



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
"JÚLIO DE MESQUITA FILHO"
Câmpus de Ilha Solteira

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA "JÚLIO DE MESQUITA FILHO"
FACULDADE DE ENGENHARIA
CÂMPUS DE ILHA SOLTEIRA

RENNER AUGUSTO TOLEDO CAMPOS

**ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR
ABSORÇÃO PARA CONFORTO TÉRMICO DE AMBIENTES**

Ilha Solteira

2017

RENNER AUGUSTO TOLEDO CAMPOS

**ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR
ABSORÇÃO PARA CONFORTO TÉRMICO DE AMBIENTES**

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira da Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho" – UNESP/Ilha Solteira como parte dos requisitos exigidos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.
Área de Conhecimento: Ciências Térmicas.

Prof. Dra. Elaine Maria Cardoso
Orientadora

FICHA CATALOGRÁFICA

Desenvolvido pelo Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação

C198a Campos, Renner Augusto Toledo.
Análise termodinâmica de um sistema de refrigeração por absorção para conforto térmico de ambientes / Renner Augusto Toledo Campos. -- Ilha Solteira: [s.n.], 2017
79 f. : il.

Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira. Área de conhecimento: Ciências Térmicas, 2017

Orientador: Elaine Maria Cardoso
Inclui bibliografia

1. Refrigeração. 2. Energia solar. 3. Aproveitamento de energia.



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA

Câmpus de Ilha Solteira

CERTIFICADO DE APROVAÇÃO

TÍTULO DA DISSERTAÇÃO: ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO
POR ABSORÇÃO PARA CONFORTO TÉRMICO DE AMBIENTES

AUTOR: RENNER AUGUSTO TOLÊDO CAMPOS

ORIENTADORA: ELAINE MARIA CARDOSO

Aprovado como parte das exigências para obtenção do Título de Mestre em ENGENHARIA
MECÂNICA, área: CIÊNCIAS TÉRMICAS pela Comissão Examinadora:

Prof. Dra. ELAINE MARIA CARDOSO
Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira

Prof. Dr. JOAO BATISTA CAMPOS SILVA
Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira

Prof. Dr. WARLEY AUGUSTO PEREIRA
Departamento de Engenharia Mecânica / Universidade de Rio Verde

Ilha Solteira, 23 de março de 2017

DEDICO

Ao meu pai **Wilson Campos Jr**, a minha mãe **Adriana Patricia Toledo**, a minha esposa **Thatyane Silva Rezende Campos** e a minha filha **Maria Eduarda Rezende Campos**, que me apoiaram e me ajudaram, me incentivando e dando forças.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus, por ter me dado essa oportunidade.

Em especial a minha orientadora Profa. Dra. Elaine Maria Cardoso, que sem a sua paciência e dedicação esse trabalho não seria possível. Um exemplo de como o bom profissional docente faz a diferença, obrigado professora pelas suas aulas, suas dicas e por compartilhar um pouquinho de seu saber para comigo.

Ao Professor Doutorando Hugo Leonardo Souza Lara Leão, por me ajudar com minhas simulações no EES, sempre disposto a qualquer horário a dar conselhos e indicar livros que me ajudaram a chegar até aqui.

A todos os meus professores do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, pelos seus ensinamentos e disciplinas cursadas, em especial a Área de Ciências Térmicas, que me abrigou e ajudou em tudo que foi possível.

RESUMO

Sistemas de refrigeração são indispensáveis para o modo de vida do homem atual, porém o grande gasto energético, de fontes não renováveis, e os impactos ambientais, levam-nos a estudar e a pensar em outras fontes de energia, de preferência renováveis, e em outros ciclos de refrigeração com gasto energético menor. Este trabalho tem como objetivo a modelagem de um sistema de refrigeração por absorção de vapor para o conforto térmico de ambientes, verificando a viabilidade desse sistema de refrigeração para aplicação em salas de aula. No presente trabalho mostra-se o sistema de refrigeração como sendo umas das alternativas ao sistema de refrigeração por compressão de vapor, o qual possui um alto gasto energético. Para o funcionamento do sistema de refrigeração por absorção de vapor foi proposto a energia solar como fonte de energia térmica do gerador, pois em regiões como Rio Verde – GO (localizada na região de latitude $17^{\circ}47'S$ e longitude $50^{\circ}58'W$, onde o clima tropical predomina em quase todos os meses do ano, com temperatura mínima de $\sim 20^{\circ}C$ e máxima de $\sim 30^{\circ}C$) o condicionamento do ambiente é imprescindível. Foi utilizado o software EES para a simulação e modelagem do sistema de absorção de vapor, baseado nas trocas de calor entre os componentes desse sistema, desprezando perdas energéticas e de pressões que ocorrem em um ciclo real de absorção de vapor. As simulações e resultados mostraram que, nessa região tropical, o clima é propício para o uso de energia solar e que sua transformação em energia térmica é suficiente para o funcionamento do gerador de um ciclo de absorção de vapor, viabilizando o conforto térmico do ambiente a ser refrigerado.

PALAVRAS-CHAVES: Refrigeração por absorção. Energia solar. Água-brometo de lítio. Rio Verde – GO.

ABSTRACT

Cooling systems are indispensable for today's man's way of life, but the high energy expenditure from non-renewable sources and environmental impacts lead us to study and think about other sources of energy, preferably renewable, and in other refrigeration cycles with lower energy expenditure. The objective of this work is the modeling of a vapor absorption refrigeration system for the thermal comfort of environments, verifying the viability of this refrigeration system for application in classrooms. In the present work is shown the refrigeration system as one of the alternatives to the system of refrigeration by compression of steam, which has high energy expenditure. For the operation of the vapor absorption refrigeration system, solar energy was proposed as the generator's thermal energy source, since in regions such as Rio Verde - GO (located in latitude $17^{\circ} 47' S$ and longitude $50^{\circ} 58' W$, where the tropical climate prevails in almost every month of the year, with a minimum temperature of $\sim 20^{\circ} C$ and maximum of $\sim 30^{\circ} C$), the ambient air-conditioning is essential. EES software was used for the simulation and modeling of the vapor absorption system based on the heat exchanges between the components of this system, disregarding energy and pressures losses that occur in a real vapor absorption cycle. The simulations and results showed that, in this tropical region, the climate is favorable to use solar energy and its transformation into thermal energy is sufficient for the operation of the generator of a vapor absorption cycle, allowing the thermal comfort of the environment.

KEYWORDS: Absorption cooling. Solar energy. Water-lithium bromide. Rio Verde – GO.

LISTA DE FIGURAS

| | |
|--|----|
| Figura 1 - Consumo da energia elétrica..... | 15 |
| Figura 2 - Diferença entre os sistemas de compressão e absorção..... | 18 |
| Figura 3 - Componentes do ciclo básico de compressão a vapor (a) e o diagrama P-h de um ciclo ideal de compressão a vapor (b)..... | 19 |
| Figura 4 - Ciclo de refrigeração por compressão de vapor..... | 20 |
| Figura 5 - Ciclo básico de refrigeração por absorção..... | 21 |
| Figura 6 - Ciclo de refrigeração por absorção de amônia/água..... | 23 |
| Figura 7 - Ciclo de refrigeração por absorção de duplo - efeito com o par água-amônia..... | 24 |
| Figura 8 - Comparação dos ciclos de absorção e de compressão..... | 25 |
| Figura 9 - Custo operacional da energia na refrigeração por absorção e de compressão..... | 26 |
| Figura 10 - Perda de carga num sistema de refrigeração por compressão a vapor.. | 27 |
| Figura 11 - Comparação entre as eficiências do ciclo ideal de Carnot e os ciclos de refrigeração por absorção de simples e duplo efeito..... | 28 |
| Figura 12 - Diagrama de temperatura, pressão e concentração da solução brometo de lítio-água e água pura..... | 33 |
| Figura 13 - Espectro eletromagnético..... | 35 |
| Figura 14 - Espectro de radiação solar que chega na superfície terrestre..... | 36 |
| Figura 15 - Aplicações da energia solar na refrigeração..... | 37 |
| Figura 16 - Distribuição da energia solar incidente..... | 38 |
| Figura 17 - Corte de um coletor solar plano com cobertura de vidro..... | 40 |
| Figura 18 - Esquema de coletor solar plano..... | 40 |
| Figura 19 - Parcelas de radiação recebida..... | 41 |
| Figura 20 - Configurações de tubo utilizadas no coletor solar tubular a vácuo..... | 42 |
| Figura 21 - Esquema de funcionamento de um tubo do coletor de tubo a vácuo..... | 42 |
| Figura 22 - Esquema de espelhos esféricos..... | 43 |
| Figura 23 - Coletor solar parabólico..... | 44 |
| Figura 24 - Rendimento dos coletores solares tubulares..... | 45 |
| Figura 25 - Painel fotovoltaico de Silício policristalino – Frente (b) e Verso (a)..... | 47 |
| Figura 26 - Absorvedor evaporativo de um ciclo amônia-água (NH ₃ /H ₂ O)..... | 48 |
| Figura 27 - Esquema de um gerador de um ciclo por absorção..... | 49 |

| | |
|---|----|
| Figura 28 - Condensador..... | 50 |
| Figura 29 - Dispositivos de expansão no ciclo de refrigeração por absorção..... | 50 |
| Figura 30 - Evaporador..... | 51 |
| Figura 31 - Volume de controle com uma entrada e uma saída..... | 52 |
| Figura 32 - Unidade de refrigeração por absorção com indicação das taxas de transferência de calor..... | 54 |
| Figura 33 – Representação de um gerador..... | 55 |
| Figura 34 - Esquema do condensador..... | 56 |
| Figura 35 - Esquema do evaporador..... | 57 |
| Figura 36 - Esquema do absorvedor..... | 58 |
| Figura 37 - Esquema do trocador de calor..... | 59 |
| Figura 38 - Dispositivo de expansão I..... | 60 |
| Figura 39 - Dispositivo de expansão II..... | 60 |
| Figura 40 - Esquema da bomba..... | 60 |
| Figura 41 - Ciclo de refrigeração por absorção sem trocador de calor..... | 61 |
| Figura 42 - Ciclo de refrigeração por absorção com trocador de calor..... | 63 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|--|----|
| Tabela 1 - Coeficiente de performance médios para sistemas de refrigeração..... | 19 |
| Tabela 2 - Características dos ciclos multi-efeitos..... | 24 |
| Tabela 3 - Principais fluidos refrigerantes usados em sistemas de refrigeração..... | 29 |
| Tabela 4 – Eliminação de HCFCs no Brasil..... | 30 |
| Tabela 5 - Impacto ambiental de alguns refrigerantes..... | 31 |
| Tabela 6 - Pares de refrigerante e absorvente mais usado em ciclos por absorção..... | 32 |
| Tabela 7 - Classificação dos Coletores Solares pelo Método de Captação..... | 39 |
| Tabela 8 - Classificação dos coletores de acordo com a temperatura de trabalho...46 | |
| Tabela 9 - Valores obtido através da simulação de uma refrigeração por absorção.62 | |
| Tabela 10 – Taxas de transferência de calor e COP..... | 62 |
| Tabela 11 - Valores obtidos através da simulação de uma refrigeração por absorção e vapor com trocador de calor..... | 64 |
| Tabela 12 – Taxas de transferência de calor e COP..... | 64 |
| Tabela 13 - Irradiação solar diária média mensal em Rio Verde – GO..... | 65 |
| Tabela 14 - Dimensionamento e comparativo dos coletores solares A e B..... | 67 |

LISTA DE SÍMBOLOS

| | |
|------------------|--|
| A_c | Área do coletor [m^2] |
| COP | Coefficiente de Performance |
| EPE | Empresa de Pesquisa Energética |
| ε | Efetividade do trocador de calor |
| I_T | Intensidade da Radiação Solar global [W/m^2] |
| F_R | Fator de remoção de calor |
| h | Entalpia [kJ/kg] |
| \dot{m} | Vazão mássica [kg/s] |
| \dot{m}_{ws} | Vazão mássica da solução fraca [kg/s] |
| \dot{m}_{ss} | Vazão mássica da solução forte [kg/s] |
| c_p | Calor específico [kJ/kg K] |
| \dot{W} | Potência [W] |
| T | Temperatura [°C;K] |
| V | Volume [m^3] |
| ρ | Densidade [kg/ m^3] |
| \dot{Q}_{gera} | Taxa de transferência de calor no gerador [kW] |
| \dot{Q}_{cond} | Taxa de transferência de calor no condensador [kW] |
| \dot{Q}_{abs} | Taxa de transferência de calor no absorvedor [kW] |
| \dot{Q}_{troc} | Taxa de transferência de calor no trocador [kW] |
| \dot{Q}_{evap} | Taxa de transferência de calor no evaporador [kW] |
| Q_u | Fluxo de energia útil [kW] |
| $x_1; x_2$ | Concentração da solução binária [%] |

| | |
|--------------|---|
| P | Pressão [Pa] |
| T_a | Temperatura ambiente [°C] |
| T_c | Temperatura da superfície coletora [°C] |
| T_m | Temperatura média do fluido [°C] |
| η | Rendimento |
| $\tau\alpha$ | Produto da transmitância e absorptância |
| ΔT | Varição de temperatura [°C] |

SUMÁRIO

| | | |
|--------|--|----|
| 1 | INTRODUÇÃO | 14 |
| 2 | REVISÃO BIBLIOGRÁFICA | 17 |
| 2.1 | Estado da Arte | 17 |
| 2.2 | Sistemas de Refrigeração | 18 |
| 2.2.1 | <i>Sistemas de Refrigeração por Compressão Mecânica de Vapor</i> | 19 |
| 2.2.2 | <i>Sistemas de Refrigeração por Absorção com Trocador de Calor</i> | 21 |
| 2.2.3 | <i>Sistemas de Refrigeração por Absorção de Multi-efeito</i> | 24 |
| 2.3 | Comparação do Ciclo de Compressão versus Ciclo por Absorção..... | 25 |
| 2.4 | Ciclos de refrigeração Real e Ideal (Padrão) | 27 |
| 2.5 | Fluidos Refrigerantes | 28 |
| 2.6 | Propriedades Físicas e Impacto Ambiental de Alguns Refrigerantes | 29 |
| 2.7 | Misturas Binárias usadas nos Ciclos por Absorção | 31 |
| 2.8 | Par Brometo de Lítio – Água (LiBr/H ₂ O) | 32 |
| 2.9 | Par Amônia e Água (NH ₃ -H ₂ O) | 34 |
| 2.10 | Energia Solar | 35 |
| 2.11 | Aplicações da Energia Solar | 36 |
| 2.12 | Coletores Solares | 38 |
| 2.12.1 | <i>Coletores Solares Planos</i> | 39 |
| 2.12.2 | <i>Coletores Solares Tubulares a Vácuo</i> | 41 |
| 2.12.3 | <i>Coletor Solar Parabólico</i> | 42 |
| 2.12.4 | <i>Rendimento dos Coletores Solares</i> | 44 |
| 2.13 | Paneis Fotovoltaicos | 46 |
| 3 | COMPONENTES DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO..... | 48 |
| 3.1 | Absorvedor | 48 |
| 3.2 | Bomba | 48 |
| 3.3 | Gerador..... | 49 |
| 3.4 | Condensador | 49 |
| 3.5 | Válvula de Expansão | 50 |
| 3.6 | Evaporador..... | 51 |
| 4 | MODELAGEM FÍSICA DO CICLO TERMODINÂMICO | 52 |
| 4.1 | Conservação da Massa | 52 |
| 4.2 | 1º Lei da Termodinâmica | 53 |

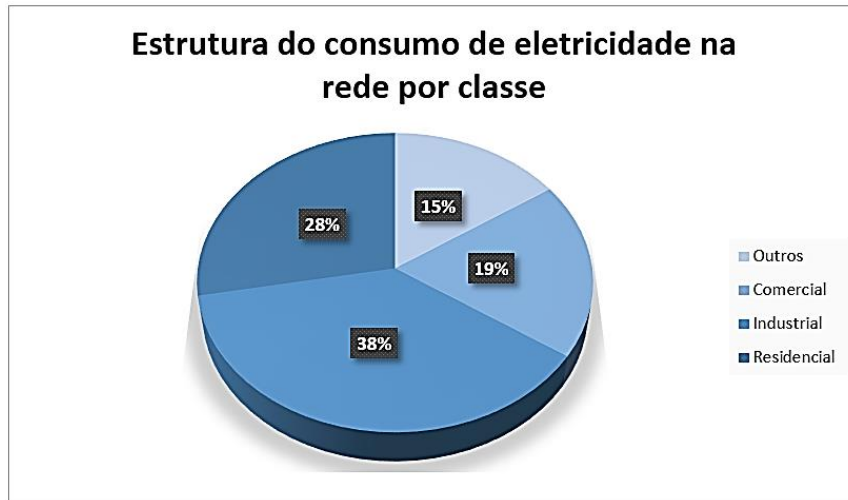
| | | |
|-----|---|----|
| 4.3 | Balances de Massa e de Energia no Ciclo de Refrigeração por Absorção | 53 |
| 4.4 | Gerador..... | 54 |
| 4.5 | Condensador | 55 |
| 4.6 | Evaporador..... | 56 |
| 4.7 | Absorvedor | 57 |
| 4.8 | Trocador de Calor..... | 58 |
| 4.9 | Dispositivos redutores de pressão e Bomba..... | 59 |
| 5 | SIMULAÇÃO COM O SOFTWARE EES | 61 |
| 5.1 | Simulação do Ciclo de Refrigeração sem Trocador de Calor..... | 61 |
| 5.2 | Simulação do Ciclo de Refrigeração com Trocador de Calor..... | 63 |
| 6 | DIMENSIONAMENTO DO COLETOR SOLAR..... | 65 |
| 7 | CONCLUSÕES | 68 |
| 7.1 | Sugestões para trabalhos futuros..... | 70 |
| | REFERÊNCIAS | 71 |
| | ANEXO A – Simulação pelo EES do ciclo de refrigeração por absorção sem trocador de calor..... | 74 |
| | ANEXO B – Simulação pelo EES do ciclo de refrigeração por absorção com trocador de calor | 76 |
| | ANEXO C – Esquema de resultados do software EES para um ciclo de refrigeração sem trocador de calor..... | 78 |
| | ANEXO D - Esquema de resultados do software EES para um ciclo de refrigeração com trocador de calor | 79 |

1 INTRODUÇÃO

Os sistemas de refrigeração se tornaram indispensáveis no estilo de vida do homem moderno, pois com as novas tecnologias suas aplicações se expandiram, indo desde controladores de temperatura, umidade e pureza do ar até o conforto térmico de ambientes. Por aumentar o tempo de armazenamento de produtos perecíveis e bebidas, os sistemas de refrigeração são encontrados na indústria de conservação de alimentos. Na indústria química, a refrigeração é usada para a separação e condensação de gases, entre outras aplicações. Estão presentes em ar condicionados domésticos, escritórios, hospitais, supermercados, farmácias, entre outros estabelecimentos, mostrando o quanto fazem parte do nosso cotidiano. Os gastos de energia para manter todo esse aparato de aplicações correspondem, em média, a 20% da conta de energia, fato que nos leva a pensar em fontes alternativas de energia, como a energia solar.

Atualmente, o sistema de refrigeração mais utilizado é o de compressão de vapor, que utiliza energia elétrica no compressor do ciclo. Essa energia elétrica é proveniente em sua maioria de fontes não renováveis. Em 2014, a participação de fontes renováveis na matriz elétrica brasileira caiu para 74,6% (em 2013, 78,3% da matriz brasileira era composta por energias renováveis) devido às condições hidrológicas desfavoráveis e ao aumento da geração térmica (EPE, 2015). No Brasil, 65,2% da oferta de energia elétrica é proveniente da geração hidráulica, a qual depende das chuvas para manter os níveis dos reservatórios. Portanto, a matriz energética brasileira ainda possui grande dependência dos reservatórios de água que, em épocas de escassez, acarreta em uma crise energética que influencia diretamente no custo da refrigeração, afetando diretamente a economia brasileira. A Fig. 1 mostra como a energia elétrica foi gasta em cada classe/setor no Brasil, indicando a necessidade de redução deste gasto de energia e/ou a utilização de fontes renováveis de energia, uma vez que a refrigeração é indispensável ao homem nos dias atuais.

Figura 1 – Consumo da energia elétrica por classe/setor.



Fonte: EPE (2015).

No Brasil, uma das alternativas para diminuir a dependência das usinas hidrelétricas seriam as usinas termoelétricas, as quais produzem energia a partir de uma fonte de calor por meio da queima de combustíveis fósseis ou fissão nuclear. Porém, isso nos leva a questão ambiental, pois produtos oriundos da combustão de combustíveis fósseis emitem gases que contribuem para o aumento do efeito estufa e, conseqüentemente, para o aquecimento global. Além disso, os sistemas de refrigeração por compressão de vapor operam com fluidos refrigerantes do tipo: CFC's (clorofluorcarbono), que causam danos à camada de ozônio; os HCFC's (hidroclorofluorcarbonos), que do mesmo modo, agredem a camada de ozônio; e, os HFC's (hidrofluorcarbonos), que não possuem impacto na camada de ozônio, mas contribuem para o aquecimento global.

Como uma saída para o alto custo econômico e os impactos ambientais, referentes à aplicação da refrigeração por compressão de vapor, existem os sistemas de refrigeração por absorção, que utilizam fontes alternativas e renováveis de energia no gerador (energia solar ou geotérmica até rejeitos de processo decorrentes de condensado ou gases quentes). Além disso, sistemas de refrigeração por absorção de vapor usualmente utilizam pares absorvente-refrigerante, do tipo água-amônia ou brometo de lítio-água que não degradam a camada de ozônio.

Com base no que foi dito, este trabalho consiste em um estudo e análise termodinâmica do sistema de refrigeração por absorção, focando no par absorvente-refrigerante brometo de lítio-água, como fluidos de trabalhos. Simulações por meio do software EES – *Engineering Equation Solver* do funcionamento de um ciclo ideal

de absorção de vapor são realizadas e, com base nos balanços de massa e energia, o COP (Coeficiente de Performance) é determinado. No presente trabalho é apresentado o ciclo ideal de refrigeração por absorção, bem como todos os seus componentes e suas variáveis operacionais. Em seguida tem-se uma comparação entre os sistemas de refrigeração por compressão de vapor e por absorção, os fluidos usados nos sistemas de refrigeração e seus impactos ambientais. Ressalta-se que, como fonte alternativa para o funcionamento do ciclo, utiliza-se informações da radiação solar existente na região de Rio Verde – GO (localizada na região de latitude $17^{\circ}47'S$ e longitude $50^{\circ}58'W$, onde o clima tropical predomina em quase todos os meses do ano, com temperatura mínima de $\sim 20^{\circ}C$ e máxima de $\sim 30^{\circ}C$). O trabalho apresenta um paralelo sobre tipos de coletores solares e seus dimensionamentos, bem como, uma análise dos custos para transformar energia solar em elétrica por painéis fotovoltaicos já existentes na região.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Estado da Arte

A refrigeração é definida como o processo referente à diminuição da temperatura de um determinado sistema para níveis inferiores ao de sua vizinhança, segundo Nascimento (2011). Consiste em um processo de remoção de calor, no qual o fluido refrigerante na fase líquida se evapora absorvendo calor da área a ser resfriada nesse processo.

Os primeiros relatos sobre a refrigeração são antigos. Em tempos pré-históricos, na tentativa de conservar os alimentos por mais tempo, os mesmos eram colocados nos fundos das cavernas escuras e úmidas para que ali, por meio de uma refrigeração natural, tivessem durabilidade maior. Os povos árabes antigos conseguiam manter a água fresca por meio de vasos ou pote de barros, visto que eram feitos de um material poroso, nos quais parte da água contida no interior passava para o exterior e evaporava permitindo que o restante no interior arrefecesse, Rosa (2012). Esta técnica ainda é usada no interior do Brasil por meio do uso das chamadas moringas (MARTINELLI, 2008).

As antigas civilizações, tais como os chineses, os gregos e os romanos utilizavam barras de gelo natural, retirados de lagos e rios congelados, para obter suas bebidas e seus alimentos gelados e conservados, segundo Queiroz (2013). Técnicas primitivas, que solucionava parcialmente os problemas naquela época, pois a única fonte de gelo era a própria natureza intermitente, Abreu (1999). Desde os tempos antigos até por volta do início do século XX, o gelo natural era recolhido e guardado em depósitos preparados para conservação, chegando a durar mais de um ano armazenado, se tornando um importante comércio em vários países da época (ROSA, 2012).

A necessidade de se produzir gelo artificialmente para que o homem se libertasse da dependência da natureza foi o grande propulsor da refrigeração como é conhecida hoje. Em 1777, surgiram os primeiros indícios de uma tentativa de produzir gelo artificialmente, com Edward Nairne, utilizando ácido sulfúrico para absorver água. Em 1823, Edmund Carré construiu e patenteou a primeira máquina de refrigeração por absorção. No ano de 1834, Jacob Perkins, nos Estados Unidos, inventou o primeiro sistema mecânico de fabricação de gelo artificial, a base de todos os siste-

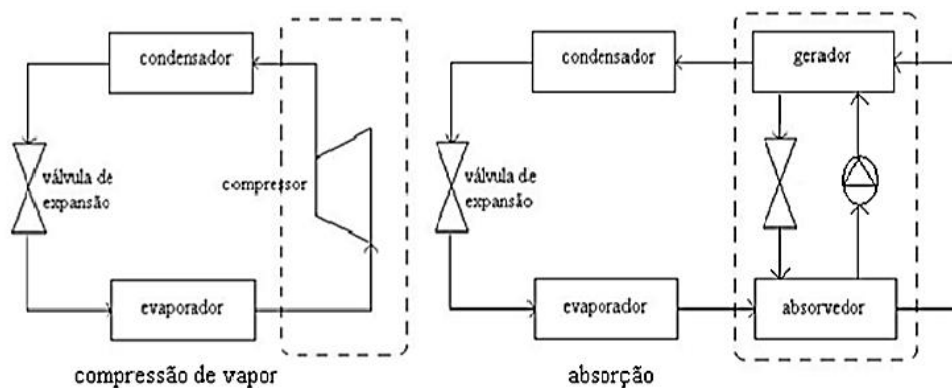
mas de compressão atuais (QUEIROZ, 2013). A partir deste, tem-se uma grande fase de avanços nos estudos e nos sistemas de refrigeração, onde o gelo passou a ser produzido em pequenas usinas e distribuído comercialmente. Porém, somente em 1918 surgiu o primeiro refrigerador mecânico movido à energia elétrica.

2.2 Sistemas de Refrigeração

O ciclo de refrigeração consiste em um circuito fechado onde o fluido refrigerante, em seu estado líquido, é capaz de retirar calor do meio a ser refrigerado ao se evaporar sob baixa pressão e, posteriormente, no estado de vapor superaquecido, liberar para o meio externo o calor adquirido no processo (ABREU, 1999).

A refrigeração é praticamente toda produzida por meios artificiais, destacando-se: refrigeração por compressão de vapor, refrigeração por absorção, refrigeração termoelétrica e termomagnética. Dentre estas, as mais aplicadas são por compressão de vapor e por absorção. A principal diferença entre os sistemas de refrigeração por compressor de vapor e absorção é a força motriz para a circulação do fluido refrigerante pelo sistema. Enquanto o ciclo por compressão utiliza um compressor que recebe o fluido refrigerante do evaporador e o transforma, por meio da compressão, em vapor superaquecido, na refrigeração por absorção o compressor é substituído por um absorvedor e um gerador de vapor, como lembra Nascimento (2011). No esquema da Fig. 2, mostram-se os dois sistemas mencionados: o por compressão de vapor e por absorção.

Figura 2 – Diferença entre os sistemas por compressão de vapor e por absorção.



Fonte: Nascimento (2011).

2.2.1 Sistemas de Refrigeração por Compressão Mecânica de Vapor

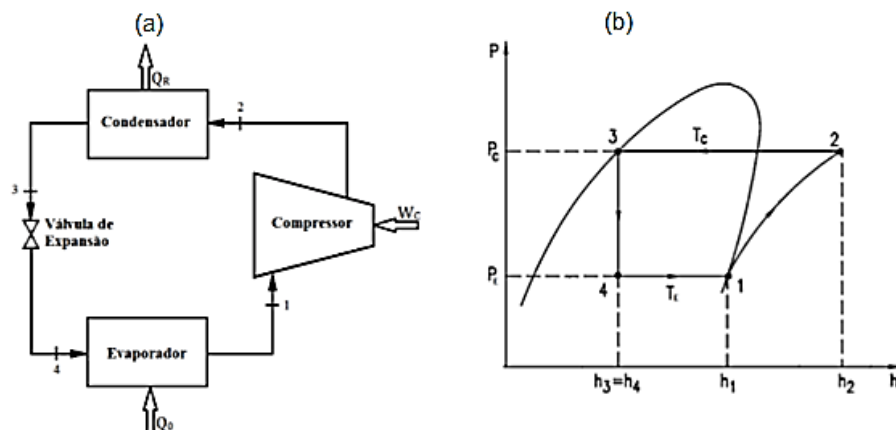
É o sistema de refrigeração mais utilizado no condicionamento de ambientes industriais, em comércios e nos veículos de grande, médio e pequeno porte. Este apresenta uma composição compacta e simples, além de obter altos índices de COP (Coeficiente de Performance), conforme Tabela 1. O ciclo básico do sistema de refrigeração por compressão é composto por quatro partes, conforme mostra a Figura 3.

Tabela 1 – Coeficiente de performance médio para sistemas de refrigeração.

| Tipo de Refrigeração | Fluido | COP |
|----------------------------|-------------------------|------|
| Absorção de simples efeito | Brometo de lítio – água | 0,75 |
| Absorção de simples efeito | Amônia – água | 0,60 |
| Absorção de duplo efeito | Brometo de lítio – água | 1,20 |
| Absorção de duplo efeito | Amônia – água | 0,80 |
| Compressão mecânica | R134a | 3,80 |
| Compressão mecânica | R410A | 5,30 |

Fonte: Magazoni (2011).

Figura 3 – Componentes do ciclo básico por compressão de vapor (a) e o diagrama $P-h$ de um ciclo ideal por compressão de vapor (b).

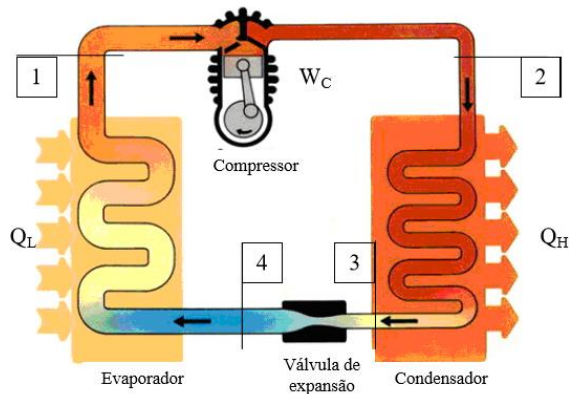


Fonte: Oliveira (2015).

O ciclo acima funciona da seguinte forma: no processo de 1 para 2 o compressor por meio de um trabalho mecânico (W_c) eleva a pressão, a temperatura e a entalpia do vapor, tornando-o vapor superaquecido, que é direcionado para o condensador. Na fase 2 para 3 o condensador libera para um meio externo todo calor

recebido (Q_R), reduzindo a entalpia do vapor e transformando-o em estado líquido que, ao passar pela válvula de expansão na fase de 3 para 4, tem sua pressão reduzida num processo isoentálpico. De 4 para 1 o fluido, já em estado líquido e com temperatura bem abaixo da temperatura do meio que se deseja condicionar e através da diferença de temperatura o fluido começa absorver o calor (Q_L) de meio a ser condicionado dentro do evaporador aumentando assim sua entalpia e passando para o estado de vapor, onde é entregue ao compressor, repetindo assim o ciclo. A Figura 4 nos mostra claramente as etapas do ciclo por compressão de vapor descritas anteriormente.

Figura 4 – Ciclo de refrigeração por compressão de vapor.



Fonte: Mendonça (2010).

O compressor ao receber vapor o comprime [1], transformando-o em vapor superaquecido. Em seguida, no condensador [2] rejeita-se o calor para o meio externo e o vapor é liquefeito. No processo [3] para [4] o fluido passa por uma válvula de expansão e, no evaporador absorve o calor do meio evaporando-se e entregando vapor para o compressor [1], dando início novamente ao ciclo.

O desempenho do ciclo é calculado analisando todo o trabalho realizado pelo compressor (W_C) e todo o calor absorvido pelo evaporador (Q_L), cuja razão é chamada de COP (Coeficiente de Performance – sigla inglesa de *coefficient of performance*):

$$\text{COP} = \frac{Q_L}{W_C} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.1)$$

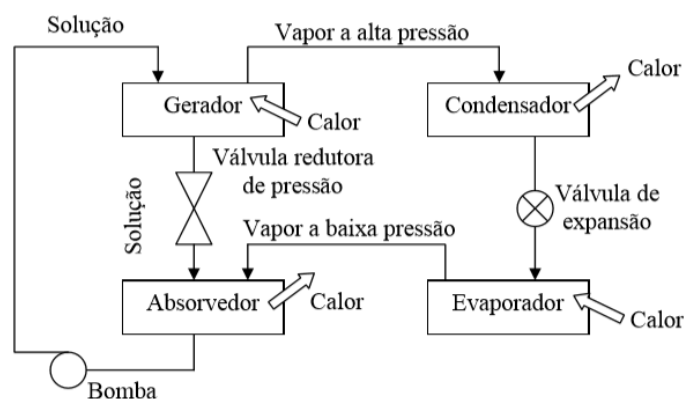
A eficiência do trabalho mecânico do compressor influencia na eficiência do ciclo de refrigeração e, por ser um trabalho caro para ser obtido, é uma das grandes desvantagens desse sistema de refrigeração.

2.2.2 Sistemas de Refrigeração por Absorção com Trocador de Calor

Os sistemas de refrigeração por absorção foram os primeiros a serem estudados e desenvolvidos, porém com a invenção e manipulação comercial da energia elétrica, os sistemas de refrigeração por absorção a vapor deixaram de ser o mais utilizado e os sistemas de refrigeração por compressão assumiram toda a parte da refrigeração comercial mundial. Entretanto, como o sistema de refrigeração por compressão de vapor demanda de um consumo alto de energia para o acionamento do compressor de vapor, e, devido a questões ambientais, o setor de refrigeração industrial e comercial voltou os olhos para os sistemas de refrigeração por absorção. Nestes, as combinações de refrigerante-absorventes comumente utilizados são: água-brometo de lítio e amônia-água.

Faraday, em 1824, com a intenção de condensar vapores amoníacos, fez inúmeros experimentos e observou que ao fornecer calor para o cloreto de prata-amoníaco obtinha amônia líquida e que, logo após a retirada de sua fonte de calor, esse amoníaco se evaporava retirando calor do ambiente a sua volta, ou seja, refrigerando o sistema (ARMANDO, 2012). O ciclo por absorção básico, Figura 5 nos mostra que o mesmo é composto basicamente por quatro processos dos quais, o evaporador e o absorvedor operam em baixa pressão, enquanto que o gerador e o condensador operam em alta pressão.

Figura 5 – Ciclo básico de refrigeração por absorção.



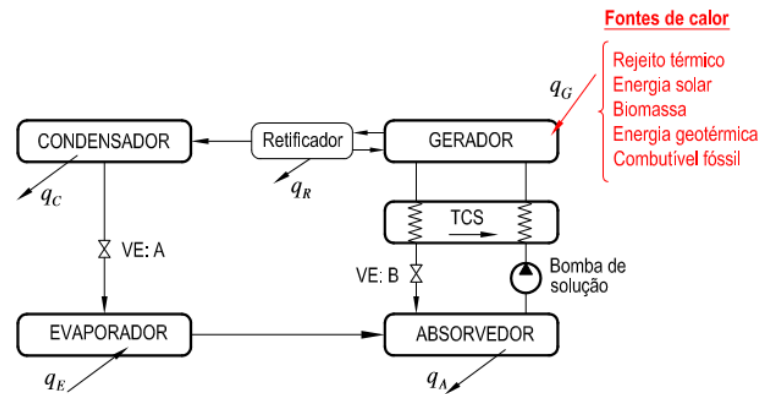
Fonte: Stoecker e Jones (1985).

Como já foi citado, o fluido utilizado em um ciclo por absorção é uma solução binária, do tipo refrigerante-absorvente. O processo começa ao fornecermos calor, proveniente de uma fonte com temperatura elevada, ao gerador que terá a solução binária refrigerante-absorvedor em estado líquido. A mistura absorvente e fluido refrigerante é aquecida até que, em um dado momento, o fluido refrigerante (que é sempre a espécie química mais volátil da mistura) evapora, deixando somente uma solução com uma alta concentração de absorvedor, chamada de solução forte. O vapor de fluido refrigerante a alta pressão segue para o condensador, enquanto que a solução forte retorna para o absorvedor, por meio de uma válvula redutora de pressão. No condensador o refrigerante libera calor, ocorrendo a condensação do refrigerante. O refrigerante condensado passa por uma válvula de expansão onde a pressão do sistema é reduzida, por meio de um processo isoentálpico, e entregue ao evaporador. O condicionamento do meio do qual se queria refrigerar só ocorre quando o fluido chega ao evaporador. O fluido com pressão reduzida escoar através de tubos, onde retira calor do meio a ser refrigerado, mudando de fase. O fluido refrigerante na forma de vapor saturado é transferido para o absorvedor onde entra em contato com a solução forte, sendo absorvido e criando uma solução líquida, com alta concentração de fluido refrigerante (chamada “solução fraca”). Em seguida, por meio de uma bomba, a solução tem sua pressão elevada sendo entregue ao gerador, completando todo o ciclo.

Resumindo o ciclo por absorção, podemos dizer que o calor fornecido ao ciclo é proveniente dos componentes: gerador e evaporador, sendo que no gerador a fonte de calor possui temperatura elevada, enquanto no evaporador a fonte de calor possui uma temperatura menor. Já o calor, é rejeitado nos seguintes componentes: condensador e absorvedor.

O ciclo de refrigeração por absorção mais utilizado é o de amônia-água ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$), onde a amônia é o refrigerante e a água o absorvedor. Porém, neste ciclo é necessário inserir um retificador, pois a amônia evapora com certa quantidade de água, o chamado “vapor úmido”, sendo necessária a condensação desta parcela de água. Em seguida, o vapor de amônia puro passa para o condensador, onde seu calor é retirado, liquefazendo a substância. Ao passar pela válvula de expansão a amônia liquefeita tem sua pressão e temperatura reduzida e, então, é entregue ao evaporador onde todo o restante do ciclo de refrigeração é feito, como mostrado na Figura 6.

Figura 6 – Ciclo de refrigeração por absorção de amônia-água.



Fonte: Zavaleta Aguiar (2015).

Outro par de refrigerante-absorvente bastante utilizado em ar condicionado é o brometo de lítio e água (LiBr/H₂O), sendo a água o refrigerante e o brometo de lítio o absorvente. Devido ao brometo de lítio (LiBr) ter um elevado ponto de ebulição de 1265°C, o vapor de água se separa do absorvente sem traços de sal LiBr no gerador, dispensando o uso do retificador. Porém, se a concentração ultrapassar sua solubilidade, o sal irá se precipitar, formando cristais (cristalização) e, por conseguinte, irá bloquear o escoamento interrompendo o funcionamento do sistema (FONSECA, 2013).

Um das principais diferenças entre os ciclos por absorção de água-amônia e o brometo de lítio-água, onde o primeiro é o absorvente e o segundo o fluido refrigerante, é que a solução água-amônia consegue atingir baixas temperaturas (da ordem de -77 °C), motivo pelo qual é mais aplicada; enquanto que, a solução de brometo de lítio-água opera na ordem de 5°C, sendo basicamente aplicada em aparelhos de ar condicionado, conforme cita Oliveira (2015). Como o objetivo do presente trabalho consiste no condicionamento de ambientes, será realizada a simulação do ciclo de absorção usando o par brometo de lítio – água.

Para avaliar o desempenho dos diferentes ciclos por absorção, utiliza-se o coeficiente de desempenho do ciclo, *COP*, também chamado de Coeficiente de Performance (Eq. 2.2). Este é definido pela razão entre a taxa de calor retirada do evaporador, \dot{Q}_{evap} , pela taxa de adição de calor fornecida ao gerador, \dot{Q}_{gera} :

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{gera}} \quad (2.2)$$

Ressalta-se que a potência fornecida à bomba não foi considerada no cálculo do coeficiente de performance, pois neste sistema a potência elétrica da bomba é muito menor quando comparada com a energia térmica fornecida, podendo ser desprezado o consumo de energia da bomba (Ortigosa, 2007).

2.2.3 Sistemas de Refrigeração por Absorção de Multi-efeito

Na tentativa de aumentar o COP, várias modificações podem ser feitas no ciclo de refrigeração por absorção, tais como a introdução de *chillers* de duplo e triplo efeito (ver Tab. 2).

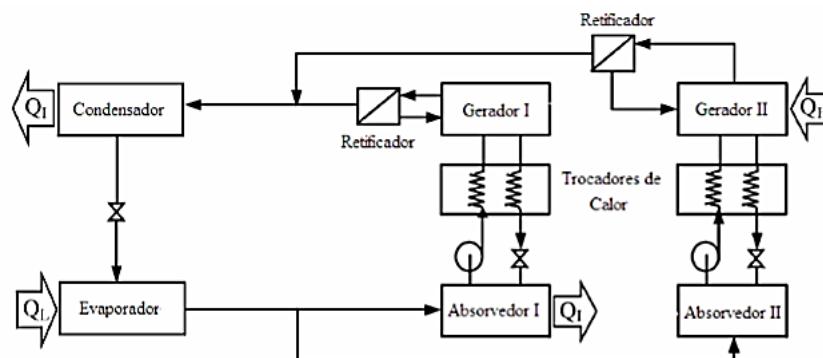
Tabela 2 – Características dos ciclos multi-efeitos no ciclo de refrigeração por absorção.

| | Simple efeito | Duplo efeito | Triplo efeito |
|--|---------------|--------------|---------------|
| COP | 0,77 | 1,2 | 1,41 |
| Capacidade de Refrigeração (TR) | 20,8 | 32,5 | 21,7 |
| Pressão alta (bar) | 12,7 | 69,0 | 48,3 |
| Temperatura no gerador (°C) | 115,7 | 199,6 | 218,7 |

Fonte: Devault e Marsala (1990).

Nos sistemas de refrigeração por duplo ou triplo efeito, basicamente, acrescenta-se mais um gerador no ciclo, onde o calor liberado a uma alta temperatura será aproveitado por um componente que opera a baixa temperatura. O ciclo mostrado na Figura 7 consiste em um ciclo de absorção de duplo-efeito, com o par água-amônia, onde tem-se dois geradores e dois absorvedores operando como uma combinação de dois ciclos de simples efeito.

Figura 7 – Ciclo de refrigeração por absorção de duplo-efeito com o par água-amônia.



Fonte: Ortigosa (2017).

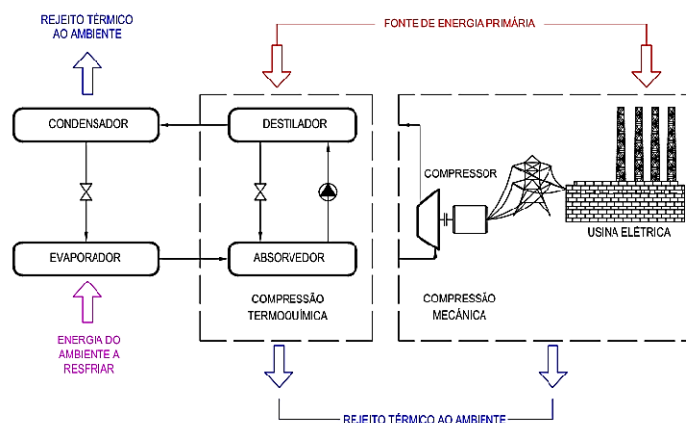
2.3 Comparação do Ciclo de Compressão *versus* Ciclo por Absorção

A grande diferença entre o ciclo por compressão e o ciclo por absorção é que o primeiro comprime o refrigerante por meio de um compressor movido à energia elétrica, enquanto o segundo utiliza um gerador para vaporizar o refrigerante e um absorvedor sendo que, em casos de ciclos a base de amônia-água é necessária a presença de um retificador. Comparar os sistemas de refrigeração por compressão e por absorção por meio do COP não é interessante em certos aspectos, pois o valor do trabalho que o compressor realiza é proporcional à variação de volume, ou seja, ao elevar a pressão de um líquido incompressível, será muito mais dispendioso o compressor quando comparado a uma bomba (o COP de um ciclo por absorção estará na ordem de 0,7 enquanto o por compressão estará na ordem de 3). Um fato importante é que a energia mecânica do compressor é considerada uma energia nobre e cara em relação à energia na forma de calor do ciclo por absorção (ORTIGOSA, 2007).

O coeficiente de performance baseia-se na primeira lei da termodinâmica, relacionando apenas o efeito produzido e a energia consumida, sem levar em consideração a origem da energia. Esse critério desconsidera as perdas na geração, transmissão e distribuição de energia.

A Fig. 8 é uma comparação entre os dois ciclos de refrigeração, o por compressão e o por absorção (observa-se que no lugar que estaria o gerador e um retificador foi colocado um destilador, apenas por questão visual, já que o gerador nada mais é que um destilador de substâncias no ciclo por absorção).

Figura 8 – Comparação dos ciclos por absorção e de compressão.



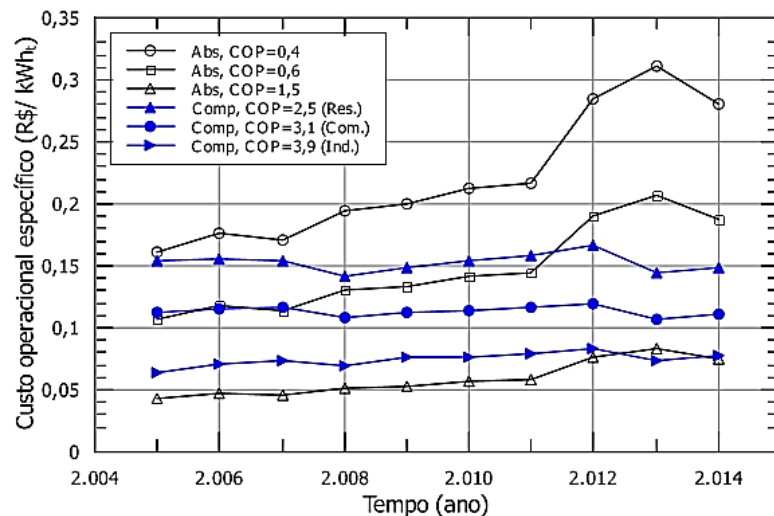
Fonte: Aguiar (2015).

Por utilizar energia elétrica, o ciclo por compressão de vapor consome uma grande parte da energia elétrica produzida no país. Segundo a EPE – Empresa de Pesquisa Energética, devido as recentes crises hidrográficas no país, dos 84,5% de energia hidráulica ofertada no país em 2012, houve uma redução de aproximadamente 19%, sendo ofertado apenas 65,2% em 2014, algo que exerceu um impacto no custo da energia elétrica e acarretou em uma alta no custo de operação do ciclo de refrigeração por compressão. Outro fato já explicado é a questão da produção de energia elétrica, que ao utilizar combustíveis fósseis acaba contribuindo para o aquecimento global e para a destruição da camada de ozônio.

Já o sistema de refrigeração por absorção, por ser um ciclo que consome pouca energia, se torna flexível quanto à escolha de sua fonte de calor, podendo ser a energia solar ou até mesmo dejetos térmicos descartados no ambiente, como biomassa.

A desvantagem do ciclo por absorção é o seu gasto inicial, pois este possui um gasto técnico e econômico inicial muito mais elevado que o ciclo por compressão, segundo Aguiar (2015). Os ganhos econômicos *kWh* (quilowatt-hora) em relação ao custo inicial são maiores nas residências, em seguida nos comércios e por último nas indústrias, pelo fato do preço da energia elétrica ter aumentado para as indústrias. A Fig. 9 nos mostra o custo operacional da energia dos ciclos de refrigeração por absorção e por compressão de vapor.

Figura 9 – Custo operacional da energia no ciclo de refrigeração por absorção e por compressão.



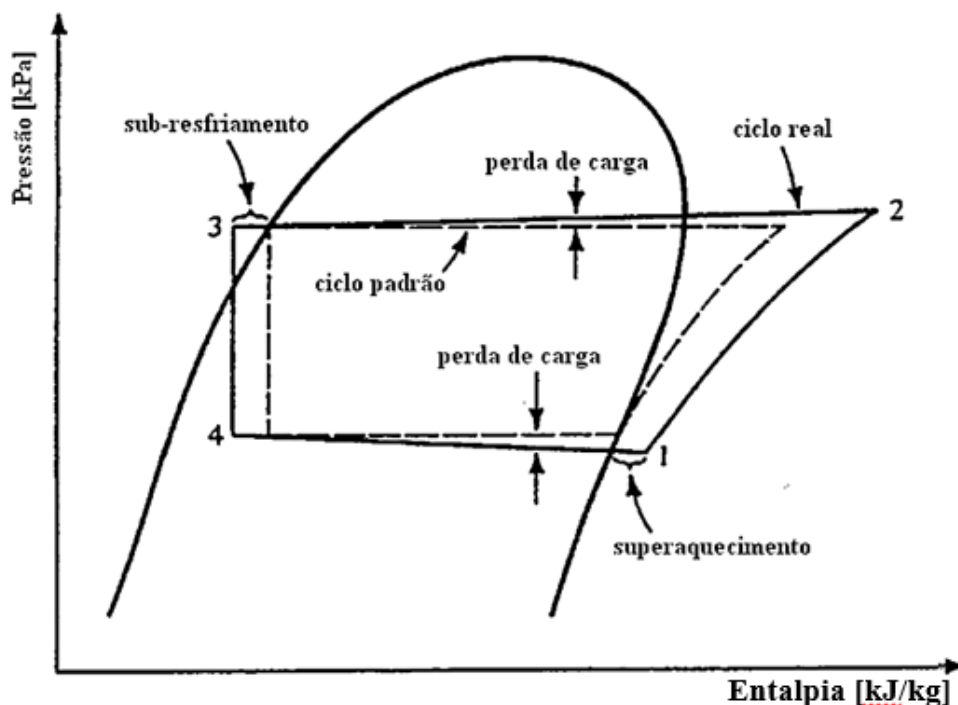
Fonte: Aguiar (2015).

Apesar de termos um COP menor e um custo inicial elevado na refrigeração por absorção comparados a refrigeração por compressão, a refrigeração por absorção vem ganhando espaço, pois possui um baixo consumo energético, o que viabiliza a utilização de fontes alternativas de energia. Estas podem ser reutilizadas de sistemas que rejeitam energia térmica, diminuindo assim o impacto ambiental.

2.4 Ciclos de refrigeração Real e Ideal (Padrão)

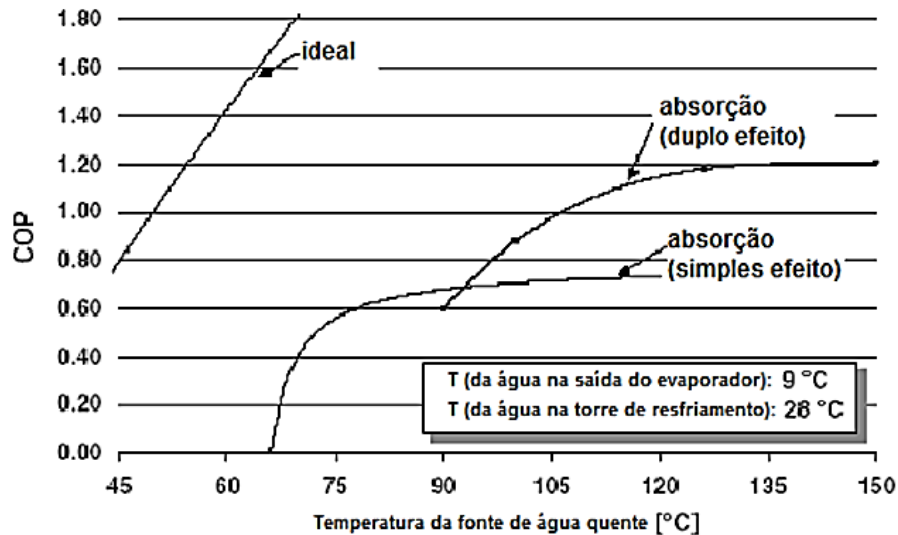
É fácil notar algumas diferenças entre os ciclos de refrigeração ideal e real. No ciclo ideal são feitas algumas considerações para que o seu desempenho seja aumentado. Deixa-se de considerar as perdas de cargas, pois não é possível existir escoamento sem perda de energia; e também, diferenças de temperaturas, devido às perdas de calor entre as tubulações e o escoamento dos fluidos nos equipamentos pertencentes ao ciclo. Estas considerações nos ajudam a termos uma ideia do ciclo teórico (ideal), porém se distancia do ciclo real. Esta diferença pode ser visualizada na Fig. 10, que nos mostra o gráfico de pressão *versus* entalpia de um ciclo de refrigeração por compressão a vapor, onde são evidentes as perdas de carga que ocorrem durante o escoamento do fluido em um ciclo real.

Figura 10 – Perda de carga em um sistema de refrigeração por compressão a vapor.



Agora, quando relaciona-se os ciclos de refrigeração por absorção de vapor com o ciclo de refrigeração ideal, proposto por Carnot, pode-se observar a grande diferença entre os COP (Figura 11).

Figura 11 – Comparação entre as eficiências do ciclo ideal de Carnot e os ciclos de refrigeração por absorção de simples e duplo efeito.



Fonte: Mendonça (2010).

2.5 Fluidos Refrigerantes

Um bom fluido refrigerante é aquele que reage quimicamente com o absorvente, a fim de formar uma solução líquida no absorvedor, segundo Abreu (1999). É necessário que o fluido retire calor do sistema que se quer refrigerar e em seguida, que ele seja absorvido pelo absorvente no absorvedor (QUEIROZ, 2013). Podemos dizer que não existe um fluido que terá todas as propriedades necessárias ou desejadas para todos os tipos de sistemas de refrigeração por absorção, pois um fluido refrigerante usado em um determinado sistema de refrigeração não será ideal para outro sistema. Logo, a escolha do fluido deve ser feita levando em consideração o tipo de refrigeração que se deseja alcançar ou realizar.

Algumas características desejáveis para o fluido refrigerante:

- Ter alta reação química com o absorvente para uma melhor absorção;
- Condensar-se a pressões menores e vaporizar-se a pressões maiores;
- Possuir alguma característica que permita a detecção de vazamentos;

- Ser quimicamente estável a temperatura ambiente;
- Não ser corrosivo, inflamável e tóxico;
- Não reagir com os materiais utilizados no equipamento e nem atacar o óleo lubrificante;
- Não deve ser prejudicial à camada de ozônio nem favorecer o aquecimento global;
- Deve possuir um alto calor latente de vaporização;
- O par refrigerante-absorvente não deve formar fase sólida no ciclo;
- O refrigerante deve ser mais volátil que o absorvente, facilitando sua destilação.

2.6 Propriedades Físicas e Impacto Ambiental de Alguns Refrigerantes

Diversas substâncias foram pesquisadas e usadas como fluidos refrigerantes, porém a partir de 1930, houve um crescente uso dos fluidos do tipo CFC's (clorofluorcarbonos), como mostra na Tabela 3.

Tabela 3 – Principais fluidos refrigerantes usados em sistemas de refrigeração.

| Principais Fluidos Refrigerantes | | |
|---|---------------------------|--|
| Tipos | Exemplos | Tendências e Aplicações |
| CFCs | R12 | Praticamente extintos, foram usados nos refrigeradores até meados da década de 1990. |
| HCFCs | R22 | Uso em declínio devido ao seu ODP; usados em refrigerações domésticas e comerciais. |
| HFCs | R134a | Em declínio devido ao seu alto GWP; usados em refrigerações domésticas e comerciais. |
| Hidrocarbonetos | R600a | Muito usado em países europeus e em alta nos países da América Latina; usada em refrigerações domésticas e comerciais. |
| Blends | HCFCs com R401a | Em declínio devido ao seu alto grau de ODP e GWP; usada em refrigerações domésticas, comerciais e industriais. |
| Naturais | CO ₂ Amônia | Consolidada em certas aplicações; usada em refrigeração comercial leve e industrial. |

Fonte: Próprio autor.

Após anos, os pesquisadores mostraram que os CFC's tinham um forte impacto na camada de ozônio, o que cessou no Brasil o seu comércio e a sua importação é fortemente fiscalizada. Essa fiscalização começou com o protocolo de Montreal, no qual países que assinaram esse tratado, se comprometem a reduzir em 50% a produção e utilização de CFC's até o ano de 2000, enquanto no Brasil foi adotado no ano de 1990 o Decreto n.º 99.280 de 06/06/90, comprometendo-se a eliminar o uso de CFC's até 2010), (MARQUES, 2010).

Começou então uma busca por novos fluidos para substituir os CFC's, surgindo os HFC's (hidrofluorcarbonos) que não agridem a camada de ozônio, porém contribuem para o aquecimento global e, os HCFC's (hidroclorofluorcarbonos), que também são prejudiciais à camada de ozônio (em Copenhague, em 1992, decide-se por banir a produção e utilização dos HCFC's até o ano de 2030). No Brasil os HCFC's ainda são utilizados, porém uma normativa emitida pelo MMA (Ministério do Meio Ambiente), em 2007, vem extinguindo seu uso, conforme indica a Tab. 4.

Tabela 4 – Eliminação de HCFC's no Brasil.

| Cronograma de eliminação do consumo de HCFCs – Países em Desenvolvimento | | |
|--|------|--------------------------------------|
| Etapa 1 | 2013 | Congelamento do consumo dos HCFCs |
| | 2015 | Redução de 10% do consumo de HCFCs |
| Etapa 2 | 2020 | Redução de 35% do consumo de HCFCs |
| | 2025 | Redução de 67,5% do consumo de HCFCs |
| | 2030 | Redução de 97,5% do consumo de HCFCs |
| | 2040 | Eliminação total do consumo de HCFCs |

Fonte: Ministério do Meio Ambiente (2016)

Criam-se, então, dois conceitos: um para medir o grau de impacto na camada de ozônio de cada fluido, o chamado ODP - *Ozone Depletion Potential*, com uma escala de 0 a 1, onde, por exemplo, o fluido refrigerante R - 11 possui o maior valor, ODP = 1; e, outro para medir o impacto do aquecimento global de cada refrigerante, o chamado GWP - *Global Warming Potential*. Como se refere Martinelli (2008): “O GWP é calculado pela razão entre o efeito radiante temporal integrado da liberação instantânea de 1 kg de uma dada substância, em relação à liberação de 1 kg de um gás de referência – CO₂”.

Algumas propriedades dos fluidos mais usados são:

- CFC's - Moléculas formadas pelos elementos cloro, flúor e o carbono. São estes: R – 11, R – 12, entre outros. Os CFC's destroem a camada de ozônio, a qual é essencial para a vida terrestre pois protege a superfície da Terra dos raios ultravioleta (UV) emitidos pelo Sol. Sua utilização vai desde ar condicionado residencial e automotivo até refrigeração comercial e industrial.
- HFC's - Moléculas que tiveram todos os átomos de cloro substituídos por hidrogênio. Pode-se citar: R-134a, R-407c, entre outros.

Relacionando os CFC's, HCFC's e HFC's com os refrigerantes naturais por meio da Tab. 5, pode-se ter uma ideia sobre os impactos ambientais desses fluidos.

Tabela 5 – Impacto ambiental de alguns refrigerantes.

| Refrigerante | | ODP | GWP | Tempo de vida na atmosfera (anos) |
|--------------|-------------------------------|-------|-------|-----------------------------------|
| R-12 | Diclorodifluormetano (CFC) | 0,820 | 10600 | 100 |
| R-22 | Clorodifluormetano (HCFC) | 0,034 | 1900 | 11,8 |
| R-134a | 1,1,1,2 Tetrafluoretano (HFC) | 0 | < 3 | <1 |
| R-290 | Propano | 0 | < 3 | < 1 |
| R-600 | Butano | 0 | < 3 | < 1 |
| R-600a | Isobutano | 0 | < 3 | < 1 |
| R-1270 | Propileno | 0 | < 3 | < 1 |

Fonte: Marques (2010).

2.7 Misturas Binárias usadas nos Ciclos por Absorção

A mistura binária refrigerante-absorvedor é de extrema importância. Na Tabela 6 têm-se os pares refrigerante-absorventes mais utilizados.

Tabela 6 – Pares de refrigerante e absorvente usados em ciclos por absorção.

| REFRIGERANTES | ABSORVENTES |
|------------------|--|
| H ₂ O | Sais: <ul style="list-style-type: none"> • Halogenetos alcalinos • LiBr – Brometo de Lítio • LiClO₃ |
| H ₂ O | Ácidos: <ul style="list-style-type: none"> • H₂SO₄ – Ácido Sulfúrico • H₃SO₄ |
| H ₂ O | Bases: <ul style="list-style-type: none"> • Hidróxidos Alcalinos |
| NH ₃ | H ₂ O |
| SO ₂ | Solventes Orgânicos |

Fonte: Próprio autor.

A eficiência e o desempenho de um ciclo de refrigeração estão totalmente relacionados com as propriedades termodinâmicas dos fluidos de trabalho. O sucesso de um bom projeto de refrigeração por absorção depende de um estudo das propriedades da mistura binária, fluido refrigerante e o fluido absorvedor. As principais variáveis termodinâmicas do ciclo de refrigeração por absorção são a pressão, temperatura, entalpia, volume específico, entropia e a fração mássica, que determina a concentração da mistura binária (relação entre a massa de uma das substâncias pela massa total da mistura, dada pela equação 2.3).

$$x = \frac{\text{massa de um dos componentes [kg]}}{\text{massa total da mistura [kg]}} \quad (2.3)$$

2.8 Par Brometo de Lítio – Água (LiBr/H₂O)

Um dos pares de refrigeração por absorção mais utilizado é o brometo de lítio e água, onde o brometo de lítio é o absorvedor e a água o refrigerante. A água é um refrigerante natural bastante aceito nos *chillers* de refrigeração por absorção, além de que, a água é resfriada a baixas temperaturas quando mantida no vácuo. O brometo de lítio é um sal de lítio do ácido bromídrico e, como o sal em altas concentrações, é capaz de absorver vapor de água, causando assim uma pequena queda de

pressão no vapor de água, combinando isso a estabilidade do brometo em soluções aquosas e a capacidade de manter uma baixa pressão no absorvedor.

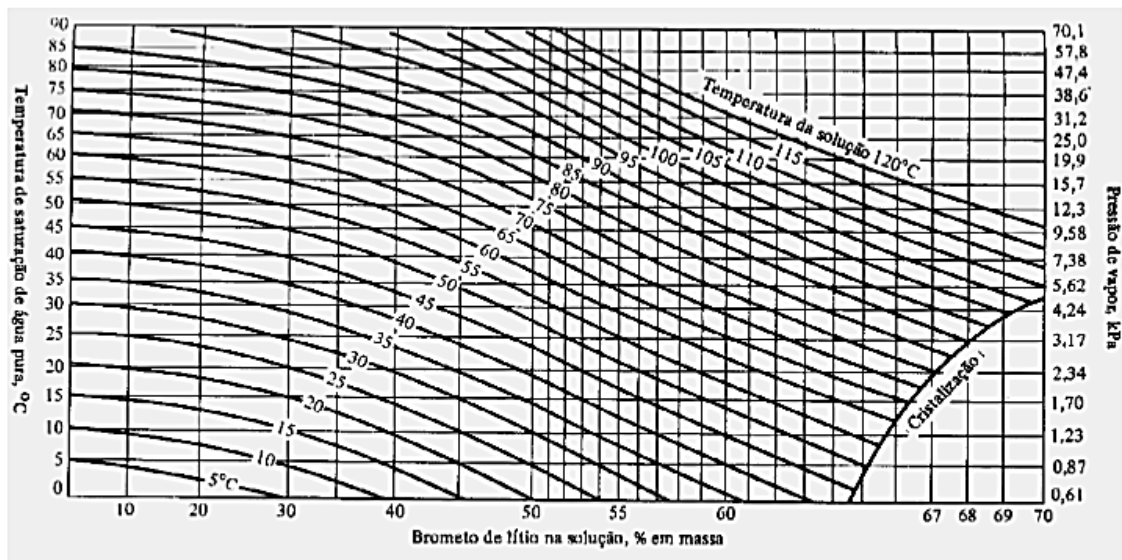
Assim, o par é uma ótima escolha para os sistemas de absorção que operam a temperaturas acima de 0°C, como por exemplo, condicionamento de ambientes, conservação de alimentos e bebidas e alguns medicamentos.

Algumas das principais características do brometo de lítio podem ser destacadas por:

- Ponto de ebulição: $\theta_e = 1265^\circ\text{C}$
- Ponto de fusão: $\theta_f = 547^\circ\text{C}$
- Massa molecular: $MM = 87\text{g/mol}$
- É uma substância nociva em caso de ingestão;
- Totalmente solúvel em água a 20°C (Mendonça, 2010);
- Em condições ambientes é sólido e branco.

O diagrama de pressão, temperatura e concentração é mostrado na Fig. 12. (MOREIRA, 2007).

Figura 12 – Diagrama de temperatura, pressão e concentração da solução brometo de lítio-água e água pura.



Fonte: Stoecker (1985).

As desvantagens em usar o par brometo de lítio-água é o fato de que para altas temperaturas os sais do brometo de lítio se cristalizam, elevando o ponto de ebulição e, conseqüentemente, requerendo mais energia para o gerador. Outra des-

vantagem do par é que ele opera com valores de pressões negativas em relação a pressão atmosférica.

Pelo fato desse trabalho estar focado no condicionamento de ambientes, com temperaturas na faixa de 17°C a 23°C, o par brometo de lítio e água é uma boa escolha para a simulação do ciclo de refrigeração.

2.9 Par Amônia e Água (NH₃-H₂O)

O par composto de amônia como refrigerante e água como absorvedor é mais utilizado na indústria, pois pode chegar a -77°C, além de ser uma opção muito mais barata que o brometo de lítio. A amônia, composta por um átomo de nitrogênio e três de hidrogênio, é tóxica e se apresenta na forma de um gás incolor em condições normais de ambiente. Quando está à pressão atmosférica, a amônia se liquefaz a uma temperatura de -33°C.

Algumas das propriedades físico-químicas da amônia que podemos destacar são:

- Ponto de ebulição: $\theta_e = -33^\circ C$
- Ponto de fusão: $\theta_f = -77,7^\circ C$
- Massa molecular: $MM = 17g/mol$
- É uma substância tóxica ao ser humano;
- Possui densidade inferior à do ar.

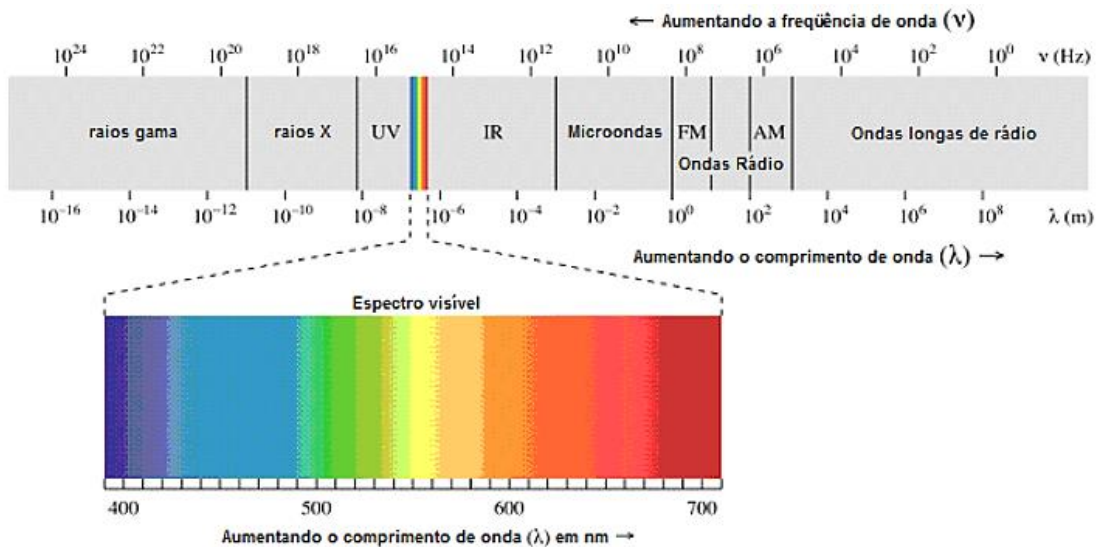
A grande vantagem de usar amônia na refrigeração por absorção é o seu baixo custo, sua grande miscibilidade com a água (possui uma grande estabilidade química na interação com a água), além de não agredir o meio ambiente, pois possui índices de ODP (*Ozone Depletion Potential*) e GWP (*Global Warming Potential*) iguais à zero.

Como grande desvantagem, a amônia é totalmente tóxica ao ser humano. Segundo a FISPQ (Ficha de Informação de Segurança de Produtos Químicos), a amônia em pequenas exposições (abaixo de 2500 ppm) causa irritações nos olhos, na garganta e na pele e, em grandes horas de exposição, a amônia pode provocar danos permanentes aos olhos e até queimaduras na pele. O STEL (*Short Term Exposure Limit*) reporta que a concentração máxima permitida, para uma possível exposição ao gás amoníaco durante 15 minutos consecutivos, é de 35 ppm.

2.10 Energia Solar

A energia solar é a maior fonte de energia da Terra, além de ser a origem de todas as fontes primárias de energia, tais como: energia eólica, biomassa, hidrelétrica e combustível fóssil, segundo Rosa (2012). A energia solar se propaga através de ondas eletromagnéticas, como mostrado na Fig. 13.

Figura 13 - Espectro eletromagnético.

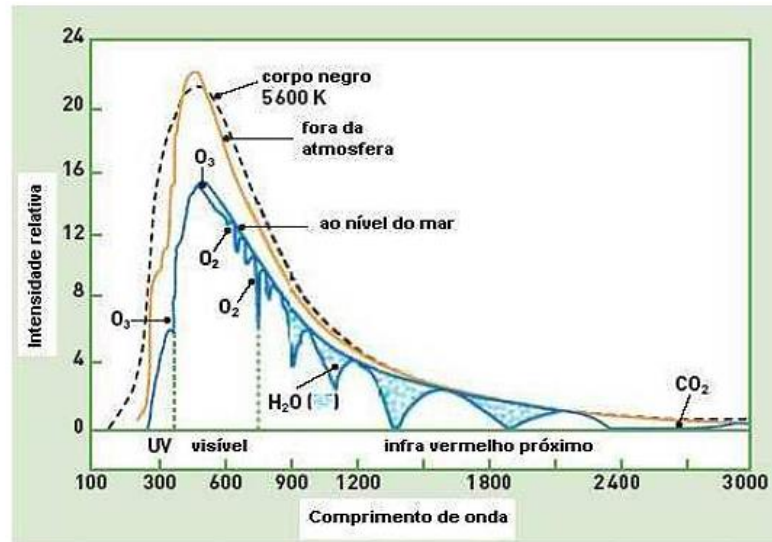


Fonte: Incropera (2002).

No espectro eletromagnético, a região entre as ondas de 10^{-7} até 10^{-4} metros de comprimento, chamada de radiação térmica, corresponde à faixa de comprimento de onda mais adequada para a transferência de calor, a qual inclui uma parcela das ondas ultravioletas (UV) e outra parcela das ondas infravermelhas (IR). O valor da radiação solar global varia anualmente entre 1400 e 1800 kWh/m², essa energia irradiada pelo Sol durante 15 min é superior a energia gasta no mundo durante um ano (ROSA, 2012).

A distribuição espectral da radiação solar emitida pelo Sol que atinge a atmosfera possui 46% das ondas eletromagnéticas na região do infravermelho, 47% no espectro visível e 7% na região ultravioleta. Cada uma dessas ondas atravessa a atmosfera e atinge a superfície da Terra com diferentes intensidades, devido às absorções da camada de ozônio (O₃), dióxido de carbono (CO₂), vapores de água (H₂O), oxigênio (O₂), dentre outros fatores que espalham a irradiação do Sol na atmosfera como podemos observar na Fig. 14 (OLIVEIRA, 2015).

Figura 14 – Espectro de Radiação solar que chega na superfície terrestre



Fonte: Rosa (2012).

A radiação solar possui duas componentes: a radiação direta, que corresponde aos raios solares que atingem a superfície terrestre sem os efeitos da atmosfera e, a radiação difusa, componente solar que atinge a superfície terrestre em todas as direções, pois foi dispersa pelas moléculas e partículas presentes nos gases e aerossóis que constituem a atmosfera. Essa dispersão dos raios solares é um dos motivos pelo o qual o céu fica claro quando o Sol está atrás de nuvens. O somatório dessas componentes constitui na radiação global.

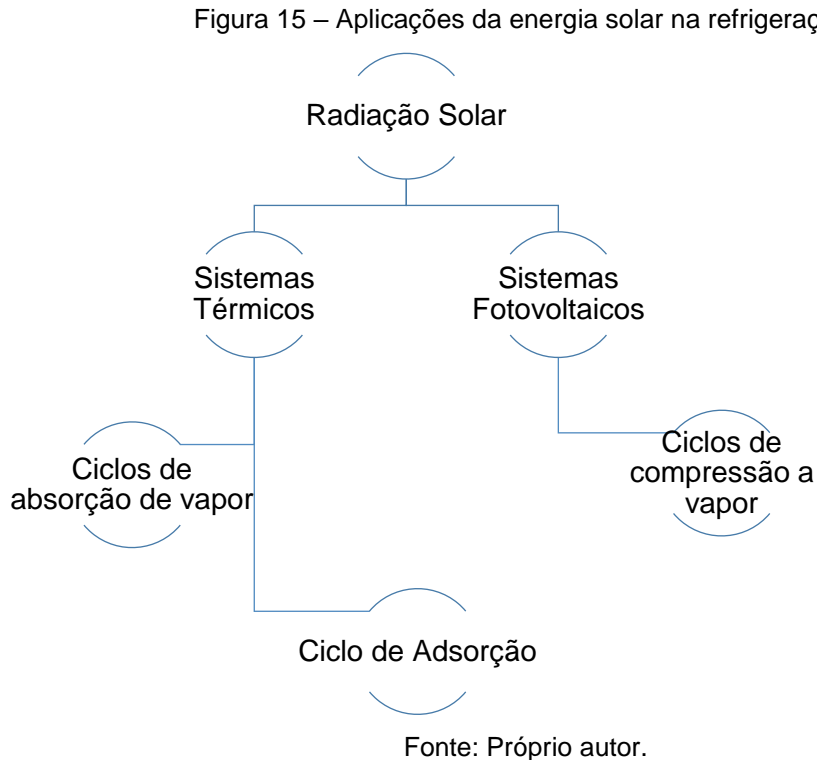
2.11 Aplicações da Energia Solar

A radiação do Sol, além de ser indispensável à vida terrestre, é uma fonte inesgotável de energia. Nos países desenvolvidos já é uma realidade o crescimento da sua aplicação em sistemas de refrigeração. No Brasil, um país que possui uma área territorial extensa, indo desde 5° norte até 32° sul (Mendonça, 2011), sua pesquisa ainda é escassa e pouca aplicada, sendo necessários investimentos para o estudo de sistemas fotovoltaicos (sistema que transformam energia solar em elétrica). Existe uma crescente tendência em sistemas chamados híbridos, que operam com mais de uma fonte de energia, sendo estas apenas renováveis ou não.

Sabendo que a refrigeração representa um custo alto economicamente em todos os setores aplicados e analisando a questão ambiental, a saída mais vantajosa é o uso da energia solar por ser de graça e totalmente limpa, mas o grande desa-

fiu para os sistemas de refrigeração operarem com energia solar é sua baixa performance.

O fluxograma da Fig. 15 mostra três ciclos de refrigeração em que se pode usar a radiação solar como fonte de energia.



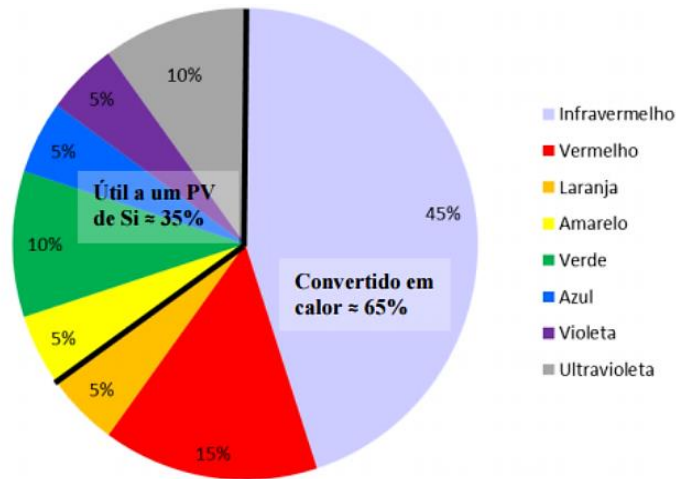
A conversão da energia solar que chega à Terra envolve três processos, segundo Oliveira (2015): energia química, energia elétrica e energia térmica.

- Na energia química temos os processos naturais e biológicos da vida terrestre, como a fotossíntese das plantas;
- Na energia elétrica, a energia solar é transformada por dois modos, sendo o primeiro por meio de painéis fotovoltaicos e o segundo por meio de geradores termoelétricos, que usam o Sol como fonte de energia primária;
- Nos processos térmicos, a energia solar é transformada em energia térmica por meio de coletores solares, sendo muito utilizado em sistemas de refrigeração por absorção.

De toda a radiação incidente terrestre que pode ser usada, em virtude dos comprimentos de onda eletromagnética, 65% é aplicada em coletores solares para a geração térmica e 35% é aplicada na geração elétrica por meio de painéis fotovoltaicos, Figura 16, (OLIVEIRA, 2015). Dependendo do sistema para absorção da radia-

ção solar, pode-se absorver até 95% dessa energia oriunda do Sol, porém devido às perdas existentes no processo de conversão é mais vantajoso trabalhar com sistemas térmicos do que sistemas fotovoltaicos para a conversão de energia solar em elétrica.

Figura 16 – Distribuição da energia solar incidente.



Fonte: Oliveira (2015).

2.12 Coletores Solares

O coletor solar é um equipamento mecânico capaz de converter a energia solar, que incide em toda a sua superfície, em energia térmica. Sendo assim, os coletores dependem da superfície que irá receber os raios solares e da intensidade da radiação, um dos motivos que torna o Brasil um ótimo país para a aplicação desta tecnologia, visto que as médias anuais de insolação diária são altas e com baixas diferenças entre a maior e a menor insolação registrada.

Os coletores são classificados considerando o tipo de captação de radiação: estacionário, que permanecem estáticos e, com rastreamento, podendo estes ser com um ou dois eixos, que seguem o movimento do Sol. Também podem ser classificados em relação ao formato da superfície de seus receptores: plano, tubular ou pontual. A Tabela 7 mostra a classificação dos coletores, (KALOGIROU, 2009).

Tabela 7 – Classificação dos coletores colares pelo método de captação.

| Motora | Coletor | Receptor | Relação de Concentração | Faixa de Temperatura(°C) |
|--------------------------------|----------------------------|-----------------|--------------------------------|---------------------------------|
| Estacionário | Solar Plano | Plano | 1 | 30 - 80 |
| | Tubular a Vácuo | Plano | 1 | 50 - 200 |
| Rastreamento em 1 Eixo | Parabólico Composto | Tubular | 1 – 5 | 60 - 240 |
| | | | 5 -15 | 60 - 300 |
| | Refletor Linear Fresnel | Tubular | 10 - 40 | 60 – 250 |
| | | | Cilíndrico Parabólico | Tubular |
| Rastreamento em 2 eixos | Disco Parabólico | Pontual | 600 - 2000 | 100 - 1500 |
| | Heliostato (Torre Central) | Pontual | 300 - 1500 | 150 - 2000 |

Fonte: Kalogirou (2009).

Desta tabela nota-se que os melhores coletores são aqueles que possuem os eixos para rastreamento do Sol, obtendo assim a radiação direta. Os coletores que usam o receptor pontual atingem temperaturas maiores, pois concentram a radiação direta do Sol em um único ponto. Ressalta-se que, quanto mais elaborado o sistema de captação solar maior será o custo para sua aplicação, o que torna os sistemas térmicos bastante caros e por consequência, menos estudados e usados.

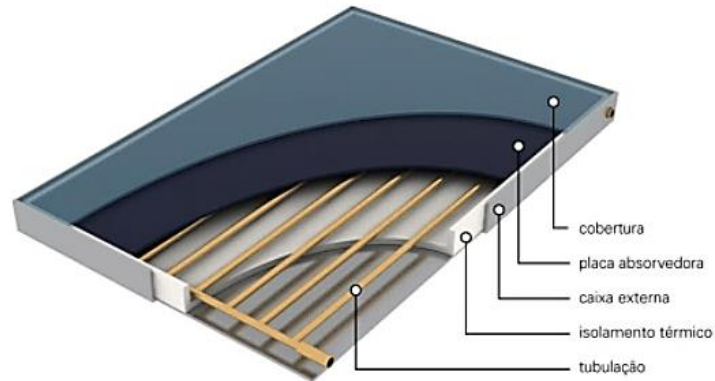
2.12.1 Coletores Solares Planos

Por serem de baixo custo é o coletor mais utilizado, porém como foi visto na Tab. 7, estes operam a baixa temperatura, sendo mais aplicado em residências a fim de aquecer água e reduzir o consumo de energia elétrica. Uma desvantagem dos coletores solares planos é que possui uma eficiência baixa em relação aos outros tipos de coletores, cerca de 40%. Esse tipo de coletor pode chegar a uma temperatura de 150°C em dias mais quentes.

Em geral são compostos por uma caixa externa protetora que evita que os componentes do coletor entrem em contato com o vento, ar, água, entre outros fatores que atrapalhe seu funcionamento. Esta caixa é forrada por um isolante térmico (lã de vidro, poliuretano ou pedaços de cortiça) e, sobre este, coloca-se um material absorvedor, de preferência de cor preta, para se evitar as perdas por radiação. So-

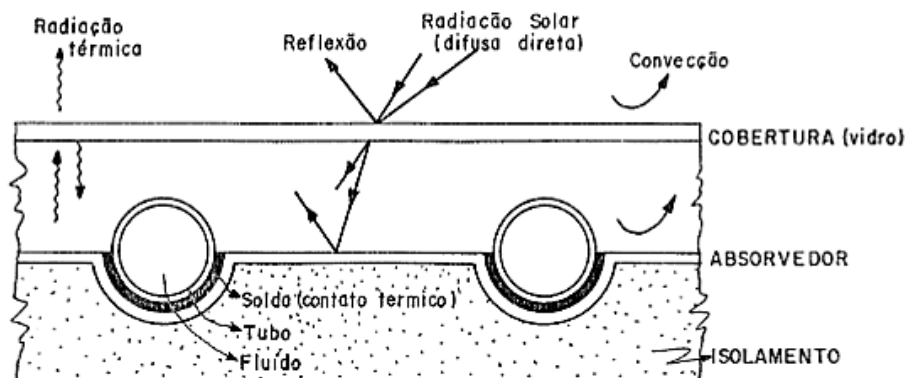
bre o absorvedor são posicionados os tubos por onde o fluido a ser aquecido irá escoar e, por último, é colocada a cobertura, geralmente de vidro, como mostram as Figuras 17 e 18.

Figura 17 – Corte de um coletor solar plano com cobertura de vidro.



Fonte: UFSC (2016).

Figura 18 – Esquema de coletor solar plano.



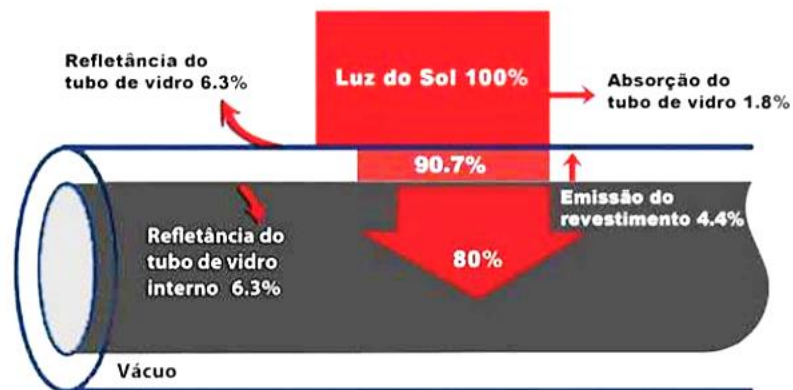
Fonte: Oliveira (2015).

A cobertura de vidro se justifica por ser um material que evita as perdas de radiação entre as vizinhanças e as perdas de energia entre o ar e a superfície receptora, através de convecção, devido ao alto teor de reflexão do vidro. Os raios solares incidem na superfície, o absorvedor absorve essa energia e transfere para o fluido que escoar pelos tubos, aquecendo-os.

2.12.2 Coletores Solares Tubulares a Vácuo

São coletores com forma tubular, constituídos por um tubo externo feito de vidro totalmente transparente, por um espaço preenchido por vácuo para evitar perdas por convecção e por condução e, outro tubo interno recoberto por uma tinta preta a fim de facilitar a absorção e aumentar a transferência de calor, como mostra a Figura 19. Assim, estes coletores atingem temperaturas mais elevadas que os coletores planos, porém seu custo de instalação também é mais elevado.

Figura 19 – Parcelas de radiação recebida por um coletor tubular.

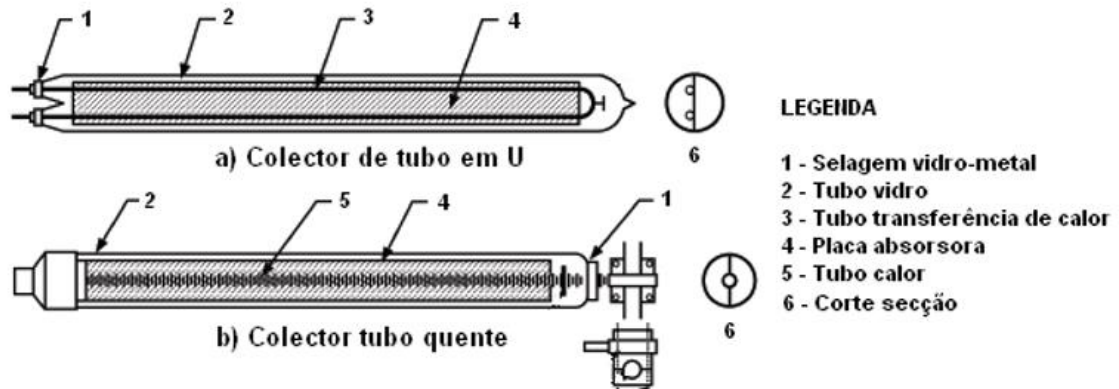


Fonte: Mendonça (2010).

Um sistema solar constituído de coletores tubulares apresenta uma eficiência média anual entre 45 a 50%, o que corresponde a um total de 450 a 500 kWh/m², em um ambiente onde a irradiação anual chega a 1000 kWh/m². Como vantagem, esse sistema de coletores trabalha com valores muito elevados de temperatura, sendo viável para processos industriais; apresenta baixas perdas energéticas; não possui problemas com fungos e impurezas, pois não tem problemas com umidade; e suas cargas térmicas são suportadas com mais eficiência em comparação aos coletores planos.

Como desvantagem esses coletores possuem um custo de instalação e manutenção muito mais alto que os coletores planos. A Figura 20, mostra dois modelos de tubos que podem ser colocados em associação a outros tubos no coletor solar.

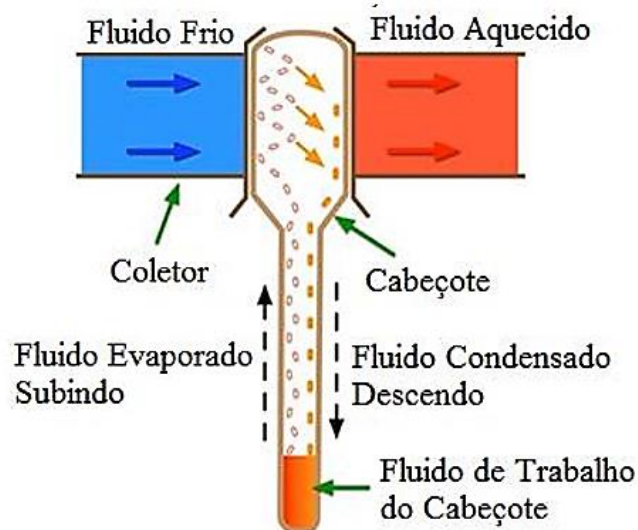
Figura 20 – Configurações de tubo utilizadas no coletor solar tubular a vácuo.



Fonte: Rosa (2012).

Seu funcionamento básico consiste em um fluido de trabalho escoando no tubo interno, o qual é aquecido pelo calor absorvido da radiação solar. O fluido de trabalho evapora e se desloca para o cabeçote, onde transfere o calor adquirido para outro fluido que se queria aquecer (geralmente água), como mostra a Figura 21.

Figura 21 – Esquema de funcionamento de um tubo do coletor tubular a vácuo.



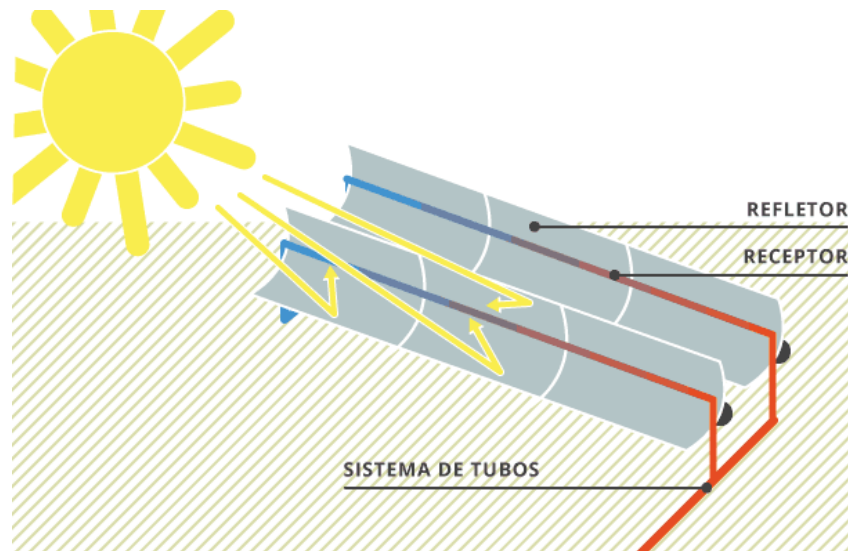
Fonte: Oliveira (2015).

2.12.3 Coletor Solar Parabólico

São coletores que utilizam os princípios básicos da óptica, usando um conjunto de espelhos curvos que refletem a radiação solar em um tubo horizontal de vidro,

o qual contém um fluido absorvente escoando em seu interior, posicionado exatamente no ponto focal dos espelhos refletores, como mostra a Figura 22.

Figura 22 – Esquema de coletares solares parabólicos.



Fonte: Energia Heliotermica (2017)

É necessário que esse tipo de coletor seja móvel, pois deve seguir o caminho que o Sol percorre ao longo do dia. Uma desvantagem deste sistema é que grande parcela da radiação solar difusa do Sol não é aproveitada. Porém, como as perdas térmicas são pequenas, o coletor parabólico pode atingir altas temperaturas, de até a 400°C.

Seu funcionamento consiste em uma superfície refletora, geralmente espelhos, que refletem os raios solares para um único ponto, no caso, o ponto focal dos espelhos refletores curvos. Neste ponto está posicionado um tubo, o qual irá absorver o calor da radiação solar e, em seguida, transferir para um fluido que escoa em seu interior. A Figura 23 mostra um exemplo de coletor solar parabólico, o qual possui uma eficiência elevada mesmo para baixa intensidade de radiação solar incidente e, por atingir altos valores de temperatura, é muito aplicado em usinas termoelétricas, como fonte alternativa de energia térmica.

Figura 23 – Coletor solar parabólico.



Fonte: Siemens Student Award (2017).

2.12.4 Rendimento dos Coletores Solares

Assim como todos os componentes que operam com a conversão de energia, o cálculo do rendimento de um coletor solar é feito pela razão entre a energia térmica fornecida para o fluido (Q_u) e a energia total que alimenta todo o processo.

A energia total que alimenta todo o processo é um produto entre a área útil do coletor solar (A_c) pela intensidade global da radiação solar por metro quadrado (I) e, a energia térmica fornecida ao fluido pode ser determinada pela equação (2.4):

$$Q_u = m \cdot c_p \cdot \Delta T \text{ [W]} \quad (2.4)$$

Sendo assim, o rendimento de um coletor solar pode ser estimado pela equação (2.5):

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c \cdot I} \quad (2.5)$$

Sabendo que a radiação solar irá incidir na superfície coletora plana de vidro ou nos tubos concentradores, para que o calor seja transferido ao fluido de trabalho a transmitância da cobertura de vidro (τ) e a absortância da placa absorvedora (α) devem ser levadas em consideração, bem como, as perdas devido ao aumento da temperatura da superfície absorvedora (T_c), pois quando esta torna-se maior que a

temperatura ambiente (T_a), e como o calor flui de um corpo com maior temperatura para um de menor, logo o sistema começa a perder calor para o ambiente externo, reduzindo a energia absorvida pelo fluido. Esta perda é definida por (U_L), uma constante de proporcionalidade dada em $[W/m^2 \cdot ^\circ C]$. Logo, a energia útil (Q_u) absorvida pelo coletor será dada pela equação (2.6):

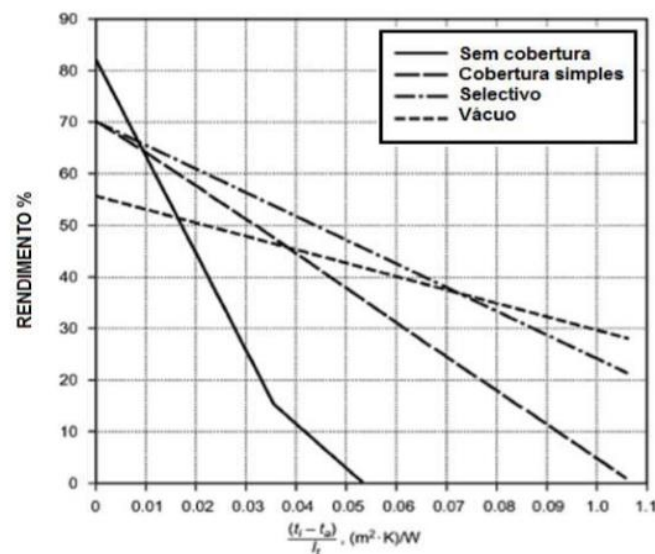
$$Q_u = A_c F_R [I_T (\tau \alpha) - U_L (T_c - T_a)] \quad (2.6)$$

onde (F_R) é o fator de remoção de calor, calculado por meio da razão entre o calor útil verdadeiro e o calor útil do coletor (Oliveira, 2010). Combinando as equações (2.5) e (2.6) tem-se a equação para calcular a eficiência dos coletores em função das temperaturas (Eq. 2.7):

$$\eta = F_R (\tau \alpha) - F_R U_L \frac{(T_c - T_a)}{I_T} \quad (2.7)$$

Pela Equação (2.7) podemos observar que as perdas associadas à conversão de energia solar em térmica provoca a redução do rendimento à medida que a diferença ($T_c - T_a$) aumenta.

Figura 24 – Rendimento dos coletores solares tubulares.



Fonte: Adaptado de Rosa (2012).

Como já explicado antes, a conversão de energia solar em térmica possui perdas significativas por convecção e condução e, melhorias na cobertura de vidro, no tratamento da placa e no vácuo no interior do coletor melhoram a sua eficiência, como mostra a Figura 24.

Para a escolha dos coletores tem-se uma regra geral, na qual estes devem ser escolhidos de acordo com a temperatura de trabalho. A Tabela 8 apresenta opções de coletores de acordo com a faixa de temperatura de operação.

Tabela 8 – Classificação dos coletores de acordo com a temperatura de operação.

| Faixa de Temperatura | Tipo de Coletor |
|----------------------|---|
| < 40 °C | Coletores sem cobertura ou coletores planos de baixo custo |
| 40 – 70 °C | Coletores planos seletivos ou coletores do tipo CPC* |
| 70 – 100 °C | Coletores do tipo CPC*, coletores de tubos de vácuo ou outros coletores estacionários de rendimento elevado. Coletores concentrados para sistemas de média e de grandes dimensões. |
| > 100 °C | Coletores concentradores, coletores de tubos de vácuo com CPC*. |

* Concentradores Parabólicos Compostos

Fonte: Adaptado de Rosa (2012).

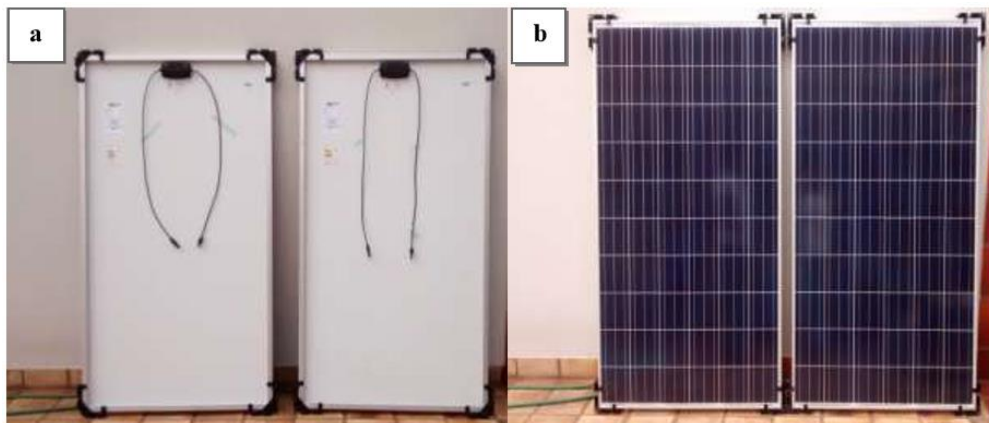
2.13 Painéis Fotovoltaicos

Outra opção para o aproveitamento da radiação solar e sua transformação direta em energia elétrica é por meio dos painéis fotovoltaicos. Isso só é possível devido a alguns materiais semicondutores reagirem ao receber energia solar. A incidência da luz sobre o material faz com que os fótons interajam com os elétrons, gerando uma tensão e uma corrente elétrica (SANTOS, 2009).

Edmond Becquerel, em 1839, verificou essa particularidade entre a luz solar e materiais semicondutores, observando que a luz produzia uma tensão quando incidia sobre um dos eletrodos de uma célula eletrolítica (efeito fotovoltaico). Porém, somente 50 anos depois seria construída a primeira célula solar fotovoltaica a base de selênio, cuja eficiência era de 1%. Após uma série de estudos e avanços tecnológicos, foi produzida a célula solar de silício, com eficiência de 6% (SEGUEL, 2009).

A Figura 25 mostra um exemplo de duas placas fotovoltaicas de silício policristalino (p-Si), frente e verso, da marca Canadian Solar modelo CS6P – 255P, com potência de 255W cada, que foram instaladas em uma residência localizada em Rio Verde – GO. Verificou-se que, os painéis fotovoltaicos conseguiram gerar aproximadamente 72 kWh/mês. Sabendo que a região de instalação dos painéis recebeu de 5 a 6 horas de irradiação solar por dia, têm-se aproximadamente 0,48 kWh de energia convertida por hora, o equivalente a 1638 Btu horas, segundo Oliveira, et al. (2015). Para uma comparação do valor dos painéis, para gerar a energia necessária para que seja possível manter um ar condicionado de 6000 Btu seria necessário um total de sete painéis de 255W, sendo o custo médio de cada um dos painéis de R\$ 2.500,00.

Figura 25 – Painel Fotovoltaico de Silício Policristalino – Frente (b) e Verso (a).



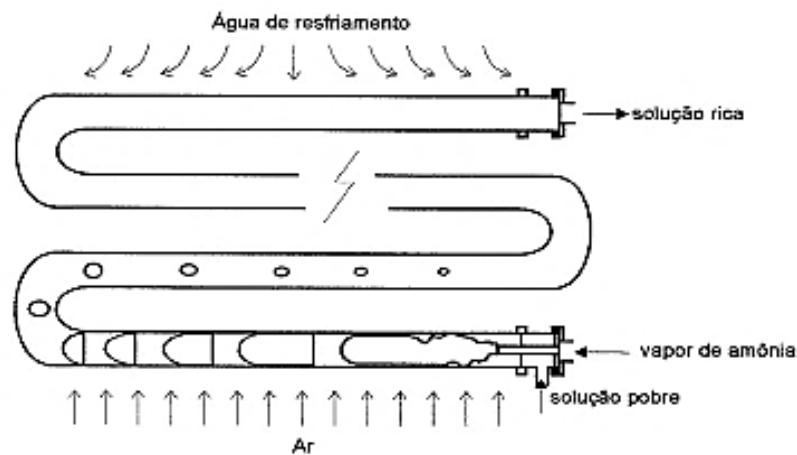
Fonte: Oliveira et al. (2015).

3 COMPONENTES DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

3.1 Absorvedor

No absorvedor ocorre a absorção do refrigerante puro na fase vapor, a baixa pressão, pela solução rica, composta de absorvente e um pouco de refrigerante, dando origem a uma mistura líquida a baixa pressão que será comprimida e bombeada para o gerador, como mostrado na Figura 26.

Figura 26 – Absorvedor evaporativo de um ciclo amônia-água ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$).



Fonte: Prata (2012).

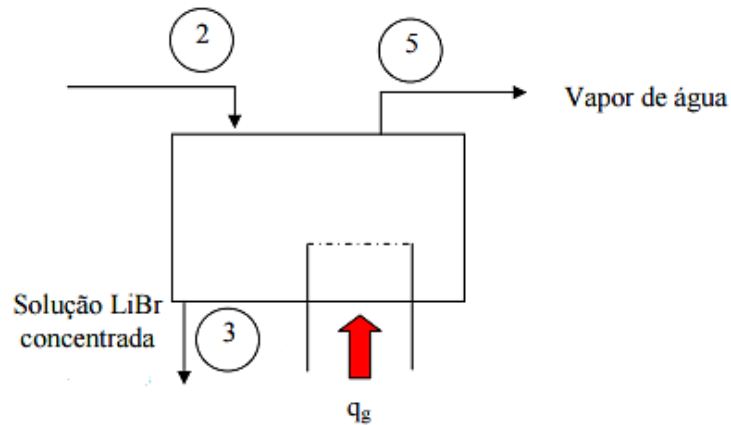
3.2 Bomba

Garante a diferença de pressão do sistema, obtendo a circulação da solução no sistema. A principal diferença entre o sistema de refrigeração por compressão e por absorção está associada à bomba. No primeiro, o compressor é o responsável pela circulação e elevação de pressão, enquanto que, no sistema por absorção a bomba desempenha esta função. Esta é a principal vantagem do ciclo por absorção, pois a diferença de trabalho de eixo entre os dois sistemas é grande, isto é, uma quantidade significativa de energia é poupada no sistema de refrigeração por absorção.

3.3 Gerador

Na Figura 27 tem-se um exemplo do esquema de um gerador do ciclo por absorção. É no gerador que acontece a troca de energia entre o sistema de refrigeração e a sua fonte de energia, q_g . No gerador a solução binária de refrigerante e absorvente na fase líquida [2], com pressão elevada pela bomba, sofrerá uma vaporização, na qual refrigerante é vaporizado e escoam em direção ao condensador [5] enquanto que o absorvente retorna para o absorvedor [3] (Moreira, 2007).

Figura 27 – Esquema de um gerador de um ciclo por absorção.

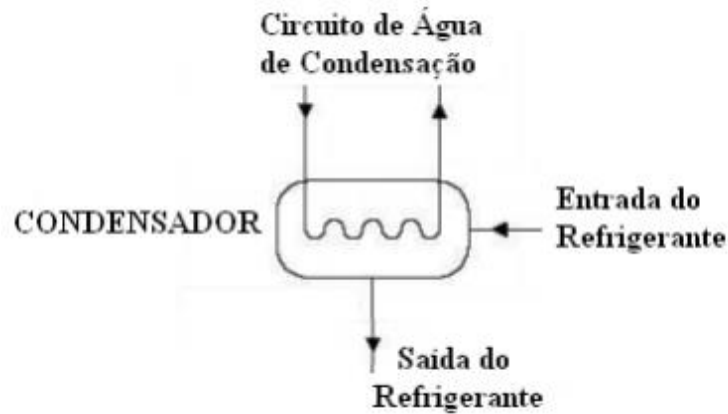


Fonte: Stoecker (1985).

3.4 Condensador

No condensador o refrigerante vaporizado no gerador será condensado, trocando calor com o ambiente externo ou fluido (ar ou água). O refrigerante ainda está com a pressão elevada quando é entregue à válvula de expansão, como pode ser visto na Figura 28.

Figura 28 – Condensador.



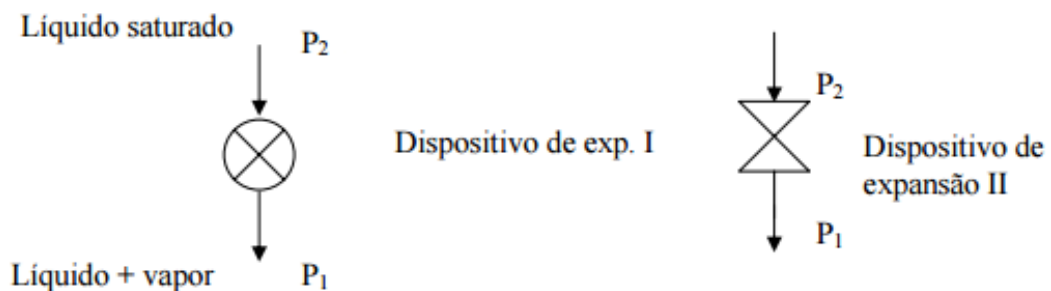
Fonte: Gramignia (2013).

3.5 Válvula de Expansão

No ciclo de refrigeração por absorção tem-se duas válvulas de expansão ou dispositivos redutores. A função da primeira válvula de expansão é “pegar” o refrigerante líquido a alta pressão (líquido saturado) e reduzir a pressão deste. Neste processo verifica-se que a temperatura e a entalpia são constantes, ocorrendo um processo isoentálpico durante a expansão, que resulta em uma solução bifásica.

A segunda válvula de expansão é a que recebe o absorvente do gerador e o encaminha para o absorvedor. Na Figura 29, apresenta-se o esquema dos dois dispositivos de expansão. No primeiro dispositivo a válvula recebe o refrigerante em estado de líquido saturado, com pressão P_2 e a reduz para P_1 e, em seguida, entrega o fluido para o absorvedor. Já o segundo dispositivo recebe a solução absorvente do gerador a uma pressão P_2 e a reduz para P_1 , permanecendo no absorvedor a “espera” do vapor de refrigerante oriundo do evaporador.

Figura 29 – Dispositivos de expansão no ciclo de refrigeração por absorção.

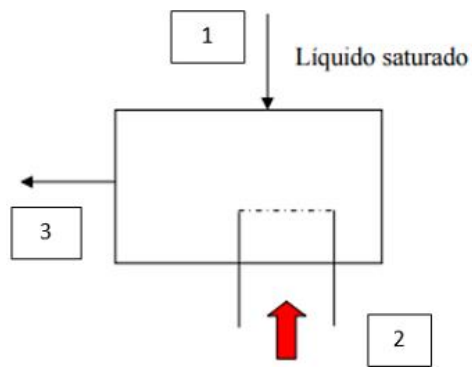


Fonte: Stoecker (1985)

3.6 Evaporador

Na Figura 30 o evaporador, componente do ciclo que recebe o fluido refrigerante, em estado líquido e com a pressão reduzida, oriundo do condensador [1]; em seguida esse fluido com uma temperatura mais baixa que o ambiente que se queira condicionar, começa a se vaporizar retirando calor desse ambiente [2] e logo após o evaporador direciona o fluido refrigerante para o absorvedor, na fase de vapor saturado [3].

Figura 30 – Evaporador.



Fonte: Stoecker (1985).

4 MODELAGEM FÍSICA DO CICLO TERMODINÂMICO

Vamos abordar nesse capítulo a formulação matemática e a modelagem física de cada um dos componentes do sistema de refrigeração por absorção de vapor, levando em consideração os balanços de massa e energia nos volumes de controle pré-determinados.

4.1 Conservação da Massa

Faz-se necessário, na formulação para volume de controle, a análise do fluxo líquido de massa. Um exemplo é imaginar um sistema, Figura 31, no qual existe uma certa quantidade de massa atravessando a fronteira de entrada dos sistema, a essa massa em movimento, a chamamos de vazão mássica e ao mesmo tempo em que certa quantidade de massa entra no sistema, outra sai do sistema atravessando outra parte da fronteira.

Figura 31 – Volume de controle com uma entrada e uma saída.



Fonte: Cordeiro (2012).

Em processos termodinâmicos se faz obrigatório analisar se no volume de controle o fluxo de massa que entra e que sai está alterando a massa no interior do volume de controle. Assim, temos a taxa de variação de massa por unidade de tempo dada pela equação (4.1), chamada de Equação de Conservação da Massa ou Equação da Continuidade.

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

4.2 1° Lei da Termodinâmica

A primeira lei da termodinâmica é uma lei de conservação da energia, a qual considera a energia fornecida, a energia retirada e a energia acumulada em um sistema ou volume de controle.

Se considerarmos um volume de controle, onde existe a passagem de energia através das fronteiras e realização de trabalho sobre o volume de controle, pode-se representar a 1° lei da Termodinâmica pela equação (4.2):

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + gZ_e \right) - \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{1}{2} V_s^2 + gZ_s \right) \quad (4.2)$$

Com a equação (4.2) podemos calcular as entalpias e os fluxos de calor em cada componente do sistemas de refrigeração por absorção de vapor, bem como o trabalho realizado no volume de controle.

4.3 Balanços de Massa e de Energia no Ciclo de Refrigeração por Absorção

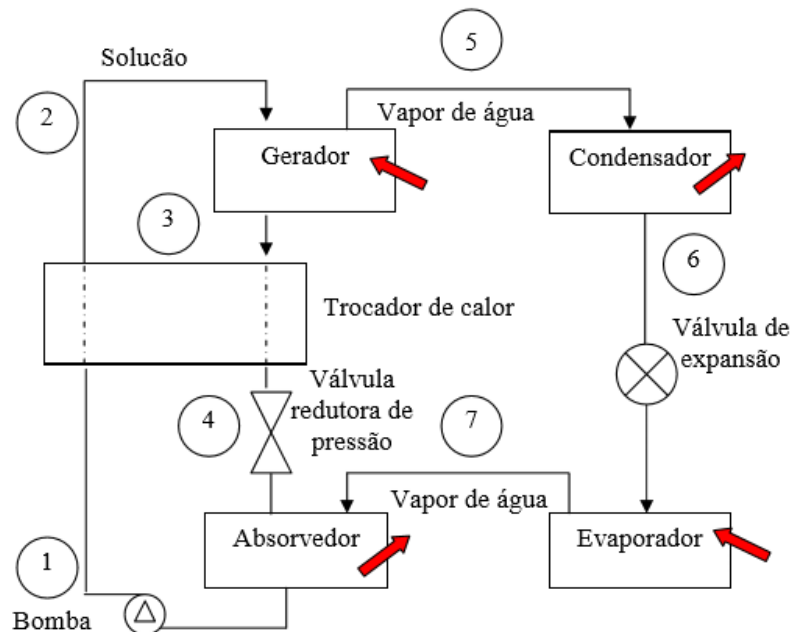
Será feito a modelagem do ciclo por absorção por meio das equações de balanço de massa e energia para cada um dos componentes do ciclo de refrigeração, fazendo algumas considerações descritas a seguir:

- O sistema opera em regime permanente;
- Para toda a modelagem a capacidade frigorífica é conhecida;
- A temperatura da fonte de calor está abaixo da temperatura de mudança de fase da água;
- As válvulas do sistema são adiabáticas;
- As soluções no absorvedor e gerador estão em equilíbrio com suas respectivas pressões e temperaturas;
- Na saída do condensador e do evaporador o refrigerante se encontra no estado de saturação;
- As soluções fracas e fortes deixam, respectivamente, o gerador e o absorvedor como soluções saturadas;

- O trabalho da bomba é desprezível;
- As perdas de carga na tubulação e nos trocadores de calor são desprezíveis;
- A condição ambiente é temperatura de 25 °C e pressão igual a 101,3 kPa;
- A energia gasta para transportar os fluidos é desprezível, ou seja, desconsidera-se o atrito nas tubulações por onde o fluido escoar.

A seguir estão descritas as equações de balanço de massa e energia para cada um dos componentes de um ciclo de refrigeração por absorção, adotando o esquema de refrigeração por absorção de vapor básico, de ciclo simples dado pela Fig. 32.

Figura 32 – Unidade de refrigeração por absorção com indicação das taxas de transferência de calor.



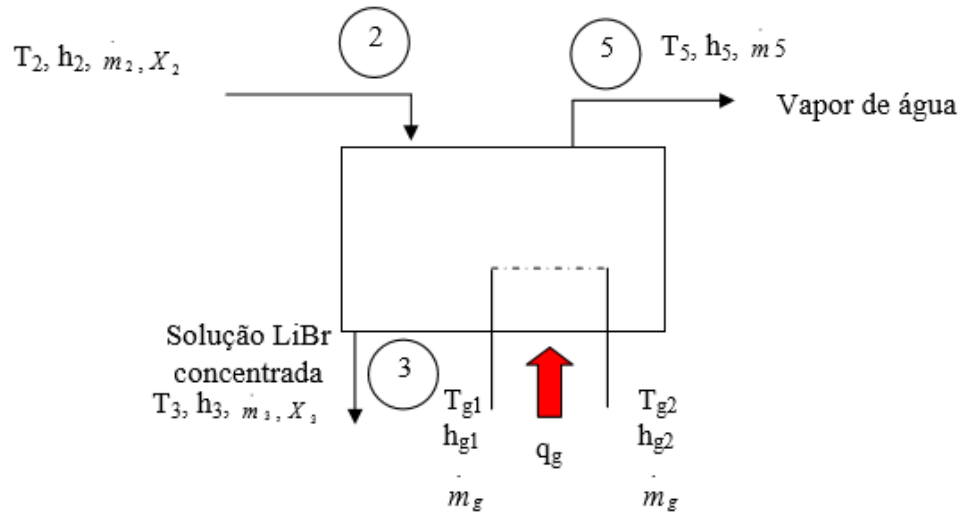
Fonte: Stoecker (1985).

4.4 Gerador

O gerador recebe a solução binária de LiBr/água, pelo ponto 2, com a pressão elevada pela bomba; em seguida recebe calor da fonte térmica, que no nosso caso será a energia solar, para que se inicie a mudança de fase (água → vapor). Adota-se que o vapor é formado apenas por água. Assim, o vapor irá seguir através dos tubos, ponto 5, e o restante do fluido consistirá em uma solução altamente concen-

trada de LiBr que irá escoar para a válvula redutora de pressão, retornando ao absorvedor. O esquema proposto no gerador é dado pela Figura 33.

Figura 33 – Representação do gerador.



Fonte: Stoecker (1985)

Balço de massa:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 + \dot{m}_5 \quad (4.3)$$

Balço de energia:

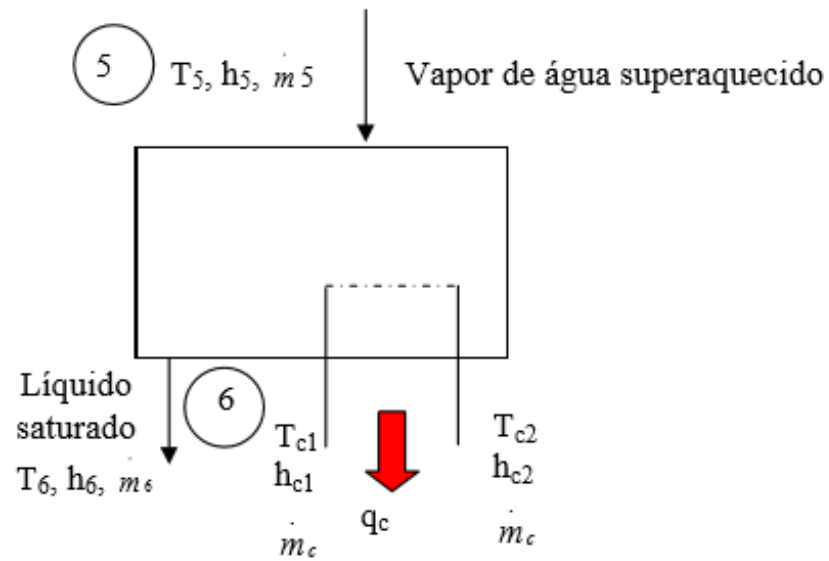
$$\dot{Q}_{gera} + \dot{m}_2 \cdot h_2 = \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_5 \cdot h_5 \quad (4.4)$$

$$\dot{m}_g h_{g1} = \dot{m}_g h_{g2} + q_g \quad (4.5)$$

4.5 Condensador

Na Figura 34 tem-se o esquema do condensador, onde o vapor superaquecido chega através das tubulações, ponto 5, e ao fornecer calor para o meio muda de estado físico para líquido saturado, seguindo então para o evaporador através de uma válvula de expansão, ponto 6, que mantém as diferenças de temperaturas.

Figura 34 – Esquema do condensador.



Fonte: Stoecker (1985).

Balanço de massa:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (4.6)$$

Balanço de energia:

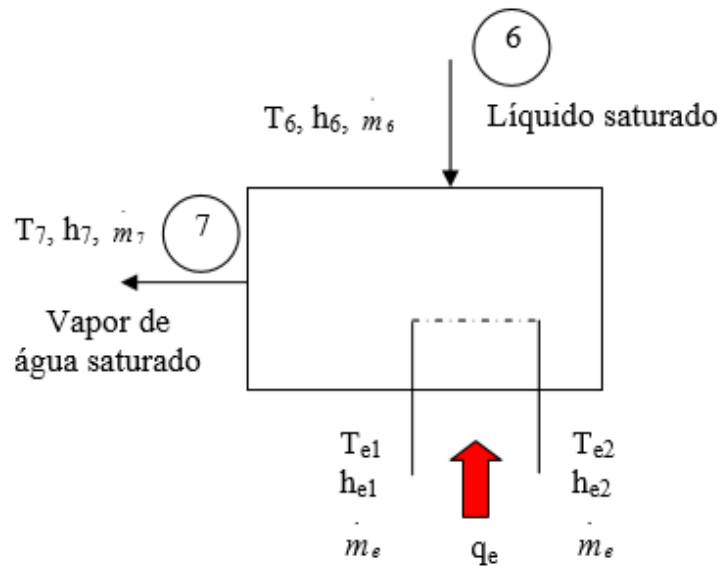
$$\dot{m}_5 \cdot h_5 = \dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{Q}_{cond} \quad (4.7)$$

$$\dot{m}_c h_{c1} + q_c = \dot{m}_c h_{c2} \quad (4.8)$$

4.6 Evaporador

Quando o refrigerante (água no estado de líquido saturado) chega ao evaporador, ponto 6, começa a trocar calor a uma temperatura constante saindo em direção ao absorvedor, ponto 7, como vapor saturado, como é notado no esquema abaixo, Fig. 35.

Figura 35 – Esquema do evaporador.



Fonte: Stoecker (1985)

Balanço de massa:

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 \quad (4.9)$$

Balanço de energia:

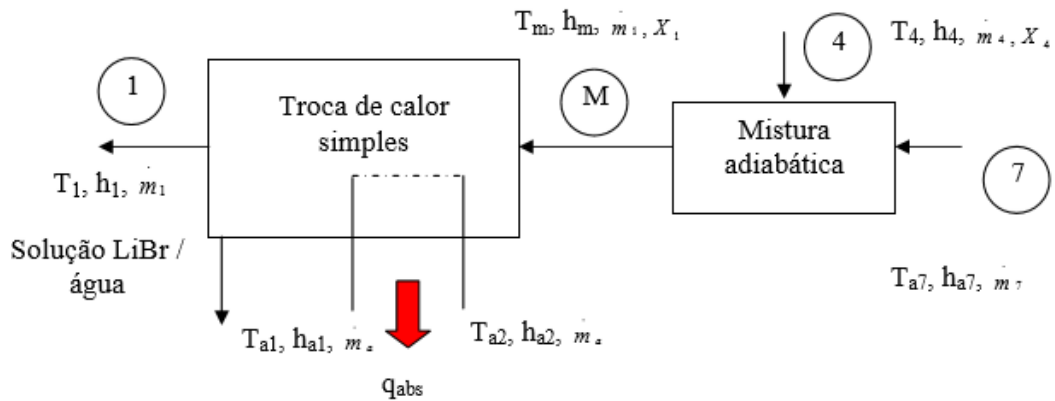
$$\dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{Q}_{evap} = \dot{m}_7 \cdot h_7 \quad (4.10)$$

$$q_e = \dot{m}_e (h_{e2} - h_{e1}) \quad (4.11)$$

4.7 Absorvedor

Assim que o vapor a baixa pressão chega ao evaporador, ponto 7, ele se encontra com a solução forte oriunda do gerador, ponto 4. Devido ao processo de absorção a solução é transformada para o estado líquido e nessa transformação tem-se calor rejeitado para o meio externo, de acordo com o esquema proposto na Figura 36.

Figura 36 – Esquema do absorvedor.



Fonte: Stoecker (1985)

Balanço de massa:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_7 + \dot{m}_4 \quad (4.11)$$

$$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_4 x_4 \quad (4.12)$$

Balanço de energia:

$$\dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_7 \cdot h_7 = \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{Q}_{abs} \quad (4.13)$$

4.8 Trocador de Calor

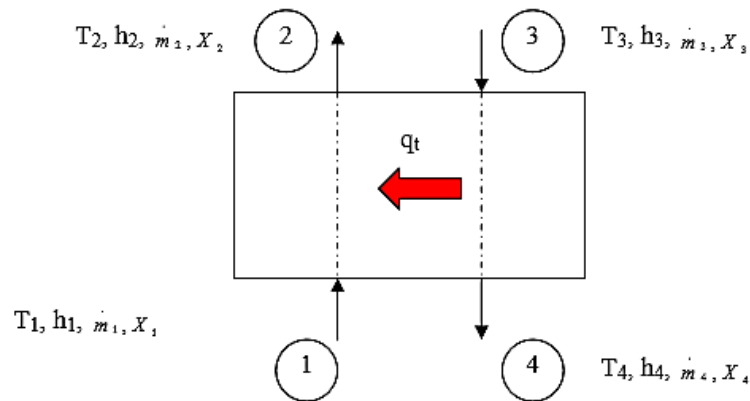
Um dos maiores custos em um ciclo por absorção é a energia térmica usada no gerador e um pequeno gasto de energia usada para remover o calor existente no absorvedor. Sendo assim, o trocador de calor serve para economizar tais trocas de calor entre gerador e absorvedor. O calor removido do absorvedor é conduzido para o trocador de calor que irá pré-aquecer a solução binária de refrigerante-absorvente, ponto 1 – 2, que será conduzida através dos tubos para o gerador. Enquanto que a solução de alta concentração de LiBr, ponto 3 – 4, o gerador encaminha para o absorvedor é resfriada, conforme nos mostra na Fig. 37.

Logo, o trocador de calor opera o escoamento contra a corrente e sua efetividade é calculada pela razão entre a taxa real de transferência de calor no trocador pela taxa máxima possível de transferência de calor no trocador (variável adimensional). Ainda no trocador é necessário observar que na sua saída, ponto 4, ocorre

probabilidade maior de cristalização do LiBr, sendo necessária uma entalpia mínima para que isso não ocorra, dada por Ashrae (1993) e citada em Moreira (2007) como:

$$h_{min.cris} = -1397 + 24x_4 \quad (4.14)$$

Figura 37 – Esquema do trocador de calor.



Fonte: Stoecker (1985)

Balanço de massa:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{WS} = \dot{m}_{WS} + \dot{m}_r = (1 + \lambda) \dot{m}_r = \dot{m}_2 \quad (4.15)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_{SS} = \lambda \dot{m}_r = \dot{m}_4 \quad (4.16)$$

Balanço de energia:

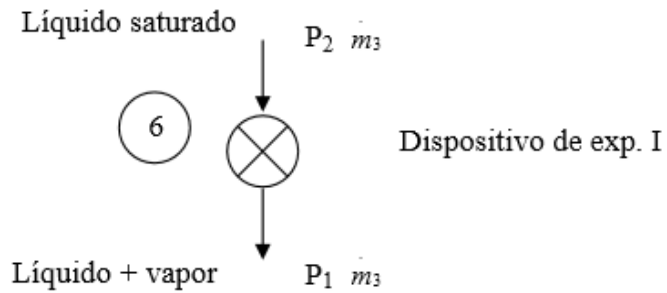
$$\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{Q}_{tro} = \dot{m}_2 \cdot h_2 \quad (4.17)$$

$$\dot{m}_3 \cdot h_3 = \dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{Q}_{tro} \quad (4.18)$$

4.9 Dispositivos redutores de pressão e Bomba

São dois dispositivos que controlam o ciclo, mantendo a diferença de pressão em todo o processo. Enquanto o primeiro recebe líquido do condensador a uma pressão P_1 (pressão qualquer dada aqui para ilustração) e reduz para P_2 , em um processo totalmente isoentálpico durante a expansão, como mostra o esquema Figura 38.

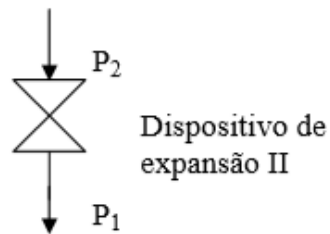
Figura 38 – Dispositivo de Expansão I.



Fonte: Stoecker (1985)

O outro dispositivo de expansão “pega” a solução altamente concentrada do gerador a uma pressão P_2 e a reduz a P_1 entregando todo o fluido para o absorvedor, Fig. 39. E, como no primeiro dispositivo, o processo é totalmente isoentálpico.

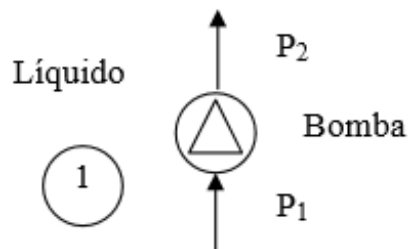
Figura 39 – Dispositivo de Expansão II.



Fonte: Stoecker (1985)

A bomba que eleva a pressão do fluido que chega do absorvedor para entregá-lo ao gerador, Fig. 40.

Figura 40 – Esquema da bomba.



Fonte: Stoecker (1985).

Balanço de energia:

$$h_1 = h_2$$

(4.19)

5 SIMULAÇÃO COM O SOFTWARE EES

O software EES (*Engineering Equation Solver*) foi escolhido para as simulações e modelagem. Uma das principais vantagens de usar o software EES estão no seu extenso banco de propriedades físicas, quadro de funções, procedimentos matemáticos, gráficos e rotinas como exemplos e soluções.

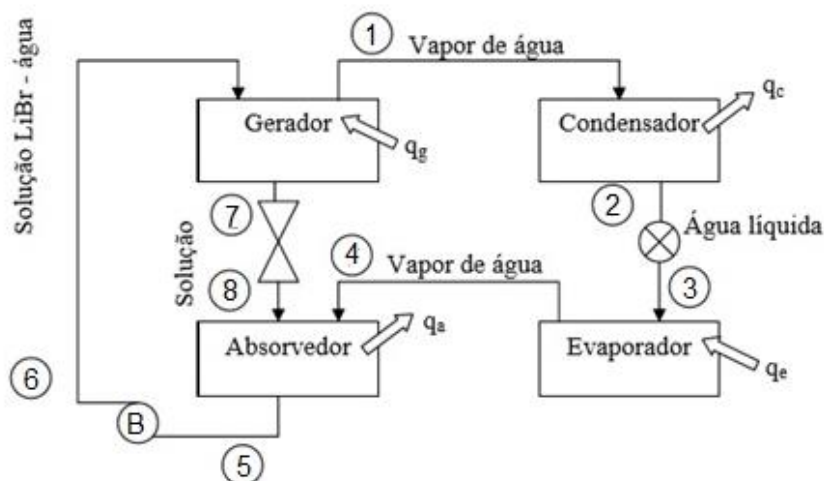
O modelo de cálculo proposto nesse trabalho, para avaliar o desempenho de um par de solução composta de brometo de lítio e água, foi baseado em funções empíricas, em variáveis dadas na literatura, no banco de dados do EES e em dissertações referenciadas no presente trabalho. A estrutura da simulação foi feita seguindo o modelo abaixo:

- Entrada dos dados (vazão, temperatura, concentração e pressão);
- Entrada das equações;
- Determinação das propriedades termodinâmicas para a solução LiBr/água;
- Determinação dos valores de entalpia por meio do EES;
- Determinação das taxas de transferência de calor em cada componente;
- Determinação do COP do sistema.

5.1 Simulação do Ciclo de Refrigeração sem Trocador de Calor

Para a primeira simulação foi escolhido um ciclo de refrigeração por absorção sem trocador de calor, conforme a Figura 41.

Figura 41 – Ciclo de refrigeração por absorção sem trocador de calor.



Fonte: Stoecker (1985).

Com base em algumas variáveis obtidas na literatura, os dados de entrada assumidos foram:

- Temperatura no absorvedor igual a 30 °C (estado 5);
- Vazão mássica igual a 0,6 kg/s;
- Temperatura no gerador igual a 100 °C (estados 1 e 7);
- Temperatura no condensador de 40 °C (estado 2);
- Temperatura do evaporador foi considerada a 12 °C (estado 4).

Usando as equações mostradas no Capítulo 4 foi possível calcular as taxas de transferências de calor do gerador, evaporador, condensador e absorvedor e, em seguida, foi possível determinar o COP (Coeficiente de Performance), conforme a Tabela 9:

Tabela 9 – Valores obtidos por meio do EES para um ciclo de refrigeração por absorção de vapor sem trocador de calor.

| Pontos | T[°C] | P[kPa] | \dot{m} [kg/s] | h[kJ/kg] |
|--------|-------|--------|------------------|----------|
| 1 | 100 | 7,38 | 0,16 | 2687 |
| 2 | 40 | 7,38 | 0,16 | 167,5 |
| 3 | 12 | 1,40 | 0,16 | 167,5 |
| 4 | 12 | 1,40 | 0,16 | 2523 |
| 5 | 30 | 1,40 | 0,6 | 59,09 |
| 6 | 30 | 7,38 | 0,6 | 59,09 |
| 7 | 100 | 7,38 | 0,44 | 268,6 |
| 8 | - | 1,40 | 0,44 | 268,6 |

Fonte: Próprio autor.

Na Tabela 10 são dados os valores obtidos para as taxa de transferência de calor, bem como para o COP.

Tabela 10 – Taxas de transferência de calor e COP.

| \dot{Q}_{gera} | \dot{Q}_{cond} | \dot{Q}_{evap} | \dot{Q}_{abs} | COP |
|------------------|------------------|------------------|-----------------|-------|
| 512,7 kW | 403,2 kW | 376,9 kW | 486,4 kW | 0,735 |

Fonte: Próprio autor.

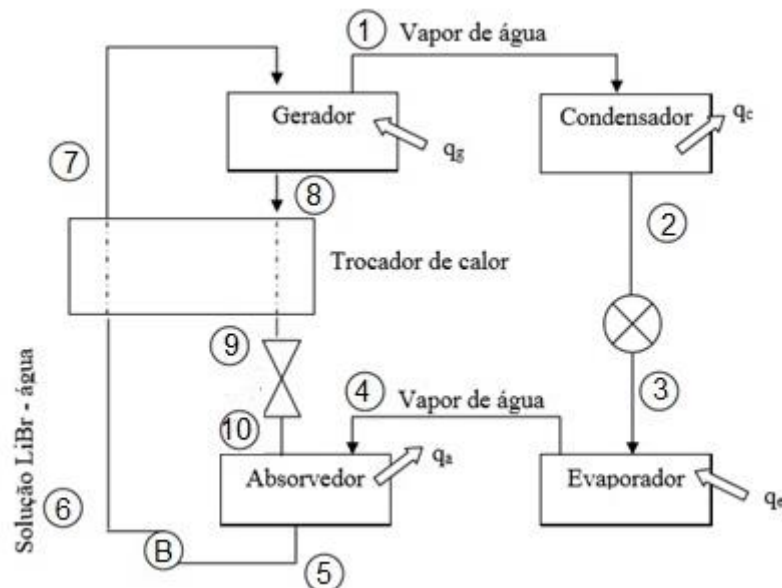
A taxa que corresponde a capacidade de refrigeração do sistema é a do evaporador, ao obtermos 379,9 kW podemos aproximar esse fluxo de calor com uma capacidade de 107 TR.

5.2 Simulação do Ciclo de Refrigeração com Trocador de Calor

Considere o esquema do ciclo de refrigeração por absorção de vapor com a inserção de um trocador de calor, como mostrado na Fig. 42. Os seguintes dados de entrada serão considerados para a simulação:

- Temperatura no absorvedor igual a 30 °C (estado 5);
- Temperatura no trocador de calor igual a 60 °C (estado 9);
- Vazão mássica do escoamento liberado pela bomba de 0,6 kg/s;
- Temperatura no gerador igual a 100 °C (estados 1 e 8);
- Temperatura no condensador de 40 °C;
- Temperatura do evaporador foi considerada a 12 °C.

Figura 42 - Ciclo de refrigeração por absorção com trocador de calor.



Fonte: Stoecker (1985) apud Moreira (2007).

A Tabela 11 nos mostra os valores obtidos das entalpias, vazões mássicas, temperaturas e pressões resultantes da simulação feita pelo software EES.

Tabela 11 - Valores obtidos por meio do EES para um ciclo de uma refrigeração por absorção de vapor com trocador de calor.

| Pontos | T[°C] | P[kPa] | \dot{m}[kg/s] | h[kJ/kg] |
|---------------|--------------|---------------|-----------------------------------|-----------------|
| 1 | 100 | 7,38 | 0,16 | 2687 |
| 2 | 40 | 7,385 | 0,16 | 167,5 |
| 3 | 12 | 1,40 | 0,16 | 167,5 |
| 4 | 12 | 1,40 | 0,16 | 2523 |
| 5 | 30 | 1,40 | 0,6 | 59,09 |
| 6 | 30 | 7,38 | 0,6 | 59,09 |
| 7 | 61 | 7,38 | 0,6 | 129,1 |
| 8 | 100 | 7,38 | 0,44 | 268,6 |
| 9 | 62 | 7,38 | 0,44 | 131,2 |
| 10 | 62 | 1,40 | 0,44 | 131,2 |

Fonte: Próprio autor.

Na Tabela 12 são mostrados os resultados para as taxas de transferência de calor e o COP.

Tabela 12 – Taxas de transferência de calor e COP.

| \dot{Q}_{gera} | \dot{Q}_{cond} | \dot{Q}_{evap} | \dot{Q}_{abs} | COP |
|------------------|------------------|------------------|-----------------|------------|
| 470,7 kW | 403,2 kW | 376,8 kW | 425,9 kW | 0,8005 |

Fonte: Próprio autor.

Observa-se que, adicionando ao sistema um trocador de calor, um componente importante no reaproveitamento de fluxos de calor, para uma mesma demanda de refrigeração, o COP é aumentado em aproximadamente 9% se comparado com o mesmo ciclo de refrigeração sem trocador de calor, já que o fluxo de calor fornecido ao gerador será menor devido o reaproveitamento de energia térmica. A energia térmica que a solução rica em absorvente deixa no trocador de calor será utilizada para aquecer a solução binária de refrigerante e absorvente que deixará o absorvedor. Com a presença do trocador ainda teremos a mesma capacidade de refrigeração, mas com um gasto energético menor, devido a energia reaproveitada no trocador.

6 DIMENSIONAMENTO DO COLETOR SOLAR

Para que o ciclo de refrigeração por absorção de vapor, proposto no presente estudo, seja viável faz-se necessário a determinação da área do coletor solar e, para tal deve-se conhecer a média da irradiação solar diária que o município de Rio Verde – GO recebe. Esse dado foi coletado de duas formas distintas, sendo uma por coleta de dados meteorológicos pelo Cresesb – Centro de Referência para Energia Solar e Eólica Sérgio Brito (agência que faz parte do Ministério de Minas e Energia do Governo Federal), descritos na Tab. 13. Estes dados se referem ao ano de 2016 e consideram que Rio Verde – GO possui de 5 a 6 horas de irradiação solar.

Tabela 13 – Irradiação solar diária (média mensal) de Rio Verde - GO

IRRADIAÇÃO SOLAR DIÁRIA MÉDIA MENSAL [kWh/m².dia] DE RIO VERDE – GO

| JAN | Fev | Mar | Abr | Mai | Jun | Jul | Ago | Set | Out | Nov | Dez | Média |
|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-------|
| 5,86 | 5,14 | 5,33 | 4,64 | 4,39 | 4,22 | 4,97 | 5,19 | 4,75 | 5,33 | 5,08 | 5,17 | 5,01 |

Fonte: Cresesb (2017).

Em seguida, estes dados foram confrontados com os dados coletados na estação meteorológica da Unirv – Universidade de Rio Verde – GO, sendo possível verificar a semelhança e veracidade dos dados obtidos (repetitividade). Portanto, tem-se em Rio Verde – GO, uma média de 5,01 [kWh/m².dia] de irradiação solar em média por mês, resultando em 835 [W/m²] se considerarmos 6 horas de irradiação diária. Com isso pode-se ter uma ideia da área que o coletor solar deve possuir.

Se utilizarmos um coletor solar de uma marca A, que possui uma placa absorvedora acoplada a uma serpentina de cobre e aleta em alumínio extrudado, a eficiência é de 0,79 (quando colocado em uma inclinação de 22° para o norte, considerando a localização do município de Rio Verde – GO, segundo Vanzella, et al. (2014).

Logo, para que possamos gerar 100 kW com o coletor da marca A, em Rio Verde – GO é necessário saber qual será área de coletores solares utilizadas, através da equação (6.1) temos:

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c \cdot I} \quad (6.1)$$

$$0,791 = \frac{100\,000}{A_c \cdot 0,835} \quad (6.2)$$

$$A_c \cong 151 \text{ m}^2 \quad (6.3)$$

O que nos dá uma área de 151 m², como os coletores da marca A, possuem uma largura de 1,0 m por 2,0 m de comprimento e uma espessura de 85 mm, seriam necessários 76 coletores para cobrir esta área.

Analisando os coletores solares da marca B, com eficiência de 0,837 e uma área bruta de 2,610 m² e uma área de absorção de 2,350 m², considerando a potência de 100 kW, a mesma usada como comparação nos coletores de marca A, a área necessária para cobrir com coletores solares seria dado pela equação (6.1) como nos mostra:

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c \cdot I} \quad (6.1)$$

$$0,837 = \frac{100}{A_c \cdot 0,835} \quad (6.4)$$

$$A_c \cong 144 \text{ m}^2 \quad (6.5)$$

Portanto os coletores solares da marca B são mais eficientes e viáveis para serem utilizados como fonte de energia alternativa para o gerador em um ciclo de refrigeração por absorção brometo de lítio-água, em comparação ao coletor solar do tipo A. A Tabela 14 mostra o tamanho da área e a quantidade de coletores solares necessária, para que seja possível utilizar o ciclo de refrigeração por absorção de vapor simulado no presente estudo. O comparativo é feito com as taxas obtidas pelos geradores, nos sistemas de refrigeração por absorção de vapor simulados com e sem trocador de calor e com os dois tipos de coletores A e B.

Tabela 14 – Dimensionamento e comparativo dos coletores solares A e B

| | Taxa de transferência de calor [kW] | Coletor tipo A | | Coletor tipo B | |
|---|-------------------------------------|-----------------------------------|-----------------|-----------------------------------|-----------------|
| | | Área necessária [m ²] | Nº de coletores | Área necessária [m ²] | Nº de coletores |
| Ciclo de refrigeração sem trocador de calor | 512,7 | ~775 | 388 | ~739 | 315 |
| Ciclo de refrigeração sem trocador de calor | 470,7 | ~711 | 356 | ~678 | 289 |

Fonte: Próprio autor.

Com os coletores fotovoltaicos da marca A, para manter um gasto mensal de uma potência de 100 kW durante 20 dias letivos por mês, resultará em 2000 kWh mensais, energia esta que necessita de uma área de 125,31 metros quadrados e um total de 60 placas. Como o valor de cada placa sai em torno de R\$ 2.500,00, o custo estimado de todo o sistema fotovoltaico será de R\$ 150.000,00. Se considerarmos o preço do kWh na nossa região de R\$ 0,64937 (Fonte: Celg – Centrais Elétricas de Goiás, valor este já com os encargos tributários do estado) será uma economia de R\$ 1.298,00 por mês, correspondendo a um investimento pago em 9 anos.

7 CONCLUSÕES

Com este trabalho, percebe-se que os sistemas de refrigeração fazem parte do dia-a-dia seja por meio do conforto térmico de ambientes, conservação dos alimentos, na fabricação de remédios, na produção e transporte de alimentos e bebidas, no setor automotivo, entre outros. Para o setor industrial e comercial, e também para o consumidor residencial, o consumo de energia elétrica tem um impacto considerável no orçamento. Nas universidades onde o gasto com refrigeração é altíssimo, se fez necessário um estudo sobre uma nova fonte de energia renovável, adotando a energia solar como fonte alternativa. Foi escolhido o ciclo de refrigeração por absorção, pois operam com um baixo consumo energético e possibilitam o uso de fontes de energia renováveis. Além disso, usualmente utilizam pares absorvente-refrigerantes que não degradam a camada de ozônio. Já os ciclos de refrigeração por compressor de vapor representam um custo alto economicamente em todos os setores aplicados e, analisando a questão ambiental, uma saída vantajosa é o uso combinado de refrigeração por absorção e energia solar. Destaca-se que a aplicação do processo de conversão de energia solar em energia elétrica ou térmica já vem acontecendo, por meio de painéis fotovoltaicos e coletores solares.

O uso da energia solar em ciclos de refrigeração por absorção pode levar à redução do consumo de energia e emissão de dióxido de carbono, mantendo o mesmo nível de conforto térmico oferecido pelos ciclos de refrigeração por compressão.

Nessa dissertação apresentam-se simulações dos ciclos de refrigeração por absorção a vapor feitas por meio do *software EES*, desprezando as perdas térmicas, as variações de pressões dentro dos componentes do ciclo, bem como as perdas de energia do par refrigerante/absorvedor que podem ocorrer devido aos atritos nas tubulações. O objetivo do estudo foi equacionar e analisar a viabilidade do uso do ciclo de refrigeração por absorção para o condicionamento de um ambiente, mais precisamente de salas de aulas de dimensões de, em média, 7 metros de largura por 9 metros de comprimento, totalizando uma área de 63 metros quadrados, construídas em pavilhões que possuem em média de 20 salas de aulas. Para refrigerar esse conglomerado de salas foi utilizada a energia solar como fonte alternativa ao gerador e o par brometo de lítio – água, no município de Rio Verde – GO, com latitude de 17°47'S e 50°58'N.

Foi apresentada uma simulação para o cálculo das taxas de transferência de calor de um sistema de refrigeração por absorção de vapor para o par brometo de lítio - água, sem trocador de calor e com trocador de calor para avaliar o COP entre os dois tipos de ciclo. Assumindo a temperatura do evaporador de 12° C e a temperatura de saída do gerador de 100° C, foi obtido um coeficiente de performance COP de 0,735 e taxa de transferência de calor do gerador de 512,7 kW para o caso sem trocador de calor. Inserindo um trocador de calor no sistema de absorção e repetindo os dados da simulação anterior, admitindo o valor de 61 °C para a temperatura de entrada da solução binária no gerador, o coeficiente de performance aumentou para 0,8005 sendo a taxa de transferência de calor do gerador de 470,7 kW. Esta diminuição é devido à solução entrar pré-aquecida no gerador, confirmando que a presença do trocador de calor melhora a eficiência do ciclo. O aumento do COP entre o ciclo com trocador de calor e o ciclo sem trocador de calor em termos percentuais foi de aproximadamente 9% e a queda do fluxo de calor necessária para o gerador com trocador em relação ao ciclo sem o trocador de calor em termos percentuais foi de aproximadamente 8%.

Na dissertação foram analisados dois tipos de coletores solares e todas as suas aplicações para a transformação da energia térmica solar em refrigeração, dimensionando-se dois tipos de coletores distintos. Verificou-se que, para 100 kW (valor aleatório usado apenas para comparação de estudo e análise de viabilidade) seria necessária uma área entre 140 m² até 155 m², o que corresponde a aproximadamente 12% da área ocupada das 20 salas de aula de 63 m². Como na região estudada predomina o clima tropical e esta recebe diariamente de 5 a seis 6 horas de irradiação solar, torna-se viável a adaptação e construção dessa rede de painéis solares para que seja convertido a energia solar em energia térmica e esta, por sua vez, fonte de energia renovável para o gerador do ciclo de refrigeração por absorção de vapor.

Outra análise realizada utilizou painéis fotovoltaicos para converter a energia solar em energia elétrica e esta, por sua vez, seria a fonte de energia para ativar o gerador do ciclo de refrigeração por absorção. Porém, o custo de painéis fotovoltaicos ainda é elevado e a relação de custo-benefício não seria satisfeita, já para que para obter uma placa de 255 W seria necessário um gasto superior a R\$ 2.500,00 e, em uma conversão direta para obter 100 kW usando painéis fotovoltaicos durante 20 dias letivos, seria ultrapassada a marca dos R\$ 150.000,00 investido. Nota-se que

consideramos, em média, que cada mês possui 20 dias letivos e que o condicionamento do ambiente seria feito apenas no horário diurno, horário em que a região recebe a maior quantidade de irradiação solar. Caso contrário, seriam necessários mais coletores para que fosse possível armazenar energia para ser utilizada no período noturno, aumentando os gastos e inviabilizando a utilização de painéis fotovoltaicos para a refrigeração de ambientes de grande porte. Desta forma, a melhor saída ainda é o estudo e otimização dos coletores solares.

7.1 Sugestões para trabalhos futuros

Algumas propostas de trabalhos e pesquisas futuras baseadas na presente dissertação:

- Análise e otimização de um ciclo por absorção de vapor real, usando dados de simulação energética de nossa região;
- Construção de um protótipo experimental de refrigeração por absorção de vapor em Rio Verde – GO, em proporções menores utilizando a energia solar como fonte alternativa;
- Após a análise do pequeno protótipo, verificar a viabilidade do condicionamento térmico de uma sala real, levando em consideração suas dimensões e o número de pessoas no ambiente.

REFERÊNCIAS

- ABREU, A. F. **Sistema de refrigeração por absorção intermitente: concepção, dimensionamento, construção, ensaio e considerações econômica.** 1999. 199 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade de São Paulo, São Paulo, 1999.
- CORDEIRO, M. C. L. **Estudo termodinâmico e avaliação do protótipo 01 do sistema de refrigeração por absorção com o par Água-Brometo de Lítio da Recogás.** 2012. 146 f. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, 2012.
- CARDOSO, G. N. **Modelagem e simulação numérica de um sistema de refrigeração por absorção utilizando o par H₂O-LiBr.** 2012. 56 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Guaratinguetá, São Paulo, 2012.
- CENTRO DE REFERÊNCIA PARA ENERGIA SOLAR E EÓLICA SÉRGIO BRITO - CRESESB. Site. Rio de Janeiro, 2017. Disponível em: <<http://www.cresesb.cepel.br/index.php#data>>. Acesso em: 8 mar. 2017.
- DEVAULT, R.; MARSALA, J. Ammonia-water triple-effect absorption cycle. **ASHRAE Transactions**, Atlanta, v. 96, n. 1, p. 676-682, 1990.
- EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA - EPE. Site. Disponível em: <<https://ben.epe.gov.br/default.aspx?anoColeta=2015>>. Acesso em: 12 jun. 2016.
- FONSECA JR, J. de A. **Metodologia experimental para estudo da transferência de calor e massa no processo de absorção do vapor d'água por filmes verticais descendentes de água-brometo de lítio.** 2013. 239 f. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Tecnologia, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 2013.
- INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa.** 5. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2002.
- KALOGIROU, S. A. **Solar energy engineering: processes and systems.** San Diego: Academic, 2009.
- GRAMIGNIA, L. **Modelagem e avaliação de um sistema de refrigeração por absorção para residências e instalações de pequeno porte.** 2013. 74 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2013.
- MAGAZONI, F. C. **Análise dinâmica de um chiller de absorção de brometo de lítio-água em processo de resfriamento de dorna de fermentação alcoólica.** 2011. 130 f. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Santa Catarina, 2011.

MARQUES, J. C. B. **Análise de um desempenho de um refrigerador de pequeno porte com drop in de refrigerantes hidrocarbonetos.** 2010. 125 f. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, 2010.

MARTINELLI JÚNIOR, L. C. **Sistema de ar condicionado por absorção para ônibus.** 2008. 195 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2008.

MENDONÇA, A. L. Z. L. G. **Ar condicionado solar: modelagem e simulação.** 2010. 133 f. Trabalho de Formatura (Graduação em Engenharia Mecânica) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2010.

MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE - MMA. **Fundo multilateral libera R\$ 4,3 mi para proteger a camada de ozônio.** Brasília, DF, 2016. Disponível em: <<http://www.mma.gov.br/informma/item/10130-fundo-multilateral-libera-r-4,3-mi-para-proteger-a-camada-de-oz%C3%B4nio>>. Acesso em: 28 jun. 2016.

MOREIRA, H. B. C. **Avaliação energética do ciclo de refrigeração por absorção utilizando biogás de aterros sanitários e gás natural.** 2007. 109 f. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Bauru, São Paulo, 2007.

NASCIMENTO, N. dos R. **Análise termodinâmica e otimização de um sistema de refrigeração por absorção para conservação de alimentos.** 2011. 85 f. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Engenharia Química, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2011.

OLIVEIRA, J. A. **Análise de um sistema de condicionamento de ar pelo ciclo de adsorção utilizando energia solar.** 2015. 87 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Edificações e Ambiental) - Faculdade de Arquitetura, Engenharia e Tecnologia, Universidade Federal de Mato Grosso, Cuiabá, 2015.

OLIVEIRA, D. W.; GONDIM, G. V.; MIRANDA, A. de A. R. **A eficiência energética do sistema solar fotovoltaico: instalação de um painel solar em residência.** 2010. Disponível em: <<http://www.unirv.edu.br/conteudos/fckfiles/files/A%20EFICIENCIA%20ENERGETICA%20DO%20SISTEMA%20SOLAR%20FOTOVOLTAICO%20INSTALACAO%20DE%20UM%20PAINEL%20SOLAR%20EM%20RESIDENCIA.pdf>>. Acesso em: 8 fev. 2017.

ORTIGOSA, A. S. P. **Modelagem, simulação e otimização de um ciclo comercial de produção de água gelada por absorção de amônia.** 2007. 78 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2007.

PRATA, J. E. **Modelagem de um absorvedor de filme líquido descendente para ciclo de refrigeração por absorção de amônia-água.** 2012. 125 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2012.

QUEIROZ, D. F. **Avaliação teórica: experimental de um sistema de refrigeração por absorção acoplado a uma unidade de microcogeração.** 2013. 141 f. Centro de Tecnologia, Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, 2013.

ROSA, A. **Projecto e dimensionamento de um protótipo de uma instalação de fabrico de gelo com energia solar.** 2012. 167 f. Dissertação (Mestrado em Energia) - Escola Superior de Tecnologia do Instituto Politécnico de Setúbal Instituto Politécnico de Setúbal, Setúbal, 2012.

SANTOS, Í. P. dos. **Integração de painéis solares fotovoltaicos em edificações residenciais e sua contribuição em um alimentador de energia de zona urbana mista.** 2009. 126 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2009.

SEGUEL, J. I. L. **Projeto de um sistema fotovoltaico autônomo de suprimento de energia usando técnica MPPT e controle digital.** 2009. 222 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica da Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2009.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeração e ar condicionado.** São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985.

VANZELLA, E.; SATO, M.; CABRAL, A. C.; SIQUEIRA, J. A. C.; ANDRADE, M. G.; RIZATO, M. Dimensionamento de coletor solar residencial no município de Palotina, PR. **Cultivando o Saber**, Cascavel, v. 7, n. 1, p. 8, 2014.

ZAVALETA AGUIAR, E. W. Z. **Estudo experimental de um destilador por filme descendente para um ciclo de refrigeração por absorção de amônia-água em banco de tubos horizontais.** 2015. 197 f. Tese (Doutorado em Energia) - Universidade de São Paulo, São Paulo, 2015.

ANEXO A – Simulação pelo EES do ciclo de refrigeração por absorção sem trocador de calor

"Dados da Saída do Gerador ponto 1"

$T1 = 100$ [°C]
 $P1 = 7,38$ [kPa]
 $m1 = 0,16$ [kg/s]
 $h1 = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; T=T1; P=P1)$

"Dados da saída do condensador ponto 2"

$T2 = 40$ [°C]
 $P2 = P_{\text{sat}}(\text{Steam_IAPWS}; T=T2)$
 $h2 = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; T=T2; P=P2)$
 $m2 = 0,16$ [kg/s]

"Saída da Valvula de expanssão ponto 3"

$T3 = 12$ [°C]
 $P3 = 1,40$ [kPa]
 $m3 = 0,16$ [kg/s]
 $h3 = h2$ "processo isoentalpico"

" Saída do evaporador no ponto 4"

$T4 = 12$ [°C]
 $P4 = P3$
 $m4 = 0,16$ [kg/s]
 $h4 = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T4; P=P4)$

"Saída do absorvedor ponto 5"

$T5 = 30$ [°C]
 $P5 = P4$
 $m_{\text{total}} = 0,6$ [kg/s]
 $m5 = m_{\text{total}}$
 $x5 = x_{\text{LiBrH2O}}(T5; P5)$
 $h5 = h_{\text{LiBrH2O}}(T5; x5)$

"Saída da bomba ponto 6"

$T6 = T5$
 $P6 = P1$
 $m6 = m_{\text{total}}$
 $h6 = h5$

"Valvula redutora de pressão na saída do gerador ponto 7"

$T7 = T1$
 $P7 = P1$
 $m7 = 0,44$ [kg/s]
 $x7 = x_{\text{LiBrH2O}}(T7; P7)$
 $h7 = h_{\text{LiBrH2O}}(T7; x7)$

"Saída da valvula redutora de pressão ponto 8"

$P8 = P3$
 $m8 = m7$

$$h_8 = h_7$$

"Calculo do fluxo de calor do gerador"

$$Q_{\text{gerador}} + m_6 \cdot h_6 = m_1 \cdot h_1 + m_7 \cdot h_7$$

"Calculo do fluxo de calor do condensador"

$$Q_{\text{condensador}} + m_2 \cdot h_2 = m_1 \cdot h_1$$

"Calculo do fluxo de calor do evaporador"

$$Q_{\text{evaporador}} + m_3 \cdot h_3 = m_4 \cdot h_4$$

"Calculo do fluxo de calor do absorvedor"

$$Q_{\text{absorvedor}} + m_5 \cdot h_5 = m_4 \cdot h_4 + m_8 \cdot h_8$$

"Calculo do coeficiente de performance COP"

$$\text{COP} = Q_{\text{evaporador}} / Q_{\text{gerador}}$$

ANEXO B – Simulação pelo EES do ciclo de refrigeração por absorção com trocador de calor

"Vapor superaquecido de água saindo do gerador ponto 1"

T1 = 100 [°C]
 P1 = 7,38 [kPa]
 m1 = 0,16
 h1 = Enthalpy(Steam;T=T1;P=P1)

"Saída do condensador água ponto 2"

T2 = 40 [°C]
 P2 = P_sat(Steam_IAPWS;T=T2)
 h2 = Enthalpy(Steam;T=T2;P=P2)
 m2 = m1

"Saída da válvula redutora de pressão ponto 3"

T3 = 12 [°C]
 P3 = 1,40 [kPa]
 m3 = m1
 h3 = h2

"Saída do evaporador ponto 4"

T4 = 12 [°C]
 P4 = P3
 m4 = m3
 h4 = Enthalpy(Water;T=T4;P=P4)

"Saída do absorvedor ponto 5"

T5 = 30 [°C]
 P5 = P4
 m5 = 0,6 [kg/s]
 x5 = x_LiBrH2O(T5;P5)
 h5 = h_LiBrH2O(T5;x5)

"Saída da bomba de expansão ponto 6"

T6 = 30 [°C]
 P6 = P1
 m6 = m5
 h6 = h5

"Saída do trocador de calor ponto 7"

T7 = 61 [°C]
 P7 = P1
 m7 = m6
 x7 = x_LiBrH2O(T7;P7)
 h7 = h_LiBrH2O(T7;x7)

"Ponto 8 saída do absorvente do gerador"

T8 = 100 [°C]
 P8 = P1
 m8 = 0,44
 x8 = x_LiBrH2O(T8;P8)
 h8 = h_LiBrH2O(T8;x8)

"Ponto 9 saída do trocador de calor em direção a válvula redutora"

T9 = 62 [°C]
 P9 = P1
 m9 = m8
 x9 = x_LiBrH2O(T9;P9)

$$h_9 = h_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T_9; x_9)$$

"Ponto 10 saída da válvula redutora de pressão indo para o absorvedor"

$$T_{10} = T_9$$

$$P_{10} = P_3$$

$$m_{10} = m_9$$

$$h_{10} = h_9$$

"cálculo do fluxo de calor do gerador"

$$Q_{\text{gerador}} + m_7 \cdot h_7 = m_1 \cdot h_1 + m_8 \cdot h_8$$

"Cálculo do fluxo de calor do condensador"

$$Q_{\text{condensador}} + m_2 \cdot h_2 = m_1 \cdot h_1$$

"Cálculo do fluxo de calor do evaporador"

$$Q_{\text{evaporador}} + m_3 \cdot h_3 = m_4 \cdot h_4$$

"Cálculo do fluxo de calor do absorvedor"

$$Q_{\text{absorvedor}} + m_5 \cdot h_5 = m_4 \cdot h_4 + m_{10} \cdot h_{10}$$

"Cálculo do COP"

$$\text{COP} = Q_{\text{evaporador}} / Q_{\text{gerador}}$$

ANEXO C – Esquema de resultados do software EES para um ciclo de refrigeração sem trocador de calor

The screenshot shows the 'Solution' window of the EES software. The window title is 'EES Solution' and it has a 'Main' tab selected. The unit settings are 'SI C kPa kJ mass deg'. The results are displayed in a grid format with various parameters and their values and units. Some units are shown in purple, indicating they were suggested by EES. At the bottom, there is a green message stating 'No unit problems were detected.' and a purple message stating 'EES suggested units (shown in purple) for h1 h3 h4 h5 h6 h8 .'. The parameters and their values are as follows:

| Parameter | Value | Unit |
|--------------------------|--------|---------|
| COP | 0,735 | |
| h1 | 2687 | [kJ/kg] |
| h2 | 167,5 | [kJ/kg] |
| h3 | 167,5 | [kJ/kg] |
| h4 | 2523 | [kJ/kg] |
| h5 | 59,09 | [kJ/kg] |
| h6 | 59,09 | [kJ/kg] |
| h7 | 268,6 | [kJ/kg] |
| h8 | 268,6 | [kJ/kg] |
| m1 | 0,16 | [kg/s] |
| m2 | 0,16 | [kg/s] |
| m3 | 0,16 | [kg/s] |
| m4 | 0,16 | [kg/s] |
| m5 | 0,6 | [kg/s] |
| m6 | 0,6 | [kg/s] |
| m7 | 0,44 | [kg/s] |
| m8 | 0,44 | [kg/s] |
| m _{total} | 0,6 | [kg/s] |
| P1 | 7,38 | [kPa] |
| P2 | 7,385 | [kPa] |
| P3 | 1,4 | [kPa] |
| P4 | 1,4 | [kPa] |
| P5 | 1,4 | [kPa] |
| P6 | 7,38 | [kPa] |
| P7 | 7,38 | [kPa] |
| P8 | 1,4 | [kPa] |
| Q _{absorvedor} | 486,4 | [kJ/s] |
| Q _{condensador} | 403,2 | [kJ/s] |
| Q _{evaporador} | 376,9 | [kJ/s] |
| Q _{gerador} | 512,7 | [kJ/s] |
| T1 | 100 | [°C] |
| T2 | 40 | [°C] |
| T3 | 12 | [°C] |
| T4 | 12 | [°C] |
| T5 | 30 | [°C] |
| T6 | 30 | [C] |
| T7 | 100 | [C] |
| x5 | 0,4761 | |
| x7 | 0,6653 | |

No unit problems were detected.
EES suggested units (shown in purple) for h1 h3 h4 h5 h6 h8 .

ANEXO D - Esquema de resultados do software EES para um ciclo de refrigeração com trocador de calor

EES Solution

Main

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

| | | | |
|---|--|-------------------------------------|--|
| COP = 0,8005 | h1 = 2687 [kJ/kg] | h10 = 131,2 [kJ/kg] | h2 = 167,5 [kJ/kg] |
| h3 = 167,5 [kJ/kg] | h4 = 2523 [kJ/kg] | h5 = 59,09 [kJ/kg] | h6 = 59,09 [kJ/kg] |
| h7 = 129,1 [kJ/kg] | h8 = 268,6 [kJ/kg] | h9 = 131,2 [kJ/kg] | m1 = 0,16 [kg/s] |
| m10 = 0,44 | m2 = 0,16 [kg/s] | m3 = 0,16 [kg/s] | m4 = 0,16 [kg/s] |
| m5 = 0,6 [kg/s] | m6 = 0,6 [kg/s] | m7 = 0,6 [kg/s] | m8 = 0,44 |
| m9 = 0,44 | P1 = 7,38 [kPa] | P10 = 1,4 [kPa] | P2 = 7,385 [kPa] |
| P3 = 1,4 [kPa] | P4 = 1,4 [kPa] | P5 = 1,4 [kPa] | P6 = 7,38 [kPa] |
| P7 = 7,38 [kPa] | P8 = 7,38 [kPa] | P9 = 7,38 [kPa] | Q _{absorvedor} = 425,9 [kJ/s] |
| Q _{condensador} = 403,2 [kJ/s] | Q _{evaporador} = 376,8 [kJ/s] | Q _{gerador} = 470,7 [kJ/s] | T1 = 100 [°C] |
| T10 = 62 [°C] | T2 = 40 [°C] | T3 = 12 [°C] | T4 = 12 [°C] |
| T5 = 30 [°C] | T6 = 30 [°C] | T7 = 61 [°C] | T8 = 100 [°C] |
| T9 = 62 [°C] | x5 = 0,4761 | x7 = 0,4748 | x8 = 0,6653 |
| x9 = 0,4814 | | | |