Fig. 3.1. Os tubos por onde o ar circula, sendo succionado e liberado para a câmara, são de PVC com a intenção de permitir a instalação da instrumentação necessária.

A câmara pode funcionar em duas configurações: aberta ou fechada. No sistema aberto, o ar processado retorna para o meio ambiente, enquanto no sistema fechado, o ar processado é recirculado, retornando para a bomba de calor e aquecido e desumidificado novamente. Na Fig. 3.1 o sistema se encontra na configuração aberta, onde pode-se observar os componentes da bomba de calor (parte inferior) e a câmara de secagem.



**Figura 3.1: Sistema de secagem.**

A bomba de calor funciona segundo um ciclo termodinâmico, com o fluido refrigerante circulando no interior de seu sistema, e é composta por um ventilador, compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador (Fig. 3.2). O sistema foi vedado utilizando espuma de poliestireno e silicone com a intenção de impedir entrada de ar além dos tubos de entrada e saída do equipamento.

O ventilador tem como função succionar o ar ambiente a ser aquecido e desumidificado, promovendo sua circulação. O ventilador utilizado no projeto é do tipo Sirocco e possui rotor largo e pás curvas. Devido ao tamanho de suas hélices, o motor do ventilador encontra-se fora do compartimento onde se encontra a bomba de calor. A Tab. 3.1 resume os principais dados do ventilador.



**Figura 3.2. Vista superior da bomba de calor e seus componentes: ventilador (1), condensador (2), compressor (3), evaporador (4) e válvula de expansão (5).**

**Tabela 3.1 Dados do ventilador.**

Ventilador EBERLE AC 004568	
Corrente (A)	0,6
Tensão (V)	220
Frequência (Hz)	50/60
RPM	610/410
Potência (W)	73,6

**Tabela 3.2: Dados do inversor de frequência.**

Inversor de frequência WEG CFW 08	
Frequência (Hz)	50 – 60
Tensão (A. C.)	200 – 240
Corrente (A)	1 – 5,7
Frequência modular (Hz)	0 – 300
Corrente de frequência modular (Hz)	3 – 2,6



**Figura 3.3: Motor externo com inversor de frequência.**

No entanto, durante os experimentos, o ventilador apresentou problemas de funcionamento. A solução foi acoplar um motor externo com inversor de frequência para acionar o ventilador (Fig. 3.3). Os dados do motor e do inversor de frequência encontram-se na Tab. 3.2 e Tab. 3.3.

**Tabela 3.3: Dados do motor externo.**

Motor externo WEG HA32194	
Carcaça	3 ~ 6,3
Potência (HP)	0,25
Tensão (V)	220 – 380
Corrente de linha para 220 V (A)	1,34
Corrente de linha para 380 V (A)	0,776
Temperatura ambiente de trabalho (°C)	40
Fator de potência ( <b>cos φ</b> )	0,78
Grau de blindagem	IP55
RPM máximo	3390

O compressor utilizado no sistema tem como função promover a circulação do fluido refrigerante na bomba de calor, além de provocar seu aumento de pressão e temperatura. Suas características técnicas são dadas na Tab. 3.4, de acordo com o fabricante. Na Tab. 3.5 tem-se informações sobre o capacitor de partida do compressor utilizado na bomba de calor.

**Tabela 3.4 Dados do compressor.**

Compressor Tecumseh AK5515ES LM AK115E S111	
Tipo	Volumétrico (Alternativo)
Fluido refrigerante	R-22
Ventilação	Forçada
Escala de tensão (V)	200 a 220
Frequência (Hz)	50 a 60
Capacidade frigorífica (Btu/h)	1400 ( $\pm$ 5%)
Potência elétrica (W)	1704
Motor	PSC ( <i>Permanent-Split Capacitor</i> )
Torque de partida	LST ( <i>Low Start Torque</i> )
Aplicação	HBP/AC – Condicionamento de ar
EER ( <i>Energy Efficiency Ratio</i> - Btu/h)	8,45 (−9,04% +10,5%)
Capacitor de Partida	21 – 25MF 330VAC
Tipo de Óleo	Sintético

**Tabela 3.5 Dados do capacitor utilizado na bomba de calor.**

Capacitor de partida EOS CBB65	
Capacitância ( $\mu$ F)	25
Tensão de rutura (V.AC)	380
Frequência (Hz)	50/60
Temperatura de operação ( $^{\circ}$ C)	25/70/21

O condensador tem como função possibilitar a troca de calor do fluido refrigerante, à alta temperatura, com o meio a aquecer, que se encontra à baixa temperatura. O condensador é aletado do tipo ar devido ao fluido que se deseja aquecer.



O dispositivo de expansão proporciona uma variação de pressão no fluido refrigerante proveniente do condensador, à alta pressão, para o evaporador que se encontra à baixa pressão. Na configuração do sistema estudado, utiliza-se uma válvula de expansão. A Tab. 3.6 fornece as principais especificações deste dispositivo.

**Tabela 3.6 Dados da válvula de expansão.**

Válvula de expansão Flligor para R-22 (Modelo TAD 0,5)	
Tipo	Tubo capilar
Capacidade (Btu/h)	6000
Escala de temperatura de evaporação (°C)	-30 a 10

O evaporador tem como função promover a transferência de calor do meio, à alta temperatura, para o fluido refrigerante, à baixa temperatura. Esse processo provoca o resfriamento do meio a uma temperatura inferior à do ponto de orvalho, provocando a condensação do vapor d'água presente no ar circundante, desumidificando o ar ambiente, como no caso específico.

### 3.2 PROCESSOS DO AR

O aquecimento e desumidificação do ar ocorrem como se descreve a seguir:

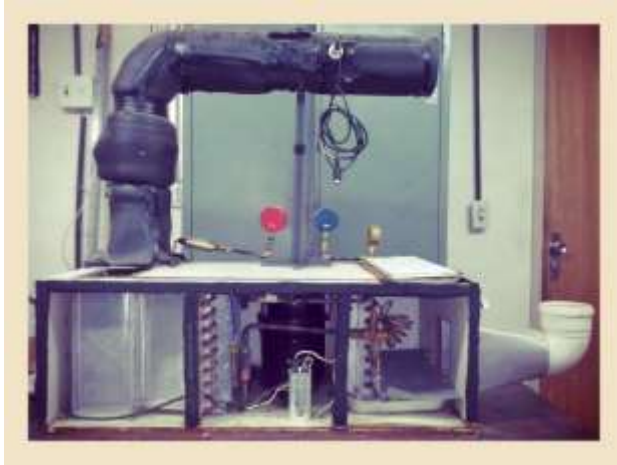
- O ar é succionado pelo exaustor (ventilador), passando primeiramente pelo evaporador que se encontra em

temperatura inferior à do ponto de orvalho, condensando a água que se encontra no estado de vapor no ar, desumidificando-o. Esse processo provoca a diminuição da umidade absoluta do ar (quantidade de vapor d'água em determinada quantidade de ar em um dado momento). Porém, ocorre o aumento da umidade relativa – razão entre a pressão parcial de vapor do ar e pressão de vapor saturado à uma mesma temperatura – e a diminuição da temperatura do ar.

- O ar frio e desumidificado passa então pelo condensador e compressor, absorvendo o calor liberado através da superfície de ambos. Esse processo provoca o aumento da temperatura do ar, aquecendo-o, e diminui sua umidade relativa.
- Por fim, o ar é bombeado pelo ventilador (exaustor) voltando, então, para o meio ambiente (sistema aberto) ou sendo recirculado (sistema fechado).

### 3.3 INSTRUMENTAÇÃO DO SISTEMA

O equipamento utilizado no estudo consiste apenas na bomba de calor, sem a câmara de secagem, como mostrado na Fig. 3.4.



**Figura 3.4:** Bomba de calor usada no estudo.

Anemômetros foram instalados nos tubos de PVC (Fig. 3.5), na entrada do evaporador e saída do condensador (dados na Tab. 3.7).

Para a leitura da temperatura do ar na entrada e saída do sistema, assim como a medição de sua umidade relativa, foi utilizado um higrômetro, cujas especificações encontram-se na Tab. 3.8.



**Figura 3.5:** Instalação do anemômetro.

**Tabela 3.7 Dados do anemômetro.**

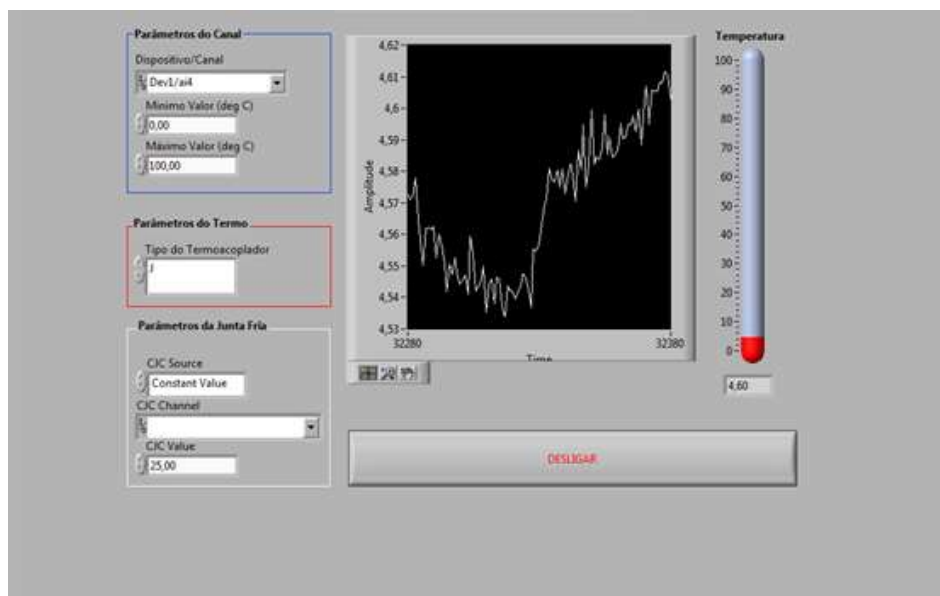
Anemômetro LT Lutro YK-80AS	
Escala (m/s)	0,8 a 12
Resolução da velocidade (m/s)	0,01
Acurácia da velocidade (m/s)	$\pm(2\% + 0,2)$
Temperatura de operação (°C)	0 a 80
Resolução da temperatura (°C)	0,1
Acurácia da temperatura (°C)	$\pm 0,8$

Para medir as temperaturas do ar entre o evaporador e o compressor, assim como entre o compressor e o condensador, foram instalados termopares. Foram também instalados termopares na tubulação do sistema para medir as temperaturas do refrigerante durante o ciclo termodinâmico. Para tanto, instalou-se os termopares na saída da válvula de expansão, saída do evaporador, saída do compressor e saída do condensador. Esses sensores de temperatura foram conectados a uma placa de aquisição de dados (*data logger*) Hi-Speed USB Carrier (NI USB-9162) fabricado pela empresa National Instruments, e utilizou-se o software *LabView 9.0* (2009) e para a leitura desses dados (Fig. 3.6).

A água precipitada do evaporador é coletada através de uma bandeja, mangueira e balde. Para medir a temperatura da água, utilizou-se um termômetro digital portátil, cujas especificações encontram-se na Tab. 3.9.

**Tabela 3.8: Especificações do higrômetro.**

Termo Higrômetro Digital Instrutherm HTR-157	
Escala de temperatura (°C)	20 a 60
Resolução da temperatura (°C)	0,1
Acurácia da temperatura (%)	$\pm 0,8$
Sensor para temperatura	Capacitivo
Temperatura de operação (°C)	0 a 60
Escala de umidade relativa (%)	10 a 95
Resolução da umidade relativa (%)	0,1
Acurácia da umidade relativa (%)	$\pm 3$
Sensor para umidade relativa	Semicondutor
Umidade relativa máx. de operação (%)	80



**Figura 3.6: Software em funcionamento.**

**Tabela 3.9: Especificações do termômetro digital portátil.**

Termômetro digital portátil Full Gauge Controls Penta	
Escala de temperatura (°C)	-50 a 105
Temperatura de operação (°C)	0 a 50
Resolução de temperatura (°C)	0,1
Acurácia de temperatura (%)	$\pm 0,3$

Dois pressostatos de linha (*Instruterm* PS100, Tab. 3.10) foram instalados na entrada do condensador e saída do evaporador, e utilizou-se um leitor de pressão digital (*Instruterm* MVR-87) para efetuar a leitura das pressões.

**Tabela 3.10: Dados do pressostato.**

Pressostato Instrutherm PS100	
Pressão máxima de operação (BAR)	20
Tensão de alimentação (V)	9 a 30
Tensão de leitura (mV)	0 a 100

Para determinar a potência consumida pelo compressor, utilizou-se um alicate amperímetro cujas especificações encontram-se na Tab. 3.11.

**Tabela 3.11: Dados do alicate amperímetro.**

ICE L Gubintec AW-4500 PRO	
Escala de potência (kW)	0 a 99,99
Acurácia de potência (%)	$\pm 2$
Escala de corrente (A)	0 a 200
Acurácia de corrente (%)	$\pm 1,5$

### 3.4 PROCEDIMENTOS E EXPERIMENTO

O experimento foi realizado em vários dias entre os meses de agosto e novembro na configuração aberta (apenas bomba de calor, sem a câmara de secagem) em ambiente aberto.

A bomba de calor é primeiramente acionada, juntamente com os instrumentos utilizados para realizar as medições necessárias para a obtenção dos dados úteis na análise energo-exergética. A bomba de calor funciona então por 1 hora antes que os dados sejam coletados, tempo necessário para que o sistema entre em regime estacionário, de acordo com o que foi observado.

Após esse tempo, são feitas as medições. As pressões na entrada do condensador (alta pressão) e na saída do evaporador (baixa pressão) foram medidas, assim como as temperaturas necessárias: entrada e saída de cada componente para o fluido refrigerante, e as temperaturas do ar na entrada do sistema, entre compressor e evaporador, entre compressor e condensador, e na saída do sistema. Todos os termopares utilizados para medir as temperaturas foram conectados na placa de aquisição de dados da empresa National Instruments, e utilizou-se o software *LabView 9.0* (2009) para sua leitura.

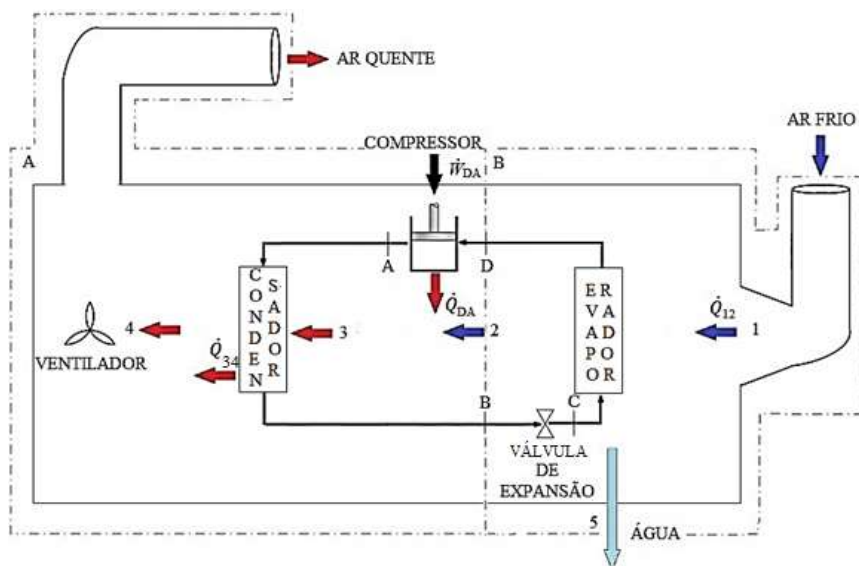
A água condensada no evaporador foi coletada através do uso de uma bandeja, mangueira e balde. Sua temperatura foi então medida com o termômetro digital portátil. A potência do compressor também foi medida com o uso do alicate amperímetro. A umidade relativa do ar na entrada e saída do sistema foi medida, assim como sua velocidade com o

uso do anemômetro. Finalmente, com os dados coletados, foi analisada a viabilidade de cada um deles, para selecionar, em seguida, o que melhor representa o sistema de acordo com sua eficiência isentrópica.

### 3.5 ANÁLISE EXERGÉTICA

#### 3.5.1 Volumes de Controle

Para a análise exergética, o esquema da bomba de calor foi separado em duas partes (Fig. 3.7). A primeira engloba o compressor, condensador e o ar desumidificado. A segunda envolve a válvula de expansão, o evaporador, o ar úmido (ar de entrada), o ar desumidificado e frio, e a água condensada durante o processo de desumidificação.



**Figura 3.7:** Esquema da bomba de calor dividido em duas partes A e B.



Em cada parte, foram definidos volumes de controle de acordo com a análise feita: primeiramente, para o fluido refrigerante e em seguida para o ar. Dessa forma, todo o esquema da bomba de calor foi dividido em quatro volumes de controle. As letras A, B, C e D representam o ciclo termodinâmico para o refrigerante R-22. Os números representam os processos pelos quais o ar passa para ser desumidificado e aquecido. Como base à análise exérgica, foram apresentadas equações utilizadas em uma análise energética.

### 3.5.1.1 Volume de controle 1

O volume de controle definido para a análise enérgico-exérgica para o refrigerante na primeira parte do esquema da bomba de calor é mostrado na Fig. 3.8 e definido como volume de controle 1 (V1).

A equação da Conservação da Massa é dada por:

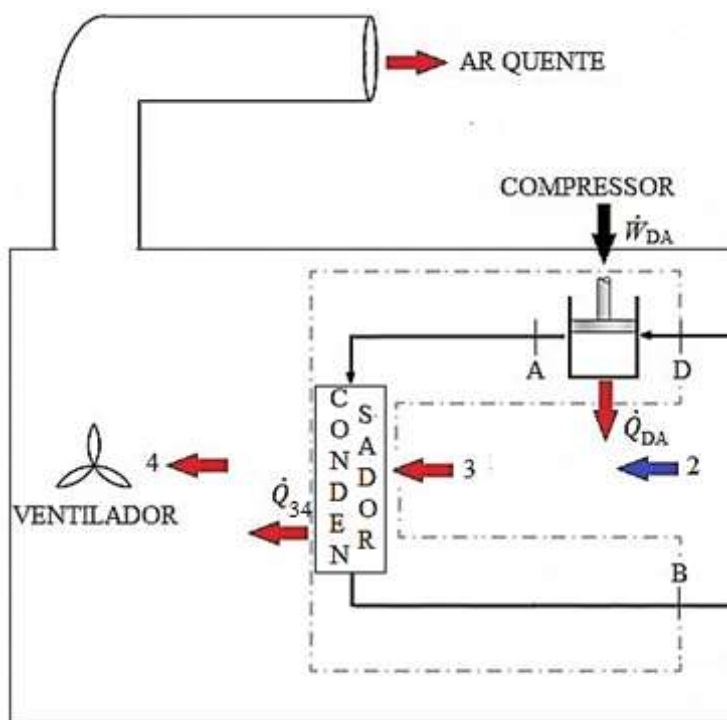
$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{O.E.} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad (3.1)$$

Onde  $(dm/dt)_{O.E.}$  é a variação da massa com o tempo no objeto de estudo, e  $\dot{m}_e$  e  $\dot{m}_s$  são as taxas de fluxo de entrada e saída do volume de controle, respectivamente. O processo se encontra em regime estacionário quanto à massa, logo:

$$0 = \dot{m}_D - \dot{m}_B \quad (3.2)$$

$$\dot{m}_D = \dot{m}_B = \dot{m}_{R-22} \quad (3.3)$$

Na Equação 3.3,  $\dot{m}_D$  é a taxa de fluxo na entrada do volume de controle,  $\dot{m}_B$  é a taxa de fluxo na saída do volume de controle e  $\dot{m}_{R-22}$  representa a taxa de fluxo do refrigerante.



**Figura 3.8:** Volume de controle 1.

Pela Primeira Lei da Termodinâmica, Eq. 2.46:

$$\left(\frac{dE}{dt}\right)_{O.E.} = \dot{Q}_{O.E.} - \dot{W}_{O.E.} + \sum \dot{m}_e h_e^T - \sum \dot{m}_s h_s^T \quad (2.46)$$

Para o fluxo de massa R-22, pela Conservação da Massa e pela Primeira Lei da Termodinâmica, considerando todo o sistema em regime permanente, onde as taxas de energia transferidas, entropia e massa são constantes, ou seja, o sistema se encontra em regime estacionário, e considerando as variações de energia cinética e energia potencial desprezíveis, temos:

$$0 = \dot{Q}_{O.E.} - \dot{W}_{O.E.} + \dot{m}_e h_e - \dot{m}_s h_s \quad (3.4)$$

$$\dot{Q}_{DB} = \dot{W}_{DA} - \dot{m}_D h_D + \dot{m}_B h_B \quad (3.5)$$

$$\dot{Q}_{DB} = \dot{W}_{DA} + \dot{m}_{R-22} (h_B - h_D) \quad (3.6)$$

Na Equação 3.6,  $\dot{Q}_{DB}$  é a taxa de transferência de calor do volume de controle,  $\dot{W}_{DA}$  é a potência consumida pelo compressor, e  $h_D$  e  $h_B$  são as entalpias do fluido refrigerante nos locais de entrada e saída do volume de controle (D e B), respectivamente. Além disso, pode-se escrever:

$$\dot{Q}_{DB} = \dot{Q}_{DA} + \dot{Q}_{AB} \quad (3.7)$$

Onde  $\dot{Q}_{DA}$  representa a taxa de transferência de calor pela carcaça do compressor ( $\dot{Q}_{comp}$ ) e  $\dot{Q}_{AB}$  é a taxa de transferência de calor pela superfície do condensador ( $\dot{Q}_H$ ). De acordo com a Eq. 2.46 e a

Conservação da Massa para o refrigerante na entrada e saída do compressor (localizados em D e A, respectivamente), considerando o processo em regime estacionário quanto a energia e massa, e as variações de energia cinética e energia potencial desprezíveis, tem-se:

$$\dot{Q}_{DA} = \dot{W}_{DA} + \dot{m}_{R-22}(h_A - h_D) \quad (3.8)$$

De modo análogo, a taxa de transferência do calor liberado pela superfície do condensador ( $\dot{Q}_{AB}$ ), temos:

$$\dot{Q}_{AB} = \dot{m}_{R-22}(h_B - h_A) \quad (3.9)$$

De acordo com a Segunda Lei da Termodinâmica, Eq. 2.51, considerando o sistema em regime estacionário quanto à entropia, a geração de entropia é fornecida pela Eq. 3.10.

$$\left(\frac{dS}{dt}\right)_{O.E.} = \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_s s_s + \int \frac{\dot{Q}_{O.E.}}{T} + \dot{S}_{ger} \quad (2.51)$$

$$\dot{S}_{ger} = \sum \dot{m}_s s_s - \sum \dot{m}_e s_e - \int \frac{\dot{Q}}{T_{sup}} \quad (3.10)$$

Onde  $\dot{S}_{ger}$  é a taxa de geração de entropia no volume de controle definido,  $s_s$  e  $s_e$  são as entropias nos estados de saída e entrada, respectivamente, do volume de controle, e  $\dot{Q}$  é a taxa de transferência de

calor da superfície à temperatura  $T_{\text{sup}}$ . A taxa de geração de entropia para o V1 é:

$$\dot{S}_{\text{gerDB}} = \dot{S}_{\text{gerDA}} + \dot{S}_{\text{gerAB}} \quad (3.11)$$

Na Eq. 3.11,  $\dot{S}_{\text{gerDA}}$  representa a taxa de geração de entropia durante o processo de compressão, entre os pontos D e A (entrada e saída do compressor), e  $\dot{S}_{\text{gerAB}}$  é a taxa de geração de entropia entre os pontos A e B, durante o processo de condensação do fluido refrigerante (condensador). Mais especificamente:

$$\dot{S}_{\text{gerDA}} = \dot{m}_{\text{R-22}}(s_A - s_D) - \frac{\dot{Q}_{\text{DA}}}{T_{\text{comp}}} \quad (3.12)$$

$$\dot{S}_{\text{gerAB}} = \dot{m}_{\text{R-22}}(s_B - s_A) - \frac{\dot{Q}_{\text{AB}}}{T_{\text{cond}}} \quad (3.13)$$

Onde  $s_D$ ,  $s_A$  e  $s_B$  são as entropias dos fluidos nos pontos D, A e B, respectivamente,  $T_{\text{comp}}$  é a temperatura da carcaça do compressor e  $T_{\text{cond}}$  é a temperatura da superfície do condensador. Como as temperaturas na carcaça do compressor e condensador variam de acordo com a posição dos medidores de temperatura sobre a carcaça, essas temperaturas são determinadas de acordo com a Eq. 3.14 e Eq. 3.15:

$$T_{\text{comp}} = \frac{T_D + T_A}{2} \quad (3.14)$$

$$T_{\text{cond}} = \frac{T_A + T_B}{2} \quad (3.15)$$

Substituindo a Eq. 3.12 e a Eq. 3.13 na Eq. 3.11 e reorganizando, a taxa de geração de entropia em V1 é:

$$\dot{S}_{\text{gerDB}} = \dot{m}_{R-22}(s_B - s_D) - \frac{\dot{Q}_{DA}}{T_{\text{comp}}} - \frac{\dot{Q}_{AB}}{T_{\text{cond}}} \quad (3.16)$$

A taxa de geração de irreversibilidade é dada pela Eq. 2.55. Assim:

$$\dot{I}_{DB} = T_0 \dot{S}_{\text{gerDB}} \quad (3.17)$$

A exergia é fornecida pela Eq. 2.63 e a variação da taxa de exergia pode ser determinada com base na Eq. 2.64:

$$Ex = m \left[ (h - h_0) + T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gZ \right] \quad (2.63)$$

$$\Delta \dot{E}x_{\text{systema}} = \dot{E}x_{\text{entra}} - \dot{E}x_{\text{sai}} \quad (2.64)$$

A variação da taxa de exergia do volume de controle 1 é dada por:

$$\Delta\dot{E}x_{DB} = \Delta\dot{E}x_{DA} + \Delta\dot{E}x_{AB} \quad (3.18)$$

Na Equação 3.18,  $\Delta\dot{E}x_{DA}$  é a variação da taxa exergética entre os pontos D e A (entrada e saída do compressor), e  $\Delta\dot{E}x_{AB}$  é a variação da taxa exergética entre os pontos A e B. Essas variações da taxa de exergia, de acordo com a Eq. 2.63 e a Eq. 2.64, são:

$$\Delta\dot{E}x_{DA} = \dot{m}_{R-22}[(h_D - h_A) - T_0(s_D - s_A)] \quad (3.19)$$

$$\Delta\dot{E}x_{AB} = \dot{m}_{R-22}[(h_A - h_B) - T_0(s_A - s_B)] \quad (3.20)$$

Onde  $T_0$  é a temperatura ambiente. Logo, substituindo a Eq. 3.19 e Eq. 3.20 na Eq. 3.18, e considerando a Eq. 3.11, obtém-se variação da taxa de exergia do volume de controle 1:

$$\Delta\dot{E}x_{DB} = \dot{m}_{R-22}[(h_D - h_B) - T_0(s_D - s_B)] \quad (3.21)$$

### 3.5.1.2 Volume de controle 2

O volume de controle definido na primeira parte da Fig. 3.7 para o ar é denominado volume de controle 2 (V2), e engloba o ar desumidificado frio e o ar desumidificado quente (Fig. 3.9).

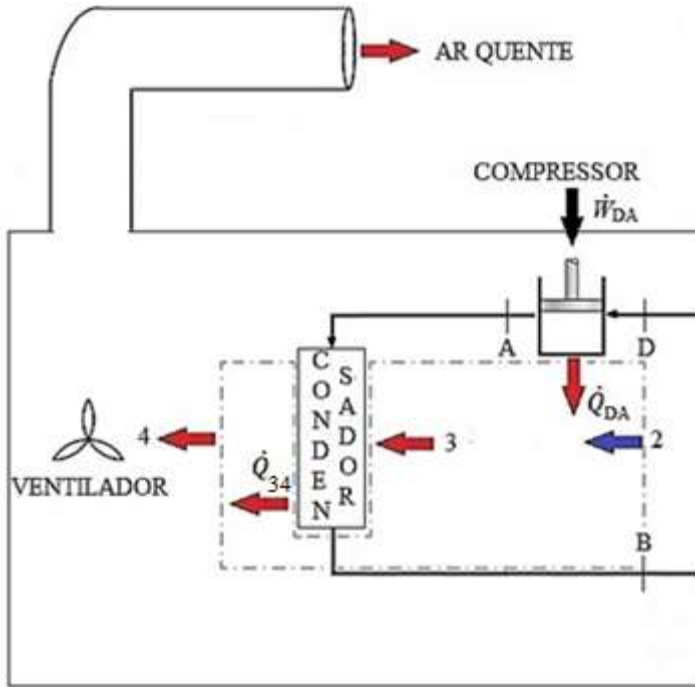


Figura 3.9: Volume de controle 2 (V2)

De acordo com a Conservação da Massa, Eq. 3.1, considerando o regime estacionário quanto à massa:

$$0 = \dot{m}_2 - \dot{m}_4 \quad (3.22)$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_4 \quad (3.23)$$

Na Equação 3.23,  $\dot{m}_2$  representa a taxa de fluxo do ar desumidificado e frio, e  $\dot{m}_4$  representa a taxa de fluxo do ar quente e desumidificado.



Pela Primeira Lei da Termodinâmica, Eq. 2.1, considerando o regime estacionário quanto à energia, as taxas de energia transferida constantes, a variação de energia cinética e energia potencial desprezíveis, e a Eq. 3.23, tem-se:

$$0 = \dot{Q}_{24} + \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_4 h_4 \quad (3.24)$$

$$\dot{Q}_{24} = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_2 h_2 \quad (3.25)$$

$$\dot{Q}_{24} = \dot{m}_2 (h_4 - h_2) \quad (3.26)$$

Onde  $h_4$  e  $h_2$  são as entalpias do ar nos pontos 2 e 4. Considerando que toda energia transferida na forma de calor do fluido refrigerante através da superfície do condensador e compressor seja absorvida pelo ar durante o processo de aquecimento, tem-se:

$$\dot{Q}_{24} = -\dot{Q}_{DB} \quad (3.27)$$

Substituindo a Eq. 3.26 e a Eq. 3.6 na Eq. 3.27, e calculando a vazão mássica do refrigerante, tem-se:

$$\dot{m}_{R-22} = \frac{\dot{m}_2 (h_4 - h_2) + \dot{W}_{DA}}{h_D - h_B} \quad (3.28)$$

A taxa de geração de entropia do ar durante o processo de aquecimento pode ser calculado de acordo com a Eq. 3.29:

$$\dot{S}_{\text{ger24}} = \dot{S}_{\text{ger23}} + \dot{S}_{\text{ger34}} \quad (3.29)$$

Na Equação 3.29,  $\dot{S}_{\text{ger23}}$  é a taxa de geração de entropia do ar entre os pontos 2 e 3, onde o ar é aquecido pelo calor liberado pela carcaça do compressor, e  $\dot{S}_{\text{ger34}}$  é a taxa de geração de entropia entre os pontos 3 e 4 (aquecimento do ar pelo calor liberado pela superfície do condensador). Considerando o sistema em regime permanente, tem-se, a partir da Eq. 3.10:

$$\dot{S}_{\text{ger23}} = \dot{m}_2(s_3 - s_2) - \frac{\dot{Q}_{23}}{T_{\text{comp}}} \quad (3.30)$$

$$\dot{S}_{\text{ger34}} = \dot{m}_2(s_4 - s_3) - \frac{\dot{Q}_{34}}{T_{\text{cond}}} \quad (3.31)$$

Logo, substituindo a Eq. 3.30 e Eq. 3.31 na Eq. 3.29, tem-se:

$$\dot{S}_{\text{ger24}} = \dot{m}_2(s_3 - s_2) - \frac{\dot{Q}_{23}}{T_{\text{comp}}} + \dot{m}_2(s_4 - s_3) - \frac{\dot{Q}_{34}}{T_{\text{cond}}} \quad (3.32)$$

Na Equação 3.32, considera-se que todo calor liberado pela carcaça do compressor é absorvido pelo ar, assim como todo calor liberado pela superfície do condensador. Portanto:

$$\dot{Q}_{23} = -\dot{Q}_{DA} \quad (3.33)$$

$$\dot{Q}_{34} = -\dot{Q}_{AB} \quad (3.34)$$

Logo, substituindo a Eq. 3.33 e a Eq. 3.34 na Eq. 3.32 e reorganizando, tem-se:

$$\dot{S}_{ger24} = \dot{m}_2(s_4 - s_2) + \frac{\dot{Q}_{DA}}{T_{comp}} + \frac{\dot{Q}_{AB}}{T_{cond}} \quad (3.35)$$

De acordo com a Eq. 2.10, a taxa de geração de irreversibilidade no volume de controle 2 é:

$$\dot{I}_{24} = T_0 \dot{S}_{ger24} \quad (3.36)$$

A variação da taxa de exergia é dada pela Eq. 2.19. Análogamente ao volume de controle 1, a taxa de variação de exergia no volume de controle 2 é:

$$\Delta \dot{E}x_{24} = \Delta \dot{E}x_{23} + \Delta \dot{E}x_{34} \quad (3.37)$$

Onde  $\Delta\dot{E}x_{23}$  é a taxa de variação de exergia do ar entre os pontos 2 e 3, e  $\Delta\dot{E}x_{34}$  é a taxa de variação de exergia do ar entre os pontos 3 e 4 (Fig. 3.8). De acordo com a Eq. 2.18, considerando as variações de energia cinética e energia potencial desprezíveis, tem-se:

$$\Delta\dot{E}x_{23} = \dot{m}_2[(h_2 - h_3) - T_0(s_2 - s_3)] \quad (3.38)$$

$$\Delta\dot{E}x_{34} = \dot{m}_2[(h_3 - h_4) - T_0(s_3 - s_4)] \quad (3.39)$$

Logo, substituindo a Eq. 3.38 e a Eq. 3.39 na Eq. 3.37, e considerando a Eq. 3.29, a taxa de variação de exergia no volume de controle 2 é:

$$\Delta\dot{E}x_{24} = \dot{m}_2[(h_2 - h_4) - T_0(s_2 - s_4)] \quad (3.40)$$

### 3.5.1.3 Volume de controle 3

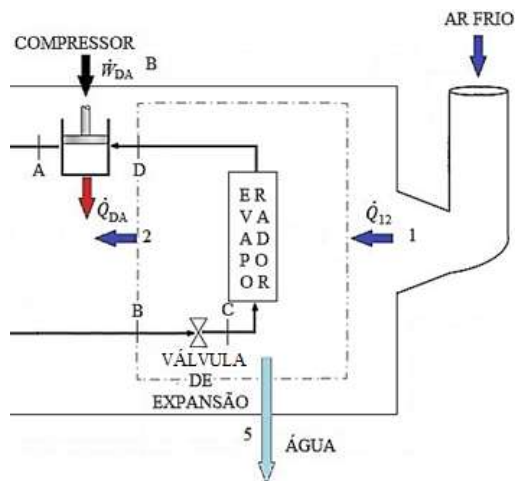


Figura 3.10: Volume de controle 3.

O volume de controle para o refrigerante na segunda parte da Fig. 3.7 é denominado volume de controle 3 e engloba os processos ocorridos na válvula de expansão e evaporador (Fig. 3.10).

Considerando o sistema em regime permanente, de acordo com a Conservação da Massa, Eq. (3.1), tem-se:

$$0 = \dot{m}_B - \dot{m}_D \quad (3.41)$$

$$\dot{m}_B = \dot{m}_D = \dot{m}_{R-22} \quad (3.42)$$

Onde  $\dot{m}_B$  e  $\dot{m}_D$  representam as taxas de fluxo do refrigerante na entrada do volume de controle, coincidindo com a entrada da válvula de expansão (B), e na saída do volume de controle (entrada do compressor).

Pela Primeira Lei da Termodinâmica, Eq. 2.1, sendo o sistema considerado em regime permanente, as taxas de energia transferida na forma de calor e trabalho constantes, e as variações de energia cinética e potencial desprezíveis, tem-se:

$$0 = \dot{Q}_{V.C.} - \dot{W}_{V.C.} + \dot{m}_e h_e - \dot{m}_s h_s \quad (3.43)$$

Uma vez que não há energia na forma de trabalho cruzando as fronteiras do volume de controle 3 e utilizando a Eq. 3.42, tem-se:

$$0 = \dot{Q}_{BD} + \dot{m}_B h_B - \dot{m}_D h_D \quad (3.44)$$

$$\dot{Q}_{BD} = \dot{m}_{R-22}(h_D - h_B) \quad (3.45)$$

Pode-se também escrever a taxa de transferência de calor  $\dot{Q}_{BD}$  no volume de controle 3 como na Eq. (3.46):

$$\dot{Q}_{BD} = \dot{Q}_{BC} + \dot{Q}_{CD} \quad (3.46)$$

No entanto, a válvula de expansão é considerada adiabática e isentálpica ( $h_B = h_C$ ), ou seja, a taxa de transferência de calor  $\dot{Q}_{BC}$  que representa a quantidade de calor transferida na válvula de expansão é nula. Assim:

$$\dot{Q}_{BD} = \dot{Q}_{CD} = \dot{m}_{R-22}(h_D - h_B) \quad (3.47)$$

Na Eq. 3.47,  $\dot{Q}_{BD}$  é a taxa de transferência de calor para o volume de controle,  $h_D$  e  $h_B$  são as entalpias do fluido refrigerante na entrada e saída do volume de controle, respectivamente, e  $\dot{m}_{R-22}$  é a taxa de fluxo do refrigerante no volume de controle. A taxa de transferência de calor  $\dot{Q}_{CD}$  representa a quantidade de calor transferida do ar para o fluido refrigerante no evaporador.

A taxa de geração de entropia do volume de controle 3 é calculada de acordo com a Eq. 3.48.

$$\dot{S}_{gerBD} = \dot{S}_{gerBC} + \dot{S}_{gerCD} \quad (3.48)$$

Onde  $\dot{S}_{\text{gerBD}}$  é a geração de entropia em todo o volume de controle 3 para o refrigerante,  $\dot{S}_{\text{gerBC}}$  é a geração de entropia durante o processo de estrangulamento do fluido, ou seja, na válvula de expansão, e  $\dot{S}_{\text{gerCD}}$  é a geração de entropia durante o processo de evaporação do fluido refrigerante. Assim, de acordo com a Segunda Lei da Termodinâmica, considerando todos os processos estacionários quanto a entropia e a massa, pela Eq. (3.10), tem-se:

$$\dot{S}_{\text{gerBC}} = \dot{m}_C s_C - \dot{m}_B s_B - \frac{\dot{Q}_{\text{BC}}}{T_{\text{val}}} = \dot{m}_{\text{R-22}}(s_C - s_B) - \frac{\dot{Q}_{\text{BC}}}{T_{\text{val}}} \quad (3.49)$$

$$\dot{S}_{\text{gerCD}} = \dot{m}_D s_D - \dot{m}_C s_C - \frac{\dot{Q}_{\text{CD}}}{T_{\text{evap}}} = \dot{m}_{\text{R-22}}(s_D - s_C) - \frac{\dot{Q}_{\text{CD}}}{T_{\text{evap}}} \quad (3.50)$$

Na Eq. 3.49 e Eq. 3.50,  $s_B$ ,  $s_C$  e  $s_D$  são as entropias do fluido na entrada da válvula de expansão, entrada do evaporador e entrada do compressor, respectivamente. A taxa de transferência de calor na válvula de expansão à temperatura de superfície  $T_{\text{val}}$  é representada por  $\dot{Q}_{\text{BC}}$ , enquanto  $\dot{Q}_{\text{CD}}$  representa a taxa de transferência de calor do ar para o fluido refrigerante e  $T_{\text{evap}}$  é a temperatura da superfície do evaporador. Substituindo a Eq. 3.49 e Eq. 3.50 na Eq. 3.48, e considerando a válvula de expansão adiabática e isentálpica, temos:

$$\dot{S}_{\text{gerBD}} = \dot{m}_{\text{R-22}}(s_C - s_B) + \dot{m}_{\text{R-22}}(s_D - s_C) - \frac{\dot{Q}_{\text{CD}}}{T_{\text{evap}}} \quad 51)$$

Reorganizando:

$$\dot{S}_{\text{gerBD}} = \dot{m}_{\text{R-22}}(s_{\text{D}} - s_{\text{B}}) - \frac{\dot{Q}_{\text{CD}}}{T_{\text{evap}}} \quad (3.52)$$

A temperatura da carcaça do evaporador pode ser calculada de acordo com a Eq. 3.53, uma vez que se torna inviável medi-la utilizando medidores de temperatura, pois esta temperatura varia de acordo com a posição do medidor de temperatura sobre a carcaça:

$$T_{\text{evap}} = \frac{T_{\text{C}} + T_{\text{D}}}{2} \quad (3.53)$$

Onde  $T_{\text{C}}$  e  $T_{\text{D}}$  são as temperaturas do fluido refrigerante na entrada do evaporador e entrada do compressor, respectivamente.

A taxa de geração de irreversibilidade no volume de controle 3 é calculada de acordo com a Eq. 2.55:

$$\dot{I}_{\text{BD}} = T_0 \dot{S}_{\text{gerBD}} \quad (3.54)$$

A variação da taxa de exergia no volume de controle 3 pode ser calculada de acordo com a Eq. 3.55:

$$\Delta \dot{E}_{\text{BD}} = \Delta \dot{E}_{\text{BC}} + \Delta \dot{E}_{\text{CD}} \quad (3.55)$$

Onde  $\Delta \dot{E}_{\text{BD}}$  representa a variação da taxa de exergia em todo o volume de controle 3,  $\Delta \dot{E}_{\text{BC}}$  é a variação da taxa de exergia durante o



processo de estrangulamento na válvula de expansão e  $\Delta\dot{E}_{CD}$  é a variação da taxa de exergia do fluido no evaporador. Uma vez que a exergia pode ser calculada de acordo com a Eq. (2.63), considerando todos os processos estacionários quanto a massa, assim como as variações de energia cinética e energia potencial desprezíveis, tem-se:

$$\Delta\dot{E}_{BC} = \dot{m}_{R-22}[(h_B - h_C) - T_0(s_B - s_C)] \quad (3.56)$$

$$\Delta\dot{E}_{CD} = \dot{m}_{R-22}[(h_C - h_D) - T_0(s_C - s_D)] \quad (3.57)$$

Substituindo a Eq. 3.56 e a Eq. 3.57 na Eq. 3.55, considerando a Eq. 3.48 e a válvula de expansão isentálpica e adiabática, tem-se:

$$\Delta\dot{E}_{BD} = \dot{m}_{R-22}[(h_C - h_D) - T_0(s_B - s_D)] \quad (3.58)$$

#### 3.5.1.4 Volume de controle 4

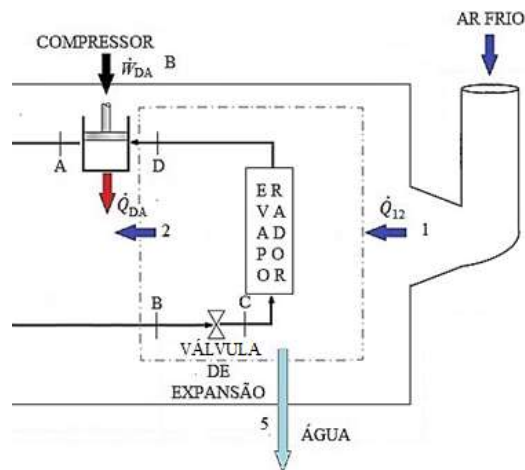


Figura 3.11: Volume de controle 4.

O volume de controle 4 engloba o ar na segunda parte do esquema da bomba de calor, Fig. 3.7, e todos os processos pelos quais passa para ser desumidificado. A Fig. 3.11 representa esse volume de controle.

Considerando o sistema estacionário quanto a massa, de acordo com a Conservação da Massa, Eq. 3.1, tem-se:

$$0 = \dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_5 \quad (3.59)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_5 \quad (3.60)$$

Onde  $\dot{m}_1$  representa a vazão mássica do ar úmido, ou seja, o ar que entra no sistema antes de sofrer o processo de desumidificação,  $\dot{m}_2$  representa a vazão mássica do ar seco (desumidificado) e  $\dot{m}_5$  é a vazão mássica da água condensada durante todo o processo.

A Equação 3.60 pode também ser escrita como  $\dot{m}_2$  em função da vazão mássica do ar úmido que entra no volume de controle 4 e a vazão mássica da água condensada durante o processo.

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 - \dot{m}_5 \quad (3.61)$$

De acordo com Van Wylen *et al.* (2006), a umidade absoluta do ar ( $\omega$ ) pode ser escrita como a razão entre a vazão mássica do vapor de água ( $\dot{m}_{\text{vap}}$ ) presente no ar e a vazão mássica do ar puramente seco ( $\dot{m}_{\text{ar}}$ ), ou seja:

$$\omega = \frac{\dot{m}_{\text{vap}}}{\dot{m}_{\text{ar}}} \quad (3.62)$$

Logo, de acordo com a Eq. 3.62, a umidade absoluta do ar que entra no volume de controle 4 ( $\omega_1$ ) e a umidade absoluta do ar desumidificado que sai ( $\omega_2$ ) são:

$$\omega_1 = \frac{\dot{m}_{\text{vap } 1}}{\dot{m}_{\text{ar}}} \quad (3.63)$$

$$\omega_2 = \frac{\dot{m}_{\text{vap } 2}}{\dot{m}_{\text{ar}}} \quad (3.64)$$

Onde  $\dot{m}_{\text{vap } 1}$  e  $\dot{m}_{\text{vap } 2}$  representam a vazão mássica da água na fase de vapor nos estados 1 e 2, respectivamente. É importante observar que no processo de desumidificação, apenas a quantidade de água no estado de vapor no ar é alterada, o ar puramente seco permanece constante nos dois estados (entrada e saída do volume de controle 4).

Podemos reescrever a Eq. 3.63 e Eq. 3.64 como:

$$\dot{m}_{\text{vap } 1} = \omega_1 \dot{m}_{\text{ar}} \quad (3.65)$$

$$\dot{m}_{\text{vap } 2} = \omega_2 \dot{m}_{\text{ar}} \quad (3.66)$$

A vazão mássica da água condensada,  $\dot{m}_5$ , pode ser escrita como a diferença entre a vazão mássica de água no estado de vapor no ar de entrada e a vazão mássica de água no estado de vapor no ar que sai do volume de controle, Eq. 3.67:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_{\text{vap } 1} - \dot{m}_{\text{vap } 2} \quad (3.67)$$

Substituindo a Eq. 3.65 e Eq. 3.66 na Eq. 3.67, tem-se:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_{\text{ar}}(\omega_1 - \omega_2) \quad (3.68)$$

De acordo com a Primeira Lei da Termodinâmica, Eq. 2.1, considerando o sistema estacionário quanto a energia, as taxas de transferência de energia no volume de controle constantes e as variações de energia cinética e energia potencial do ar desprezíveis, tem-se:

$$0 = \dot{Q}_{12} + \dot{m}_1 h_1 - (\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_5 h_5) \quad (3.69)$$

$$\dot{Q}_{12} = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_1 h_1 \quad (3.70)$$

Na Equação 3.70,  $\dot{Q}_{12}$  é a taxa de transferência de calor do ar para o refrigerante e  $h_1$ ,  $h_2$  e  $h_5$  representam as entalpias do ar nos estados 1, 2 e 5, respectivamente. Substituindo a Eq. 3.61 na Eq. 3.70, tem-se:

$$\dot{Q}_{12} = (\dot{m}_1 - \dot{m}_5)h_2 + \dot{m}_5h_5 - \dot{m}_1h_1 \quad (3.71)$$

$$\dot{Q}_{12} = \dot{m}_1h_2 - \dot{m}_5h_2 + \dot{m}_5h_5 - \dot{m}_1h_1 \quad (3.72)$$

$$\dot{Q}_{12} = \dot{m}_1(h_2 - h_1) + \dot{m}_5(h_5 - h_2) \quad (3.73)$$

Substituindo a Eq. 3.68 na Eq. 3.73, tem-se:

$$\dot{Q}_{12} = \dot{m}_1(h_2 - h_1) + \dot{m}_{ar}(\omega_1 - \omega_2)(h_5 - h_2) \quad (3.74)$$

Observe que  $\dot{m}_1$  pode ser escrita como a soma da vazão mássica da água no estado de vapor em 1 e a vazão mássica do ar puramente seco:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{vap\ 1} + \dot{m}_{ar} \quad (3.75)$$

Substituindo a Eq. 3.75 na Eq. 3.74, tem-se:

$$\dot{Q}_{12} = (\dot{m}_{vap\ 1} + \dot{m}_{ar})(h_2 - h_1) + \dot{m}_{ar}(\omega_1 - \omega_2)(h_5 - h_2) \quad (3.76)$$

Dividindo a Eq. 3.76 por  $\dot{m}_{ar}$  e organizando, tem-se:

$$\frac{\dot{Q}_{12}}{\dot{m}_{ar}} = \frac{\dot{m}_{vap\ 1}}{\dot{m}_{ar}}(h_2 - h_1) + (h_2 - h_1) + (\omega_1 - \omega_2)h_5 - (\omega_1 - \omega_2)h_2 \quad (3.77)$$

Considerando a Eq. 3.63 e reorganizando a Eq. 3.77, conclui-se:

$$\frac{\dot{Q}_{12}}{\dot{m}_{ar}} = \omega_1 h_2 - \omega_1 h_1 + h_2 - h_1 + \omega_1 h_5 - \omega_2 h_5 - \omega_1 h_2 + \omega_2 h_2 \quad (3.78)$$

$$\frac{\dot{Q}_{12}}{\dot{m}_{ar}} = (h_2 - h_1) + (\omega_1 - \omega_2)h_5 + \omega_2 h_2 - \omega_1 h_1 \quad (3.79)$$

$$\dot{Q}_{12} = \dot{m}_{ar}[(h_2 - h_1) + (\omega_1 - \omega_2)h_5 + \omega_2 h_2 - \omega_1 h_1] \quad (3.80)$$

A partir da equação dos gases ideais, a vazão mássica do ar puramente seco,  $\dot{m}_{ar}$ , pode ser determinada de acordo com a Eq. 3.81.

$$\dot{m}_{ar} = \frac{(V_4 \cdot A \cdot P_{ar4})}{(R \cdot T_4)} \quad (3.81)$$

Onde  $V_4$ ,  $P_{ar4}$  e  $T_4$  são a velocidade, temperatura e pressão parcial do ar na saída do sistema, e A é a área do local por onde o ar entra no sistema.

A massa do ar no estado 2 ( $\dot{m}_2$ ) é determinada resolvendo-se o sistema formado pela Eq. 3.64 e a relação  $\dot{m}_2 = \dot{m}_{vap2} + \dot{m}_{ar}$ . A massa do ar no estado 1 ( $\dot{m}_1$ ) é determinada pela Conservação da Massa, Eq. 3.60.

Considerando que todo calor liberado pelo ar é absorvido pelo refrigerante, tem-se:

$$\dot{Q}_{CD} = -\dot{Q}_{12} \quad (3.82)$$

Para determinar a geração de entropia no volume de controle 4, considerando o sistema estacionário quanto a entropia, pela Eq. 3.10, tem-se:

$$\dot{S}_{ger12} = \dot{m}_2 s_2 + \dot{m}_5 s_5 - \dot{m}_1 s_1 - \frac{\dot{Q}_{12}}{T_{evap}} \quad (3.83)$$

Na Equação 3.83,  $s_1$ ,  $s_2$  e  $s_5$  representam a entropia do ar nos estados 1, 2 e 5, respectivamente. A geração de entropia no volume de controle 4 é representada por  $\dot{S}_{ger12}$  e  $T_{evap}$  pode ser determinada de acordo com a Eq. 3.53. Substituindo a Eq. 3.61 na Eq. 3.83, tem-se:

$$\dot{S}_{ger12} = (\dot{m}_1 - \dot{m}_5) s_2 + \dot{m}_5 s_5 - \dot{m}_1 s_1 - \frac{\dot{Q}_{12}}{T_{evap}} \quad (3.84)$$

$$\dot{S}_{ger12} = \dot{m}_1 s_2 - \dot{m}_5 s_2 + \dot{m}_5 s_5 - \dot{m}_1 s_1 - \frac{\dot{Q}_{12}}{T_{evap}} \quad (3.85)$$

$$\dot{S}_{ger12} = \dot{m}_1 (s_2 - s_1) + \dot{m}_5 (s_5 - s_2) - \frac{\dot{Q}_{12}}{T_{evap}} \quad (3.86)$$

Considerando que todo calor liberado pelo ar é absorvido pelo refrigerante, ou seja,  $\dot{Q}_{12} = -\dot{Q}_{CD}$ , então a Eq. 3.86 resume-se em:

$$\dot{S}_{ger12} = \dot{m}_1 (s_2 - s_1) + \dot{m}_5 (s_5 - s_2) + \frac{\dot{Q}_{CD}}{T_{evap}} \quad (3.87)$$

A taxa de geração de irreversibilidade no volume de controle 4 ( $\dot{I}_{12}$ ) pode ser calculada de acordo com a Eq. 2.55:

$$\dot{I}_{12} = T_0 \dot{S}_{ger12} \quad (3.88)$$

A exergia de um fluido em um determinado estado termodinâmico pode ser encontrado pela Eq. (2.18), e sua variação da taxa de exergia em um processo é determinada de acordo com a Eq. (2.19). Nessas condições, a variação da taxa de exergia do ar no volume de controle 4 é calculada de acordo com a Eq. 3.89.

$$\Delta \dot{E}x_{12} = \dot{E}x_1 - (\dot{E}x_2 + \dot{E}x_5) \quad (3.89)$$

Onde  $\Delta \dot{E}x_{12}$  representa a variação da taxa de exergia no volume de controle 4,  $\dot{E}x_1$  é a taxa de exergia do fluido na entrada do sistema (ar úmido),  $\dot{E}x_2$  é a taxa de exergia do ar desumidificado que deixa o volume de controle 4,  $\dot{E}x_5$  representa a taxa de exergia da água condensada durante o processo de desumidificação. Considerando as variações de energia cinética e energia potencial desprezíveis, cada termo à direita da Eq. 3.89 é definido:

$$\dot{E}x_1 = \dot{m}_1[(h_1 - T_0 s_1) - (h_0 - T_0 s_0)] \quad (3.90)$$

$$\dot{E}x_2 = \dot{m}_2[(h_2 - T_0 s_2) - (h_0 - T_0 s_0)] \quad (3.91)$$

$$\dot{E}x_5 = \dot{m}_5[(h_5 - T_0 s_5) - (h_0 - T_0 s_0)] \quad (3.92)$$



Onde  $T_0$  representa uma temperatura de referência (temperatura ambiente), e  $h_0$  e  $s_0$  representam, respectivamente, a entalpia e entropia do fluido nesta temperatura e pressão atmosférica.

Substituindo a Eq. 3.90, Eq. 3.91 e Eq. 3.92 na Eq. 3.89, e considerando a Eq. 3.61, reorganizando, temos:

$$\Delta\dot{E}x_{12} = \dot{m}_1[(h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2)] - \dot{m}_5[(h_5 - h_2) - T_0(s_5 - s_2)] \quad (3.93)$$

### 3.5.2 Sistema completo

Para determinar a taxa de geração de entropia, a taxa de geração de irreversibilidade e a variação da taxa exergética em todo o sistema, englobando refrigerante e o ar, basta somar as taxas de gerações de entropia em cada volume de controle, assim como as taxas de geração de irreversibilidades (ou apenas utilizar a Eq. 2.55) e as variações das taxas de exergias. Dessa forma, a taxa geração de entropia total, taxa de geração de irreversibilidades e variação da taxa de exergia são fornecidas pelas Eq. 3.94, Eq. 3.95 e Eq. 3.96, respectivamente.

$$\dot{S}_{\text{total}} = \dot{S}_{\text{gerDB}} + \dot{S}_{\text{ger24}} + \dot{S}_{\text{gerBD}} + \dot{S}_{\text{ger12}} \quad (3.94)$$

$$\dot{I}_{\text{total}} = T_0\dot{S}_{\text{total}} \quad (3.95)$$

$$\Delta\dot{E}x_{\text{total}} = \Delta\dot{E}x_{\text{DB}} + \Delta\dot{E}x_{24} + \Delta\dot{E}x_{\text{BD}} + \Delta\dot{E}x_{12} \quad (3.96)$$

### 3.5.3 Coeficiente de Performance

A eficiência pela Primeira Lei da Termodinâmica, COP, considerando apenas o trabalho consumido pelo compressor, é determinado de acordo com a Eq. 3.97.

$$\text{COP}_{\text{comp}} = \frac{\dot{Q}_{DA} + \dot{Q}_{AB}}{\dot{W}_{\text{comp}}} = \frac{\dot{Q}_{DB}}{\dot{W}_{\text{comp}}} \quad (3.97)$$

Já o COP englobando o trabalho consumido pelo compressor e pelo ventilador é determinado de acordo com a Eq. (3.98):

$$\text{COP}_{\text{comp.vent}} = \frac{\dot{Q}_{DA} + \dot{Q}_{AB}}{\dot{W}_{\text{comp}} + \dot{W}_{\text{vent}}} = \frac{\dot{Q}_{DB}}{\dot{W}_{\text{comp}} + \dot{W}_{\text{vent}}} \quad (3.98)$$

Onde considerou-se a Eq. (3.7) e  $\dot{W}_{\text{vent}}$  representa a potência consumida pelo ventilador, determinada experimentalmente.

A eficiência pela Segunda Lei da Termodinâmica para a bomba de calor é determinada de acordo com a Eq. (2.20), que mantém a mesma nomenclatura de Çengel e Boles (2006).

$$\eta_{II} = \frac{\text{COP}_{\text{real}}}{\text{COP}_{\text{ideal}}} \quad (3.99)$$

Onde  $COP_{ideal}$  pode ser determinado pela Eq. (2.21), usando como base o ciclo de Carnot:

$$COP_{ideal} = \frac{T_H}{T_H - T_L} = \frac{T_4}{(T_4 - T_1)} \quad (3.100)$$

Nesses aspectos, tem-se:

$$\eta_{II.comp} = \frac{COP_{comp}}{COP_{ideal}} \quad (3.101)$$

$$\eta_{II.comp.vent} = \frac{COP_{comp.vent}}{COP_{ideal}} \quad (3.102)$$

Onde  $\eta_{II.comp}$ , de acordo com Çengel e Boles (2006), é a eficiência pela Segunda Lei da Termodinâmica de acordo com da bomba de calor determinada apenas com a energia consumida pelo compressor, e  $\eta_{II.comp.vent}$  é a eficiência racional considerando a energia consumida pelo compressor e ventilador.

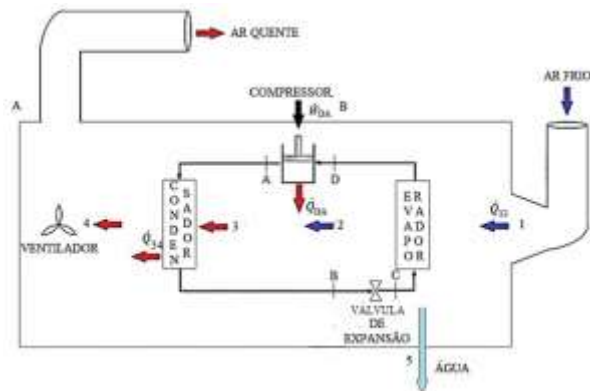
# CAPÍTULO IV

## RESULTADOS E DISCUSSÕES

Este capítulo apresenta as tabelas com os dados colhidos durante os experimentos, as propriedades dos fluidos (refrigerante e ar), assim como os resultados obtidos a partir das equações desenvolvidas na análise energética e exérgica da bomba de calor.

### 4.1 DADOS COLETADOS

Foram realizados diversos experimentos na bomba de calor em configuração aberta (esquematizada na Fig. 4.1) entre os meses de agosto e novembro de 2014, nos períodos manhã e tarde, o que inclui diferentes temperaturas e umidades relativa e absoluta.



**Figura 4.1:** Esquema da bomba de calor.

**Tabela 4.1: Dados obtidos através das medições realizadas durante o experimento.**

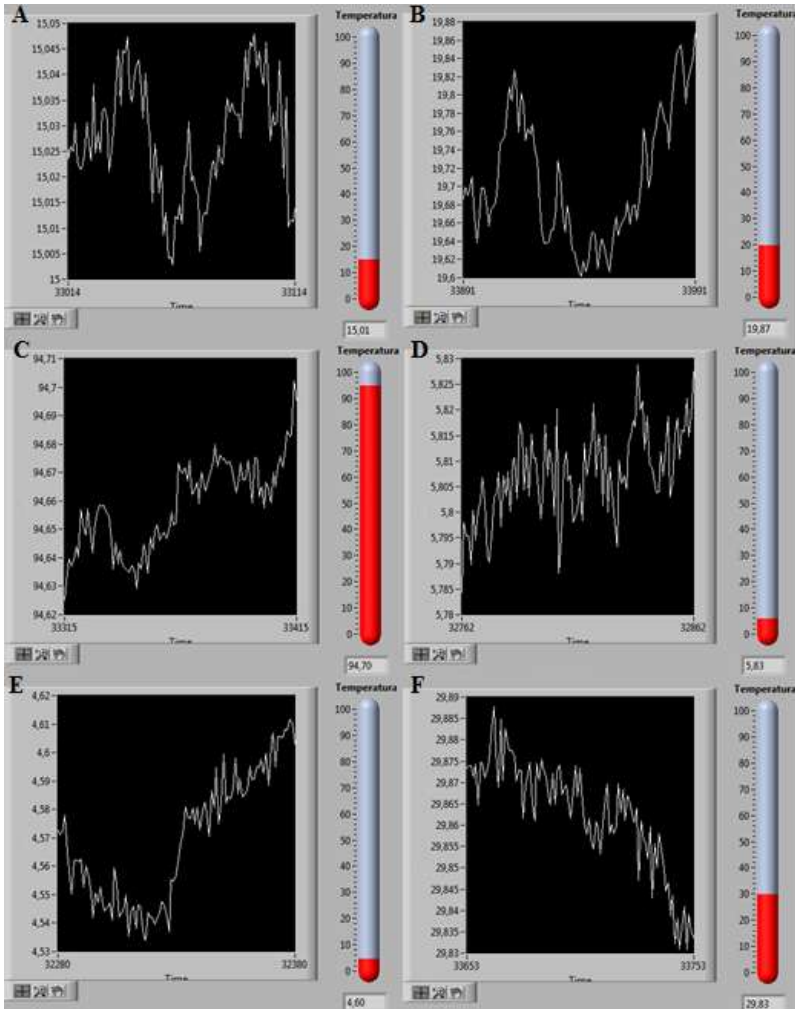
Área ( $m^2$ )		R (kg/kJ·K)		V (m/s)	
0,00785		0,287055		7,3	
Temperatura da carcaça dos components					
$T_{comp}$ (K)		$T_{cond}$ (K)		$T_{evap}$ (K)	
330,4		348,9		274,3	
Potência Consumida					
$\dot{W}_{comp} = \dot{W}_{DA}$ (kJ/s)			$\dot{W}_{vent}$ (kJ/s)		
0,680			0,229167		
Pressão					
$P_0$ (kPa)		$P_A$ (kPa)		$P_D$ (kPa)	
101,325		3185		438	
Temperaturas do ar e da água condensada					
$T_0 = T_1$ (K)	$T_2$ (K)	$T_3$ (K)	$T_4$ (K)	$T_5$ (K)	
304,2	285,9	296,9	324,9	293,2	
Temperatura do R-22					
$T_A$ (K)		$T_B$ (K)		$T_C$ (K)	
386,7		311,2		274,5	
			$T_D$ (K)		
			274,1		
Umidade absoluta			Umidade relativa		
$\omega_1$ (kg $H_2O$ / kg $arseco$ )		$\omega_2$ (kg $H_2O$ / kg $arseco$ )		$\Phi_1$ (%)	
0,01770		0,01565		62,3	
				18,5	

No entanto, foram selecionados os dados do experimento que melhor representa o processo de desumidificação e aquecimento do ar devido a uma eficiência isentrópica de 93%, permitindo uma análise e discussão sobre os resultados obtidos. Esses dados foram coletados através da instrumentação instalada no sistema, e estão expostos na Tab. 4.1.

A área medida em  $m^2$  representa a área dos tubos em PVC por onde o ar entra e sai do sistema,  $R$  (kg/kJ·K) é a constante dos gases e  $V$  (m/s) é a velocidade de saída do ar. Os dados  $P_0$  e  $T_0$  representam, respectivamente, a pressão e temperatura do ar na entrada do sistema (ponto 1), consideradas como as do ar atmosférico.

As pressões  $P_A$  e  $P_D$  representam as pressões na saída do evaporador e entrada do condensador. Como o sistema possui apenas dois pressostatos para medir as pressões, foram consideradas as pressões de entrada e saída do compressor, coincidentes com a saída do evaporador e entrada do condensador, respectivamente. As pressões no condensador e evaporador foram consideradas constantes, de forma que foi possível ter uma aproximação das pressões de saída do condensador e entrada do evaporador, úteis na análise energo-exergética.

As temperaturas da carcaça de cada componente foram determinadas através da média aritmética entre as temperaturas medidas do refrigerante na saída e entrada de cada componente. As temperaturas dos fluidos envolvidos no processo (ar e refrigerante) foram determinadas experimentalmente através do uso de termopares, aferidos e calibrados, assim como a potência do compressor.



**Figura 4.2:** Temperaturas do ar entre compressor e evaporador (A) e entre compressor e condensador (B). Temperaturas do refrigerante na entrada do condensador (C), na saída do evaporador (D), na entrada do evaporador (E) e na saída do condensador (F).

Observa-se que a temperatura do refrigerante na saída do evaporador é menor que a temperatura na entrada deste componente. Isso se deve à adequação do dispositivo de expansão para o sistema e à

possibilidade de haver líquido na linha de sucção do compressor. Como a pressão de sucção do compressor é baixa (menor que a pressão de saturação que se encontra o líquido), há evaporação e, consequentemente, diminuição da temperatura. A potência do ventilador foi calculada de acordo com dado coletado no conversor de frequência.

A umidade absoluta foi determinada a partir da umidade relativa por meio da função HumRat do EES. Observa-se na Tab. 4.1 a diminuição da umidade absoluta do ar entre os pontos 1 e 4, entrada e saída do ar no sistema (Fig. 4.1), caracterizando a desumidificação, objetivo da bomba de calor.

Após vários testes, foi observado que a bomba de calor entra em regime estacionário, constatando-se que as temperaturas se tornam aproximadamente constantes após 1 hora de funcionamento do sistema (Fig. 4.2). Observa-se na Fig. 4.2 que, utilizando o software *LabView 9.0* para a aquisição dos dados, a variação da temperatura em um dos experimentos é mínima.

## 4.2 PROPRIEDADES DOS FLUIDOS

Foi desenvolvido um código na plataforma EES, de modo que, ao serem inseridos os dados coletados durante os experimentos (temperatura e pressão), obteve-se as propriedades do refrigerante e do ar durante os processos. Esses dados estão expostos na Tab. 4.2.

Observe que a válvula de expansão foi considerada isentálpica, ou seja, as entalpias nos pontos B e C são iguais,  $h_B = h_C$ .



**Tabela 4.2: Propriedades do fluido refrigerante e do ar.**

Ar			Refrigerante		
Locais	<b>h (kJ/kg)</b>	<b>s (kJ/kg · K)</b>	Locais	<b>h (kJ/kg)</b>	<b>s (kJ/kg · K)</b>
1	76,48	5,8770	A	308,10	0,9544
2	52,28	5,6630	B	93,13	0,3334
3	63,68	5,8340	C	93,13	0,3519
4	92,68	5,9270	D	251,9	0,9449
5	83,84	0,2962			

### 4.3 RESULTADOS FINAIS

Na Tabela 4.3 estão expostos os resultados obtidos ao serem inseridos no modelo matemático os dados colhidos durante o experimento nas equações desenvolvidas de acordo a Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica, além das equações exergeticas, coeficiente de performance (COP) e eficiências racionais ( $\eta_{II}$ ).

Os resultados obtidos para as vazões mássicas, taxas de transferência de calor e geração de entropia com a teoria física nos processos em cada volume de controle foram satisfatórios, evidenciando uma adequada análise exergetica. No entanto, observa-se uma geração de entropia negativa durante o processo de desumidificação do ar (volume de controle 4, Fig. 3.10). Esse fato pode ser explicado devido ao sistema não ser perfeitamente (100%) isolado, ou seja, por menor que seja, há interferência do meio no sistema. Além disso, há influência da temperatura da carcaça dos componentes nos termopares para a medição do ar entre estes componentes. Uma vez que a irreversibilidade depende da geração de entropia, neste caso, a irreversibilidade durante o processo

de desumidificação do ar também fornece um valor negativo. No entanto, a geração de entropia total e a irreversibilidade total apresentam valores positivos, o que mostra serem resultados coerentes com o esperado.

Para que fosse possível determinar a vazão mássica do refrigerante, uma vez que não se dispunha de um medidor de vazão adequado para o fluido refrigerante utilizado no projeto, foi necessário considerar que a troca de calor entre o ar e o refrigerante foi completa, ou seja, todo calor liberado pelo fluido refrigerante foi absorvido pelo ar, assim como todo calor liberado pelo ar (no processo de desumidificação) foi absorvido pelo refrigerante, o que introduz um pequeno erro na análise.

A instalação de um medidor de vazão adequado e um melhor isolamento do sistema permitiria uma melhor análise energética, uma vez que seria possível determinar mais precisamente as taxas de transferência de calor entre os fluidos envolvidos nos processos.

De acordo com o esquema da bomba de calor, Fig. 4.1, o processo que ocorre entre os pontos 1 e 2 representa a desumidificação do ar, onde a umidade relativa sofre um decréscimo. Observa-se que a partir do ponto 2 até o ponto 4 (processo de aquecimento do ar), a umidade relativa mantém-se constante. A particularidade desse processo é que, entre os pontos 2 e 3, o ar absorve o calor rejeitado pela carcaça do compressor ao invés deste calor ser liberado para a atmosfera, como ocorre nas bombas de calor comuns. O ar é então novamente aquecido entre os pontos 3 e 4 ao receber o calor rejeitado pela carcaça do condensador.

**Tabela 4.3: Resultados obtidos na análise energo-exergética.**

Vazão mássica				
$\dot{m}_1$ (kg/s)	$\dot{m}_2$ (kg/s)	$\dot{m}_5$ (kg/s)	$\dot{m}_{ar}$ (kg/s)	$\dot{m}_{R-22}$ (kg/s)
0,0633700	0,0632400	0,0001276	0,0622700	0,0096340
Taxa de transferência de calor				
$\dot{Q}_{12} = -\dot{Q}_{CD}$ (kJ/s)	$\dot{Q}_{23} = -\dot{Q}_{DA}$ (kJ/s)	$\dot{Q}_{34} = -\dot{Q}_{AB}$ (kJ/s)	$\dot{Q}_{24} = -\dot{Q}_{DB}$ (kJ/s)	
-1,5290	0,1385	2,0710	2,5550	
Taxa de geração de entropia				
$\dot{S}_{ger12}$ (kJ/K·s)	$\dot{S}_{ger24}$ (kJ/K·s)	$\dot{S}_{gerBD}$ (kJ/K·s)	$\dot{S}_{gerDB}$ (kJ/K·s)	
-0,008629	0,01033	0,0001357	0,0004627	
$\dot{S}_{total} = \dot{S}_{ger12} + \dot{S}_{ger24} + \dot{S}_{gerBD} + \dot{S}_{gerDB}$				
0,0023				
Taxa de irreversibilidade				
$\dot{I}_{12}$ (kW)	$\dot{I}_{24}$ (kW)	$\dot{I}_{BD}$ (kW)	$\dot{I}_{DB}$ (kW)	
-2,62500	3,14200	0,04159	0,14070	
$\dot{I}_{total} = \dot{I}_{12} + \dot{I}_{24} + \dot{I}_{BD} + \dot{I}_{DB}$				
0,6995				
Variação do fluxo de exergia				
$\Delta\dot{E}x_{12}$ (kW)	$\Delta\dot{E}x_{24}$ (kW)	$\Delta\dot{E}x_{BD}$ (kW)	$\Delta\dot{E}x_{DB}$ (kW)	
-2,3670	2,5190	0,2667	-0,2667	
$\Delta\dot{E}x_{total} = \Delta\dot{E}x_{12} + \Delta\dot{E}x_{24} + \Delta\dot{E}x_{BD} + \Delta\dot{E}x_{DB}$				
0,158				
Coeficiente de performace (COP)				
$COP_{ideal}$	$COP_{comp}$		$COP_{comp+vent}$	
15,69	3,757		2,810	
Eficiência racional				
$\eta_{II,comp}$ (%)		$\eta_{II,comp+vent}$ (%)		
23,94		17,01		

De acordo com os dados expostos na Tab. 4.3, observa-se uma variação da taxa de exergia, entre os pontos 1 e 2, negativa. Isso se deve à análise feita, ou seja, uma vez que a variação foi determinada como a diferença entre a taxa de exergia do fluido que entra no volume de controle menos a taxa de exergia do fluido ao sair deste volume de controle, sabendo que a taxa de exergia do fluido que entra no sistema (ponto 1) encontra-se no estado morto, ou seja, à temperatura e pressão ambiente ( $\dot{E}x_1 = 0$ ), e o fluido no ponto 2 possui uma taxa de exergia diferente de zero, então sua variação será obviamente negativa.

Observa-se também que a variação da taxa de exergia do fluido refrigerante entre os pontos B e D é positiva, enquanto entre os pontos D e B é igual, porém, com sinal contrário. Isso se deve ao fato do fluido estar passando por um ciclo termodinâmico onde, por definição, o fluido retorna ao seu estado inicial após uma sequência de processos pelos quais passa. Nesse caso, toda exergia destruída do fluido refrigerante entre os estados B e D deve ser recuperada entre os estados D e B, caso contrário, o fluido não retornaria ao seu estado inicial, contrariando a definição de ciclo termodinâmico.

De acordo com a Tab. 4.4, onde é detalhada a variação da taxa exergia do fluido refrigerante em cada componente, observam-se resultados condizentes com o esperado fisicamente. No condensador, como o fluido está perdendo energia para o meio através da transferência de calor, a taxa de exergia do refrigerante ao entrar no condensador é maior que a taxa de exergia do fluido ao deixar o componente, ocasionando uma variação da taxa de exergia positiva. Uma análise

análoga pode ser feita para o fluido entre os pontos B e C (válvula de expansão), onde o refrigerante sofre uma queda brusca de pressão de B para C e, conseqüentemente, temperatura. Nesse caso, há perda de energia do R-22 e, portanto, a taxa de exergia do fluido ao entrar na válvula de expansão é maior que sua taxa de exergia ao deixar o componente, o que ocasiona uma variação da taxa de exergia positiva.

**Tabela 4.4: Variação da taxa de exergia do fluido refrigerante em cada componente.**

Pontos	Taxa de exergia	Resultados	Variação da taxa de exergia	Resultados
A	$\dot{E}x_A$	0,9239	$\Delta\dot{E}x_{AB}$	0,25120
B	$\dot{E}x_B$	0,6728	$\Delta\dot{E}x_{BC}$	0,05432
C	$\dot{E}x_C$	0,6185	$\Delta\dot{E}x_{CD}$	0,20830
D	$\dot{E}x_D$	0,4101	$\Delta\dot{E}x_{DA}$	-0,51380

No evaporador, entre os pontos C e D, apesar do fluido refrigerante estar absorvendo o calor liberado pelo ar, sua temperatura medida diminui à pressão considerada constante. Nesse caso, a taxa de exergia do fluido no ponto C é maior que sua taxa de exergia no ponto D. Assim, a variação da taxa de exergia no evaporador se torna positiva.

No compressor, o fluido refrigerante ganha energia ao ter, à custa de trabalho, sua pressão elevada e, conseqüentemente, sua temperatura. Nesse caso, a taxa de exergia do fluido na entrada do componente é menor que sua taxa de exergia na saída, o que ocasiona uma variação da taxa de exergia negativa (o fluido ganha energia, ao invés de apenas perder).

O COP foi analisado de duas formas: considerando apenas o consumo de energético do compressor e considerando o consumo energético tanto do compressor como do ventilador utilizado para a sucção do ar. No experimento considerado, com velocidade do ar na saída do sistema igual a 7,3 m/s, obteve-se um COP igual a 3,757 ao ser considerado apenas a energia consumida pelo compressor. A determinação do COP ao ser considerada também a energia consumida pelo ventilador diminui para 2,810.

A eficiência pela Segunda Lei da Termodinâmica da bomba de calor também foi determinada primeiramente considerando apenas a energia consumida pelo compressor, obtendo um valor igual a 23,94%, enquanto que, considerando a energia consumida pelo compressor e ventilador, esse valor diminui para 17,91%. Ambos os valores são satisfatórios quando comparados com outros valores encontrados na literatura pesquisada, como no estudo desenvolvido por Bilgen e Takahashi (2002), onde obteve-se valores variando entre, aproximadamente, 20% e 35%.

O objetivo do estudo exerético foi identificar todas as trocas de calor envolvidas no aquecimento e desumidificação do ar, incluindo, além do calor liberado pelo condensador, o calor liberado pela carcaça do compressor e o calor absorvido pelo refrigerante no evaporador. Após uma revisão bibliográfica exaustiva e sistemática, não foram encontradas análises considerando o calor liberado pela carcaça do compressor como contribuinte no aquecimento do ar, particularidade do presente estudo. Também não se encontrou nenhum estudo onde a

bomba de calor presente o compressor interno em seu compartimento, como é o caso da bomba de calor analisada nesta dissertação. Todos os dados e resultados obtidos na plataforma EES encontram-se no Apêndice D, assim como o código desenvolvido.

O estudo exergético da bomba de calor desenvolvida mostra sua viabilidade no aquecimento e desumidificação do ar para secagem de produtos biológicos, uma vez que o ar é aquecido até a temperatura moderada entre 50°C e 55°C, e uma umidade relativa entre 15% e 20%.

Pal e Khan (2008) analisaram a secagem de pimenta verde em uma bomba de calor que fornecia ar desumidificado a temperatura variando entre 30°C e 45°C, e umidade relativa variando entre 19% e 55%, relacionando o tempo de secagem do produto com a temperatura e umidade relativa do ar, além da quantidade de clorofila e ácido ascórbico nas amostras de pimenta. Obtendo. Hii *et al.* (2012) analisou a secagem de grãos de cacau em uma bomba de calor para ar à temperatura variando entre 28,2°C e 56°C com umidade relativa variando entre 14,6% e 26,7%, obtendo um produto final com qualidade satisfatória. Rahman *et al.*, (1998) analisou a secagem de ervilhas em uma bomba de calor com fornecia ar à temperatura variando entre 25°C e 65°C e umidade relativa entre 20% e 60%, observando a quantidade de umidade contida nas ervilhas através de um modelo matemático desenvolvido. Portanto, apesar de nenhum produto ter sido testado na bomba de calor, de acordo com estudos desenvolvidos. as condições operacionais estão de acordo com as condições necessárias para secagem de produtos termosensíveis.

## CAPÍTULO V

# CONCLUSÕES E SUGESTÕES

A bomba de calor, apesar de possuir um alto custo inicial devido a sua instalação, mostra-se economicamente viável em longo prazo quando comparada com os secadores convencionais devido a sua capacidade de reaproveitar a energia desperdiçada na forma de calor em outros processos, além de ser uma alternativa tecnológica com menor impacto ambiental.

Este trabalho apresentou o desenvolvimento e a análise energo-exergética de uma bomba de calor com a finalidade de desumidificar e aquecer o ar para a secagem de produtos biológicos a temperaturas moderadas. Foi feito um balanço de massa pela Lei da Conservação da Massa tanto para o refrigerante quanto para o ar, assim como um estudo de acordo com a Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica, analisando seu coeficiente de performance e comparando com o coeficiente de performance da bomba de calor ideal operando sob as mesmas condições que a bomba de calor desenvolvida. Além disso, analisou-se a eficiência racional da bomba de calor e a taxa específica de extração de umidade.

O estudo desenvolvido no presente trabalho considerou, além do calor liberado pela carcaça do condensador no processo de aquecimento do ar, a quantidade de calor liberado pela carcaça do compressor na



análise energo-exergética, além do consumo energético do ventilador para a sucção do ar somado ao consumo energético do compressor.

Na análise energética, devido a falta de um medidor de vazão adequado para o fluido refrigerante utilizado no sistema, foi preciso considerar que a troca de calor entre o refrigerante e o ar é completa, ou seja, todo calor liberado pelo refrigerante é absorvido pelo ar durante o processo de aquecimento, assim como todo calor liberado pelo ar é absorvido pelo refrigerante durante o processo de desumidificação. Essa consideração despreza as irreversibilidades ocorridas durante o processo de transferência de calor entre os fluidos, fornecendo valores pequenos de geração de entropia para o fluido refrigerante como resultado. Além disso, observou-se a interferência do meio sobre o sistema, uma vez que a geração de entropia para o ar durante o processo de desumidificação apresentou valor negativo, além da influência da temperatura da carcaça dos componentes na medição da temperatura do ar através do uso de termopares entre estes componentes.

Como não se dispunha de pressostatos de linha para instalação na saída do condensador e entrada do evaporador, as pressões nesses componentes foram consideradas constantes, uma vez que essa diferença de pressão é mínima.

Após análise dos resultados obtidos e comparação com outros estudos desenvolvidos encontrados na literatura, conclui-se que a bomba de calor em questão apresenta um bom rendimento e boas condições para a secagem de produtos termosensíveis, uma vez que se produziu ar

a temperatura moderada e com baixa umidade, ideal para a secagem de produtos biológicos por manter suas propriedades orgânicas.

A instalação de um medidor de vazão para o fluido refrigerante possibilitará determinar mais precisamente as transferências de calor envolvidas. Além disso, apesar de pequena a diferença de pressão nos trocadores de calor, recomenda-se a instalação de medidores de pressão na saída do condensador e entrada do evaporador para maior precisão das pressões nesses locais.

A possibilidade de instalar medidores de temperaturas dentro da tubulação se faz necessária, uma vez que, no presente trabalho, essas temperaturas foram medidas na tubulação, desconsiderando a diferença de temperatura proporcionada pelo processo de transferência de calor entre o fluido e a tubulação.

Em estudos futuros na bomba de calor desenvolvida, é necessário que a troca da válvula de expansão seja feita para evitar líquido na linha de sucção do compressor, o que pode vir a danificá-lo. Dessa forma, obtém-se um dado mais preciso e adequado quanto à temperatura do fluido refrigerante na saída do evaporador, fornecendo resultados mais coerentes com o esperado física e termodinamicamente.

Quanto à análise termodinâmica da bomba de calor, aconselha-se:

- Estudos de cada componente que compõe a bomba de calor, verificando as perdas energéticas do fluido refrigerante durante cada processo;

- Analisar, comparativamente, a bomba de calor operando nas duas configurações diferentes: aberta e fechada, verificando a qualidade do ar produzido;
- Instalar medidores de temperaturas em diversos pontos na carcaça dos componentes e comparar com os resultados obtidos ao utilizar a expressão para determiná-las no presente trabalho;
- Desenvolver uma análise termoeconômica da bomba de calor;

## REFERÊNCIAS

- ABRAHAMSSON, K., STENSTRÖM, S., ALY, G., et al., 1997, “Application of heat pump systems for energy conservation in paper drying”, *International Journal of Energy Research*, v. 21, n. 7, pp. 631-642.
- ABREU, A. F., 1994, *Análise da eficiência energética e da viabilidade dos ciclos de absorção na frigorigeração de cargas*. Dissertação M.Sc., USP, São Paulo, SP, Brasil.
- AHAMED, J. U., SAIDUR, R., MASJUKI, H. H., 2011, “A review on exergy analysis of vapor compression refrigeration system”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 15, n. 3, pp. 1593-1600.
- AHMED, J., RAHMAN, M. S., 2012, *Handbook of Food Process Design*, 1 ed., Wiley- Blackwell.
- BANKS, D., 2008, *An Introduction to Thermogeology: Ground Source Heating and Cooling*, 1ª ed., Oxford, UK, Wiley-Blackwell.
- BAUNGARTNER, R., 2008, *Modelagem e análise do desempenho de compressores centrífugos para baixa capacidade de refrigeração*, dissertação de M.Sc., UFSC, Florianópolis, SC, Brasil.
- BILGEN, E., TAKAHASHI, H., 2002, “Exergy analysis and experimental study of heat pump systems”, *Exergy, na International Journal*, v. 2, n. 4, pp. 259-265.

- BOLAJI, B., O., HUAN, Z., 2013, “Ozone depletion and global warming: Case for the use of natural refrigerant – a review”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 18, pp. 49-54.
- BYRNE, P., 2013, “Advances in air source heat pump water heaters”. In: *Novel Concepts for Energy-Efficient Water Heating Systems: Theoretical analysis and experimental investigation*, v.1, *Energy science, engineering and technology series*, Nova Science Publishers, pp. 93-122.
- CALM, J., M., HOURAHAN, G., C., 2011, “Physical, safety, and environmental data for current and alternative refrigerants”. *23<sup>o</sup> International Congress of Refrigeration*, 915, Praga, República Tcheca, 21-26 August.
- CASTRO, M. F. G., 2010, *Desenvolvimento de um sistema de aquecimento ambiente para uma caravana baseado numa bomba de calor*, dissertação de M.Sc., FEUP, Cidade do Porto, Distrito de Porto, Portugal.
- CAVALCANTI MATA, M. E. R. M., OLIVEIRA, J. R., BRAGA, M. E. D., 2000, “Secagem de sementes de feijão (*Phaseolus vulgaris* L.) variedade carioquinha usando bomba de calor”, *Revista Brasileira de Produtos Agroindustriais*, v. 2, n. 2, pp. 83-90.
- ÇENGEL, Y. A., BOLES, M. A., 2006, *Thermodynamics: An Engineering Approach*, 5 ed., New York, McGraw-Hill.
- CEYLAN, I., AKTAS, M., DOGAN, H., 2007, “Energy and exergy analysis of timber dryer assisted heat pump”, *Applied Thermal Engineering*, v. 27, n. 1, pp. 216-222.

- CHOU, S. K., CHUA, K. J., “Heat pump drying systems”, In: Mujumdar A. S., *Handbook of Industrial Drying*, 3 ed., capítulo 47, Florida, USA, CRC Press.
- CHUA, K. J., CHOU, S. K., YANG, W., M., 2010, “Advances in heat pump: A review”, *Applied Energy*, v. 87, n. 12, pp. 3611-3624.
- COLAK, N., HEPBASLI, A., 2009a, “A review of heat pump drying: Part 1, Systems, models and studies”, *Energy Conversion and Management*, v. 50, n. 9, pp. 2180-2186.
- COLAK, N., HEPBASLI, A., 2009b, “A review of heat pump drying (HPD): Part 2, Applications and performance assessments”, *Energy Conversion and Management*, v. 50, n. 9, pp. 2187-2199.
- CÓRDOVAN LOBATÓN, O. A., 2011, *Otimização termica e econômica de bomba de calor para aquecimento de água, utilizando programação quadrática sequencial e simulação através do método de substituição de Newton Raphson*, dissertação de M.Sc., UNICAMP, Campinas, SP, Brasil.
- DAGHIGH, R., HUSLAN, M., H., SULAIMAN, M., Y., et al., 2010, “Review of solar assisted heat pump drying systems for agricultural and marine products”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 14, n. 9, pp. 2564-2579.
- DINCER, I., 2002, “On energetic, exergetic and environmental aspects of drying systems”, *International Journal of Energy Research*, v. 26, n. 8, pp. 717-727.
- DINÇER, I., KANOGLU, M., 2010, *Refrigeration Systems and Applications*, 2 ed., Reino Unido, John Wiley and Sons, Ltd.

- DING, Y., CHAI, Q., MA, G., et al., 2004, “Experimental study of an improved air source heat pump”, *Energy Conversion and management*, v. 45, n. 15-16, pp. 2393-2403.
- FERNANDES, B. G., 2012, *Otimização econômica de um sistema de bomba de calor e reservatório térmico para aquecimento de água para fins domésticos em edifício*, dissertação de M.Sc., UNICAMP, Campinas, SP, Brasil.
- FERREIRA, F. J. M., 2009, *Desenvolvimento de uma bomba de calor*, dissertação de M.Sc., FEUP, Cidade do Porto, Distrito de Porto, Portugal.
- FERREIRA, V. P. ; TORRES, E. A. ; SILVA, L. F, 2011, “Análise energética e exergética de uma bomba centrífuga acionada por um motor diesel alimentado com diesel, biodiesel e misturas binárias e terciárias de diesel, biodiesel e álcool anidro.” In: *X Congresso Ibero-Americano de Engenharia Mecânica, CIBEM10*, v. 1, pp. 1247-1258, Porto.
- FONSECA JÚNIOR, J. N., 2012, *Análise do efeito de superaquecimento sobre o desempenho de compressores alternativos aplicados a bomba de calor*, dissertação de M.Sc., UFSC, Florianópolis, SC, Brasil.
- GIULIANI, R., 2013, *A perda de eficiência de refrigeradores domésticos do parque brasileiro e os impactos associados à sua degradação*. Dissertação de M.Sc., Universidade da Brasília, Brasília, DF, Brasil.
- GOH, L. J., OTHMAN, M. Y., MAT, S., et al., 2011, “Review of heat pump systems for drying application”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 15, n. 9, pp. 4788-4796.

- GOMES, A. R., 2006, *Análise comparativa de mecanismos de compressão para aplicação em refrigeração doméstica*, dissertação de M.Sc., UFSC, Florianópolis, SC, Brasil.
- GÓMES-DAZA, J. C., OCHOA-MARTÍNEZ, C. I., 2012, “Secador asistido por bomba de calor y secador convectivo con recirculación total: alternativas para el secado de materiales agroalimentarios”, *Red de Revista Científica de América Latina, el Caribe, España y Portugal*, v. 19, n. 1, pp. 36 – 38.
- GUILHERMETTI, R., M., L., 2007, *Uso de bombas de calor em processos industriais*. Monografia de graduação, Universidade de São Paulo, São Paulo, SP, Brasil.
- HAWLANDER, M. N. A., JAHANGEER, K. A., 2006, “Solar heat pump drying and water heating in the tropics”, *Solar Energy*, v. 80, n. 5, pp. 492-499.
- HEPBASLI, A., 2002, “Performance evaluation of a vertical ground-source heat pump system in Izmir, Turkey”, *International Journal of energy research*, v. 26, n. 13, pp. 1121-1139.
- HEPBASLI, A., KALINCI, Y., 2009, “A review of heat pump water heating systems”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 13, n. 9, pp. 1211-1229.
- HII, C. L., LAW, C. L., SUZANNAH, S., 2012, “Drying kinetics of the individual layer of cocoa beans during heat pump drying”, *Journal of Food Engineering*, v. 108, n. 2, pp. 276-282.
- IRENA, 2013, *Heat Pumps: Technology brief*.



- JOHNSON, E. P., 2011, “Air-source heat pump carbon footprints: HFC impacts and comparison to other heat sources”, *Energy Policy*, v. 39, n. 3, pp. 1369 – 1381.
- KOTAS, T. J., 1995, *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*, 2 ed., Florida, Krieger Publishing Company.
- KUIJIPERS, L., 2011, *Relatório de 2010 do comitê de opções técnicas em refrigeração, ar condicionado e bomba de calor*, PNUMA.
- LABVIEW - Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench, 2009. Available at: <<http://www.fchart.com/ees/>>. Acessado em 17 de setembro, 2014.
- LAZZARIN, R. M., 2007, “Technological innovations in heat pump systems”, *International Journal of Low Carbon Technologies*, v.2, n.3, pp. 262-288.
- LE LOSTEC, B., GALANIS, N., BARIBEAULT, J., et al., 2008, “Wood chip drying with an absorption heat pump”, *Energy*, v. 33, n. 3, pp. 500-512.
- LEVENSPIEL, O., 2002, *Termodinâmica amistosa para engenheiros*. 1 ed., São Paulo, Edgard Blücher LTDA.
- LOBO, J. W., AOKI, A. R., TEIXEIRA, M. D., et al., 2004, “Determinação da eficiência e aplicabilidade de Bombas de Calor em clima temperado subtropical – típico da região sul do país”, *Espaço Energia*, v.1, n.1, pp. 20-28.
- LUIZ, M. R., 2007, *Bomba de calor para desumidificação e aquecimento do ar*. Dissertação M.Sc., UFPB, João Pessoa, PB, Brasil.

- MAIA, L. O. A., 1986, *Ciclo frigorífico de absorção água-amônia utilizando energia solar não concentrada*. Dissertação M.Sc., UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- MARCELINO NETO, M. A., 2006, *Caracterização de propriedades termofísicas de misturas de óleos lubrificantes e fluidos refrigerantes naturais*. Dissertação M.Sc., UFSC, Florianópolis, SC, Brasil.
- MARTINEZ, F. J. R., GÓMES, E. V., 2005, *Bombas de Calor e Energias Renováveis em Edifícios*, 1 ed, Madrid, Ediciones Paraninfo, S. A.
- MÓDENES, A. N., MENNA, M. R. M., ESPINOZA-QUINONES, F. R., et al., 2012, “Modelagem e simulação de sistemas de refrigeração por absorção”, *Engvista*, v. 14, n. 1, pp. 13-21.
- MOHANRAJ, M., MURALEEDHARAN, C., JAYARAJ, S., 2011, “A review on recent developments in new refrigerant mixtures for vapour compression-based refrigeration, air-conditioning and heat pump units”, *International Journal of Energy Research*, v. 35, n. 8, pp. 647-669.
- MORAN, M. J., SHAPIRO, H. N., 2013, *Princípios de termodinâmica para engenharia*, 7. Ed., Rio de Janeiro, LTC – Livros Técnicos e Científicos.
- OGURA, H., HAMAGUCHI, N., KAGE, H., et al, 2004, “Energy and cost estimation for application of chemical heat pump dryer to industrial ceramics drying”, *Drying technology*, v. 22, n. 1-2, pp. 307-323.
- PAL, U. S., KHAN, M. K., 2010, “Performance evaluation of heat pump dryer”, *Journal of Food, Science and Tecnology*, v. 47, n. 2, pp. 230-234.

- PAL, U. S., KHAN, M. K., MOHANTY, S. N., 2008, “Heat pump drying green sweet pepper”, *Drying Technology: an International Journal*, v. 26, n. 12, pp. 1584-1590.
- PALMIERI, M. C., 2013, *Ciclo por absorção para complementar a climatização e o aquecimento de água no setor hoteleiro*. Dissertação M.Sc., USP, São Paulo, SP, Brasil.
- PANESI, A., R., Q., 2003, “O ciclo de refrigeração por compressão”, *Sinergia*, v. 4, n. 1, pp. 57-62.
- PASSOS, J. C., 2003, “Carnot e a Segunda Lei da Termodinâmica”, *Revista de Ensino de Engenharia*, v. 22, n. 1, pp. 25-31.
- PATEL, K. K., KAR, A., 2012, “Heat pump assisted drying of agricultural produce – an overview”, *Journal of Food Science and Technology*, v. 49, n. 2, pp. 142-160.
- PEREIRA, E. L. L., 2006, *Análise de sistemas de válvulas automáticas de compressores alternativos*, dissertação de M.Sc., UFSC, Florianópolis, SC, Brasil.
- POLETTI, E. L., 2006, *Aprimoramento de uma bancada de ensaios de desempenho de compressores herméticos visando reduzir incertezas de medição*, dissertação de M.Sc., UFSC, Florianópolis, SC, Brasil.
- RAHMAN, M. S., CONRAD, O. P., THEBAUD, C., 1998, “Desorption isotherm and heat pump drying kinetics of peas”, *Food Research International*, v. 30, n. 7, pp. 485-491.
- RIVERO, R., GARFIAS, M., 2006, “Standard chemical exergy of elements updated”, *Energy*, v. 31, n. 15, pp. 3310-3326.

- SAENSABAI, P., PRASERTSAN, S., 2003, “Effects of component arrangement and ambient and drying conditions on the performance of heat pump dryers”, *Drying technology*, v. 21, n. 1, pp. 103-127.
- SCHAEFER, L. A., 2000, *Single Pressure Absorption Heat Pump Analysis*. Ph.D. dissertation, Georgia Institute of Technology, Georgia, Atlanta, USA.
- SCOTT, D. S., 2003, “Exergy”, *International Journal of Hydrogen Energy*, v. 28, n. 4, pp. 369-375.
- SMITH, G. S., 1949, “The Economics of the Heat Pump for Residential Heating”, *Northwest Scientific*, v. 23, n. 2, pp. 72-81.
- SOUSA, B. F. C. R., 2011, *Modelação de um sistema de refrigeração por absorção*, dissertação de M.Sc., Universidade de Aveiro, Aveiro, Distrito de Aveiro, Portugal.
- TREPP, Ch., 1983, “History and prospect of heat transformation”, *Revue Internationale du Froid*, v.6, n. 5/6 (sep, nov).
- VAN WYLEN, G. J., SONNTAG, R. E., BORGNAKKE, C., 2006, *Fundamentos da termodinâmica*, 6 ed., São Paulo, Edgard Blücher LTDA.
- VENKATARATHNAM, G., SRINIVASA MURTHY, S., 2012, “Refrigerants for Vapour Compression Refrigeration Systems”, *Resonance*, v. 17, n. 2, pp. 139-162.
- VICHI, F. M., MANSOR, M. T. C., 2009, “Energia, meio ambiente e economia: o Brasil no context mundial.”, *Química Nova*, v. 32, n. 3, pp. 757-767.

- YUMRUTAS, R., KUNDUZ, M., KANOGLU, M., 2002, “Exergy analysis of vapor compression refrigeration systems”, *Exergy, an International Journal*, v. 2, n. 4, pp. 266-272.
- ZHAO, X. L., FU, L., ZANG S. G., et al., 2010, “Study of the performance of an urban original source heat pump system”, *Energy Conversion and Management*, v. 51. n. 4, pp. 765-770.
- ZOGG, M, 2008, History of Heat Pump, Process and Energy Engineering CH-3414 Oberburg, Suíça.

## APÊNDICE A

### PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA

A Primeira Lei da Termodinâmica foca numa análise sobre a quantidade de energia envolvida durante um processo, tendo como conceito que energia jamais pode ser criada ou destruída, apenas transformada de uma forma para outra. Para deduzí-la, é importante primeiro definir algumas formas de transferência de energia, como trabalho, calor, energia cinética, energia potencial e energia interna.

Trabalho é definido como uma força  $\mathbf{F}$  agindo sobre um determinado corpo durante seu deslocamento ( $d\mathbf{x}$ ), da posição  $\mathbf{x} = \mathbf{x}_1$  à posição  $\mathbf{x} = \mathbf{x}_2$ , e na mesma direção, Eq. (A.1).

$$W = \int_{\mathbf{x}_1}^{\mathbf{x}_2} \mathbf{F}d\mathbf{x} \quad (\text{A. 1})$$

Teoricamente, na termodinâmica, um sistema só realiza trabalho se a única interação entre ele e o meio for o levantamento de um peso. O trabalho depende das interações entre o meio e o sistema, ou seja, ele não é dependente dos estados inicial e final do sistema, portanto, não

pode ser definido como uma propriedade. Na Eq. (A.2), os limites de integração são interpretados como trabalho realizado do estado 1 para o estado 2.

$$W_{1,2} = \int_1^2 \delta W \quad (\text{A. 2})$$

Para o movimento quase-estático de uma fronteira, como em um sistema cilindro-pistão, a força  $F$  que o fluido exerce sobre a fronteira é determinada pelo produto entre sua área  $A$  e a pressão  $p$  que o fluido exerce sobre ela, Eq. (A.3). Logo, o trabalho é determinado de acordo com a Eq. (A.4), onde foi considerado que a área da fronteira vezes seu deslocamento  $dx$  é equivalente a variação de volume  $dV$  que o fluido sofre durante o processo de expansão (ou compressão).

$$F = pA \quad (\text{A. 3})$$

$$W = \int_{x_1}^{x_2} p A dx = \int_{V_1}^{V_2} p dV \quad (\text{A. 4})$$

A energia cinética deriva da Segunda Lei de Newton, que determina que a força agindo sobre determinado corpo é proporcional à sua massa  $m$  vezes sua aceleração  $a$ . Dessa forma, pode-se escrever a força  $F$  como estabelecida pela Eq. (A.5), sendo  $V$  a velocidade do corpo.

$$F = ma = m \frac{dV}{dt} = m \frac{dV}{dx} \frac{dx}{dt} = mV \frac{dV}{dx} \quad (\text{A.5})$$

Da Eq. (A.5), considerando a massa do corpo constante, por variáveis separáveis e aplicando a integral entre as posições  $\mathbf{x}_1$  e  $\mathbf{x}_2$  do corpo, tem-se:

$$\int_{\mathbf{x}_1}^{\mathbf{x}_2} F dx = \int_{V_1}^{V_2} mV dV \quad (\text{A.6})$$

Definindo:

$$\Delta EC = \int_{EC_1}^{EC_2} d(EC) = \int_{\mathbf{x}_1}^{\mathbf{x}_2} F dx \quad (\text{A.7})$$

$$\int_{EC_1}^{EC_2} d(EC) = \int_{V_1}^{V_2} mV dV \quad (\text{A.8})$$

Então, resolvendo a integral na Eq. (A.8):

$$(EC)_2 - (EC)_1 = m \left[ \frac{V^2}{2} \right]_{V_1}^{V_2} = m \left( \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} \right) \quad (\text{A.9})$$



A quantidade de energia associada a um corpo com velocidade  $V$  durante seu deslocamento é denominada Energia Cinética (EC), e sua variação,  $\Delta EC = (EC)_2 - (EC)_1$ , é determinada pela Eq. (A.9).

A energia potencial gravitacional é definida como a energia que um corpo possui devido a sua massa, velocidade e altura em relação a um referencial. Desta forma, supondo que um corpo se encontra inicialmente em repouso a uma determinada altura, a força gravitacional de intensidade  $F$  agindo sobre ele é definida como o produto entre sua massa ( $m$ ) e a aceleração da gravidade ( $g$ ), oposta ao sentido positivo de um eixo coordenado. Pela definição de trabalho, Eq. (A.1), pode-se escrever que o trabalho realizado pela força gravitacional atuando sobre o corpo é dada pela Eq. (A.10).

$$W = \int_{z_1}^{z_2} -F dz = \int_{z_1}^{z_2} -mgdz \quad (\text{A. 10})$$

A variação de energia potencial gravitacional é definida como  $\delta W = -d(EP)$ . Dessa forma, tem-se:

$$\int_{EP_1}^{EP_2} d(EP) = \int_{z_1}^{z_2} mgdz \quad (\text{A. 11})$$

Considerando a massa do corpo constante, assim como a aceleração da gravidade com a altura, integrando a Eq. (A.11), obtem-se

a Eq. (A.12), que representa a variação da energia potencial de um corpo,  $\Delta EP$ .

$$(EP)_2 - (EP)_1 = mg(Z_2 - Z_1) \quad (A.12)$$

Calor é definido como uma quantidade de energia que é transferida de um sistema a outro – ou para o meio – através de suas fronteiras devido a uma diferença finita de temperatura. Assim como o trabalho, calor depende das interações entre os sistemas ou entre o sistema e o meio, portanto, não pode ser caracterizado como uma propriedade, Eq. (A.13).

$$Q_{1,2} = \int_1^2 \delta Q \quad (A.13)$$

A energia interna de um corpo ou sistema é definida como todas as outras energias associadas a ele e é representada pelo símbolo  $U$ . A energia cinética, energia potencial e energia interna são consideradas propriedades extensivas por dependerem da massa.

No desenvolvimento da Primeira Lei da Termodinâmica, uma grande variedade de experimentos foi desenvolvida para comprovar sua veracidade, ou seja, a verificação da Primeira Lei da Termodinâmica foi feita experimentalmente, e ela estabelece que a integral cíclica do trabalho em qualquer ciclo percorrido por um sistema é proporcional à integral cíclica da quantidade de calor transferida, Eq. (A.14).

$$\oint \delta W = M \oint \delta Q \quad (\text{A. 14})$$

O fator de proporcionalidade M na Eq. (A.14) deve-se às unidades utilizadas para trabalho e calor. No entanto, como no Sistema Internacional de Unidades (S.I.) as unidades são a mesma para trabalho e calor, joule (J), tem-se:

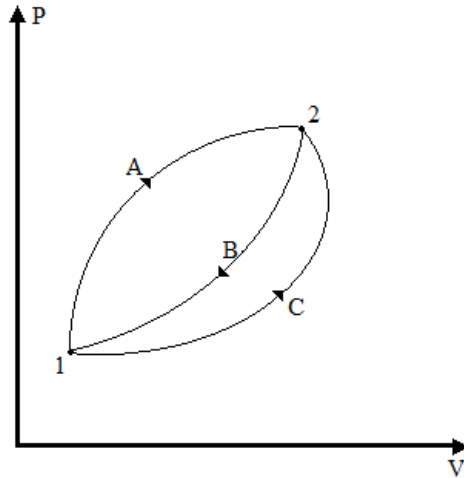
$$\oint \delta W = \oint \delta Q \quad (\text{A. 15})$$

Supondo que um sistema percorra um ciclo termodinâmico sofrendo uma mudança de estado de 1 para 2 através do processo A e retornando do estado 2 para o estado 1 através do processo B, Fig. (A.1), de acordo com o que estabelece a Primeira Lei da Termodinâmica, Eq. (A.15), e considerando as transferências de calor e trabalho em cada processo, temos a Eq. (A.16).

$$\int_1^2 \delta Q_A + \int_1^2 \delta Q_B = \int_1^2 \delta W_A + \int_1^2 \delta W_B \quad (\text{A. 16})$$

Supondo agora que o mesmo sistema percorra um ciclo variando seu estado termodinâmico de 1 a 2 pelo processo C e de 2 a 1 pelo processo B. Novamente, de acordo com o que estabelece a Primeira Lei da Termodinâmica, tem-se:

$$\int_1^2 \delta Q_C + \int_1^2 \delta Q_B = \int_1^2 \delta W_C + \int_1^2 \delta W_B \quad (\text{A.17})$$



**Figura A.1: Ciclos termodinâmicos.**

Subtraindo a Eq. (A.17) da Eq. (A.16), tem-se:

$$\int_1^2 \delta Q_A - \int_1^2 \delta Q_C = \int_1^2 \delta W_A - \int_1^2 \delta W_C \quad (\text{A.18})$$

Reorganizando, conclui-se:

$$\int_1^2 (\delta Q - \delta W)_A = \int_1^2 (\delta Q - \delta W)_C \quad (\text{A.19})$$

A Eq. (A.19) significa que  $(\delta Q - \delta W)$  independe do caminho pelo qual o sistema percorreu o ciclo, ou seja, depende apenas do estado inicial e final do sistema, podendo, portanto, ser considerada a diferencial de uma propriedade do sistema, denominada E. Essa propriedade representa toda a energia do sistema. Dessa forma:

$$dE = \delta Q - \delta W \quad (\text{A. 20})$$

A energia do sistema é dividida em três partes: energia cinética, energia potencial e energia interna, já definidas. Assim:

$$dE = dU + d(EC) + d(EP) \quad (\text{A. 21})$$

Integrando a Eq. (A.21) entre os estados 1 e 2 do sistema, tem-se:

$$E_2 - E_1 = U_2 - U_1 + m \frac{(V_2^2 - V_1^2)}{2} + mg(Z_2 - Z_1) \quad (\text{A. 22})$$

Integrando a Eq. (A.20) entre os estados 1 e 2 do sistema e substituindo a Eq. (A.22), temos a Primeira Lei da Termodinâmica para a mudança de estado de um sistema, Eq. (A.23).

$$U_2 - U_1 + m \frac{(V_2^2 - V_1^2)}{2} + mg(Z_2 - Z_1) = Q_{1,2} - W_{1,2} \quad (\text{A. 23})$$

Em termos de fluxo, a Eq. (A.20) pode ser escrita de acordo com a Eq. (A.24).

$$\left(\frac{dE}{dt}\right)_{O.E.} = \dot{Q} - \dot{W} \quad (A.24)$$

Onde, dado um intervalo de tempo  $\delta t$ , tem-se:

$$\lim_{\delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta E}{\delta t} = \frac{dE}{dt} \quad (A.25)$$

$$\lim_{\delta t \rightarrow 0} \frac{\delta Q}{\delta t} = \dot{Q} \quad (A.26)$$

$$\lim_{\delta t \rightarrow 0} \frac{\delta W}{\delta t} = \dot{W} \quad (A.27)$$

A Primeira Lei da Termodinâmica para um volume de controle considera a variação mássica deste volume e toda energia que essa massa traz.

A taxa de variação mássica em um volume de controle pode ser escrita como a diferença entre a vazão mássica de entrada e a vazão mássica de saída, representada matematicamente pela Eq. (A.28).

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{O.E.} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad (A.28)$$

Os somatórios na Eq. (A.28) representam todas as possíveis entradas e saídas de fluxo de massa no volume de controle.

O fluido que escoar pela fronteira do volume de controle transporta consigo uma energia por unidade de massa (energia específica), Eq. (A.29).

$$e = u + \frac{1}{2}V^2 + gZ \quad (\text{A. 29})$$

Para que o fluido cruze a fronteira do volume de controle, é necessário que haja uma diferença de pressão entre o meio e este volume. Dessa forma, na entrada ou saída de massa do volume de controle, há uma taxa de realização de trabalho associada a pressão local, velocidade do fluido e área da seção de escoamento por onde passa o fluido, denominada taxa de trabalho de escoamento. Uma vez que pode-se escrever a taxa de trabalho como o produto entre a força e a velocidade do fluido, tem-se:

$$\dot{W}_{\text{escoamento}} = FV = \int pVdA = p\dot{V} = \dot{m}pv \quad (\text{A. 30})$$

Onde a vazão volumétrica é definida como:

$$\dot{V} = \int VdA \quad (\text{A. 31})$$

O trabalho associado ao escoamento do fluido, por unidade de massa, é determinado como  $p\mathbf{v}$ . Logo, a energia total do fluido por unidade de massa é determinada pela Eq. (A.32), englobando a energia específica do fluido e a energia na forma de trabalho por unidade de massa realizado para que o fluido cruze a fronteira do volume de controle.

$$e + p\mathbf{v} = u + p\mathbf{v} + \frac{1}{2}V^2 + gZ = h + \frac{1}{2}V^2 + gZ \quad (\text{A. 32})$$

Na Eq. (A.32), foi definida a propriedade entalpia como:

$$h = u + p\mathbf{v} \quad (\text{A. 33})$$

Uma vez que o meio realiza trabalho sobre o volume de controle quando o fluido entra, cruzando sua fronteira, e o volume de controle realiza trabalho sobre o meio quando o fluido sai, então, considerando-se várias seções de entrada e saída de massa, pode-se escrever a Primeira Lei da Termodinâmica para volume de controle como:

$$\left(\frac{dE}{dt}\right)_{\text{O.E.}} = \dot{Q}_{\text{O.E.}} - \dot{W}_{\text{O.E.}} + \sum \dot{m}_e(e_e + p_e v_e) - \sum \dot{m}_s(e_s + p_s v_s) \quad (\text{A. 34})$$

De acordo com a Eq. (A.32), podemos reescrever a Eq. (A.34) como:

$$\left(\frac{dE}{dt}\right)_{\text{O.E.}} = \dot{Q}_{\text{O.E.}} - \dot{W}_{\text{O.E.}} + \sum \dot{m}_e \left( h_e + \frac{1}{2}V_e^2 + gZ_e \right) - \sum \dot{m}_s \left( h_s + \frac{1}{2}V_s^2 + gZ_s \right) \quad (\text{A. 35})$$



Definindo como entalpia total:

$$h^T = h + \frac{1}{2}V^2 + gZ \quad (\text{A. 36})$$

Substituindo na Eq. (A.35), conclui-se então que a Primeira Lei da Termodinâmica para volumes de controle é:

$$\left(\frac{dE}{dt}\right)_{\text{O.E.}} = \dot{Q}_{\text{O.E.}} - \dot{W}_{\text{O.E.}} + \sum \dot{m}_e h^T - \sum \dot{m}_s h^T \quad (\text{A. 37})$$

## APÊNDICE B

### CÓDIGO EES

{BOMBA DE CALOR}

{Dados gerais}

$$T_0 = 31 + 273,15$$

$$P_0 = 101,25$$

$$P = 101,325$$

$$A = 0,00785$$

$$R = 0,287055$$

{Consumo energético}

$$W_{\text{dot\_comp}} = -0,680$$

$$W_{\text{dot\_vent}} = -0,229167 \quad \{\text{Este valor já foi corrigido pela frequência de operação: 55Hz; 250W}\}$$

{Dados do refrigerante R-22}

$$T_A = 113,5 + 273,15$$

$$T_B = 38 + 273,15$$

$$T_C = 1,3 + 273,15$$

$$T_D = 0,9 + 273,15$$

$$P_A = 3185$$

$$P_D = 438$$

$$h_{R22_0} = \text{ENTHALPY}(R22\_mh; T = T_0; P = P)$$

$$h_{A,ideal} = \text{ENTHALPY}(R22\_mh; P = P_A; S = s_D)$$

$$h_A = \text{ENTHALPY}(R22\_mh; T = T_A; P = P_A)$$

$$h_B = \text{ENTHALPY}(R22\_mh; T = T_B; P = P_A)$$

$$h_C = h_B \quad \{\text{Assumindo a válvula isentálpica}\}$$

$$h_D = \text{ENTHALPY}(R22\_mh; T = T_D; P = P_D)$$

$$s_{R22_0} = \text{ENTROPY}(R22\_mh; T = T_0; P = P)$$

$$s_A = \text{ENTROPY}(R22\_mh; T = T_A; P = P_A)$$

$$s_B = \text{ENTROPY}(R22\_mh; T = T_B; P = P_A)$$

$$s_C = \text{ENTROPY}(R22\_mh; T = T_C; H = h_C)$$

$$s_D = \text{ENTROPY}(R22\_mh; T = T_D; P = P_D)$$

{Dados do ar}

$$V_4 = 7,3 \quad \{\text{velocidade do ar de saída}\}$$

$$T_1 = 31 + 273,15$$

$$T_2 = 12,7 + 273,15$$

$$T_3 = 23,7 + 273,15$$

$$T_4 = 51,7 + 273,15$$

$$T_5 = 20 + 273,15$$

$$RH1 = 0,623 \quad \{\text{Umidade relativa de entrada}\}$$

$$RH4 = 0,185 \quad \{\text{Umidade relativa de saída}\}$$

$$w_1 = \text{HumRat}(\text{AirH2O}; T = T_1; r = RH1; P = P_0)$$

$$w_2 = \text{HumRat}(\text{AirH2O}; T = T_4; r = RH4; P = P_0)$$

$$h_0 = \text{ENTHALPY}(\text{AirH2O}; T = T_0; P = P; w = w_1)$$

$$h_1 = \text{ENTHALPY}(\text{AirH2O}; T = T_1; P = P; w = w_1)$$

$$h_2 = \text{ENTHALPY}(\text{AirH2O}; T = T_2; P = P; w = w_2)$$

$$h_3 = \text{ENTHALPY}(\text{AirH2O}; T = T_3; P = P; w = w_2)$$

$$h_4 = \text{ENTHALPY}(\text{AirH2O}; T = T_4; P = P; w = w_2)$$

$$s_0 = \text{ENTROPY}(\text{AirH2O}; T = T_0; P = P; w = w_1)$$

$$s_1 = \text{ENTROPY}(\text{AirH2O}; T = T_1; P = P; w = w_1)$$

$$s_2 = \text{ENTROPY}(\text{AirH2O}; T = T_2; P = P; w = w_2)$$

$$s_3 = \text{ENTROPY}(\text{AirH2O}; T = T_3; P = P; w = w_2)$$

$$s_4 = \text{ENTROPY}(\text{AirH2O}; T = T_4; P = P; w = w_2)$$

$$PS_4 = P\_SAT(\text{Water}; T = T_4) / 1000$$

$$P_{v4} = PS_4 * RH4 \quad \{\text{pressão parcial do vapor no estado 4}\}$$

$$P_{ar4} = P - P_{v4} \quad \{\text{pressão parcial do ar no estado 4}\}$$

{Vazão mássica do ar seco}

$$m_{\text{dot\_ar}} = (V_{-4} * A * P_{\text{ar4}}) / (R * T_{-4})$$

{Dados da água condensada}

$$h_{5_0} = \text{ENTHALPY}(\text{Water}; T = T_{-0}; X = 0)$$

$$s_{5_0} = \text{ENTROPY}(\text{Water}; T = T_{-0}; X = 0)$$

$$h_5 = \text{ENTHALPY}(\text{Water}; T = T_{-5}; X = 0)$$

$$s_5 = \text{ENTROPY}(\text{Water}; T = T_{-5}; X = 0)$$

{Análise Energética}

{Volume de controle 1}

{Conservação da massa}

$$m_{\text{dot\_B}} = m_{\text{dot\_R22}}$$

$$m_{\text{dot\_A}} = m_{\text{dot\_B}}$$

$$m_{\text{dot\_D}} = m_{\text{dot\_A}}$$

{Primeira Lei da Termodinâmica}

$$W_{\text{dot\_DA}} = W_{\text{dot\_comp}}$$

{Calor liberado pelo compressor}

$$Q_{\dot{D}A} = W_{\dot{D}A} + m_{\dot{R}22}(h_A - h_D)$$

{Calor liberado pelo condensador}

$$Q_{\dot{A}B} = m_{\dot{R}22}(h_B - h_A)$$

{Volume de controle 2}

{Conservação da massa}

$$m_{\dot{2}} = m_{\dot{ar}}(1 + w_2)$$

$$m_{\dot{3}} = m_{\dot{2}}$$

$$m_{\dot{4}} = m_{\dot{3}}$$

{Primeira Lei da Termodinâmica}

$$Q_{\dot{2}4} = m_{\dot{2}}(h_4 - h_2)$$

{Considerando que todo o calor do fluido refrigerante é absorvido pelo ar}

$$Q_{\dot{2}4} = -Q_{\dot{D}B}$$

{Volume de controle 3}

{Conservação da massa}

$$m_{\dot{C}} = m_{\dot{B}}$$

{Primeira Lei da termodinâmica}

$$Q_{\dot{CD}} = m_{\dot{R22}}(h_D - h_C)$$

{A válvula de expansão é adiabática e isentálpica, ou seja,  $h_B = h_C$ }

{Volume de controle 4}

{Vazão mássica da água}

$$m_{\dot{5}} = m_{\dot{ar}}(w_1 - w_2)$$

{Conservação da massa}

$$m_{\dot{2}} = m_{\dot{1}} - m_{\dot{5}}$$

{Primeira Lei da Termodinâmica}

$$Q_{\dot{12}} = m_{\dot{ar}} * ((h_2 - h_1) + (w_1 - w_2) * h_5 + w_2 * h_2 - w_1 * h_1)$$

{Considerando que todo calor de  $Q_{\dot{12}}$  será absorvido pelo ar}

$$Q_{\dot{CD}} = -Q_{\dot{12}}$$

{Análise Exergética}

{Volume de controle 1}

{Segunda Lei da Termodinâmica}

$$S_{\dot{DB}} = m_{\dot{R22}} * (s_B - s_D) - (Q_{\dot{DA}} / T_{\text{comp}}) - (Q_{\dot{AB}} / T_{\text{cond}})$$

{Temperatura da carcaça do compressor e condensador}

$$T_{\text{comp}} = (T_D + T_A) / 2$$

$$T_{\text{cond}} = (T_A + T_B) / 2$$

{Irreversibilidade}

$$I_{\dot{DB}} = T_0 * S_{\dot{DB}}$$



{Variação exergética}

$$\{\text{VarEx} = \text{Ex}_{\text{entrada}} - \text{Ex}_{\text{saída}}\}$$

$$\text{VarEx}_{\text{dot\_DB}} = \dot{m}_{\text{R22}} * ((h_{\text{D}} - h_{\text{B}}) - T_0 * (s_{\text{D}} - s_{\text{B}}))$$

{Compressor}

$$\text{VarEx}_{\text{dot\_DA}} = \dot{m}_{\text{R22}} * ((h_{\text{D}} - h_{\text{A}}) - T_0 * (s_{\text{D}} - s_{\text{A}}))$$

{Condensador}

$$\text{VarEx}_{\text{dot\_AB}} = \dot{m}_{\text{R22}} * ((h_{\text{A}} - h_{\text{B}}) - T_0 * (s_{\text{A}} - s_{\text{B}}))$$

{Volume de controle 2}

{Segunda Lei da Termodinâmica}

$$S_{\text{dot\_24}} = \dot{m}_{\text{2}} * (s_4 - s_2) + (Q_{\text{dot\_DA}} / T_{\text{comp}}) + (Q_{\text{dot\_AB}} / T_{\text{cond}})$$

{Considerando todo calor liberado pela carcaça do compressor e condensador absorvido pelo ar}

$$Q_{\text{dot\_23}} = -Q_{\text{dot\_DA}}$$

$$Q_{\dot{34}} = -Q_{\dot{AB}}$$

{Irreversibilidade}

$$I_{\dot{24}} = T_0 * S_{\dot{24}}$$

{Variação exergética}

$$\text{VarEx}_{\dot{24}} = m_{\dot{2}} * ((h_2 - h_4) - T_0 * (s_2 - s_4))$$

{Ar ao absorver calor do compressor}

$$\text{VarEx}_{\dot{23}} = m_{\dot{2}} * ((h_2 - h_3) - T_0 * (s_2 - s_3))$$

{Ar ao absorver calor do condensador}

$$\text{VarEx}_{\dot{34}} = m_{\dot{2}} * ((h_3 - h_4) - T_0 * (s_3 - s_4))$$

{Volume de controle 3}

{Segunda Lei da Termodinâmica}

$$S_{\dot{BD}} = m_{\dot{R22}} * (s_D - s_C) - (Q_{\dot{CD}}/T_{\text{evap}})$$

{Temperatura da carcaça do evaporador}

$$T_{\text{evap}} = (T_{\text{C}} + T_{\text{D}})/2$$

{Irreversibilidade}

$$I_{\text{dot}}_{\text{BD}} = T_{\text{0}} * S_{\text{dot}}_{\text{BD}}$$

{Variação exergética}

$$\text{VarEX}_{\text{dot}}_{\text{BD}} = m_{\text{dot}}_{\text{R22}} * ((h_{\text{B}} - h_{\text{D}}) - T_{\text{0}} * (s_{\text{B}} - s_{\text{D}}))$$

{Válvula de expansão}

$$\text{VarEx}_{\text{dot}}_{\text{BC}} = m_{\text{dot}}_{\text{R22}} * ((h_{\text{B}} - h_{\text{C}}) - T_{\text{0}} * (s_{\text{B}} - s_{\text{C}}))$$

{Evaporador}

$$\text{VarEx}_{\text{dot}}_{\text{CD}} = m_{\text{dot}}_{\text{R22}} * ((h_{\text{C}} - h_{\text{D}}) - T_{\text{0}} * (s_{\text{C}} - s_{\text{D}}))$$

{Volume de controle 4}

{Segunda Lei da Termodinâmica}

$$S_{\text{dot}}_{\text{12}} = m_{\text{dot}}_{\text{1}} * (s_{\text{2}} - s_{\text{1}}) + m_{\text{dot}}_{\text{5}} * (s_{\text{5}} - s_{\text{2}}) + (Q_{\text{dot}}_{\text{CD}}/T_{\text{evap}})$$

{Irreversibilidade}

$$I_{\text{dot}_{12}} = T_0 * S_{\text{dot}_{12}}$$

{Variação exergética}

$$\text{VarEX}_{\text{dot}_{12}} = m_{\text{dot}_{1}} * ((h_1 - h_2) - T_0 * (s_1 - s_2)) + m_{\text{dot}_{5}} * ((h_5 - h_2) - T_0 * (s_5 - s_2))$$

{Geração total de entropia do sistema}

$$S_{\text{dot}_{\text{total}}} = S_{\text{dot}_{\text{DB}}} + S_{\text{dot}_{12}} + S_{\text{dot}_{\text{BD}}} + S_{\text{dot}_{24}}$$

{Irreversibilidade total do sistema}

$$I_{\text{dot}_{\text{total}}} = T_0 * S_{\text{dot}_{\text{total}}}$$

{Variação total de exergia do sistema}

$$\text{VarEx}_{\text{dot}_{\text{total}}} = \text{VarEx}_{\text{dot}_{\text{DB}}} + \text{VarEx}_{\text{dot}_{24}} + \text{VarEx}_{\text{dot}_{\text{BD}}} + \text{VarEx}_{\text{dot}_{12}}$$

{Cálculo do COP}

$$\text{COP}_{\text{ideal}} = T_4 / (T_4 - T_3)$$

$$\text{COP}_{\text{comp}} = \dot{Q}_{\text{DB}} / \dot{W}_{\text{DA}}$$

$$\text{COP}_{\text{comp.vent}} = (\dot{Q}_{\text{DB}}) / (\dot{W}_{\text{comp}} + \dot{W}_{\text{vent}})$$

{Eficiências racionais}

$$\text{Efi.comp.vent} = \text{COP}_{\text{comp.vent}} / \text{COP}_{\text{ideal}}$$

$$\text{Efi.comp} = \text{COP}_{\text{comp}} / \text{COP}_{\text{ideal}}$$

{Eficiência isentrópica do compressor}

$$\text{Efi.isent} = W_{\text{ideal}} / W_{\text{real}}$$

$$W_{\text{ideal}} = (h_D - h_{A,\text{ideal}})$$

$$W_{\text{real}} = (h_D - h_A)$$

{Exergias}

{Para o ar}

$$\text{Ex}_{\text{dot}_1} = \dot{m}_{\text{ar}} * ((h_1 - T_0 * s_1) - (h_0 - T_0 * s_0))$$

$$\text{Ex}_{\text{dot}_2} = \dot{m}_{\text{dot}_2} * ((h_2 - T_0 * s_2) - (h_0 - T_0 * s_0))$$

$$\text{Ex}_{\text{dot}_3} = \dot{m}_{\text{dot}_2} * ((h_3 - T_0 * s_3) - (h_0 - T_0 * s_0))$$

$$\text{Ex}_{\text{dot}_4} = \dot{m}_{\text{dot}_2} * ((h_4 - T_0 * s_4) - (h_0 - T_0 * s_0))$$

$$\text{Ex}_{\text{dot}_5} = \dot{m}_{\text{dot}_5} * ((h_5 - T_0 * s_5) - (h_{5_0} - T_0 * s_{5_0}))$$

{Para o refrigerante}

$$Ex\_dot\_A = m\_dot\_R22*((h\_A - T\_0*s\_A) - (h\_R22\_0 - T\_0*s\_R22\_0))$$

$$Ex\_dot\_B = m\_dot\_R22*((h\_B - T\_0*s\_B) - (h\_R22\_0 - T\_0*s\_R22\_0))$$

$$Ex\_dot\_C = m\_dot\_R22*((h\_C - T\_0*s\_C) - (h\_R22\_0 - T\_0*s\_R22\_0))$$

$$Ex\_dot\_D = m\_dot\_R22*((h\_D - T\_0*s\_D) - (h\_R22\_0 - T\_0*s\_R22\_0))$$

{Taxa de condensação de vapor d'água}

$$SMER.comp = m\_dot\_5*3600/(-W\_dot\_comp)$$

$$SMER.comp.vent = m\_dot\_5*3600/(-W\_dot\_comp - W\_dot\_vent)$$

{RESULTADOS}

A	COP_comp	COP_comp.vent
COP_ideal		
0,00785	3,757	2,81
4,674		
E fi.comp	E fi.comp.vent	E fi.isent
Ex_dot_1		

0,8039	0,6013	0,9353
0		
Ex_dot_2	Ex_dot_3	Ex_dot_4
Ex_dot_5		
2,574	0,01589	0,05431
0,0001085		
Ex_dot_A	Ex_dot_B	Ex_dot_C
Ex_dot_D		
0,9239	0,6728	0,6185
0,4101		
h_0	h_1	h_2
h_3		
76,48	76,48	52,28
63,68		
h_4	h_5	h_5_0
h_A		
92,68	83,84	129,9
308,1		
h_A.ideal	h_B	h_C
h_D		
304,4	93,13	93,13
251,9		
h_R22_0	I_dot_12	I_dot_24
I_dot_BD		

278,1	-2,625	3,142
0,04159		
l_dot_DB	l_dot_total	m_dot_1
m_dot_2		
0,1407	0,6995	0,06337
0,06324		
m_dot_3	m_dot_4	m_dot_5
m_dot_A		
0,06324	0,06324	0,0001276
0,009634		
m_dot_ar	m_dot_B	m_dot_C
m_dot_D		
0,06227	0,009634	0,009634
0,009634		
m_dot_R22	P	PS_4
P_0		
0,009634	101,3	0,01342
101,3		
P_A	P_ar4	P_D
P_v4		
3185	101,3	438
0,002483		
Q_dot_12	Q_dot_23	Q_dot_24
Q_dot_34		



-1,529	0,1385	2,555
2,071		
Q_dot_AB	Q_dot_CD	Q_dot_DA
Q_dot_DB		
-2,071	1,529	-0,1385
-2,555		
R	RH1	RH4
SME R.comp		
0,2871	0,623	0,185
0,6755		
SME R.comp.vent	s_0	s_1
s_2		
0,5052	5,877	5,877
5,663		
s_3	s_4	s_5
s_5_0		
5,834	5,927	0,2962
0,4503		
s_A	s_B	s_C
s_D		
0,9544	0,3334	0,3519
0,9449		
S_dot_12	S_dot_24	S_dot_BD
S_dot_DB		

-0,008629	0,01033	0,0001367
0,0004627		
S_dot_total	s_R22	T_0
T_1		
0,0023	1,171	304,2
304,2		
T_2	T_3	T_4
T_5		
285,9	296,9	324,9
293,2		
T_A	T_B	T_C
T_comp		
386,7	311,2	274,5
330,4		
T_cond	T_D	T_evap
VarE X_dot_12		
348,9	274,1	274,3
-2,367		
VarE x_dot_23	VarE x_dot_24	VarE x_dot_34
VarE x_dot_AB		
2,558	2,519	-0,03842
0,2512		
VarE x_dot_BC	VarE X_dot_BD	VarE x_dot_CD
VarE x_dot_DA		

0,05432	0,2627	0,2083
-0,5138		
VarEx_dot_DB	VarEx_dot_total	V_4
W.ideal		
-0,2627	0,1528	7,3
-52,57		
W.real	w_1	w_2
W_dot_comp		
-56,21	0,0177	0,01565
-0,68		
W_dot_DA	W_dot_vent	
-0,68	-0,2292	

## APÊNDICE C

### PROBLEMAS SURTIDOS NA BOMBA DE CALOR PARA SECAGEM E DESUMIDIFICAÇÃO DE AR

Durante os experimentos, entre os meses de dezembro de 2013 e novembro de 2014, diversos problemas na bancada experimental surgiram:

- 1- Problemas com resultados imprecisos das medições de temperaturas obtidas com termopares instalados antes e depois de todos os componentes, ou seja, compressor, condensador, válvula de expansão e condensador.
- 2- Para minimizar este problema, foram feitos “poços porta termopares” nas linhas de alta e baixa pressão, de forma que os sensores tivessem menos interferências. Foi um trabalho demorado devido às dificuldades de se localizar os pontos que causassem menos problemas.
- 3- O transdutor de pressão digital, usado para medir pressão na linha de baixa pressão, antes do compressor, apresentou defeito e foi enviado para São Paulo para conserto.

- 4- Após conserto, o problema continuou e para agilizar o trabalho foi comprado um novo transdutor de pressão. Após um mês, o novo transdutor foi disponibilizado.
- 5- O aparato experimental formado pela bomba de calor e instrumentação ficou então pronto para as séries de experimentos programadas.
- 6- Tratando-se de um sistema em que as experiências são em regime permanente, providenciou-se um sistema de aquisição de dados computadorizado.
- 7- O sistema de aquisição de dados apresentou problemas e houve necessidade de se comprar uma nova placa conversora analógica/digital. A importação levou dois meses.
- 8- O medidor de vazão de massa de fluido refrigerante com tecnologia ultrassom apresentou dados incoerentes. Após consulta ao fabricante, decidiu-se instalá-lo após válvula de expansão por haver escoamento bifásico, o que, de acordo com o fabricante, deveria sanar o problema.
- 9- Foram feitas modificações para possibilitar instalação do medidor de vazão após a válvula de expansão, mas o problema continuou. Devido ao tempo, decidiu-se dar continuidade aos experimentos sem o medidor de vazão.
- 10- Após os trabalhos para a instalação do medidor de vazão, o compressor hermético apresentou defeito e não foi possível ligá-lo novamente. Foi constatado queima do motor.

- 11- O compressor é usado em sistemas de “ar condicionado de janela”, ou seja, não se conseguiu encontrar um substituto no comércio de João Pessoa.
- 12- Conseguiu-se um compressor emprestado do laboratório de refrigeração do IFPB.
- 13- Instalou-se o novo compressor e as séries de experiências programadas foram retomadas. No entanto, ocorreu quebra do ventilador, sendo imediatamente substituído por outro fornecido pela oficina de manutenção da prefeitura universitária da UFPB.
- 14- O ventilador apresentou problemas devido à baixa vazão de insuflamento de ar, inadequado para os objetivos do trabalho.
- 15- Também não foi encontrado no comércio de João Pessoa um ventilador substituto.
- 16- A solução foi adaptar um motor externo com inversor de frequência para acionar o ventilador (figura C.1).



**Figura C.1: Motor externo com inversor de frequência acoplado ao ventilador.**

- 17- O trabalho prosseguiu com realização de séries de experiências, embora tenha sido notado um problema relacionado com a chegada de “líquido” no compressor, fato que deve ser evitado.
- 18- Constatou-se então formação de gelo na válvula de expansão (figura C.2).



**Figura C.2: Formação de gelo na válvula de expansão.**

- 19- Após diversas tentativas de se evitar os problemas no compressor e a formação de gelo, decidiu-se trocar a válvula de expansão termostática por um sistema de expansão “capilar” (figura C.3).



**Figura C.3: Sistema de expansão capilar.**

Bancadas experimentais normalmente costumam apresentar muitos problemas durante os experimentos. Acontecem quebras de equipamentos, imprecisão de medidas, dificuldades operacionais, custos para manutenção, etc. Neste trabalho, a sequência exagerada de problemas surgidos e as dificuldades para solucioná-los prejudicou bastante a conclusão da dissertação, sendo necessários, após todas as trocas necessárias de componentes da bomba de calor e instrumentação, a realização de novos experimentos, o que atrasou a conclusão deste trabalho.



$$= \sum \left( \frac{\delta Q}{T} \right)_{REV}$$

 $\dot{S}$  $dx$  $\phi$ 

$$dE = \delta Q - \delta W$$

$$\lim_{\delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta E}{\delta t} = \frac{dE}{dt}$$

$dS = \sum$

$$\frac{E}{t} = \frac{dE}{dt}$$

 $\int$ 

$$\oint \delta W = \oint \delta Q$$

 $\frac{dy}{dx}$ 

$$dS = \sum \left( \frac{\delta Q}{T} \right)_{REV}$$

 $\oint$  $\phi$ 

$dE = \delta Q - \delta W$

$$\lim_{\delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta E}{\delta t} = \frac{dE}{dt}$$

$$\oint \delta W = \oint \delta Q$$

 $\omega$ 

$$= \oint \delta Q$$

 $\frac{dy}{dx}$ 

ISBN 978-85-9559-206-3

