



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO  
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**MARCOS AURÉLIO OLIVEIRA CAAETÊ CHACON**

**VIABILIDADE TÉCNICA DO USO DE COLETORES SOLARES PARA  
ALIMENTAÇÃO DE UM *CHILLER* DE ABSORÇÃO DE 10TR**

Recife  
2019

MARCOS AURÉLIO OLIVEIRA CAAETÊ CHACON

**VIABILIDADE TÉCNICA DO USO DE COLETORES SOLARES PARA  
ALIMENTAÇÃO DE UM *CHILLER* DE ABSORÇÃO DE 10TR**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco como requisito básico à obtenção do Grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

**Orientador:** Prof. Marcus Costa de Araújo

Recife  
2019

Catálogo na fonte  
Bibliotecário Gabriel da Luz, CRB-4 / 2222

C431v Chacon, Marcos Aurélio Oliveira Caaeté.  
Viabilidade técnica do uso de coletores solares para alimentação de um chiller de absorção de 10TR / Marcos Aurélio Oliveira Caaeté Chacon – Recife, 2019.  
92f., figs.

Orientador: Prof. Dr. Marcus Costa de Araújo.  
TCC (Graduação) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG.  
Departamento de Engenharia Mecânica, 2019.  
Inclui Referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. *Chiller*. 3. Refrigeração solar. 4. Coletor solar. 5. Energia renovável. I. Araújo, Marcus Costa de (Orientador). II. Título.

UFPE

621 CDD (22. ed.)

BCTG/2019 - 297

MARCOS AURÉLIO OLIVEIRA CAAETÊ CHACON

**VIABILIDADE TÉCNICA DO USO DE COLETORES SOLARES PARA  
ALIMENTAÇÃO DE UM *CHILLER* DE ABSORÇÃO DE 10TR**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica do Centro de Tecnologia e Geociências da Universidade Federal de Pernambuco, como requisito parcial para a obtenção do grau de bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovada em: 04/07/2019.

**BANCA EXAMINADORA**

---

Dr. Marcus Costa de Araújo (Orientador)  
Universidade Federal de Pernambuco

---

Dr. José Carlos Charamba Dutra  
Universidade Federal de Pernambuco

---

Dr. Alvaro Antonio Ochoa Villa  
Instituto Federal de Pernambuco

## RESUMO

O presente trabalho propõe o estudo de um sistema integrado de refrigeração solar, composto por um *chiller* de absorção com potência nominal de 10TR e um conjunto de coletores solares dimensionados para o caso em estudo. O modelo do *chiller* é o WFC-SC10, de fabricação da YAZAKI, que possui o par brometo de lítio – água como solução de trabalho. O conjunto de coletores foi dimensionado estimando uma carga térmica diária a ser atendida através dos valores de potência consumida pelo equipamento. Os dados solarimétricos foram obtidos em plataforma online e a eficiência estimada pelo tipo de coletor. O coletor escolhido foi do tipo tubos evacuados, por melhor atender a faixa de temperatura em que se encontra a carga térmica, de 70 a 95°C. O modelo foi dimensionado para atender cerca de 70% do consumo diário do *chiller* para um funcionamento ininterrupto de 6h. O coletor selecionado foi um U 1521 da Linuo Ritter. Uma área efetiva de 79,8 m<sup>2</sup> de absorção foi calculado para este modelo. O método de resolução do problema consistiu na solução de equações termodinâmicas através do uso de *software* EES (*Engineering Equation Solver*). O modelo do *chiller* obteve erros inferiores a 3,5% no resultado das análises energéticas em relação aos valores nominais, comprovando a eficácia do método. No caso dos coletores, foi considerado um modelo simplificado do cálculo da eficiência dos mesmos, baseado em 3 parâmetros, envolvendo o fator de remoção, o coeficiente global de troca de calor e o coeficiente do modificador do ângulo de incidência, no qual impera a linearidade da eficiência em função da diferença de temperatura entre o fluido de entrada e o ambiente. Aspectos geográficos são discutidos e opta-se por instalar o conjunto a uma inclinação de 8 graus em relação a horizontal, com a face virada para o norte geográfico. Também foi modelado o tanque de armazenamento de água quente, obedecendo a capacidade de 300L do equipamento já instalado no COGENCASA. Observou-se que a temperatura do tanque é determinante para o comportamento do sistema, e foram traçados gráficos para condições diferentes de incidência dos raios solares e valores de irradiação. Também foi calculada a energia de ativação do sistema no valor de 55,519 MJ. Para condições de 800 W/m<sup>2</sup> ao meio dia, a temperatura de equilíbrio do sistema é de 79,35°C. São feitas as observações do porque essa temperatura pode ser um indicativo do funcionamento do sistema quanto ao seu gasto energético, embora na prática seja improvável que o sistema estabilize nela. Foram feitas considerações sobre a função de *buffer* térmico do tanque e sua influência no tempo de carga e descarga térmica do sistema. Foi estimado que para uma irradiação superior a 600 W/m<sup>2</sup>, o sistema se equilibra a uma temperatura acima da temperatura mínima de uso, o que em Recife ocorre no horário das 10h às 14h, compreendendo boa parte do período da carga estimada imposta pelo gerador. As considerações finais englobam sugestões de mudanças no esquema do sistema baseado nas dificuldades encontradas.

Palavras-chave: *Chiller*. Refrigeração solar. Coletor solar. Energia renovável.

## ABSTRACT

The present work is the study of an integrated solar cooling system, composed by an absorption chiller with nominal power of 10TR and a set of solar collectors sized for the case under study. The chiller model is YAZAKI's WFC-SC10, which has lithium-water bromide as the working solution. The set of collectors was designed estimating a thermal load over a period of time based on the power consumption of the equipment. The solar data were acquired on online platform and the efficiency estimated by means of the collector's type. The selected collector was an evacuated tube type, for better attending the thermal load at 70°C to 95°C. The model was designed to attend approximately 70% of the daily consumption of the refrigerator for an uninterrupted operation of 6h. The selected collector was a U 1521 from Linuo Ritter. An absorption area of 79.8 m<sup>2</sup> was used for this model. The problem solving method consists on the solution of thermodynamic equations through the use of Engineering Equation Solver (EES) software. The model of the chiller resulted in an error inferior to 3.5% in the index of energy responses against the nominal values, proving the effectiveness of the method. In collector's case, a simplified model of their efficiency was considered, based on 3 parameters, involving the removal factor, the global coefficient of heat exchange and the coefficient modifier of incidence angle, in which the linearity of efficiency reigns as a function of the temperature difference between the inlet fluid and the ambient. Geographic aspects are discussed and it is opted to install the set of collectors with an inclination of 8 degrees with respect to the horizontal, facing the geographic north. The hot water storage tank also was modeled, obeying the capacity of 300L of the already installed equipment in COGENCASA. Note that the tank temperature is determinant for the behavior of the system, and the graphical traces for the different sources of radiation of the solar rays and irradiation values. A system activation energy of 55,519 MJ was also calculated. For conditions of 800 W/m<sup>2</sup> irradiation at noon, the equilibrium temperature of the system is 79.35 °C. The equilibrium temperature can be used as an indicator of how the system spends energy, although the system is unlikely to stabilize. Considerations were made about the thermal buffer function of the tank and its influence on the system's charge and discharge period. For an irradiation superior to 600 W/m<sup>2</sup>, the system balances in a temperature above the minimum temperature requirement, which happens from 10:00 am to 2:00 pm in Recife. As a final discussion, there are some change suggestion to the system model based on the found difficulties.

Keywords: Absorption chiller. Solar cooling. Solar collector. Renewable energy.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Evolução da Estrutura da Oferta Interna de Energia .....	10
Figura 2 - Esquema de ciclo de absorção de simples efeito .....	13
Figura 3 - Combinação de dois ciclos Rankine (a, reverso; b, potência a vapor) .....	14
Figura 4 - Chiller de absorção de simples efeito com trocadores de calor.....	15
Figura 5 - Esquema do hardware de um chiller de absorção de simples efeito com o par água/brometo de lítio .....	18
Figura 6 - Diagrama de fases da solução aquosa de BrLi .....	20
Figura 7 - Esquema em Corte de um Coletor de Placa Plana.....	24
Figura 8 - Esquema de um Coletor de Tubo Evacuado.....	25
Figura 9 - Esquema de um Coletor Parabólico Composto .....	26
Figura 10 - Diagrama esquemático de um chiller de absorção de simples efeito movido à energia solar.....	27
Figura 11 - Diagrama esquemático do sistema integrado de chiller e armazenamento por absorção .....	31
Figura 12 - Ilustração esquemática do <i>chiller</i> de absorção instalado no COGENCASA.....	34
Figura 13 - Esquema de um absorvedor .....	36
Figura 14 - Esquema de um gerador.....	37
Figura 15 - Esquema de um condensador.....	38
Figura 16 - Esquema de um evaporador.....	40
Figura 17 - Esquema do trocador de Calor da solução.....	41
Figura 18 - Representação esquemática da válvula de expansão da solução de BrLi.....	42
Figura 19 - Esquema da válvula de expansão do refrigerante.....	43
Figura 20 - Representação esquemática da bomba da solução de BrLi .....	44
Figura 21 - Gráfico do COP e frio pela temperatura de entrada do <i>chiller</i> .....	47
Figura 22 - Componentes do ângulo de incidência sobre um tubo evacuado de um coletor solar.....	52
Figura 23 - Eficiência de um coletor de placa plana em diferentes condições de teste.....	54
Figura 24 - Eficiência média de diversos tipos de coletores de fluido líquido.....	55
Figura 25 - Eficiência do coletor para valores de irradiação de 400 W/m <sup>2</sup> , 600 W/m <sup>2</sup> e 800 W/m <sup>2</sup> .....	57

Figura 26 - Irradiação média anual em Recife .....	59
Figura 27 - Arrumação em (a) série-paralelo e (b) paralelo-série .....	61
Figura 28 - Esquema do tanque de armazenamento de água quente .....	62
Figura 29 - Esquema do sistema integrado de refrigeração solar .....	67
Figura 30 - Fluxograma para resolução do problema dinâmico .....	71
Figura 31 - Variação da temperatura de equilíbrio do sistema em relação ao dia do ano ....	74
Figura 32 - Eficiência do coletor para diferentes horários. ....	75
Figura 33 - Estados de Equilíbrio e frio produzido nesse estado às 9h .....	76
Figura 34 - Estados de Equilíbrio e frio produzido nesse estado às 12h .....	76
Figura 35 - Energias acumulada e utilizável em um tanque de armazenamento .....	77
Figura 36 - Pré-aquecimento do fluido até a temperatura de trabalho .....	78
Figura 37 - Variação da Temperatura no Tanque em relação a magnitude da mesma .....	79
Figura 38 - Variação da temperatura sem carga .....	80
Figura 39 - Dependência da potência consumida pelo <i>chiller</i> e da variação da temperatura do tanque com sua magnitude sem funcionamento do coletor .....	81
Figura 40 - Tempo de carga para <i>chiller</i> desligado .....	82
Figura 41 - Tempo de descarga com o <i>chiller</i> ligado .....	82

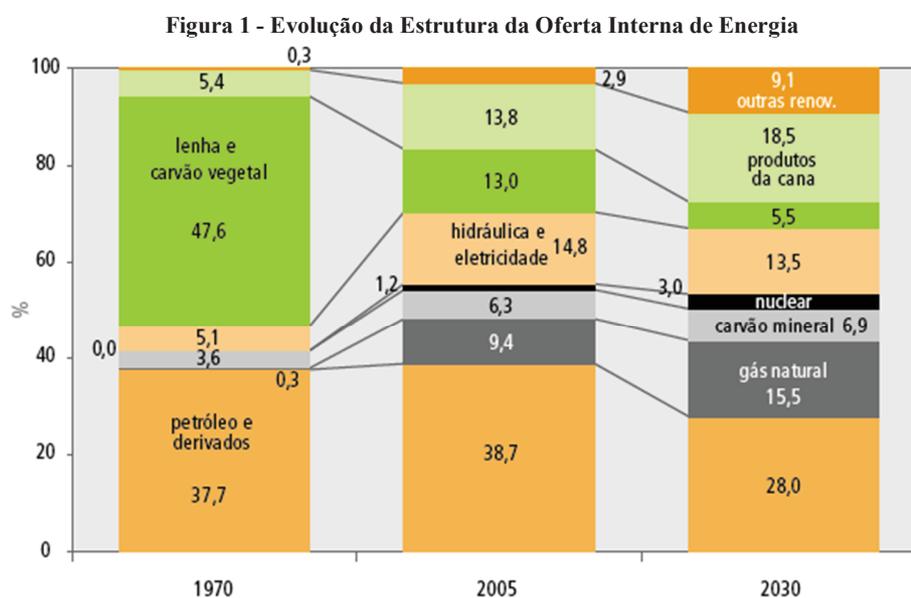
## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	<b>10</b>
1.1	OBJETIVOS .....	12
<b>2</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b> .....	<b>13</b>
2.1	CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO .....	13
2.1.1	<b>Componentes básicos</b> .....	15
2.1.2	<b>Funcionamento</b> .....	16
2.1.3	<b>Chiller de Absorção de Simple Efeito de BrLi – H<sub>2</sub>O</b> .....	17
2.1.4	<b>Vantagens e Desvantagens</b> .....	21
2.2	COLETORES SOLAR .....	22
2.2.1	<b>Coletor de Placas Planas</b> .....	23
2.2.2	<b>Coletor de Tubo Evacuado</b> .....	25
2.2.3	<b>Coletor Parabólico Composto</b> .....	26
2.2.4	<b>Aplicação em Unidades de Refrigeração por Absorção</b> .....	27
2.3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	28
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA</b> .....	<b>33</b>
3.1	MODELAGEM DO <i>CHILLER</i> .....	33
3.1.1	<b>Absorvedor</b> .....	35
3.1.2	<b>Gerador</b> .....	37
3.1.3	<b>Condensador</b> .....	38
3.1.4	<b>Evaporador</b> .....	39
3.1.5	<b>Trocador de Calor da solução</b> .....	41
3.1.6	<b>Válvula de expansão da solução</b> .....	42
3.1.7	<b>Válvula de expansão do refrigerante</b> .....	43
3.1.8	<b>Bomba da solução</b> .....	43
3.1.9	<b>Coefficiente de performance</b> .....	44
3.1.10	<b>Modelagem em EES</b> .....	45
3.1.11	<b>Validação do modelo</b> .....	46
3.2	MODELAGEM DO COLETOR .....	48
3.2.1	<b>Energia útil</b> .....	48
3.2.2	<b>Fator de Remoção</b> .....	50
3.2.3	<b>Modelo com 3 parâmetros</b> .....	50
3.2.4	<b>Eficiência de um coletor</b> .....	53
3.2.5	<b>Escolha do coletor</b> .....	55

3.2.6	Aspectos construtivos do sistema de coletores .....	58
3.2.7	Reservatório de água quente .....	61
3.2.8	Modelagem no EES .....	64
3.3	DADOS SOLARES .....	64
3.3.1	Constante Solar .....	65
3.3.2	Ângulo de incidência .....	65
3.4	SISTEMA INTEGRADO .....	67
3.4.1	Constantes do sistema .....	68
3.4.2	Energia acumulada no sistema.....	68
3.4.3	Fluxograma .....	69
4	<b>RESULTADOS</b> .....	<b>72</b>
4.1	EFEITOS DO DIA DO ANO SOBRE O SISTEMA .....	73
4.2	TEMPERATURAS DE EQUILÍBRIO DO SISTEMA.....	75
4.3	CAPACIDADE TÉRMICA DO TANQUE DE ARMAZENAMENTO .....	77
4.4	VARIAÇÃO DE TEMPERATURA NO TANQUE .....	78
4.5	TEMPO DE CARGA E DESCARGA TÉRMICA.....	81
4.6	DISCUSSÕES .....	83
5	<b>CONCLUSÃO</b> .....	<b>85</b>
5.1	SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS .....	88
	<b>REFERÊNCIAS</b> .....	<b>90</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Desde tempos antigos, ao tratar do avanço da sociedade cultural e tecnologicamente, uma das questões mais discutidas sempre foi o aproveitamento da energia. Civilizações antigas fizeram bom uso do fogo e da roda, aprimoraram ferramentas de corte, construíram moinhos de vento e água, desenvolveram tecnologias das mais diversas, com o intuito de facilitar o trabalho. Mesmo inconscientes do conceito, estavam aprimorando a eficiência de seus meios produtivos com o simples pensamento de economizar esforço e aumentar a produção. Hoje, em tempos modernos, a preocupação não é tão diferente.



Fonte: Ministério de Minas e Energia (2007)

Cientistas, pesquisadores e engenheiros têm estudado formas mais eficientes de aproveitamento de energia, bem como o uso de fontes energéticas alternativas. Com a atual crise dos combustíveis fósseis, a energia renovável tem recebido atenção especial. Com elas, é possível reduzir o consumo das fontes não renováveis, além de diversificar a matriz energética, evitando colapsos diante de crises repentinas. Se forem fontes limpas, ainda possuem a vantagem de não poluir o meio-ambiente. Segundo relatório da Matriz Energética Nacional (2007), a participação da energia renovável na oferta interna de energia nacional

alcançará o patamar de 46,5%, diversificando a matriz até que cinco fontes energéticas representem 84,6% do consumo, revelando esta tendência (Figura 1).

A energia solar é uma dessas fontes renováveis (e limpa) mais estudadas. Embora possua desvantagens visíveis, como a não disponibilidade em boa parte do dia ou a necessidade de grandes áreas para aproveitamento, possui também características desejáveis que a tornam atraente. Primeiro o baixo custo de manutenção, e o fato de ela estar disponível em áreas onde outras fontes de energia podem não estar, como locais onde não há cabos e instalações elétricas. Também não há custos de extração, pois ela é livre. O maior empecilho, entretanto, se encontra no valor do equipamento, ainda muito caro, exigindo um grande tempo de uso para compensar a instalação desses sistemas economicamente (ElektSolar, 2016).

Em se tratando de formas de conversão, há dois tipos de equipamentos mais usados no aproveitamento dessa fonte energética: o painel solar fotovoltaico e o coletor solar. O primeiro é usado para transformação da energia solar em eletricidade. Apesar da versatilidade da energia elétrica, o painel é caro e possui baixa eficiência, chegando atualmente a um máximo de 26,3% (GREEN, EMERY, *et al.*, 2016), podendo não compensar o uso para certas aplicações. Já o coletor solar usa da energia de radiação do sol para produzir energia térmica aquecendo um fluido. Esse equipamento possui uma eficiência maior, podendo chegar a 50% para temperaturas mais elevadas (KALOGIROU, 2004). Daí sua preferência em aplicações compatíveis com o uso de energia térmica.

Se por um lado é importante atentar para a forma da energia e a eficiência de sua extração, por outro também o é a eficiência ou performance do processo em si. Os sistemas de refrigeração, por exemplo, necessitam de potências elevadas para gerar resultados aceitáveis. Há diversas formas de “produzir” frio, cada uma com suas vantagens e desvantagens que devem ser analisadas ao se projetar um sistema.

O ciclo de refrigeração mais comum e conhecido é o de compressão de vapor. Esse ciclo possui alto COP, mas exige um motor, geralmente elétrico ou mecânico, para acionamento do compressor. Do ponto de vista do aproveitamento de fontes alternativas como a solar, o ciclo retira pouca vantagem devido às limitações da conversão em energia elétrica.

Há, entretanto, outro ciclo de refrigeração compatível com o uso de energia térmica: a refrigeração por absorção. Esse ciclo é mais antigo que o por compressão de vapor e possui um COP menor, entre 0,6 e 0,7 para ciclos de simples efeito (HEROLD, RADERMACHER e KLEIN, 2016), mas tem vantagens notáveis. Por serem alimentados com energia térmica, geralmente por troca de calor com um fluido quente (água aquecida ou gases provenientes de queima), sistemas baseados nesse ciclo tiram proveito da cogeração de energia, aproveitando calor residual de outros processos (BERECHE, 2007). Pode-se, ainda, utilizar da energia solar para elevar a temperatura do fluido de alimentação, reduzindo gastos com a queima de combustíveis fósseis parcial ou totalmente (PONGTORNKULPANICH, THEPA, *et al.*, 2008).

Visando a exploração de fontes renováveis de energia, o estudo sobre integração de equipamentos que viabilizem seu uso é importante. A energia solar apresenta-se como uma solução limpa e econômica a longo prazo para os problemas de refrigeração, quando combinados coletores solar e ciclo de absorção. Estudos nessa área contribuem para a popularização de soluções semelhantes, que visam diminuir o consumo de combustíveis, preservar o meio-ambiente, e obter processos cada vez mais autossustentáveis.

## 1.1 OBJETIVOS

O presente trabalho tem como objetivo geral analisar a viabilidade técnica do uso de coletores solares para elevar a temperatura da água de alimentação do *chiller* de absorção instalado no COGENCASA (laboratório de Cogeração de Energia) da UFPE, com uso parcial ou total de energia solar, e ao fim apresentar os resultados da análise energética do sistema integrado. Os objetivos específicos contemplam:

- Revisar bibliograficamente o tópico da refrigeração solar;
- Configurar o arranjo do sistema considerando os diversos tipos de coletores e dados climáticos da região;
- Construir o modelo usando equações termodinâmicas;
- Obter e comparar resultados da performance do sistema com a literatura;
- Analisar a viabilidade técnica do sistema integrado.

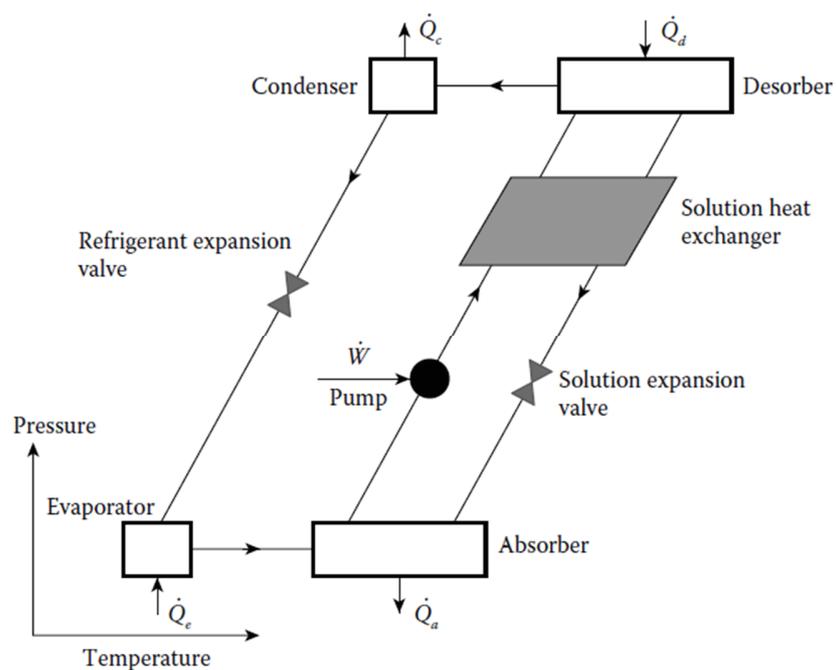
## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Afim de se ter uma base para trabalhar o tema do trabalho científico proposto, uma fundamentação teórica deve ser elaborada. Ela compreende e resume os principais tópicos de discussão pertinentes ao estudo a ser realizado: o ciclo de refrigeração por absorção e os coletores solares, bem como um resumo bibliográfico dos trabalhos relacionados aos mesmos.

### 2.1 CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

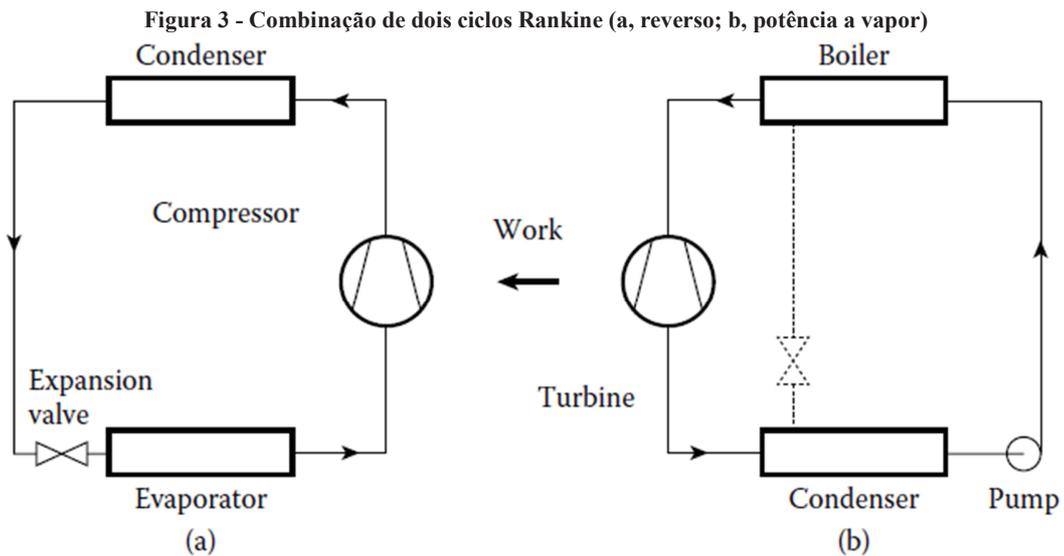
Os sistemas de refrigeração por absorção são uma tecnologia movida à calor que, à semelhança de outros tipos de bombas de calor, tem como objetivo transferir energia de um meio frio à um meio quente (HEROLD, RADERMACHER e KLEIN, 2016). Consistem basicamente de uma planta de compressão de vapor em que o compressor é substituído por uma unidade térmica formada por um absorvedor, uma bomba, um trocador de calor, uma válvula de expansão e um gerador de vapor. O esquema de um ciclo de refrigeração por absorção de simples efeito é representado na Figura 2.

Figura 2 - Esquema de ciclo de absorção de simples efeito



Fonte: Herold K. et al. (2016)

De maneira prática, o ciclo de absorção pode ser entendido como uma combinação de dois ciclos Rankine, um reverso para refrigeração e um de potência a vapor. A Figura 3 ilustra a combinação dos dois ciclos de forma que é aparente o uso da potência gerada no ciclo à direita como trabalho no ciclo à esquerda. Ao se atingir certas condições, o compressor e a turbina se sobrepõem e podem ser retirados do ciclo por efetuarem tarefas inversas.



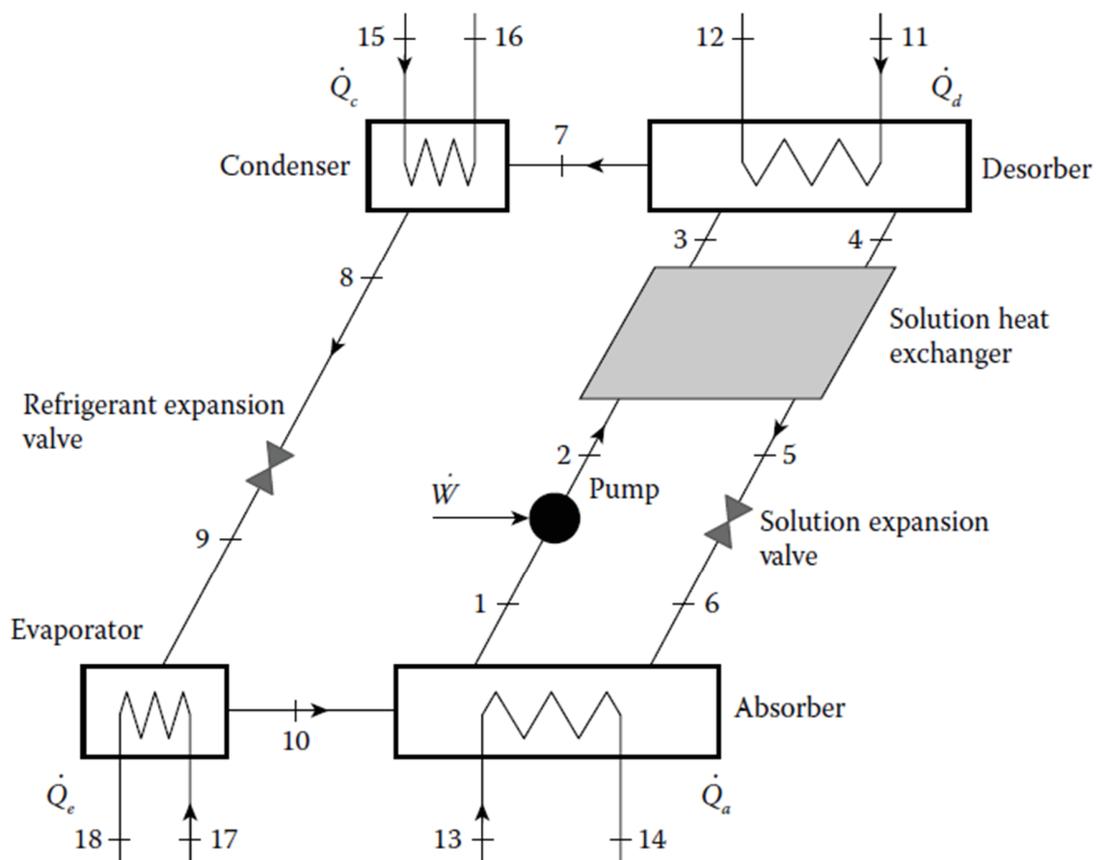
Fonte: Herold K. et al. (2016)

Primeiro, o vapor que sai da caldeira (ciclo b) deve ter a mesma alta pressão e vazão que o vapor que entra no condensador do ciclo a. Segundo, o vapor saindo do evaporador (ciclo a) deve possuir a mesma baixa pressão e vazão que o condensador do ciclo b. Obviamente, esta combinação não funcionaria na prática usando apenas um fluido de trabalho puro, pois isso implicaria que a caldeira e o condensador estariam operando à mesma temperatura. Entretanto, temperaturas de evaporação maiores podem ser obtidas na caldeira se o vapor for gerado a partir da mistura do fluido refrigerante com uma outra substância, denominada absorvente, de ponto de ebulição mais elevado. O absorvente remanescente na caldeira deve recircular no próprio ciclo, através de uma válvula redutora de pressão (representada em pontilhado no ciclo b) (HEROLD, RADERMACHER e KLEIN, 2016). A solução com maior concentração de fluido refrigerante é denominada solução rica, e a mais diluída, solução pobre.

### 2.1.1 Componentes básicos

Os componentes principais de um sistema de absorção consistem em: um evaporador, um condensador, válvulas de expansão, bombas, um trocador de calor, um absorvedor e um gerador de vapor. A Figura 4 apresenta um modelo de sistema de refrigeração por absorção cujas trocas de calor entre o ciclo e o meio externo são promovidas por trocadores de calor instalados nos equipamentos.

Figura 4 - Chiller de absorção de simples efeito com trocadores de calor



Fonte: Herold K. et al. (2016)

As funções de cada equipamento são descritas a seguir.

- Evaporador (*Evaporator*) – Promove a troca de calor entre o fluido refrigerante (fluido frio) e o meio externo a ser refrigerado, até que o primeiro evapore completamente.

- Válvula de expansão do refrigerante (*Refrigerant expansion valve*) – Expande o fluido refrigerante, diminuindo sua temperatura abaixo da do ambiente a ser refrigerado.
- Condensador (*Condenser*) – Responsável pela condensação do vapor de fluido refrigerante, retirando energia do mesmo enquanto troca calor com o meio externo aquecido ou água de resfriamento.
- Absorvedor (*Absorber*) – Promove a absorção do vapor a baixa pressão proveniente do evaporador pela mistura, em um processo exotérmico. Para evitar que a absorção cesse, energia deve ser retirada do sistema por meio de trocas de calor com o meio externo, geralmente utilizando a água proveniente de uma torre de resfriamento.
- Gerador (*Desorber*) – Gera vapor a partir da evaporação do fluido refrigerante da mistura trocando calor com um fluido quente, em geral gases provenientes da queima de combustíveis fósseis.
- Válvula de expansão da solução (*Solution expansion valve*) – Reduz a pressão da solução pobre para entrada no absorvedor. O objetivo desta válvula é manter a diferença de pressão entre as câmaras do gerador e do absorvedor.
- Bomba (*Pump*) – Eleva a pressão da mistura rica do absorvedor e a transporta para a câmara do gerador.
- Trocador de calor da solução (*Solution heat exchanger*) – Promove a troca de calor entre a solução rica proveniente do absorvedor (pré-aquecendo) e a solução pobre retirada do gerador (resfriando). Esta troca melhora a performance do equipamento.

### 2.1.2 Funcionamento

O funcionamento do sistema de refrigeração por absorção é semelhante ao de compressão de vapor. O objetivo continua sendo gerar vapor do fluido refrigerante, elevar sua pressão, condensá-lo retirando calor para o meio externo, expandi-lo para abaixar sua temperatura, para então trocar calor com o ambiente a ser refrigerado até vaporizá-lo novamente. A diferença aqui é apenas como esse vapor será gerado à alta pressão. Para isso,

o compressor é substituído por uma unidade térmica composta por absorvedor, gerador, válvula de expansão, bomba e trocador de calor (processos 1-6 na Figura 4).

O vapor de refrigerante sai do evaporador (estado 10) à baixa pressão, e entra no absorvedor. Lá, por meio de um processo exotérmico, se mistura à solução existente na câmara. Um fluido frio, geralmente água proveniente de uma torre de resfriamento, retira calor da mistura (processo 13-14), promovendo a dissolução. Em seguida, a solução rica (maior concentração de refrigerante) é bombeada, ganhando energia e pressão (processo 1-2), para o gerador (estado 3), antes passando por um trocador de calor (situado em 2-3) onde é pré-aquecido. No gerador, a temperatura da solução é elevada ao receber calor de um fluido quente (geralmente gases provenientes da queima de combustíveis fósseis ou água quente de alimentação, nos estados 11 e 12). Ao ter sua temperatura elevada, o refrigerante contido na solução desprende-se, tornando-se vapor a alta pressão, que sai para o condensador (estado 7). O resto da solução, denominada pobre por conter baixa concentração de refrigerante, troca calor com a solução rica no trocador de calor (processo 4-5), esfriando antes de ser admitido por uma válvula redutora de pressão (situada entre 5 e 6), que deixará a solução na pressão do absorvedor, onde deverá ser misturada novamente ao vapor de refrigerante para formar a solução rica como descrito acima. O vapor a alta pressão proveniente do gerador é admitido pelo condensador (estado 7), que promove a condensação do fluido refrigerante cedendo calor para o ambiente ou água de resfriamento (15 e 16). O condensado segue para a válvula de expansão (estado 8), que reduz sua pressão e promove a evaporação de parte do líquido. Isso reduz drasticamente a temperatura do fluido (estado 9). Finalmente, ele passa ao evaporador, absorve calor do ambiente a ser refrigerado (os estados 17 e 18 podem representar a circulação de ar de uma câmara fria, por exemplo), e evapora finalmente (estado 10). O vapor à baixa pressão volta ao absorvedor, reiniciando o ciclo.

### **2.1.3 Chiller de Absorção de Simples Efeito de BrLi – H<sub>2</sub>O**

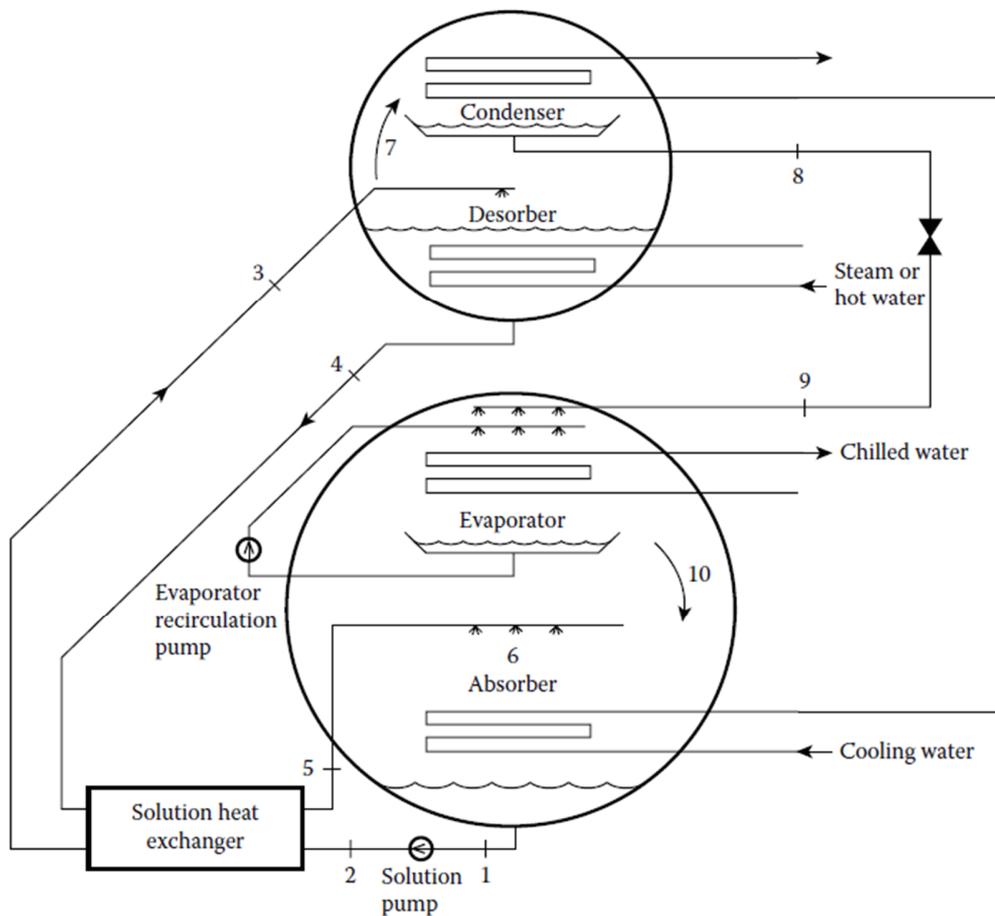
Os sistemas de absorção de simples efeito são aqueles cujo fluido de trabalho é aquecido em um único estágio. Energia é fornecida ao sistema no gerador (alimentação) e evaporador (provinda do ambiente a ser resfriado), e retirada no condensador e absorvedor. O coeficiente de performance do ciclo é então definido como o quociente da energia a ser

retirada do ambiente frio pela energia fornecida ao gerador (HEROLD, RADERMACHER e KLEIN, 2016). O COP calculado para os sistemas de simples efeito, segundo a literatura, está entre 0,6 e 0,7 (OCHOA, 2010). O COP pode ser calculado como na Equação 1.

$$COP = \frac{\text{Energia de Resfriamento}}{\text{Energia subministrada ao sistema}} = \frac{Q_{\text{evaporador}}}{Q_{\text{gerador}}} \quad (1)$$

Um Chiller de absorção de simples efeito de BrLi – H<sub>2</sub>O é provavelmente o equipamento mais simples que usa o ciclo. Seu esquema é demonstrado na Figura 5. O equipamento consiste em dois vasos cilíndricos, que abrigam cada um os dois componentes que trabalham a pressões semelhantes, e os equipamentos acessórios, como bombas e trocador de calor.

Figura 5 - Esquema do hardware de um chiller de absorção de simples efeito com o par água/brometo de lítio



Fonte: Herold K. et al. (2016)

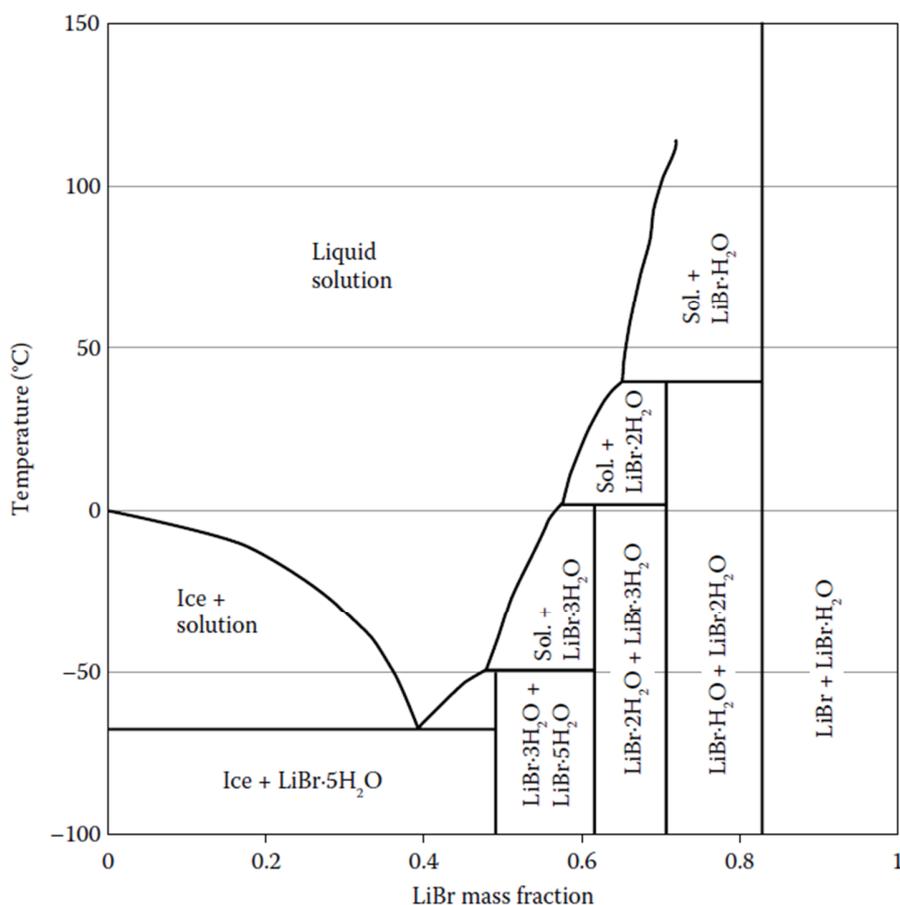
A eficiência do ciclo ideal independe do fluido de trabalho. Entretanto, a eficiência da máquina real e a capacidade da mesma são completamente dependentes da mistura utilizada. Diferentemente de fluidos puros, uma mistura apresenta uma evaporação não isotérmica, mesmo que a pressão se mantenha constante. Ela também é responsável pela dessorção, que é o desprendimento de vapor de um dos componentes da mistura, processo que dá origem ao vapor no gerador. Diversas limitações devem ser consideradas ao se selecionar o fluido de trabalho do equipamento, como a temperatura de solidificação do refrigerante (esta limitação restringe o uso de água como refrigerante a temperaturas no evaporador superiores a 5°C, a fim de evitar o congelamento).

Neste equipamento, o par utilizado é o Brometo de Lítio – Água, sendo a água o fluido refrigerante e o brometo de lítio o absorvente. Este é um dos pares mais comuns em ciclos de absorção. Certas características classificam a mistura como um bom fluido de trabalho, dentre elas: alto calor latente e baixa viscosidade do refrigerante, baixa pressão de vapor e viscosidade do absorvente, boa afinidade e baixa toxicidade da mistura. Para um sistema que utilize a mistura aquosa de BrLi, em geral, a temperatura a qual deve ser fornecido o calor no gerador é superior a 90°C, aproximadamente. Entretanto, esta não é uma regra absoluta e a depender das condições de operação do resto do ciclo, essa temperatura pode variar. Outra mistura bastante utilizada é amônia – água, sendo a amônia refrigerante e a água absorvente (HEROLD, RADERMACHER e KLEIN, 2016).

Um dos grandes problemas da utilização da solução aquosa de BrLi é a cristalização. Como o esperado de soluções salinas, o soluto tende a precipitar quando a concentração excede o limite de solubilidade, por sua vez extremamente dependente da temperatura das mesmas. A Figura 6 apresenta o diagrama de fases para essa solução a pressão atmosférica (a pressão tem pouca influência sobre a solubilidade da mesma). É possível observar a precipitação de BrLi em água ao se aquecer uma solução de aproximadamente 70% de fração mássica do sal à temperatura de 100°C, e esperar o resfriamento até a temperatura ambiente. A formação de cristais é extremamente sensível à presença de pontos de nucleação. Na ausência deles, a solução pode alcançar concentrações superiores ao limite de solubilidade. Esta solução é denominada então supersaturada, e pode gerar precipitado na presença de um desestabilizador (que pode ser um estímulo externo ou a adição de um cristal do sal, que servirá como ponto de nucleação).

A presença de sal em fase sólida na mistura indica a formação de uma lama úmida e viscosa, que obstrui as passagens de fluidos, ocasionando diversos danos e a parada total do equipamento. Por isso, deve-se evitar ao máximo a formação do mesmo. Isto é feito garantindo uma temperatura baixa o suficiente para o resfriamento do absorvedor, pois temperaturas mais baixas requerem concentrações menores para que aconteça a absorção do vapor proveniente do evaporador. Este é um dos motivos de se usar preferencialmente água fria em vez de ar para o resfriamento do componente em sistemas à base de BrLi – água. Desta maneira, sistemas de absorção bem projetados podem passar anos sem apresentar problema algum de cristalização (HEROLD, RADERMACHER e KLEIN, 2016).

Figura 6 - Diagrama de fases da solução aquosa de BrLi



Fonte: Herold K. et al. (2016)

Outro problema a ser considerado é a baixa pressão necessária para o funcionamento do equipamento. Essencialmente, só água circula no condensador e evaporador do mesmo.

Para uma temperatura de evaporação de 5°C, a água necessita de uma baixa de pressão de apenas 0,872 kPa, aproximadamente um centésimo da pressão atmosférica. Isso, além de gerar desafios para o design do sistema, deixa-o suscetível a vazamentos do ar atmosférico para o interior do mesmo. É importante manter o sistema livre de insuflamento de ar por dois motivos: ele piora a performance do transporte de energia e causa corrosão nos componentes.

As aplicações de um chiller de absorção de BrLi – água são várias. Dentre elas, podem-se citar a cogeração e o resfriamento usando energia solar. O primeiro é comum em ambientes industriais, onde gases de exaustão possuem calor residual que podem ser aproveitados para aquecer a água de alimentação do chiller. Outra maneira de aproveitar esse tipo de equipamento associado à cogeração é no resfriamento do ar de entrada de turbinas a gás natural. O ar frio para a queima eleva a eficiência da turbina. A vantagem está em usar o chiller de absorção no resfriamento alimentando-o com os gases residuais da própria turbina. A segunda aplicação é no uso de energia solar para alimentação do chiller. Esse tipo de interação tem sido viável na produção de frio ao se usar coletores solares e tanques de armazenamento térmico em conjunto. A performance do sistema integrado está intimamente ligada à temperatura de coleta no equipamento. Testes em laboratórios apontam o uso do ciclo de simples efeito como mais recomendado, especialmente devido à baixa temperatura necessária no gerador. O calor pode ser advindo da energia solar ou de outra fonte em conjunto (OCHOA, 2010).

#### **2.1.4 Vantagens e Desvantagens**

Como vantagens, podem ser citados (OCHOA, 2010):

- Redução do consumo de energia elétrica
- É possível o uso de cogeração
- Baixo custo de manutenção
- Equipamento silencioso

As desvantagens compreendem:

- COP baixo em comparação com ciclos de compressão de vapor
- Equipamentos maiores e mais pesados

- Necessitam de torres de resfriamento
- Custo inicial caro
- Temperatura limitada acima de 0°C para sistemas que usem o par BrLi – H<sub>2</sub>O

## 2.2 COLETORES SOLAR

Coletores de energia solar são tipos especiais de Trocadores de Calor que tem a capacidade de transformar a energia da radiação solar em energia interna do fluido de trabalho, geralmente ar, água ou óleo. A energia absorvida é transportada por esse fluido e pode ser usada diretamente na aplicação desejada ou armazenada em tanques de armazenamento térmicos para posterior uso em dias nublados ou à noite.

**Quadro 1 - Tipos de Coletores Solar**

<b>Movimento</b>	<b>Tipo de Coletor</b>	<b>Absorvedor</b>	<b>Razão de Concentração</b>	<b>Faixa de Temperatura (°C)</b>
<b>Estacionário</b>	Coletor de Placas Planas	Plano	1	30 – 80
	Coletor de Tubo Evacuado	Plano	1	50 – 200
	Coletor Parabólico Composto	Tubular	1 – 5	60 – 240
<b>Rastreamento de eixo único</b>	Refletor Linear Fresnel	Tubular	10 – 40	60 – 250
	Coletor Parabólico tipo Vala	Tubular	15 – 45	60 – 300
	Coletor Cilíndrico tipo Vala	Tubular	10 – 50	60 – 300
<b>Rastreamento de eixo duplo</b>	Refletor Parabólico tipo Prato	Pontual	100 – 1000	100 – 500
	Coletor Heliostato de Campo	Pontual	100 – 1500	150 – 2000

Fonte: Adaptado de KALOGIROU (2004)

Existem basicamente dois tipos de coletores solar: os estacionários e os concentradores. Os estacionários possuem a mesma área para interceptar e absorver os raios

solares. Já os concentradores utilizam de superfícies côncavas e reflexivas a fim de direcionar a radiação para uma área de absorção menor, aproveitando melhor seu fluxo. O Quadro 1 compara alguns tipos de coletores disponíveis comercialmente. A Razão de Concentração é o quociente da divisão da área de interceptação do coletor pela área do absorvedor do mesmo (KALOGIROU, 2004).

Os coletores estacionários são permanentemente fixos em suas posições e não rastreiam os raios solares. Três tipos dessa categoria serão discutidos mais à frente:

- Coletor de Placas Planas (CPP)
- Coletor estacionário Parabólico Composto (CPC)
- Coletor de Tubos Evacuados (CTE)

Em contrapartida, os coletores concentradores de rastreamento solar interpolam um dispositivo óptico entre a fonte de radiação e a superfície absorvedora. Deste modo, temperaturas mais elevadas podem ser obtidas, já que uma grande quantidade de radiação solar é concentrada em uma área relativamente pequena, onde as perdas de calor acontecem.

Coletores concentradores exibem certas vantagens em comparação ao convencional CPP. Algumas delas são:

- O fluido de trabalho pode atingir temperaturas muito superiores a um coletor não concentrador de mesma superfície de coleta. Isso também implica que uma eficiência termodinâmica maior pode ser obtida.
- Superfícies refletoras requerem menos material e são estruturalmente mais simples que o CPP, resultando em um custo menor por área.
- Maior eficiência termodinâmica por possuir menor área de perda de calor.

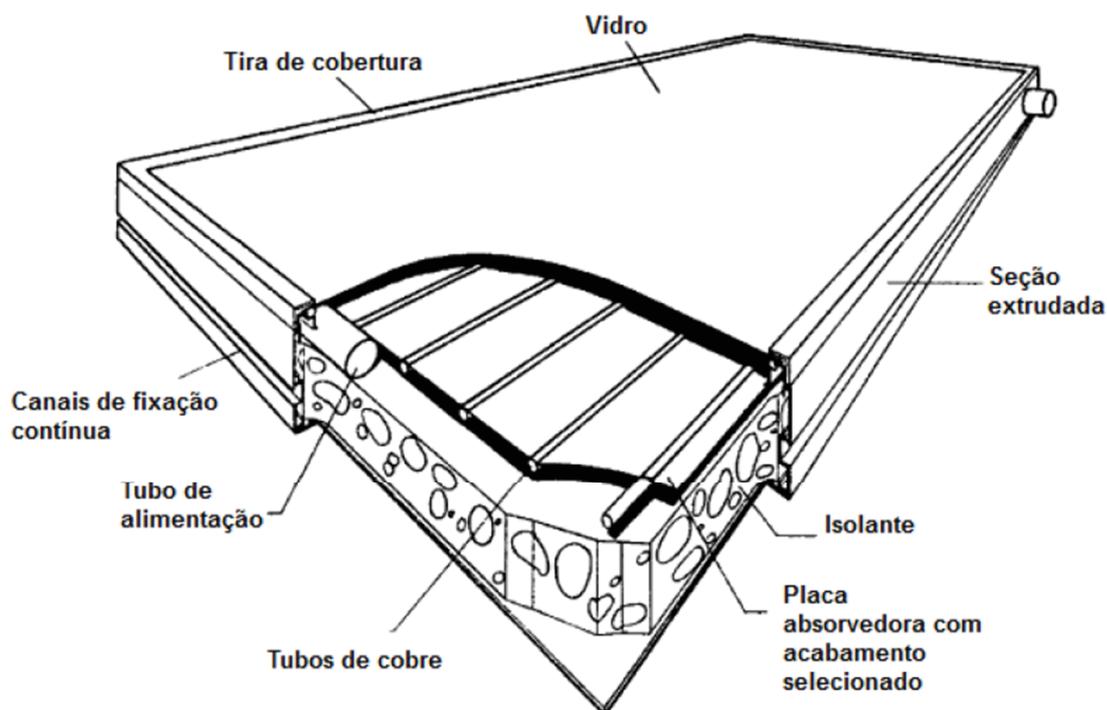
A principal desvantagem recai no fato de requerer algum tipo de dispositivo de rastreamento que permita que o coletor acompanhe o movimento do sol. Também são necessárias manutenções mais frequentes para garantir a integridade e limpeza para o bom funcionamento das superfícies refletoras (KALOGIROU, 2004).

### **2.2.1 Coletor de Placas Planas**

É o tipo mais convencional de coletor estacionário. Consiste em uma caixa de vidro condutor de radiação isolada termicamente nas laterais, que abriga uma placa absorvedora

ligada à aletas e tubos por onde passa o fluido de trabalho, geralmente a água. A Figura 7 mostra o esquema de um CPP em corte.

Figura 7 - Esquema em Corte de um Coletor de Placa Plana



Fonte: Carvalho e Sionek (2015)

Quando a radiação dos raios solares passa pela tela de vidro transparente, atinge a placa absorvedora escurecida. Grande parte da energia é absorvida pela superfície, e transferida pelos tubos de cobre ao fluido que corre dentro dos tubos de alimentação. A parte inferior e lateral do coletor são isolados termicamente para evitar a perda de calor para o ambiente. A tela de vidro sobreposta serve para manter o restante dos componentes protegidos de poeira e umidade, que poderiam diminuir a absorvidade da placa. Também evita que o ar retire calor dos tubos por convecção. O efeito estufa colabora com a manutenção da temperatura no interior do coletor.

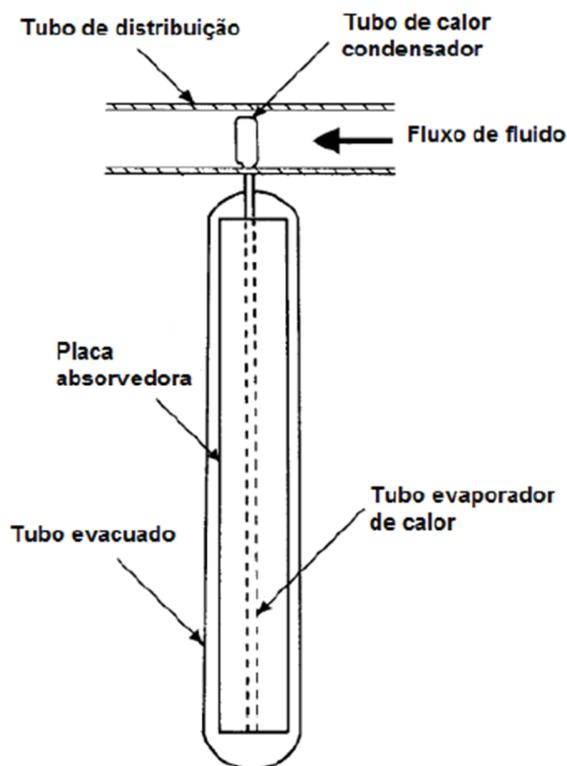
São permanentemente fixos e não necessitam de rastreadores que mudem sua direção em relação ao sol. Sua principal utilidade é coletar o máximo de energia possível com o menor custo. Para um bom aproveitamento da incidência dos raios solares, eles devem ser orientados diretamente para o equador, ou seja, voltados para o sul no hemisfério norte ou

voltados para o norte se no hemisfério sul. A inclinação da placa deve ser igual à latitude do local, com pequenas variações de 10 a 15° a depender da aplicação (KALOGIROU, 2004).

### 2.2.2 Coletor de Tubo Evacuado

Coletores desse tipo consistem em um tubo de calor, ou termossifão, dentro de um tubo selado à vácuo. O invólucro reduz perdas por condução e convecção. Além disso, os termossifões trabalham com a mudança de fase do fluido, intensificando dessa forma a troca de calor. A Figura 8 demonstra o esquema do componente.

Figura 8 - Esquema de um Coletor de Tubo Evacuado



Fonte: Carvalho e Sionek (2015)

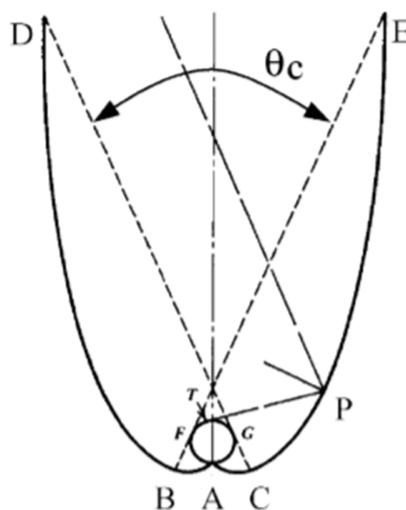
O termossifão é feito de cobre, e colocado dentro de outro tubo selado contendo vácuo. Este tubo de calor conecta-se à superfície absorvedora por meio de uma aleta de cobre. Todo o conjunto conecta-se por uma ponta de metal a uma pequena unidade condensadora, que por sua vez está inserida dentro do tubo de distribuição do coletor. Uma baixa quantidade

de fluido contido dentro do termossifão é a responsável pela troca de calor com o fluido de trabalho. Ele passa por um ciclo de condensação e evaporação dentro do tubo. Ao absorver o calor do sol, o líquido evapora e sobe por diferença de densidade para o tubo condensador na ponta. Lá, esse vapor libera a energia acumulada em forma de calor latente para o fluido de trabalho, em geral água ou glicol, condensando e retornando novamente para a parte inferior do tubo. O fluido de trabalho circula através de um conjunto de termossifões coletando o calor absorvido por eles, e depois segue para o tanque de armazenamento (CARVALHO e SIONEK, 2015).

### 2.2.3 Coletor Parabólico Composto

Funcionam refletindo para o absorvedor toda a radiação incidente sobre uma grande área. Além disso, reduz a necessidade de rastreamento solar ao se usar duas seções parabólicas cujas faces estejam viradas uma para a outra, como observado na Figura 9.

Figura 9 - Esquema de um Coletor Parabólico Composto



Fonte: Kalogirou (2004)

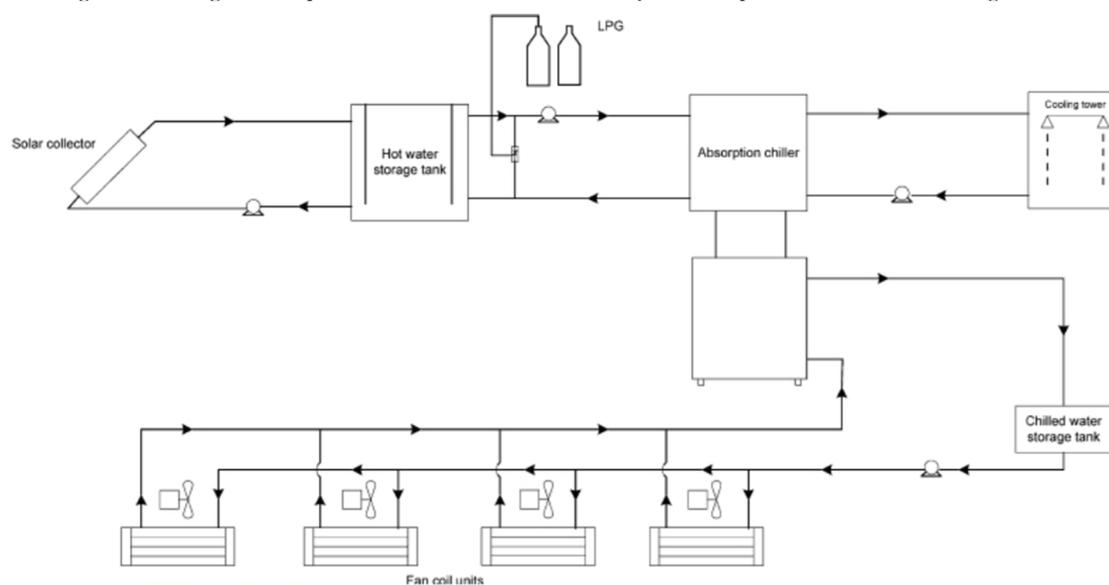
Esse tipo de concentrador tem a capacidade de desviar os raios solares dentro de uma extensa faixa de ângulos. Qualquer raio incidente dentro do ângulo de aceitação do coletor será refletido para a superfície absorvedora, devido ao uso de múltiplos refletores internos. Por isso, são mais úteis que os coletores lineares. O ângulo de aceitação ( $\theta_c$  na Figura 9)

representa a faixa em que uma fonte de luz pode se mover, e ainda assim teria seus raios refletidos para o ponto focal das parábolas, onde se encontra o absorvedor. O posicionamento do CPC é feito levando esse ângulo em consideração de forma a maximizar a incidência dos raios ao longo do dia (CARVALHO e SIONEK, 2015).

## 2.2.4 Aplicação em Unidades de Refrigeração por Absorção

Sistemas de Absorção que utilizam o par água-amônia requerem que o gerador trabalhe a uma faixa de temperatura entre 125°C e 170°C quando o condensador é resfriado à ar, e 95 – 120°C quando é utilizada a água. Vale salientar que essas temperaturas não podem ser obtidas com CPPs. Já os geradores de sistemas a BrLi – H<sub>2</sub>O trabalham em temperaturas na faixa de 70 – 95°C. Chillers comerciais geralmente utilizam água quente ou vapor como fonte de alimentação. Os de simples efeito podem utilizar água numa faixa de temperatura que vai de 80°C a 150°C. Coletores solares podem ser utilizados (KALOGIROU, 2004).

Figura 10 - Diagrama esquemático de um chiller de absorção de simples efeito movido à energia solar



Fonte: Pongtornkulpanich et al. (2008)

Muitos pesquisadores desenvolveram sistemas de refrigeração por absorção assistidos por energia solar. A maioria deles foi produzida experimentalmente e códigos de computação foram escritos para simular tais sistemas. A Figura 10 mostra o esquema de um sistema que utiliza um chiller de absorção de simples efeito alimentado com água quente

provinda de coletores solar (fonte quente) e água fria oriunda de uma torre de resfriamento (fonte fria). O chiller trabalha resfriando água para refrigeração de ambientes com fan coils. Além disso, o sistema conta com um aquecedor movido à queima de GLP, que eleva a temperatura da água de alimentação até a faixa utilizável caso a entrada de energia solar não seja suficiente.

## 2.3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Ochoa (2010) realizou o estudo numérico de um chiller de absorção (com o par BrLi-H<sub>2</sub>O) com capacidade de 10TR instalado no laboratório COGENCASA da Universidade Federal de Pernambuco. O equipamento é acionado por água quente e tem como fonte de calor os gases de exaustão provenientes de uma microturbina a gás natural com potência de 30kW. Este é o mesmo equipamento objeto de estudo deste trabalho. A modelagem foi desenvolvida na plataforma computacional EES (*Engineering Equation Solver*) para averiguar a capacidade de refrigeração e o COP de acordo com os principais parâmetros de operação. Além disso, fez também a análise exergética do sistema de cogeração integrando-o ao modelo para avaliar o viés econômico da produção de energia elétrica pela turbina em conjunto com a de água gelada da refrigeração. A análise obteve bons resultados, com erros menores que 5% para os fornecidos pelo fabricante do chiller de absorção de simples efeito tipo WSF-SC10.

Carvalho e Sionek (2015) seguiram uma metodologia para a avaliação da eficiência térmica de coletores solares de placas planas teórica e comprovaram sua eficiência experimentalmente. O modelo leva em consideração aspectos geométricos e propriedades termo físicas do material do coletor e seu fluido de trabalho. Foram utilizados os métodos das resistências térmicas equivalentes e o das correlações empíricas, e o modelo computacional foi desenvolvido na plataforma EES. As simulações e testes experimentais do coletor de placas planas comercial revelaram erros inferiores a 5% do modelo teórico em relação ao real.

Herold *et al.* (2016) ensinam os conceitos, funcionamento e tecnologias por trás dos ciclos das bombas de calor, incluindo *chillers* de absorção. Nos apêndices, ensinam como é feita a modelagem matemática numérica desses equipamentos no *software* EES.

Kalogirou (2004) fez um resumo dos variados tipos de coletores solares e suas aplicações. O artigo contém:

- Uma análise do problema relacionado ao uso das fontes energéticas convencionais e os benefícios de se usar fontes renováveis.
- Uma introdução histórica e descrição dos vários tipos de coletores.
- Análises ópticas e termodinâmicas, bem como métodos usados para avaliar suas performances.
- Aplicações típicas de cada coletor.

Pongtornkulpanich *et al.* (2008) projetaram, instalaram e estudaram um *chiller* de absorção de 10TR de capacidade de refrigeração que utiliza o par BrLi-H<sub>2</sub>O acionado com energia solar na Escola de Tecnologia de Energia Renovável (SERT), na Tailândia. Foi averiguado que até 81% da energia utilizada para a refrigeração do ambiente do prédio principal de testes da escola foi advinda do coletor solar de tubos evacuados de 72m<sup>2</sup> de área. O restante foi suprido pela queima de gás natural em um aquecedor de água. O maior custo do sistema está relacionado com o valor inicial da aquisição e instalação do equipamento, muito superiores aos de um *chiller* de compressão convencional de mesmo porte.

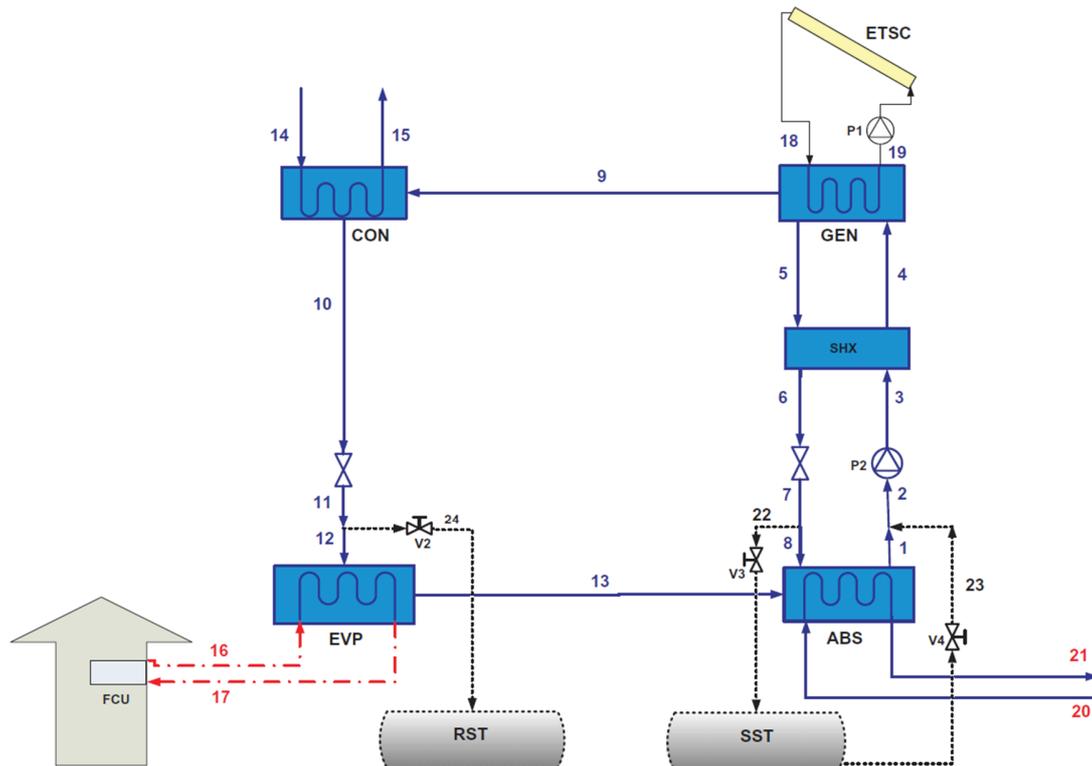
Petela *et al.* (2017) apontaram as vantagens em se obter um controle da temperatura da água quente de alimentação de um *chiller* de absorção movido a energia solar, baseando-se no fato de que existe uma correlação direta entre a eficiência do coletor e o COP do equipamento. Uma estratégia de controle para o aumento da fração solar é apresentada. O modelo baseia-se num *chiller* de absorção de simples efeito utilizando o par água-amônia, e os resultados dessa aplicação são testados para um ambiente climático moderado. Os resultados demonstram que é possível aumentar o poder de refrigeração em até 34W por m<sup>2</sup> de área de absorção do coletor.

Xu e Wang (2017) compararam o desempenho de sistemas de refrigeração por absorção em vários níveis com o uso de coletores parabólicos compostos. Os tipos concentradores possuem maior gama de escolhas dentre os *chillers* de absorção devido à maior temperatura de alimentação. O objetivo era encontrar qual a melhor escolha ao se usar CPCs. O modelo foi construído usando TRNSYS e analisa o comportamento de três tipos diferentes de *chillers*: simples efeito, duplo efeito e efeito variável. Os resultados averiguaram que:

- Efeito variável possui baixa entrada de calor auxiliar ao sistema e alta eficiência.
- Efeito duplo tem baixas eficiência e entrada auxiliar de calor.
- Simples efeito possui baixa eficiência e maior fonte de calor auxiliar.
- Áreas mais extensas dos coletores aumentam o aproveitamento da energia solar e diminuem a entrada de energia auxiliar ao sistema.
- Tanques de armazenamento térmico maiores diminuem as perdas de calor e têm grande impacto em sistemas de efeito duplo ou variável devido à alta temperatura de funcionamento.

Ibrahim *et al.* (2017) investigaram as características operacionais e de performance do sistema integrado de um *chiller* de absorção movido à energia solar com armazenamento de energia por absorção. A ideia é armazenar fluido refrigerante ou solução prontos para serem utilizados no equipamento de refrigeração nas horas do dia em que a energia solar está disponível ou há excesso de radiação. O sistema integrado permite refrigerar e ao mesmo tempo armazenar energia durante ao longo do dia. Esta energia pode ser utilizada em horários menos favoráveis, suprimindo a falta de radiação. Os resultados foram favoráveis ao uso da tecnologia de armazenamento térmico por absorção e sua aplicação em sistemas integrados com *chillers* de absorção. A Figura 11 ilustra o sistema proposto. Ele é basicamente composto por três partes: o *chiller* de absorção (composto pelo evaporador, gerador, condensador, absorvedor, válvulas de expansão e bomba), o coletor solar (ETSC) responsável pelo aquecimento da água de alimentação, e o sistema de armazenamento (composto pelos tanques RST do refrigerante e SST da solução).

Figura 11 - Diagrama esquemático do sistema integrado de chiller e armazenamento por absorção



Fonte: Ibrahim et al. (2017)

Guido *et al.* (2018) reuniram e analisaram os dados de 27 *chillers* de absorção de pequeno e médio porte dispostos em diversas áreas da Alemanha. A análise demonstra que, ao contrário do que comumente se imagina, sistemas de refrigeração por absorção podem ser viáveis em diversas aplicações, principalmente devido à grande sinergia com outros sistemas de produção energética.

Na revisão da bibliografia e do estado da arte a respeito do tema, é possível observar o crescente interesse pelo mesmo, e a descoberta de novas aplicações viáveis para o ciclo de absorção e energia renovável. Vários modelos diferentes foram estudados e testados, obtendo resultados favoráveis à tecnologia. Isto leva a crer, com fortes indícios, que o mesmo seja possível no objeto de estudo deste trabalho: o *chiller* de absorção instalado no laboratório de cogeração de energia COGENCASA da Universidade Federal de Pernambuco. Há fontes suficientes para auxiliar na modelagem, simulação e comparação de resultados com dados experimentais de outros pesquisadores, denotando a viabilidade ou não da instalação de um sistema semelhante ao proposto por Pongtornkulpanich *et al.* (2008) no laboratório.

Comprometido com a visão de tornar a sociedade mais sustentável e o meio ambiente menos poluído, este será mais um trabalho a contribuir com dados de simulação a respeito do tema proposto. Ressaltar o uso de energia renovável, pelas vantagens já apresentadas, e a redução do consumo de energia elétrica, que gera economia nas despesas energéticas, é o foco e proposta deste estudo.

### 3 METODOLOGIA

O presente trabalho tem como intenção investigar a performance de um sistema integrado de *chiller* de absorção e coletores solares, e possui como base o conhecimento adquirido através de livros, artigos, teses e outros trabalhos semelhantes. A principal metodologia deste estudo é a simulação computacional de um modelo do sistema de refrigeração integrado ao conjunto de coletores solares, usando equações termodinâmicas e leis da física para quantificar as trocas de calor existentes ao longo de todo o ciclo. O método é amplamente utilizado para este tipo de problema, como indica a literatura (HEROLD, RADERMACHER e KLEIN, 2016).

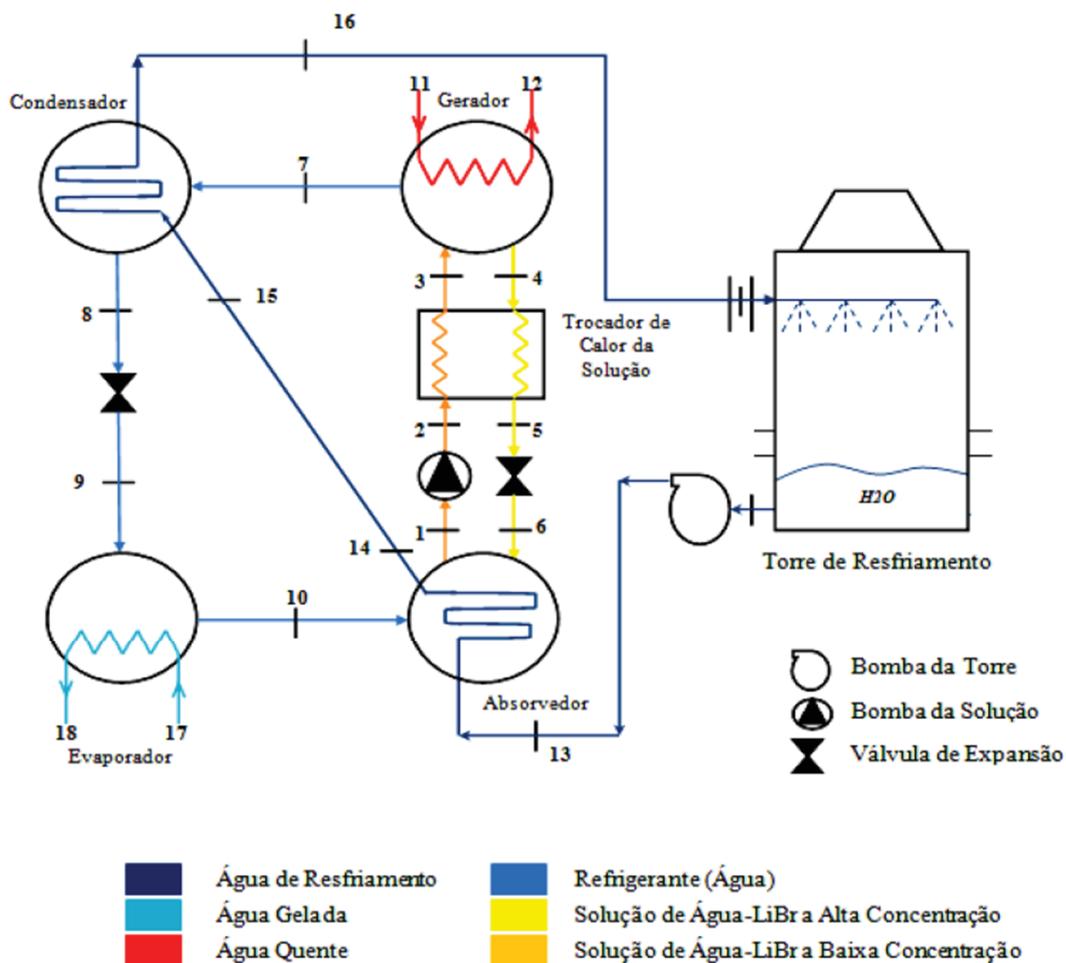
#### 3.1 MODELAGEM DO *CHILLER*

O modelo do equipamento de refrigeração foi desenvolvido com base no método proposto por Herol *et al.* (2016) com auxílio dos trabalhos de Ochoa (2010) e Fischer (2019), que trabalharam com o mesmo *chiller* de absorção WFC-SC10 instalado no COGENCASA. Este método leva em consideração algumas hipóteses simplificadoras, listadas abaixo:

- Regime permanente;
- O sistema trabalha em 2 pressões, uma alta (condensador, gerador e trocador de calor da solução) e outra baixa (evaporador e absorvedor);
- A variação de pressão ocorre apenas nos dispositivos de expansão e bomba;
- O sistema é perfeitamente isolado, não troca matéria ou calor com o meio externo, a não ser pelos trocadores de calor instalados nos principais componentes com essa finalidade;
- Coeficientes globais de troca de calor de cada trocador são considerados constantes independente da temperatura;
- A bomba que bombeia a solução para o trocador de calor é isentrópica;
- Apenas água circula no circuito de refrigerante (0% de BrLi);
- As alturas e distâncias envolvidas no processo não são grandes o suficiente para justificar a variação de energia cinética e potencial, tornando-as desprezíveis.

O sistema é composto por: absorvedor, gerador, condensador, evaporador, bomba da solução, válvula de expansão da solução e do refrigerante, trocador de calor da solução e torre de resfriamento. Ele está ilustrado na Figura 12.

Figura 12 - Ilustração esquemática do *chiller* de absorção instalado no COGENCASA



Fonte: Adaptado de OCHOA (2010)

Os principais pontos e seus estados estão exemplificados na Tabela 1.

**Tabela 1 - Descrição dos pontos e estados do sistema de refrigeração**

<b>Ponto</b>	<b>Descrição</b>	<b>Observações</b>
1	Líquido saturado	Solução de BrLi e água à baixa concentração
2	Líquido sub resfriado	Solução de BrLi e água à baixa concentração
3	Líquido sub resfriado	Solução de BrLi e água à baixa concentração
4	Líquido saturado	Solução de BrLi e água à alta concentração
5	Líquido sub resfriado	Solução de BrLi e água à alta concentração
6	Mistura vapor-líquido	Solução de BrLi e água à alta concentração
7	Vapor superaquecido	Vapor de água
8	Líquido saturado	Água pura. Propriedades avaliadas com título 0
9	Mistura vapor-líquido	Água pura
10	Vapor saturado	Vapor de água. Propriedades avaliadas com título 1,0
11	Água quente de alimentação	Considerada saturada na aproximação das propriedades termodinâmicas
12	Água quente sub resfriada	Considerada saturada na aproximação das propriedades termodinâmicas
13	Água fria de resfriamento	Considerada saturada na aproximação das propriedades termodinâmicas
14	Água fria sub resfriada	Considerada saturada na aproximação das propriedades termodinâmicas
15	Água fria sub resfriada	Considerada saturada na aproximação das propriedades termodinâmicas
16	Água fria sub resfriada	Considerada saturada na aproximação das propriedades termodinâmicas
17	Água fria a ser refrigerada	Considerada saturada na aproximação das propriedades termodinâmicas
18	Água gelada para a carga térmica	Considerada saturada na aproximação das propriedades termodinâmicas

Fonte: Adaptado de OCHOA (2010)

### 3.1.1 Absorvedor

A função do absorvedor é promover a absorção do refrigerante (água) na solução de brometo de lítio. A diluição do sal é uma reação exotérmica, logo o calor produzido deve ser retirado da solução por meio da troca de calor com a água proveniente da torre de resfriamento. O absorvedor opera à baixa pressão do sistema. A Figura 13 ilustra o esquema de um absorvedor.

Aplicando a primeira lei da termodinâmica e a lei de conservação das massas, considerando o regime permanente, obtemos:

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} \quad (2)$$

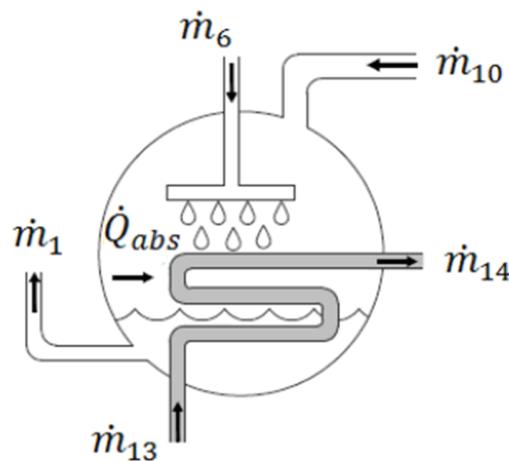
$$\dot{m}_1 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{10} \quad (3)$$

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{13}(h_{14} - h_{13}) = \dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_6h_6 - \dot{m}_1h_1 \quad (4)$$

A conservação de massa também deve ser aplicada à concentração de brometo de lítio e conhecendo que a concentração no ponto 10 é  $x_{10} = 0$  (água pura), obtemos:

$$x_1\dot{m}_1 = x_6\dot{m}_6 \quad (5)$$

Figura 13 - Esquema de um absorvedor  
**ABSORVEDOR**



Fonte: Ochoa (2010)

Para avaliar a troca de calor no equipamento, é importante calcular a equação de transmissão de calor, baseada na diferença de temperatura média logarítmica (LMTD):

$$\dot{Q}_{abs} = UA_{abs} * LMTD_{abs} \quad (6)$$

$$LMTD_{abs} = \frac{(T_6 - T_{14}) - (T_1 - T_{13})}{\ln\left(\frac{T_6 - T_{14}}{T_1 - T_{13}}\right)} \quad (7)$$

### 3.1.2 Gerador

O gerador é responsável por dissociar o refrigerante da solução e transformá-lo em vapor. Isso é feito fornecendo calor à mistura por meio de troca de calor com um fluido quente externo (água de alimentação do *chiller*). O gerador funciona à alta pressão do sistema. A Figura 14 exemplifica o equipamento.

Aplicando-se a conservação de massa e energia ao sistema, considerando-se o regime permanente e a concentração de brometo de lítio do estado 7 igual a 0 (vapor de água pura) obtém-se:

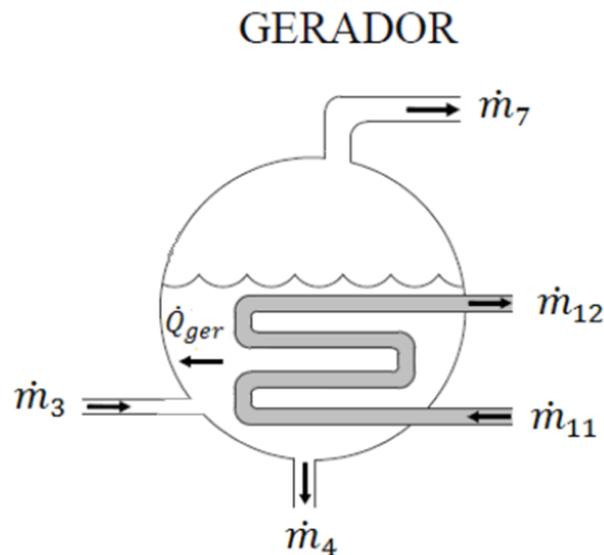
$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (8)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \quad (9)$$

$$x_3 \dot{m}_3 = x_4 \dot{m}_4 \quad (10)$$

$$\dot{Q}_{ger} = \dot{m}_{12}(h_{11} - h_{12}) = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_3 h_3 \quad (11)$$

Figura 14 - Esquema de um gerador



Fonte: Ochoa (2010)

A troca de calor pode ser quantificada pelo produto do coeficiente global de troca de calor  $UA$  e a diferença de temperatura média logarítmica  $LMTD$ :

$$\dot{Q}_{ger} = UA_{ger} * LMTD_{ger} \quad (12)$$

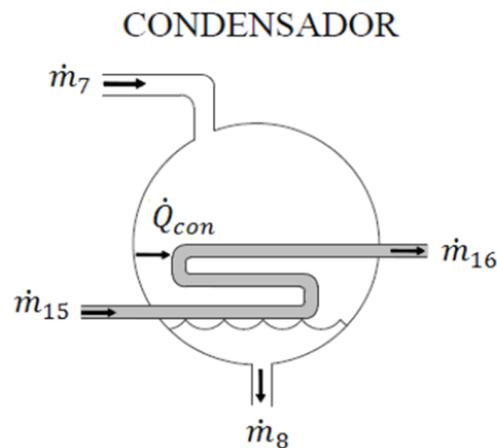
$$LMTD_{ger} = \frac{(T_{11} - T_4) - (T_{12} - T_7)}{\ln\left(\frac{T_{11} - T_4}{T_{12} - T_7}\right)} \quad (13)$$

Importante notar que neste modelo não é considerado como entrada do fluido frio o ponto de ingresso 3, contendo solução sub resfriada, mas sim o ponto 7, que indica a saída de vapor para o ciclo de refrigeração. Isso acontece porque é mais preciso considerar a temperatura de saturação da solução para a alta pressão e concentração da solução do ponto 3, já que é a esta temperatura que a maior parte do calor é trocado. Esta temperatura, neste modelo, é igual a temperatura de saída do vapor no ponto 7 (HEROLD, RADERMACHER e KLEIN, 2016).

### 3.1.3 Condensador

O condensador tem a função de, como sugere o nome, condensar o fluido refrigerante para que este possa ser expandido na válvula de trabalho. Isso é feito através da troca de calor com um fluido externo mais frio (água proveniente da torre de resfriamento). O equipamento opera à pressão mais alta do sistema. Na saída, o fluido refrigerante é considerado líquido saturado. A Figura 15 esquematiza um condensador de um sistema *chiller*.

Figura 15 - Esquema de um condensador



Fonte: Ochoa (2010)

Semelhantemente, podemos aplicar a primeira lei da termodinâmica e a conservação da massa para o regime permanente, obtendo:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (14)$$

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} \quad (15)$$

$$\dot{Q}_{con} = \dot{m}_{15}(h_{16} - h_{15}) = \dot{m}_7(h_7 - h_8) \quad (16)$$

De igual modo, a quantidade de calor trocada pode ser quantificada pelo método da diferença de temperatura média logarítmica:

$$\dot{Q}_{con} = UA_{con} * LMTD_{con} \quad (17)$$

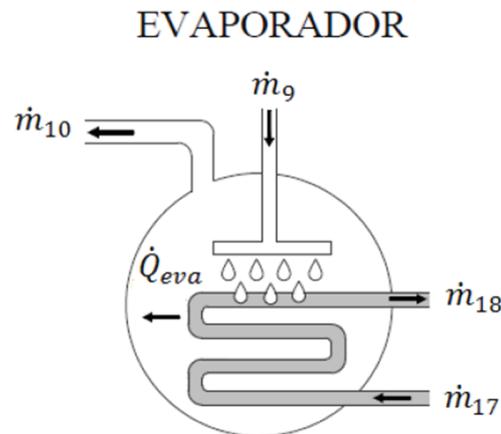
$$LMTD_{con} = \frac{(T_8 - T_{16}) - (T_8 - T_{15})}{\ln\left(\frac{T_8 - T_{16}}{T_8 - T_{15}}\right)} \quad (18)$$

Importante observar que no condensador, a maior parte do calor é trocado com o fluido refrigerante passando por um processo isotérmico, já que na transformação de fase o calor é latente. Isso significa que a temperatura de entrada do fluido quente mais apropriada para avaliação da diferença média logarítmica é a de condensação da substância, ou seja, a mesma temperatura do estado 8, desprezando-se assim os efeitos do vapor superaquecido do estado 7 (HEROLD, RADERMACHER e KLEIN, 2016).

### 3.1.4 Evaporador

O evaporador tem como função principal o resfriamento do fluido que circula no circuito de água gelada do *chiller*. Isso é feito através da evaporação do fluido refrigerante promovida pela troca de calor entre o mesmo e a água do circuito frio externo. O evaporador opera à baixa pressão do sistema, e na sua saída considera-se que o fluido refrigerante está no estado de vapor saturado. A Figura 16 ilustra o equipamento.

Figura 16 - Esquema de um evaporador



Aplicando novamente as leis de conservação de massa e energia, obtemos:

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18} \quad (19)$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (20)$$

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{17}(h_{17} - h_{18}) = \dot{m}_9(h_{10} - h_9) \quad (21)$$

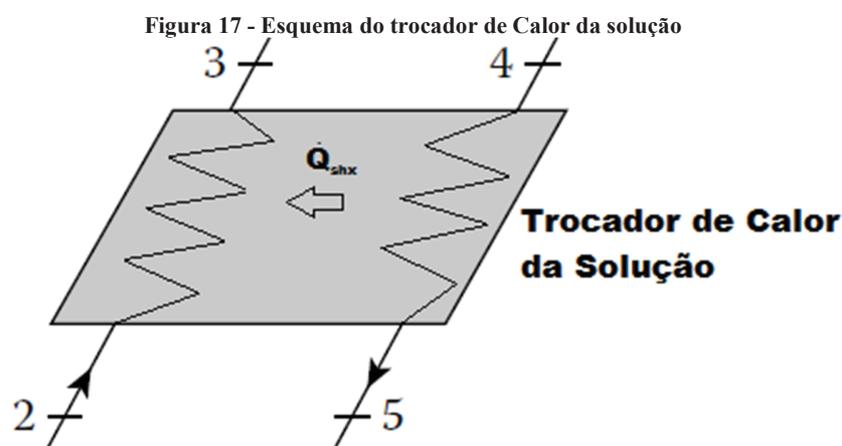
Semelhantemente ao que acontece no condensador, o evaporador também troca calor envolvendo uma troca de fase, logo latente e isotérmico. Entretanto, consideramos que o fluido refrigerante sai no estado de vapor saturado e entra, a priori, no estado vapor-líquido com título entre 0 e 1. Isso implica essencialmente que  $T_9 = T_{10}$ , ou seja, não há problemas em se considerar uma ou outra temperatura na entrada e saída do fluido quente no cálculo da diferença média logarítmica. Assim, a troca de calor no condensador pode ser quantificada pelo produto da diferença média logarítmica pelo coeficiente global de troca de calor, obtendo:

$$\dot{Q}_{eva} = UA_{eva} * LMTD_{eva} \quad (22)$$

$$LMTD_{eva} = \frac{(T_{17} - T_{10}) - (T_{18} - T_9)}{\ln\left(\frac{T_{17} - T_{10}}{T_{18} - T_9}\right)} \quad (23)$$

### 3.1.5 Trocador de Calor da solução

O trocador de calor da solução atua como um recuperador de calor. A função é resfriar a solução concentrada vinda do gerador antes que ele ingresse na válvula de expansão e posteriormente no absorvedor e aquecer a solução diluída proveniente do absorvedor antes que essa ingresse no gerador. Essa prática aumenta o rendimento global do ciclo de refrigeração. O trocador funciona à pressão mais alta do ciclo de refrigeração e nele não ocorre mistura de fluidos. A Figura 17 exemplifica o equipamento.



Fonte: Adaptado de Herold et al. (2016)

Aplicando as leis de conservação de massa e energia, obtemos:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (24)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (25)$$

$$\dot{Q}_{shx} = \dot{m}_2(h_3 - h_2) = \dot{m}_4(h_4 - h_5) \quad (26)$$

A concentração da solução permanece a mesma ao passar em cada lado do trocador, logo:

$$x_2 = x_3 \quad (27)$$

$$x_4 = x_5 \quad (28)$$

A quantidade de calor trocada entre as soluções fraca e forte pode ser quantificada pelo coeficiente global de transferência de calor em conjunto com a diferença logarítmica:

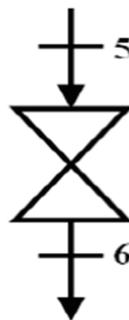
$$\dot{Q}_{shx} = UA_{shx} * LMTD_{shx} \quad (29)$$

$$LMTD_{shx} = \frac{(T_4 - T_3) - (T_5 - T_2)}{\ln\left(\frac{T_4 - T_3}{T_5 - T_2}\right)} \quad (30)$$

### 3.1.6 Válvula de expansão da solução

A válvula de expansão da solução diminui a pressão do gerador para o absorvedor. Isso contribui de 2 maneiras: ajuda a manter a diferença de pressão no sistema em conjunto com a bomba e a outra válvula de expansão, bem como diminui ainda mais a temperatura da solução para ingresso no absorvedor. O processo é considerado adiabático e, portanto, a entalpia permanece constante. A Figura 18 ilustra esquematicamente o dispositivo.

Figura 18 - Representação esquemática da válvula de expansão da solução de BrLi



Fonte: Ochoa (2010)

Aplicando a conservação de massa e a entalpia constante, temos:

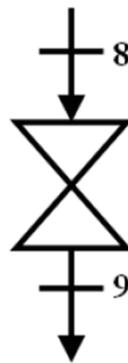
$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (31)$$

$$h_5 = h_6 \quad (32)$$

### 3.1.7 Válvula de expansão do refrigerante

Em semelhança à da solução, a válvula de expansão do refrigerante tem como objetivo diminuir a pressão entre o condensador e o evaporador, baixando a temperatura do fluido refrigerante abaixo da temperatura da água gelada do circuito frio, possibilitando a troca de calor entre os dois fluidos. O processo é considerado adiabático, logo a entalpia permanece constante. A Figura 19 traz a representação esquemática do dispositivo.

Figura 19 - Esquema da válvula de expansão do refrigerante



Fonte: Ochoa (2010)

Aplicando mais uma vez a conservação de massa e energia, temos que:

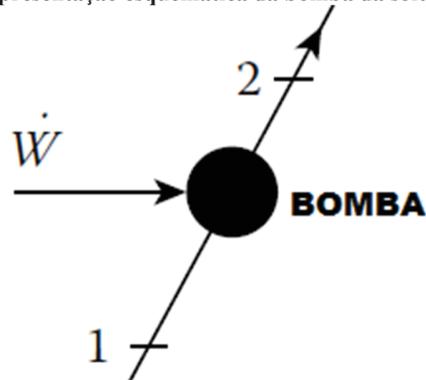
$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (33)$$

$$h_8 = h_9 \quad (34)$$

### 3.1.8 Bomba da solução

A bomba da solução é responsável pela diferença de pressão entre o gerador e o absorvedor. Além disso, contribui para a circulação da solução de brometo de lítio, melhorando a eficiência térmica das trocas de calor. A bomba é modelada como possuindo vazão constante, em um processo isotérmico e incompressível. A bomba está representada na Figura 20.

Figura 20 - Representação esquemática da bomba da solução de BrLi



Fonte: Herold et al. (2016)

A diferença de pressão pode ser estimada pela energia transmitida ao fluido pela compressão, que por sua vez é também determinado pela diferença de entalpia no fluido, uma vez admitido o bombeamento incompressível.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (35)$$

$$\dot{W} = \dot{m}_1(h_2 - h_1) \quad (36)$$

$$h_2 = h_1 + \vartheta_1(P_H - P_L) \quad (37)$$

Onde  $\vartheta_1$  é o volume específico da solução no estado 1,  $P_H$  é a pressão alta e  $P_L$  a pressão baixa do sistema.

### 3.1.9 Coeficiente de performance

O COP é a razão entre a energia retirada do circuito de água gelada externo e o total de energia entregue ao sistema (HEROLD, RADERMACHER e KLEIN, 2016). Assim, temos:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{eva}}{\dot{Q}_{ger} + \dot{W}} \quad (38)$$

### 3.1.10 Modelagem em EES

Para resolução do problema do *chiller*, foi criado um modelo na plataforma EES (*Engineering Equation Solver*). A plataforma é apropriada para a resolução do problema por já possuir as ferramentas de resolução das equações bem como as bibliotecas com dados termodinâmicos da água e da solução de BrLi. No programa, foram feitas mais algumas considerações além das equações estabelecidas neste capítulo:

- A água de resfriamento na saída do absorvedor é direcionada para a entrada do condensador, o que implica que o estado 14 e 15 são o mesmo e possuem os mesmos valores de temperatura, entalpia e vazão, se considerarmos que não há perdas energéticas no transporte.
- A entalpia da solução de BrLi é determinada usando a biblioteca de funções disponível no programa e avaliadas na temperatura e concentração do sal em cada estado de 1 a 6;
- Um procedimento da biblioteca calcula a expansão da solução ao passar pela válvula bem como a queda de temperatura da mesma usando a diferença de pressão no dispositivo;
- A temperatura do estado 7 é igual a temperatura de saturação da solução no estado 3 à alta pressão;
- O volume específico do estado 1 é avaliado através da temperatura e concentração da solução;
- 2 equações do balanço de massa da solução e do sal são redundantes e precisam ser retiradas do modelo ou usadas para avaliar o erro no cálculo iterativo;
- Os coeficientes globais de troca de calor no gerador, absorvedor, condensador, evaporador e trocador de calor são constantes e foram calculados por Fischer (2019). Os valores encontrados por ele estão listados na Tabela 2.

Tabela 2 - Coeficientes globais de transferência de calor do *chiller*

Componente	Coeficiente global de transferência de calor (UA) [kW.K <sup>-1</sup> ]
Evaporador	6,506
Condensador	15,718
Absorvedor	7,491
Gerador	5,345
Trocador de Calor da Solução	0,822

Fonte: Fischer (2019)

### 3.1.11 Validação do modelo

Para validação do modelo matemático e computacional, foram calculadas as temperaturas de saída dos circuitos de água quente, de resfriamento e de água gelada, bem como a taxa de calor trocado no evaporador e no gerador. Usando os dados de entrada fornecidos pela fabricante, os resultados foram comparados e são exibidos na Tabela 3 (YAZAKI, 2016).

Tabela 3 - Resultados comparados do modelo com os dados fornecidos pela fabricante

Estado	Vazão segundo a fabricante [kg/s]	Temperaturas segundo a fabricante [C°]	Temperaturas do Modelo Computacional [C°]	Erro percentual [%]
11	2,4	88	88	-
12	2,4	83	83,14	0,17
13	5,1	31	31	-
16	5,1	35	34,96	0,11
17	1,52	7	6,909	1,3
18	1,52	12,5	12,5	-

Fonte: Yazaki (2016)

O valor para  $\dot{m}_1 = 0,24$  [kg/s], a vazão mássica da solução na bomba, foi encontrado no trabalho de Ochoa (2014), como sugeriu Fischer (2019), ao modelar o mesmo

equipamento por falta da informação no *datasheet* da fabricante. Para essas temperaturas, erros inferiores a 1,5% foram obtidos, representando uma boa aproximação do sistema real.

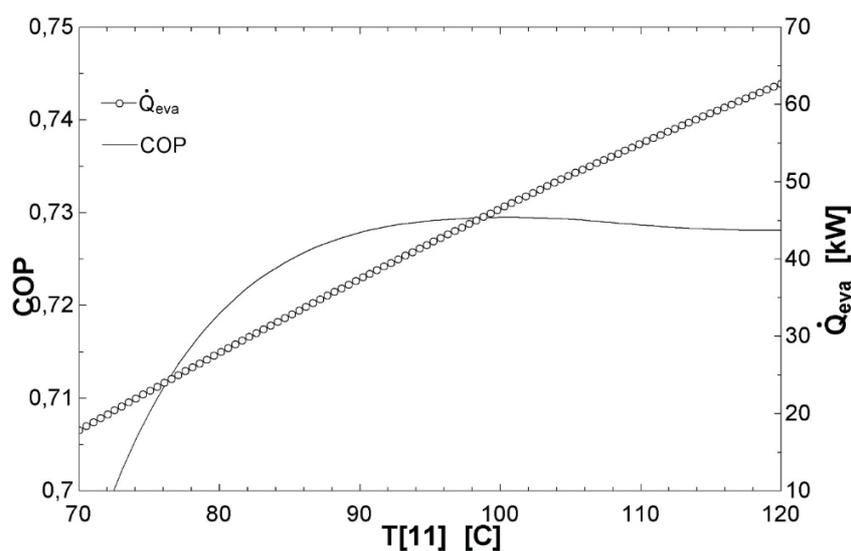
Tabela 4 - Comparação entre as taxas de transferência de calor obtidas pelo modelo computacional e os dados do fabricante

Componente	Taxa de transferência de Calor segundo a fabricante [kW]	Taxa de transferência de Calor do Modelo Computacional [kW]	Erro percentual [%]
Evaporador	35,2	35,6	1,14
Absorvedor e Condensador	85,4	82,56	3,32
Gerador	50,2	48,97	2,45

Fonte: Yazaki (2016)

A Tabela 4 acima compara os dados energéticos do *datasheet* da fabricante com os encontrados pelo modelo computacional. Erros percentuais inferiores a 3,5% foram obtidos, comprovando a eficácia do modelo em prever o comportamento do sistema. Também é importante notar a dependência do COP e do frio produzido (calor trocado no evaporador) em relação à temperatura da água de alimentação do  $T_{11}$ . A Figura 21 resume o comportamento do *chiller* para as condições de operação da Tabela 3.

Figura 21 - Gráfico do COP e frio pela temperatura de entrada do *chiller*



Fonte: O autor (2019)

## 3.2 MODELAGEM DO COLETOR

O tipo de coletor escolhido para este trabalho foi o coletor de placas planas. Este tipo é o mais recomendado por atender bem as necessidades energéticas para uso na faixa de temperatura requerida pelo *chiller* e ser mais barato e acessível que os demais. Além disso, é mais simples de simular, poupando esforço computacional.

A modelagem do coletor de placas planas foi feita com base nos métodos propostos por Duffie e Beckman (2013). Segundo os mesmos, existem diversos fatores que influenciam a eficiência de um coletor e a energia útil fornecida por este, dentre eles:

- Geometria: Área do coletor, número de tubos, diâmetro e comprimento dos mesmos, distância entre tubos, altura da borda, quantidade de coberturas, grossura do painel;
- Condições de operação: Velocidade do vento, irradiação solar, ângulo de incidência, temperatura ambiente, vazão e tipo de fluido;
- Construção: Materiais da placa absorvedora, isolamento e coberturas.

### 3.2.1 Energia útil

A energia útil de um coletor é a energia transmitida pela placa ao fluido que passa nos tubos. Ela é a responsável pelo aumento da temperatura do fluido na saída do coletor. Pode ser calculada a partir da diferença da energia absorvida pela placa e as perdas de energia para o ambiente. Para um coletor de área  $A_c$ , energia solar absorvida  $S$ , coeficiente global de transferência de calor do coletor  $U_L$ , temperatura média da placa  $T_{pm}$ , e temperatura ambiente  $T_a$ , a energia útil  $Q_u$  transmitida a fluido pode ser expressa por:

$$Q_u = A_c * (S - U_L(T_{pm} - T_a)) \quad (39)$$

Usualmente,  $Q_u$  é expressa em W,  $S$  em  $W/m^2$  e  $U_L$  em  $W/m^2-K$ .

O coeficiente  $U_L$  representa a taxa com que calor é perdido ao ambiente por unidade de área de coletor. Ele pode ser calculado indiretamente pela soma das perdas térmicas do coletor para o ambiente pelo topo, base e bordas do coletor, por meio de radiação e convecção.

Esse coeficiente é essencialmente uma função da construção do coletor, da temperatura do mesmo e da velocidade do vento. O efeito da perda de calor para o ambiente pode ser minimizado principalmente pelo uso de isolamento na base e bordas do coletor e por uma ou mais coberturas extras, a fim de diminuir o fator de convecção.

A energia solar absorvida  $S$  é uma função da quantidade de irradiação solar total  $G_T$ , (que compreende as porções direta, difusa e refletida), e o produto transmitância-absorbância ( $\tau\alpha$ ) do coletor. Boa parte da irradiação incidente sobre um plano horizontal dentro da atmosfera é irradiação direta (que vem direto do sol), outra parte menor é de dispersão (que refratou e se dispersou pela atmosfera) e a pequena porção restante é a irradiação refletida no solo, podendo ser desprezada. A maior parte da energia absorvida para o coletor provém da irradiação direta, e é quando ela é mais alta que o coletor apresentará seu melhor rendimento.

$$S = G_T * (\tau\alpha) \quad (40)$$

O produto ( $\tau\alpha$ ) representa a porção da irradiação que é transmitida através do coletor. Apesar de ser representado como um produto, ele deve ser entendido como uma propriedade da combinação da cobertura e do absorvedor. Isto acontece porque a irradiação solar incide sobre o coletor, atravessa a cobertura transparente, é absorvida em parte pela placa absorvedora e refletida de volta para a cobertura. Por sua vez, a energia refletida não se perde, pois é refletida mais uma vez na parte interna da cobertura e volta para a placa absorvedora e assim sucessivamente. É estimado que nesse processo ( $\tau\alpha$ ) seja calculado em aproximadamente o produto da transmitância da cobertura  $\tau$  e da absorbância da placa absorvedora  $\alpha$ .

$$(\tau\alpha) = 1,01 * \tau * \alpha \quad (41)$$

O produto ( $\tau\alpha$ ) é dependente do ângulo de incidência dos raios solares, pois  $\tau$  é dependente do mesmo.

Alternativamente, a energia útil também é expressa pela quantidade de energia entregue ao fluido:

$$Q_u = \dot{m}c_p(T_o - T_i) \quad (42)$$

Onde  $\dot{m}$  é a vazão mássica do fluido pelo coletor,  $c_p$  o calor específico do mesmo,  $T_o$  a temperatura de saída e  $T_i$  a temperatura de entrada do fluido. Esta última formulação é mais usada quando se deseja medir experimentalmente a energia cedida ao fluido ou saber qual a temperatura de saída do mesmo.

### 3.2.2 Fator de Remoção

É interessante querer expressar a energia útil entregue por um coletor em função da temperatura de entrada do fluido, uma vez que a temperatura média da placa é difícil de determinar. Usando o chamado Fator de Remoção  $F_R$ , temos:

$$Q_u = A_c F_R [S - U_L (T_i - T_a)] \quad (43)$$

O fator  $F_R$  funciona como a eficiência de um trocador de calor convencional. É definido como a razão entre a energia útil e a máxima energia que seria possível receber. Isto acontece hipoteticamente se toda a placa estivesse na temperatura de entrada do fluido, ou seja, quando as perdas são mínimas, representada pela porção  $A_c [S - U_L (T_i - T_a)]$  da equação. O fator de remoção é principalmente uma função da vazão mássica do fluido pelo coletor: quanto maior a vazão, mais próxima se torna a temperatura média da temperatura de entrada do fluido, diminuindo as perdas pela diferença de temperatura com o ambiente, por sua vez aumentando  $F_R$ . Fora isso, o fator de remoção também é uma função do fator de eficiência  $F'$  do coletor (como a energia é transferida ao fluido), que por sua vez é uma função da geometria do coletor e do escoamento do fluido nos tubos.

### 3.2.3 Modelo com 3 parâmetros

Segundo Duffie e Beckman (2013), existem diversos níveis de complexidade que podem ser utilizados quando se modela um conjunto de coletores solar, a depender da necessidade de exatidão dos resultados. Para a maior parte das aplicações, entretanto, o modelo mais simples pode ser utilizado sem muitas perdas, mas com ganhos consideráveis

em esforço computacional, tempo de cálculo e a facilidade de encontrar as especificações da fabricante que disponibilizam os dados referentes ao teste de seus coletores de forma simplória.

O modelo mais simples de coletor é caracterizado por 3 parâmetros, podendo ser representado por  $[F_R(\tau\alpha)_n, F_R U_L, b_o]$ , onde  $F_R$  é o fator de remoção,  $(\tau\alpha)_n$  é o produto transmitância-absorbância para o ângulo normal ao plano,  $U_L$  é o coeficiente global de perda de calor do coletor e  $b_o$  é o coeficiente do modificador do ângulo de incidência. Na realidade,  $F_R$  e  $U_L$  são dependentes da temperatura, mas assumindo que eles não variam muito na faixa de temperatura de operação do coletor, eles podem ser determinantes na descrição de como o coletor funciona:  $F_R(\tau\alpha)_n$  é um indicador de como a energia é absorvida e  $F_R U_L$  de como a energia é perdida.

Reescrevendo a equação da energia útil substituindo o termo da energia solar absorvida e considerando condições de regime permanente (a irradiação não é usada para aquecer os componentes do coletor), temos que:

$$Q_u = A_c F_R [G_T(\tau\alpha) - U_L(T_i - T_a)] \quad (44)$$

$$Q_u = A_c [G_T F_R(\tau\alpha) - F_R U_L(T_i - T_a)] \quad (45)$$

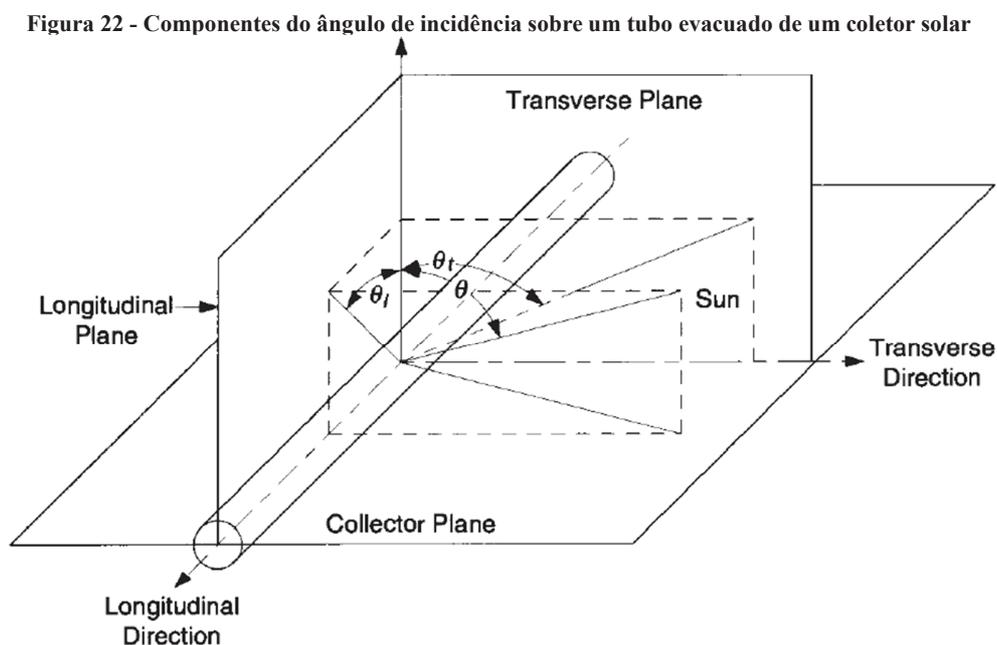
A transmitância é variável com o ângulo incidente dos raios solares, e é indicado saber quanto grande é essa variação para poder considerá-la nos cálculos, uma vez que quase sempre o coletor estará sob uma irradiação direta em ângulo diferente da normal ao plano. Para contabilizar o efeito da variação do ângulo de incidência, é introduzido um modificador de ângulo de incidência  $K_{\tau\alpha}$ :

$$Q_u = A_c [G_T K_{\tau\alpha} F_R(\tau\alpha)_n - F_R U_L(T_i - T_a)] \quad (46)$$

Onde  $K_{\tau\alpha}$  pode ser calculado por:

$$K_{\tau\alpha} = 1 - b_o \left( \frac{1}{\cos(\theta)} - 1 \right) \quad (47)$$

Nesta última equação,  $\theta$  é o ângulo de incidência dos raios diretos no coletor e  $b_o$  é o coeficiente do modificador do ângulo de incidência. Esse coeficiente varia de coletor para coletor, e pode ser identificado por meio de experimentos seguindo a norma ASHRAE 93-2003. Para coletores de placa plana, o ângulo  $\theta$  corresponde exatamente ao ângulo de incidência dos raios solares sobre a placa. Entretanto, alguns coletores possuem forma diferenciada, como é o caso de coletores de tubo evacuado. O tubo não recebe igualmente os raios sobre sua superfície, como indica a Figura 22.



Fonte: Duffie e Beckman (2013)

O modificador de ângulo de incidência de um coletor de tubo evacuado pode ser estimado a partir do produto de seus componentes transversal e longitudinal:

$$K_{\tau\alpha} = (K_{\tau\alpha})_t (K_{\tau\alpha})_l \quad (48)$$

Com isso, o modelo prático de um coletor pode ser representado pelos produtos  $F_R(\tau\alpha)_n$  e  $F_R U_L$ , e o coeficiente  $b_o$  juntamente com as equações (45) e (46).

Nesta modelagem, não se leva em consideração a vazão de fluido que entra no coletor, mas apenas a sua temperatura, uma vez que o interesse é somente saber qual o total de energia útil entregue ao sistema. Assim, a vazão é sempre considerada a nominal dos testes da

eficiência do coletor, não podendo variar. Modelos mais complexos podem prever a influência da variação da vazão no sistema, mas fogem do escopo deste trabalho. Assim, o coletor solar é enxergado apenas do ponto de vista energético, como uma fonte de calor para o tanque de armazenamento de água quente, dada uma determinada temperatura do fluido, temperatura ambiente e irradiação solar incidente, não importando as quantidades mássicas envolvidas no processo.

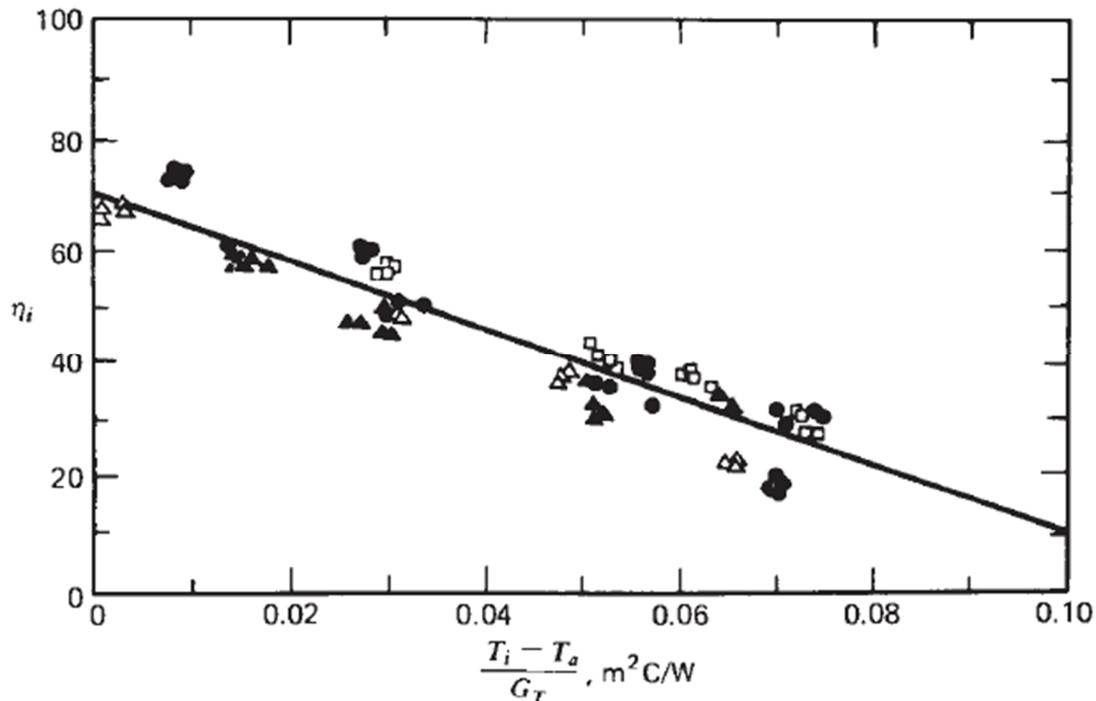
### 3.2.4 Eficiência de um coletor

A eficiência instantânea de um coletor é uma função da energia útil absorvida  $Q_u$ , que por sua vez é extremamente dependente da temperatura de entrada do fluido e da temperatura ambiente. Essa eficiência pode ser descrita por:

$$\eta_i = \frac{Q_u}{A_c G_T} = \left[ F_R (\tau\alpha) - \frac{F_R U_L (T_i - T_a)}{G_T} \right] \quad (49)$$

Ela pode ser entendida como a razão da energia fornecida ao fluido pela energia total incidente. Na verdade, a eficiência de um coletor é algo bastante difícil de prever. Na prática, são feitos diversos testes à diferentes temperaturas de fluido, ambiente, velocidade de vento, irradiação incidente, seu ângulo e as porções direta, difusa e refletida do mesmo. Os dados são coletados e reunidos em um gráfico da eficiência pela grandeza  $(T_i - T_a)/G_T$ , para então ser traçada uma reta que representa a eficiência média do equipamento.

Figura 23 - Eficiência de um coletor de placa plana em diferentes condições de teste



Fonte: Duffie e Beckman (2013)

Na Figura 23, o ponto em que a reta cruza o eixo da ordenada corresponde ao parâmetro  $F_R(\tau\alpha)_n$  e a inclinação corresponde ao negativo de  $F_R U_L$  se forem considerados que estes valores são constantes na faixa de temperatura, o que não representa a realidade, mas serve como boa aproximação do seu comportamento (KALOGIROU, 2004). A depender do padrão de teste utilizado, a área  $A_c$  do coletor pode se referir à área total do mesmo (considerando as bordas), a área de abertura (sem as bordas), ou até mesmo a área efetiva de absorção (por exemplo: a área dos tubos de um coletor de tubos evacuados). Ao se utilizar os parâmetros, deve-se atentar à qual área se refere o termo para evitar problemas de dimensionamento.

Outra forma é considerar que o termo  $F_R U_L$  varia linearmente com a variação de temperatura. Para esse caso (KALOGIROU, 2004):

$$F_R U_L = c_1 + c_2(T_i - T_a) \quad (50)$$

$$\eta_i = \left[ F_R(\tau\alpha) - \frac{F_R U_L(T_i - T_a)}{G_T} \right] = F_R(\tau\alpha) - c_1 \frac{(T_i - T_a)}{G_T} - c_2 \frac{(T_i - T_a)^2}{G_T} \quad (51)$$

A eficiência também pode ser calculada dentro de um certo período de tempo:

$$\eta = \frac{\int \dot{Q}_u dt}{A_c \int G_T dt} \quad (52)$$

Se as condições forem constantes ao longo do tempo, a equação pode ser reduzida a:

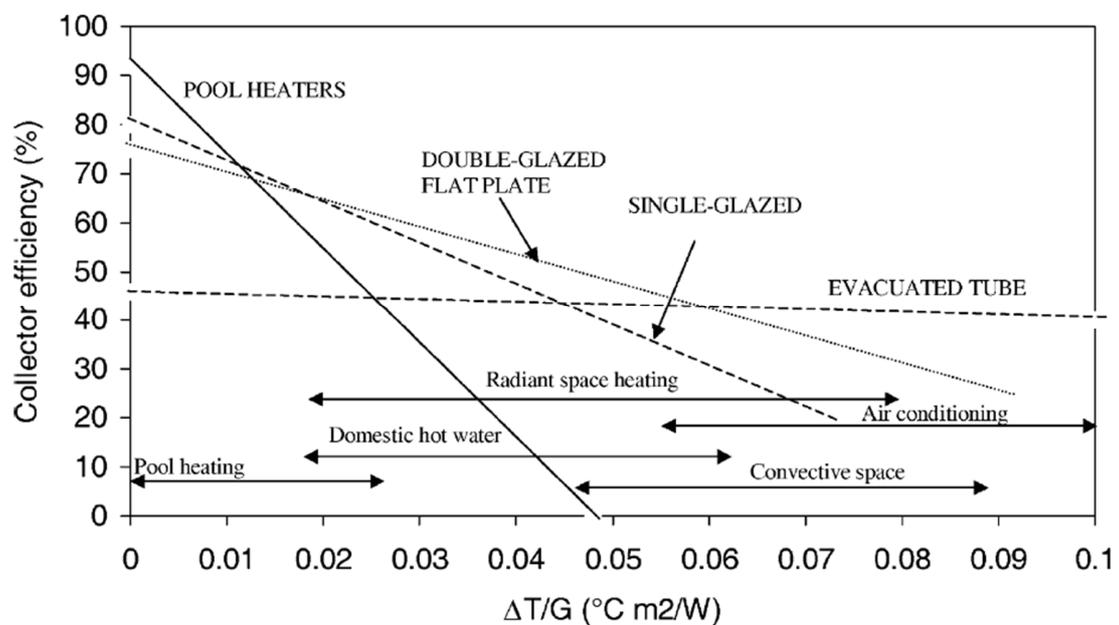
$$\eta = \frac{Q_u}{I_T A_c} \quad (53)$$

Onde  $I_T$  é a radiação total incidente sobre a área em  $J/m^2$ , geralmente medido num período de 1 hora.

### 3.2.5 Escolha do coletor

Como aponta Kalogirou (2014), a escolha do coletor a ser utilizado deve atentar para as necessidades da carga térmica a ser atendida, principalmente quanto ao tipo de aplicação e temperatura. A Figura 24 compara a eficiência de diferentes tipos de coletores estacionários, relacionados com o tipo de carga, a diferença de temperatura e a irradiação.

Figura 24 - Eficiência média de diversos tipos de coletores de fluido líquido



Fonte: Kalogirou (2004)

Para aplicação de acionamento do *chiller*, espera-se que a temperatura de operação do coletor esteja entre 70°C e 95°C, que é a faixa de temperatura admitida pelo modelo WFC-SC10 (YAZAKI, 2016). A irradiação média em um dia ensolarado em Recife varia de 400 a 800 W/m<sup>2</sup> no período entre 8h e 16h, com o pico de irradiação acontecendo ao meio-dia (MELO, 2019). A temperatura média anual em Recife é de 25,8°C (Climate Data, 2019). Com base nesses dados, podemos calcular a pior e a melhor condição para a faixa de operação dos coletores:

$$Pior\ condição = \frac{T_{i(mín)} - T_a}{G_{T(8h)}} = \frac{(70 - 25,8)}{400} = 0,1105$$

$$Melhor\ condição = \frac{T_{i(máx)} - T_a}{G_{T(12h)}} = \frac{95 - 25,8}{800} = 0,0865$$

Baseado no gráfico da Figura 24, observa-se que o tipo de coletor mais recomendado para a faixa de operação compreendida entre 0,0865 e 0,1105 da razão entre a diferença de temperatura e a irradiação é o Coletor de Tubos Evacuados. Isso porque possuem uma menor perda de calor para o ambiente (menor valor de  $U_L$ ) em altas temperaturas que o coletor de placa plana. Também é possível se considerar a instalação de Coletores de Placa Plana com 2 coberturas, se o objetivo não for suprir totalmente a demanda somente por energia solar, atendendo somente ao requisito mínimo de temperatura (70°C) nos períodos mais quentes do dia ou aumentando consideravelmente a área de incidência em relação ao de tubos evacuados.

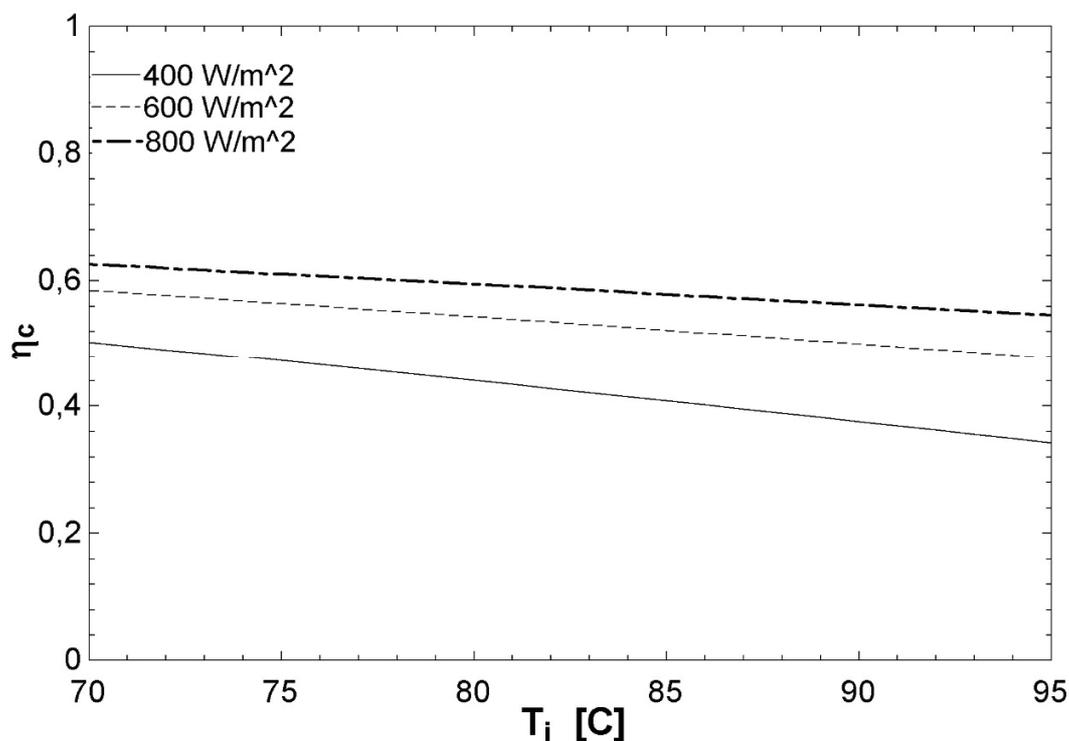
Já sabendo qual tipo de coletor será utilizado, basta comparar nos catálogos qual equipamento favorece o sistema. O coletor solar selecionado é modelo de Coletor de Tubos Evacuados sem refletor parabólico U 1521, da Linuo Ritter. A Tabela 5 resume as especificações. Os parâmetros são calculados quanto à área de abertura de acordo com a norma EN 12975.

Tabela 5 - Resumo das propriedades do Coletor Solar de Tubos Evacuados U 1521

Propriedade	Valor
Área total ( $m^2$ )	2,32
Área de abertura ( $m^2$ )	1,33
$F_R(\tau\alpha)_n$	0,745
$c_1$ ( $W/m^2K$ )	2,007
$c_2$ ( $W/m^2K^2$ )	0,005

Fonte: Linuo Ritter (2014)

O coeficiente do modificador do ângulo de incidência  $b_0$  não foi encontrado e por isso foi suposto um valor de 0,1 para o mesmo, que é uma estimativa razoável (KALOGIROU, 2004). Na Figura 25 é exibido o cálculo da eficiência instantânea para 3 valores de irradiação solar, calculados a uma temperatura ambiente de 25,8 °C e ângulo de incidência normal à placa.

Figura 25 - Eficiência do coletor para valores de irradiação de 400 W/m<sup>2</sup>, 600 W/m<sup>2</sup> e 800 W/m<sup>2</sup>

Fonte: O autor (2019)

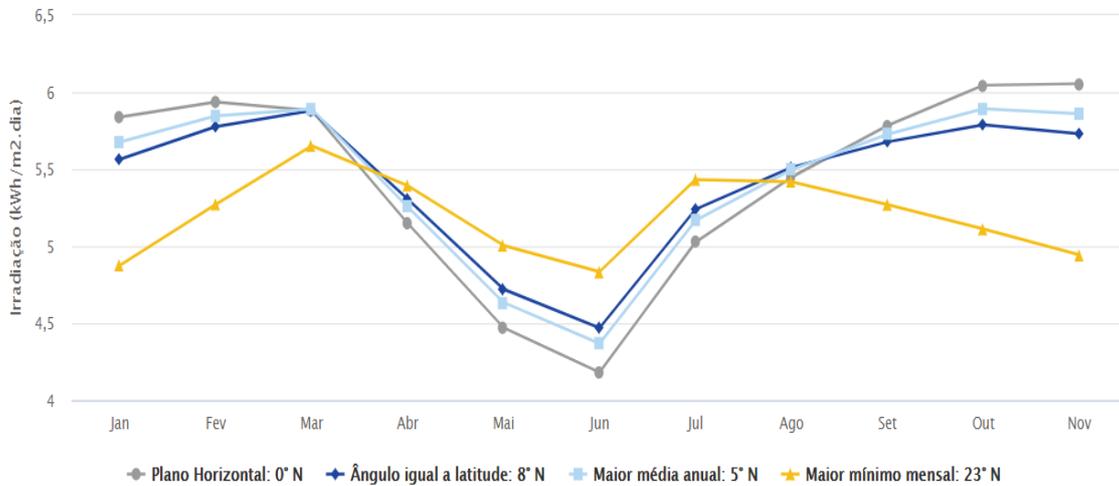
### 3.2.6 Aspectos construtivos do sistema de coletores

Uma vez determinado qual coletor será utilizado, é necessário atentar para os aspectos construtivos do conjunto de coletores. Um dos primeiros passos é definir qual a orientação dos mesmos. Em geral, instrui-se que os coletores sejam instalados virados ao norte se estiverem posicionados no hemisfério sul e virados ao sul se estiverem instalados no hemisfério norte (DUFFIE e BECKMAN, 2013). No caso de um coletor hipoteticamente instalado no COGENCASA, na UFPE, o mesmo deveria estar virado ao norte geográfico por estar localizado no hemisfério sul (latitude 8° S). Também pode-se inclinar o equipamento mais ao leste para absorção de energia solar matinal ou mais ao oeste para absorção intensificada no horário da tarde, a critério da aplicação.

Em segundo lugar, é importante também definir qual a inclinação das placas em relação ao plano horizontal. Em geral, usa-se uma inclinação igual à latitude do local, para maximizar os efeitos dos raios diretos provenientes do sol. Entretanto, devido a declinação da Terra em relação ao Sol variar durante o ano, essa radiação absorvida não é sempre a mesma. Por isso, é importante analisar a radiação média absorvida durante cada mês do ano, e escolher aquela que melhor se adaptar à aplicação. Uma boa opção seria escolher a inclinação que resulta na maior média diária anual de irradiação, que garante a maior geração de energia anual. Outra opção é escolher a inclinação que resulta no maior valor mínimo mensal para garantir que o sistema funcione com maior frequência. A Figura 26 apresenta os dados de irradiação solar para um ano em uma estação em Recife que fica a 5,5km da UFPE.

Também é importante decidir qual a área total de coletores a ser utilizada no processo. Isto pode ser feito estimando a carga térmica diária necessária no processo, eficiência do coletor solar para a faixa de temperatura que se deseja atender e os dados solares anuais, ponderando qual efeito seria melhor obter no sistema. Pode ser necessária estimar qual a economia a ser obtida e em quanto tempo, uma vez que sistemas de energia solar podem ter um custo inicial muito elevado. É comum que se dimensione um sistema com a preocupação de ser economicamente viável mais do que extremamente eficiente (DUFFIE e BECKMAN, 2013). Pode-se propor sistemas de energia complementares para suprir as demandas não atendidas somente pelos coletores.

**Figura 26 - Irradiação média anual em Recife**  
8,101° S; 34,949° O



Fonte: SunData 3.0 (2018)

Considerando que os coletores seriam instalados virado ao norte geográfico, com inclinação de 8 graus em relação a horizontal, a irradiação solar diária média anual seria de 5,35 [kWh/m<sup>2</sup>]. Estimando a carga térmica diária do *chiller* com um funcionamento das 9h às 15h, o horário em que ocorre a maior parte da absorção e considerando o equipamento funcionando à temperatura nominal de 88°C e consumo no gerador de 50,2 kW (YAZAKI, 2016), temos que a carga diária  $L$  é de:

$$L = \dot{Q}_{ger} * \Delta t = 50,2 * (15 - 9) = 301,2 \text{ kWh}$$

Dos quais se espera que 70% sejam atendidos com um conjunto de coletores solar. O valor da eficiência do coletor para uma temperatura de entrada do fluido de 88°C, irradiação média de 600 W/m<sup>2</sup> e incidência normal foi calculado numericamente e pode ser observado na Figura 25. O valor da eficiência para essas condições de operação é de 0,5087. Estimando a área necessária para a carga diária estabelecida e utilizando a irradiação média diária, rearranjando os termos da equação da eficiência, temos que:

$$A_c = \frac{L}{\eta_c * I_T} = \frac{210,8}{0,5087 * 5,35} = 77,5 \text{ m}^2$$

Esta área é referente a área de abertura (área de incidência dos raios, sem contar os espaços entre os tubos do coletor). A área calculada está de acordo com a área utilizada em outros trabalhos: 72 m<sup>2</sup> (PONGTORNKULPANICH, THEPA, *et al.*, 2008) e 96 m<sup>2</sup> (IBRAHIM, AL-SULAIMAN e ANI, 2017). Pelo catálogo da empresa, sabemos que cada coletor contribui com uma área de 1,33 m<sup>2</sup> de abertura (Tabela 5). Portanto, para atender à demanda do *chiller* ao longo do dia seriam necessários um número inteiro  $n$  de coletores igual a:

$$n = \frac{77,6}{1,33} \cong 58$$

Por comodidade, pode-se arredondar o número para a dezena mais próxima, totalizando 60 coletores. A área total desses coletores deve ser recalculada:

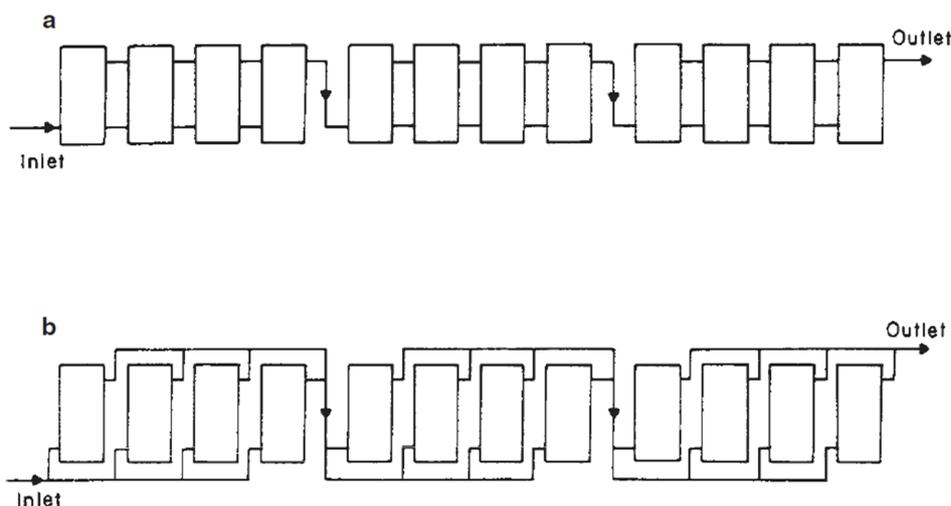
$$A_c = 1,33 * 60 = 79,8 \text{ m}^2$$

Uma vez determinada a quantidade de coletores, é necessário também escolher a forma como estes estão conectados. Existem 2 maneiras de se conectar um coletor a outro: em série ou em paralelo. Na arrumação em série, a saída de um coletor é conectada à entrada de outro. Isso resulta em uma eficiência menor para o segundo coletor, uma vez que ela depende diretamente da temperatura de entrada do fluido. Na arrumação em paralelo, as entradas e saídas de dois coletores tem a mesma origem e fim. Nesta arrumação, os dois coletores possuem uma eficiência igual por trabalharem à mesma temperatura, resultado numa eficiência global maior que a arrumação em série. Podem existir aplicações em que a arrumação em série seja mais interessante por questões da diferença de pressão nas tubulações de um ou outro método.

A partir dessas duas formas, podem se obter variações, como a conexão de coletores série-paralelo e paralelo-série, em que grupos de coletores em série ou paralelo são conectados em paralelo ou série, respectivamente. A Figura 27 ilustra as duas formas. Na prática, ocorre que um conjunto muito grande de coletores em paralelo pode também apresentar diferenças de temperatura entre um coletor e outro, contrariando a iniciativa de ter

as mesmas condições de operação em todos eles. Por isso, as fabricantes recomendam a disposição dos coletores em paralelo-série ou série-paralelo, o que garante uma distribuição de vazão e temperatura mais uniforme (DUFFIE e BECKMAN, 2013).

Figura 27 - Arrumação em (a) série-paralelo e (b) paralelo-série



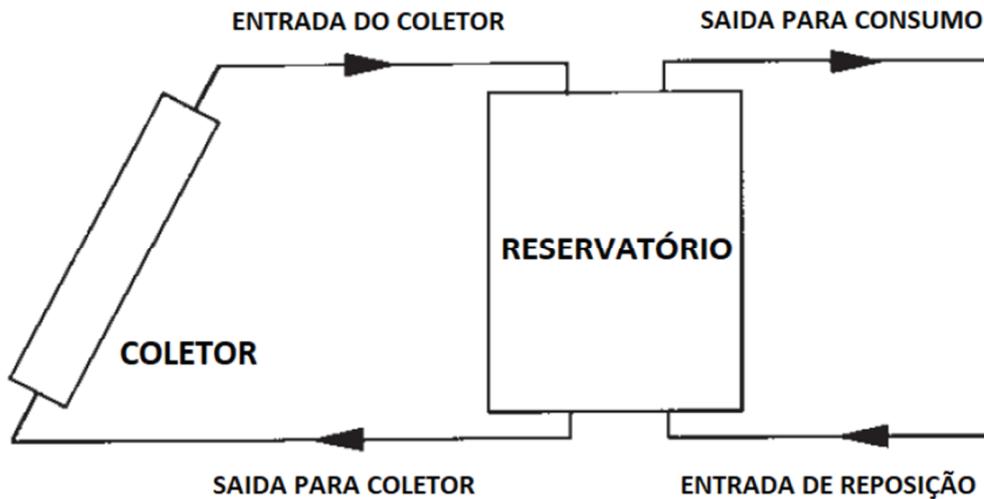
Fonte: Duffie e Beckman (2013)

Neste trabalho, será considerado que todos os coletores estão conectados e que a vazão mássica é a mesma para todos os coletores em paralelo para facilitar os cálculos, vendo todo o conjunto como apenas um coletor equivalente de área igual a área total (abertura) do mesmo.

### 3.2.7 Reservatório de água quente

Além do conjunto de coletores, outro componente importante do sistema de aquecimento de água é o tanque de armazenamento de água quente. O tanque funciona como um capacitor térmico, acumulando a energia entregue pelos coletores em forma de calor sensível na água em seu interior. Em geral, um tanque de armazenamento é dimensionado para o consumo de água quente diário. Entretanto, o sistema do *chiller* instalado no COGENCASA já possui um tanque de armazenamento, com capacidade de 300L (OCHOA, 2014). O equipamento também é ligado a um sistema auxiliar de geração de energia térmica pela queima de gás LGP. A representação esquemática do sistema já foi exibida na Figura 10. A Figura 28 esquematiza o reservatório e suas conexões com o *chiller* e os coletores.

Figura 28 - Esquema do tanque de armazenamento de água quente



Fonte: Adaptado de DUFFIE e BECKMAN (2013)

Um tanque de armazenamento pode ser modelado do ponto de vista térmico pela primeira lei da termodinâmica. Considerando que o tanque é não estratificado, ou seja, que a temperatura do fluido é uniforme em todo seu interior, a variação de energia dentro do tanque pode ser expressa por (DUFFIE e BECKMAN, 2013):

$$(mC_p)_s \frac{dT_s}{dt} = Q_u - \dot{L}_s - (UA)_s(T_s - T'_a) \quad (54)$$

Onde  $(mC_p)_s$  é a capacidade térmica do fluido dentro do tanque,  $dT_s/dt$  é a taxa de variação da temperatura no tanque,  $Q_u$  é a energia útil total entregue pelos coletores,  $\dot{L}_s$  é a carga térmica atendida pelo sistema,  $(UA)_s$  é o coeficiente global de troca de calor do reservatório,  $T_s$  é a temperatura do fluido no tanque e  $T'_a$  é a temperatura do ambiente em que o reservatório está localizado (que pode não ser a mesma do coletor).

Em regime permanente, a variação de temperatura é nula e a equação vira:

$$Q_u = \dot{L}_s + (UA)_s(T_s - T'_a) \quad (55)$$

Nesta equação, a energia útil iguala à soma da perda com as cargas. Se o sistema for resolvido para estas condições, a temperatura  $T_S$  indicará a temperatura de equilíbrio do sistema. Quando o tanque estiver abaixo dessa temperatura, o coletor estará entregando mais energia que a carga consegue remover. Acima da mesma, a carga remove mais energia do que o coletor consegue entregar. Na prática, este ponto é difícil de ser alcançado, uma vez que as variáveis envolvidas no processo (irradiação e velocidade do vento) mudam constantemente, além de existir um tempo de resposta na ação do *chiller* e na uniformização da temperatura no tanque.

A energia  $Q_u$  deve ser sempre positiva, ou seja, o sistema de bombeamento é desligado quando for detectado que o conjunto de coletores não está entregando calor ao sistema, mas retirando calor dele (agindo como um trocador de calor com o ambiente). Isso é feito usando um sensor de temperatura na saída dos coletores e calculando se a energia adquirida pelo fluido é superior ao gasto com as bombas. Caso necessário, o sistema de energia auxiliar pode aquecer a água quando a oferta de energia dos coletores se tornar insuficiente. Isso pode ser feito adicionando um outro termo  $Q_{LGP}$  às equações com o mesmo sentido positivo de  $Q_u$ .

A equação geral pode ser integrada para obter a performance ao longo do tempo. Geralmente, uma simples integração de Euler é suficiente para obter os valores de energia aproximados:

$$T_S^+ = T_S + \frac{\Delta t}{(mC_p)_S} [Q_u - L_S - (UA)_S(T_S - T_a')] \quad (56)$$

Onde  $T_S^+$  é a temperatura no tanque após o período de tempo  $\Delta t$ , e  $Q_u$  e  $L_S$  são a energia útil e a carga integradas no mesmo período. Geralmente essas quantidades são quantificadas de hora em hora.

Para o reservatório no COGENCASA, de 300L, a capacidade térmica é calculada em:

$$(mC_p)_S = \left(300 * \frac{1000}{1000}\right) * 4190 = 1257 \text{ kJ/K} \quad (57)$$

Não há dados suficientes com respeito ao reservatório para que seja calculado o coeficiente global de trocar de calor. Por isso, foi estimado o valor de 11,1 W/K, baseado no exemplo 8.3.1 sugerido por Duffie e Beckman (2013), um valor conservador dada a diferença nas dimensões do tanque em questão e o do problema.

### 3.2.8 Modelagem no EES

As equações descritas foram implementadas no software EES para resolução em conjunto com o sistema do *chiller*. As conexões foram feitas nos pontos de estados 11 e 12 do *chiller* com o tanque de armazenamento igualando a carga  $\dot{L}_S$  ao consumo de energia térmica no gerador  $\dot{Q}_{ger}$ , desconsiderando eventuais perdas por troca de calor com o ambiente através da tubulação. A temperatura de entrada no gerador do *chiller* e de entrada no coletor solar são a mesma temperatura de água no tanque  $T_S$ . A quantidade de calor útil entregue ao tanque é simplesmente a soma do calor útil de todos os coletores calculados individualmente. São desconsideradas perdas na tubulação dos coletores por causa da presença de isolante térmico. Todas as eficiências são calculadas do ponto de vista térmico, desconsiderando assim a energia gasta com bombas de circulação de água nos coletores ou torre de resfriamento.

## 3.3 DADOS SOLARES

É possível estimar o ângulo da incidência de raios solares em qualquer dia do ano e localidade na Terra levando em conta a geometria simplificada da Terra e do sol. Esta parte do problema está preocupada em saber com que intensidade e direção os raios atingem o coletor solar para contabilizar perdas pela não absorção dessa energia. As equações a seguir foram retiradas do trabalho de Duffie e Beckman (2013).

### 3.3.1 Constante Solar

A constante solar é a intensidade com que a radiação solar chega à Terra por unidade de tempo em um plano normal à propagação dos raios solares situado fora da atmosfera à meia distância entre o planeta e o sol.

$$G_{SC} = 1367 \text{ W/m}^2 \quad (58)$$

Devido à distância da Terra e Sol mudar ao longo do ano, a energia incidente sobre o plano normal fora da atmosfera também varia. Essa variação pode ser calculada de forma aproximada pelo dia do ano:

$$G_{on} = G_{SC} * \left(1 + 0,033 \cos\left(360 * \frac{\text{dia}}{365}\right)\right) \quad (59)$$

### 3.3.2 Ângulo de incidência

O ângulo de incidência é o ângulo que a direção normal do plano considerado faz com a direção de propagação dos raios solares. Esse ângulo é importante para o cálculo da energia útil de coletores solares por indicar a forma como esses raios serão absorvidos. Ele pode ser estimado pela posição do coletor na Terra, seus ângulos de orientação e a posição do Sol relativo ao mesmo:

$$\begin{aligned} \cos(\theta) = & \sin(\delta) * \sin(\phi) * \cos(\beta) - \sin(\delta) * \cos(\phi) * \sin(\beta) * \cos(\gamma) + \cos(\delta) * \cos(\phi) \\ & * \cos(\beta) * \cos(\omega) + \cos(\delta) * \sin(\phi) * \sin(\beta) * \cos(\gamma) * \cos(\omega) + \cos(\delta) \\ & * \sin(\beta) * \sin(\gamma) * \sin(\omega) \end{aligned} \quad (60)$$

Onde  $\theta$  é o ângulo de incidência,  $\phi$  é a latitude do local (negativo sul, positivo norte),  $\beta$  é a inclinação do coletor em relação à Terra,  $\delta$  é declinação (posição angular do sol quando este está no meridiano local com respeito ao plano do equador, norte positivo e sul negativo),  $\omega$  é a hora solar local medida em graus (meio-dia é 0 graus, sentido positivo tarde e negativo

manhã) e  $\gamma$  é o ângulo de azimute (desvio da componente horizontal da normal do plano em relação ao sul geográfico, oeste positivo e leste negativo).

O ângulo  $\omega$  pode ser calculado por uma variação de  $15^\circ$  para cada hora solar (que pode diferir um pouco da hora do meridiano local):

$$\omega = 15 * (\text{hora} - 12h) \quad (61)$$

O ângulo  $\delta$  pode ser calculado pela aproximação de Cooper (1969):

$$\delta = 23,45 * \text{sen}\left(360 \frac{284 + \text{dia}}{365}\right) \quad (62)$$

O ângulo  $\gamma$  corresponde à orientação do coletor quanto ao hemisfério. Para este trabalho, foi escolhida a direção norte por estar localizado no hemisfério sul, que corresponde a um ângulo de azimute de  $\gamma = 180^\circ$ . A latitude local da UFPE é aproximadamente 8 graus sul, logo  $\phi = -8$ , e como a inclinação também foi escolhida a partir desse ângulo,  $\beta = 8$ . Com esses dados, é possível calcular qual a direção da incidência dos raios sobre o coletor pela hora e dia do ano com auxílio de alguma tabela ou aplicativo para encontrar facilmente qual dia corresponde à determinada data.

Para o cálculo do modificador de ângulo de incidência de um coletor de tubos evacuados, também é útil determinar as componentes transversal e longitudinal do ângulo de incidência. Para coletores com os tubos na direção norte-sul, a componente transversal é simplesmente igual ao ângulo da hora solar. Para a mesma situação, a componente longitudinal é igual a diferença entre a declinação da Terra e a latitude do local, corrigida pela inclinação do coletor em relação a horizontal. Assim:

$$\theta_t = \omega \quad (63)$$

$$\theta_l = \delta - (\phi \pm \beta) \quad (64)$$

Por fim, é necessário definir a razão entre a razão entre a energia que incide sobre um plano inclinado em relação ao plano horizontal. Sendo  $R_b$  esta razão, temos:

$$R_b = \frac{G_{bT}}{G_b} = \frac{G_{bn} \cos(\theta)}{G_{bn} \cos(\theta_z)} = \frac{\cos\theta}{\cos\theta_z} \quad (65)$$

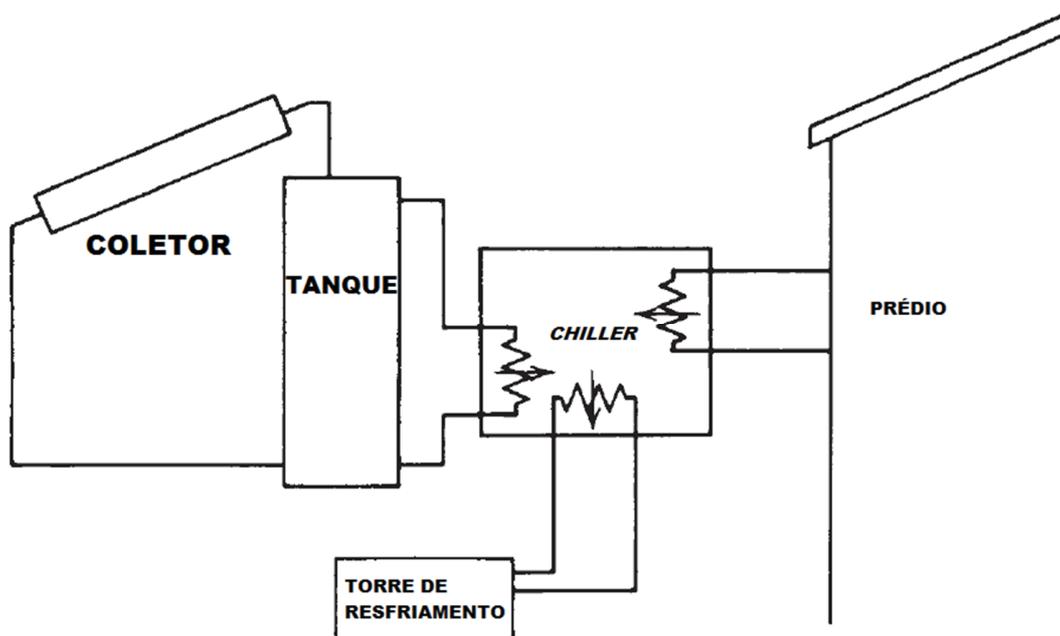
Em que  $\theta_z$  é o ângulo de zênite (ângulo entre a direção do sol e a vertical) e pode ser calculado a partir do ângulo de incidência. A relação está descrita a seguir:

$$\cos(\theta) = \cos(\theta_z) \cos(\beta) + \sin(\theta_z) \sin(\beta) \cos(\gamma_s - \gamma) \quad (66)$$

### 3.4 SISTEMA INTEGRADO

O sistema de refrigeração solar possui um *chiller* de absorção, um tanque de armazenamento de água quente, e um conjunto de coletores solares, e estão ligados a um prédio ou câmara fria. Neste modelo, a carga térmica a ser aplicada se refere somente à temperatura de entrada da água gelada a ser refrigerada no *chiller*, como já admitido na modelagem do equipamento. A disposição do sistema pode ser verificada na Figura 29.

Figura 29 - Esquema do sistema integrado de refrigeração solar



Fonte: Adaptado de DUFFIE e BECKMAN (2013)

### 3.4.1 Constantes do sistema

Foi criado um programa computacional implementando as equações encontradas nesta seção na plataforma de software EES. Isto foi feito unindo o sistema adequadamente interligando os principais componentes (coletores, *chiller* e tanque de armazenamento). Este trabalho propõe somente a investigação da influência da irradiação solar na temperatura de alimentação do *chiller*, e conseqüentemente sua relação com o frio produzido no evaporador. Para isso, são isoladas as demais variáveis do sistema, como temperaturas e vazões dos ciclos de água gelada e de resfriamento, sendo então consideradas constantes. Embora variável ao longo do dia e ano, foi considerada somente a temperatura média anual da cidade de Recife. Essas e outras características do sistema são resumidas na Tabela 6.

Tabela 6 - Constantes do modelo

Variável	Valor
Temperatura da água de resfriamento [°C]	31
Vazão da água de resfriamento [m/s]	5,1
Temperatura do reservatório de água gelada [°C]	12,5
Vazão de água gelada [m/s]	1,52
Vazão de água quente [m/s]	2,4
Vazão na bomba da solução [m/s]	0,24
Massa no tanque de água quente [kg]	300
Inclinação das placas [deg]	8
Latitude [deg]	-8
Ângulo de azimute [deg]	180
$b_0$	0,1
$c_1$ [W/m <sup>2</sup> C]	2,007
$c_2$ [W/m <sup>2</sup> C <sup>2</sup> ]	0,005
$F_R(\tau\alpha)_n$	0,749
Número de coletores	60
Área de abertura [m <sup>2</sup> ]	1,33
Temperatura Ambiente [°C]	25,8

Fonte: O autor (2019)

### 3.4.2 Energia acumulada no sistema

Além do que já foi observado, deve-se considerar os valores da máxima carga utilizável no *chiller*, contabilizada pela diferença de temperatura entre a temperatura de equilíbrio e a temperatura mínima de ativação do *chiller*, considerando a capacidade térmica

do fluido no tanque. Essa quantidade de energia armazenada é o que possibilita a utilização da energia solar em momentos em que ela não está disponível. Essa energia é tão maior quanto maior for a capacidade térmica do tanque  $(mC_p)_S$ , e pode ser calculada por:

$$\text{Energia Utilizável} = (mC_p)_S * (T_s - T_u) \quad (67)$$

Em que  $T_u$  é a temperatura mínima necessária para ativação da carga, nesse caso, a temperatura de ativação do *chiller* (70°C). Importante notar que esta temperatura está bem acima da temperatura ambiente, o que significa que boa parte da energia entregue ao sistema foi utilizada somente para aquecer o fluido a uma temperatura aceitável. Essa é uma perda energética inerente ao sistema, determinada pela carga, e não pode ser contornada. Essa energia pode ser contabilizada pela diferença entre a energia total armazenada no fluido e a energia utilizável:

$$\text{Energia Perdida} = \text{Energia Acumulada} - \text{Energia Utilizável} \quad (68)$$

$$\begin{aligned} \text{Energia Perdida} &= (mC_p)_S * (T_s - T_a) - (mC_p)_S * (T_s - T_u) \quad (69) \\ &= (mC_p)_S * (T_s - T_u) \end{aligned}$$

### 3.4.3 Fluxograma

O sistema pode ser resolvido sob duas perspectivas:

- Em regime permanente, quando não há variação de energia no tanque;
- Dinamicamente, onde se calcula a taxa de variação da temperatura no tanque.

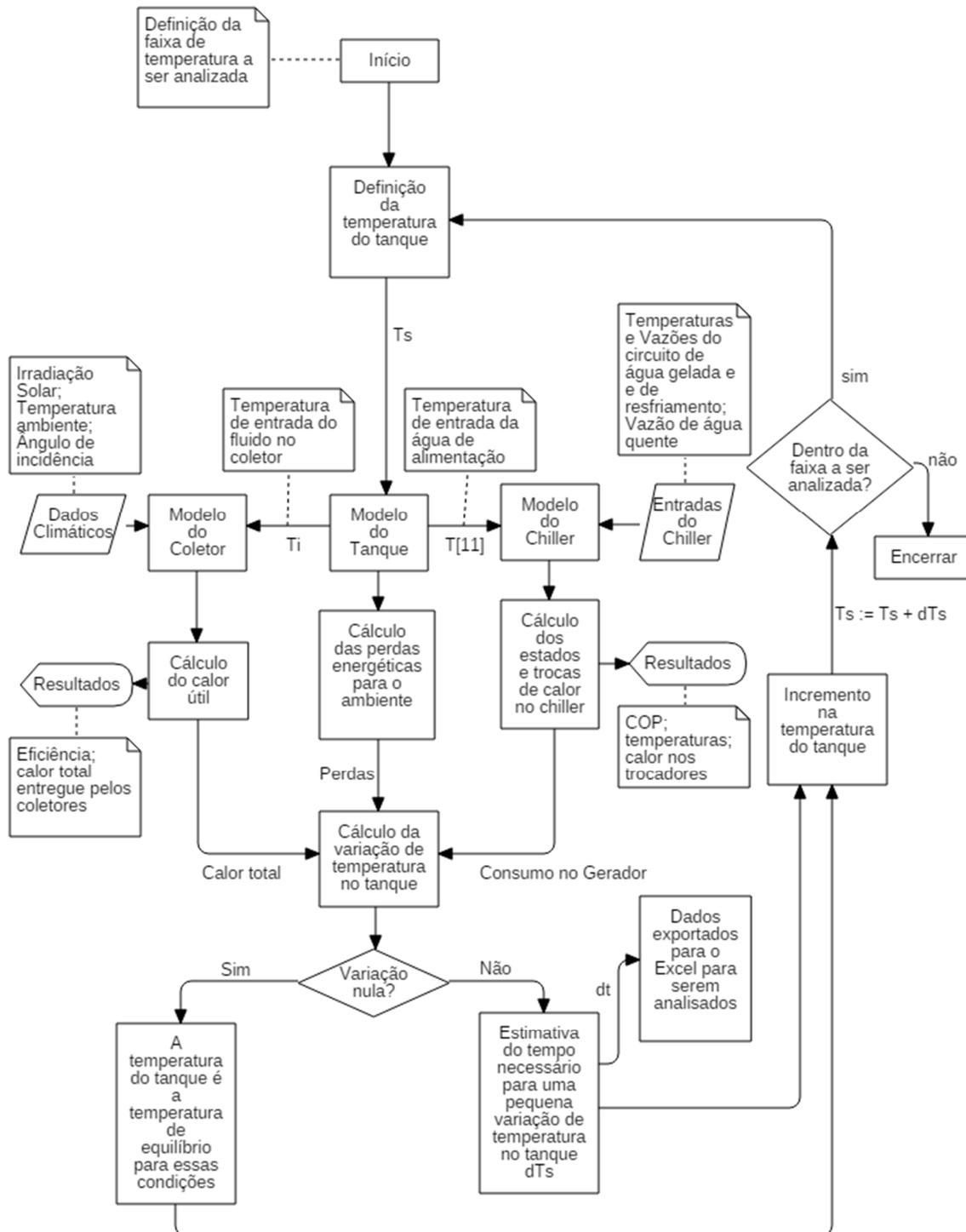
Em regime permanente, procura-se a temperatura de equilíbrio do sistema para determinada irradiação solar. A temperatura de equilíbrio do sistema é a temperatura do tanque em que, para dadas condições climáticas, o gasto energético no lado do *chiller* somado às perdas por transmissão de calor no tanque se equiparam à energia útil entregue pelos coletores. Na prática, esse equilíbrio não acontece devido à natureza passageira das forças motrizes do sistema, tais como irradiação solar que muda a cada instante, e outros fatores externos como velocidade dos ventos e variações climáticas diversas (DUFFIE e

BECKMAN, 2013). Entretanto, é importante saber qual é esta temperatura para cada situação de forma a averiguar o comportamento energético do *buffer*, isto é, se o tanque está num processo de carga ou descarga térmica (ganhando ou perdendo temperatura).

Já para o regime dinâmico, se considera que a diferença do fluxo de energia que entra e sai no reservatório provoca uma mudança na temperatura do mesmo. Para esta análise, é possível prever a que taxa o tanque está perdendo ou ganhando energia, e a partir dela estimar um tempo de funcionamento do sistema. A Figura 30 apresenta o fluxograma da resolução deste problema.

Primeiro, define-se a faixa de operação do *chiller*. Em seguida, é definida a temperatura inicial do tanque. Essa temperatura é inserida simultaneamente nos modelos do *chiller*, do próprio tanque e dos coletores. No modelo do coletor, os dados climáticos são adicionados: irradiação solar, temperatura ambiente e o ângulo de incidência calculada a partir da hora do dia e o dia do ano. O modelo calcula a eficiência dos coletores e o calor útil total entregue ao tanque. No *chiller* são inseridos os valores para as temperaturas e vazões dos ciclos de água gelada e de resfriamento, bem como a temperatura e vazão da água quente provinda do tanque de armazenamento. O modelo calcula os estados internos do equipamento e o COP, bem como as trocas energéticas em cada trocador de calor. A potência consumida pelo gerador é devolvida para o modelo do tanque, e juntamente com o calor útil entregue pelos coletores e a perda do tanque para o ambiente, é calculada a variação de energia térmica acumulada no mesmo. Com a capacidade térmica do mesmo, é possível estimar a taxa de variação da temperatura em seu interior. Se esta temperatura for nula, indica que o sistema está em regime permanente, e a temperatura do tanque é a temperatura de equilíbrio do sistema. Não sendo a taxa de variação nula, é possível estimar um tempo  $dt$  para uma pequena variação de temperatura no tanque. Estes dados podem ser exportados para análise em outro *software*, como o Excel da Microsoft. Por fim, varia-se a temperatura do tanque em uma pequena quantidade e verifica-se se ela ainda está dentro da faixa a ser analisada. Caso esteja, há o incremento e o sistema é todo recalculado para a nova temperatura. Caso não, encerra-se a resolução do problema. Variando-se a temperatura para calcular o tempo em vez do contrário evita que o problema não convirja, além de contornar limitações do próprio EES quanto à construção de tabelas paramétricas.

Figura 30 - Fluxograma para resolução do problema dinâmico



Fonte: O autor (2019)

#### 4 RESULTADOS

Para se ter uma ideia do funcionamento do sistema foram realizadas algumas análises preliminares. Para isso, usando o programa computacional, foram calculadas as temperaturas de equilíbrio para 3 horários distintos nos dias ao longo do ano, considerando para um diferente valor de temperatura ambiente e irradiação solar, para as situações de *chiller* ligado (com carga) e desligado (sem carga). O coletor e o tanque de armazenamento foram considerados na mesma temperatura ambiente. As suposições são de regime permanente, céu claro e aberto, sem interferência de chuva, sombra ou sujeira nos painéis. Os dados de entrada são resumidos na Tabela 7.

Tabela 7 - Dados climáticos para simulação em dia claro e sem nuvens

Horário	Temperatura [°C]	Irradiação [W/m <sup>2</sup> ]
8h	25	400
10h	27,5	600
12h	30	800

Fonte: O autor (2019)

Os resultados para a simulação com carga térmica a ser atendida (*chiller*) estão demonstrados na Tabela 8. Observa-se que para o horário das 8h, em que a incidência solar não é alta o suficiente, a temperatura de equilíbrio do sistema está abaixo da temperatura de ativação do *chiller*. Isso indica que o sistema de refrigeração não pode ser ligado no primeiro momento. É preciso esperar que os coletores solares acumulem uma energia térmica no tanque suficiente para o funcionamento nas horas seguintes, que é a função do *buffer* térmico.

Tabela 8 - Resultados para o dia 1 de janeiro com o *chiller* ativo

Horário	Temperatura de Equilíbrio [°C]	Frio no equilíbrio [kW]	COP do <i>chiller</i>	Eficiência do Coletor
8h	61,19	-	-	0,4703
10h	70,7	18,6	0,6923	0,571
12h	79,35	27,27	0,7181	0,6035

Fonte: O autor (2019)

Na situação de carga térmica inexistente (*chiller*) desligado, a situação inverte. A Tabela 9 apresenta os resultados para a simulação. A temperatura de equilíbrio da água no tanque supera em muito a temperatura máxima de ativação do *chiller* (95°C), chegando até níveis alarmantes de 221,4 °C. Em um sistema como esse, em que a água pode atingir valores superiores à temperatura de ebulição, a água é colocada pressurizada dentro do tanque para evitar sua ebulição. Também há um sistema que desliga a circulação de água nos coletores para evitar o superaquecimento. Felizmente, a situação é bem improvável de acontecer: o ponto de equilíbrio é dificilmente atingido, uma vez que seria necessário bastante tempo na mesma condição climática de 800 W/m<sup>2</sup> de irradiação, o que só ocorre no pico das 12h na maioria dos lugares no globo. Além disso, à medida que a temperatura aumenta nos coletores, outros fatores de perda anteriormente descartados se tornam patentes, não podendo mais ser ignorados. A capacidade térmica  $(mC_p)_S$  do tanque de armazenamento é determinante na quantidade de tempo necessária para se atingir o equilíbrio, uma vez que seu efeito é de atrasar o tempo de resposta na equação diferencial. Tudo isso contribui para que o sistema não alcance a temperatura máxima mesmo com a carga térmica desligada.

Tabela 9 - Resultados para o dia 1 de janeiro com a carga térmica desligada

Horário	Temperatura de Equilíbrio [°C]	Máxima carga térmica acumulada [MJ]	Máxima carga utilizável no <i>chiller</i> [MJ]
8h	125,9	128,9	71,3
10h	178,7	199,4	143,4
12h	221,4	264,9	209,6

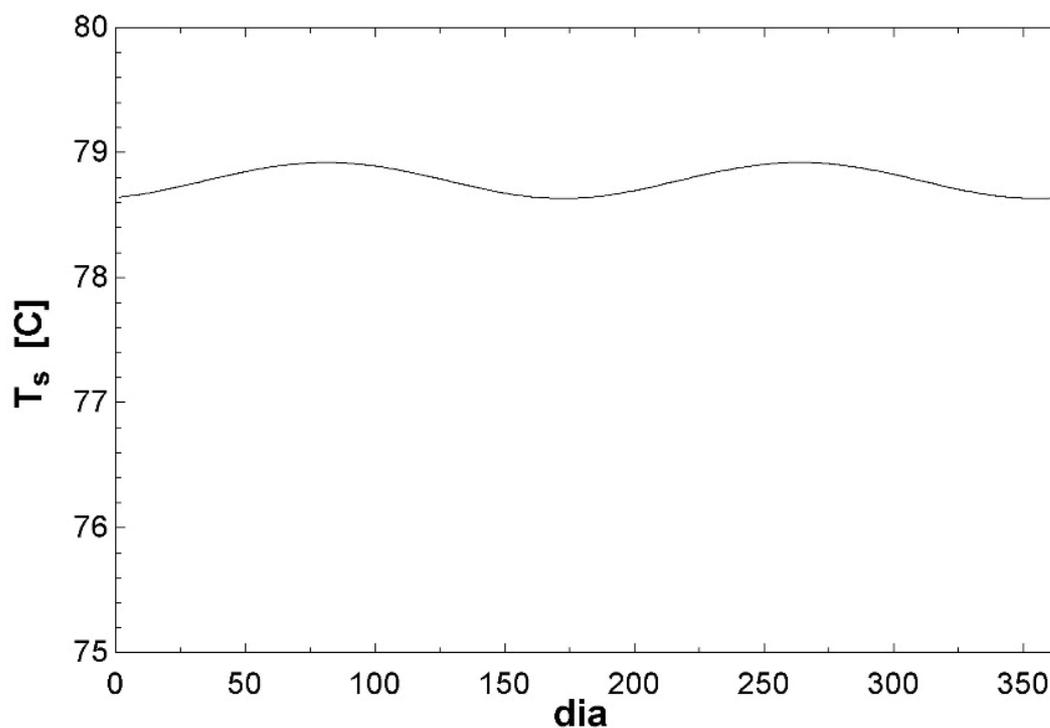
Fonte: O autor (2019)

#### 4.1 EFEITOS DO DIA DO ANO SOBRE O SISTEMA

A energia útil entregue pelo coletor é uma função principalmente da temperatura de entrada do fluido, da temperatura ambiente e principalmente da irradiação incidente. Mas como já foi dito anteriormente, o ângulo de incidência dos raios também toma parte no processo. Para calcular a influência do passar do ano no sistema, foi calculado a variação da declinação da Terra e observada como ele influencia na temperatura de equilíbrio do sistema

para o horário das 12h e com  $800 \text{ W/m}^2$  de irradiação solar, quando a irradiação é mais forte e os efeitos da variação são melhor percebidos. A Figura 31 exibe este resultado.

Figura 31 - Variação da temperatura de equilíbrio do sistema em relação ao dia do ano

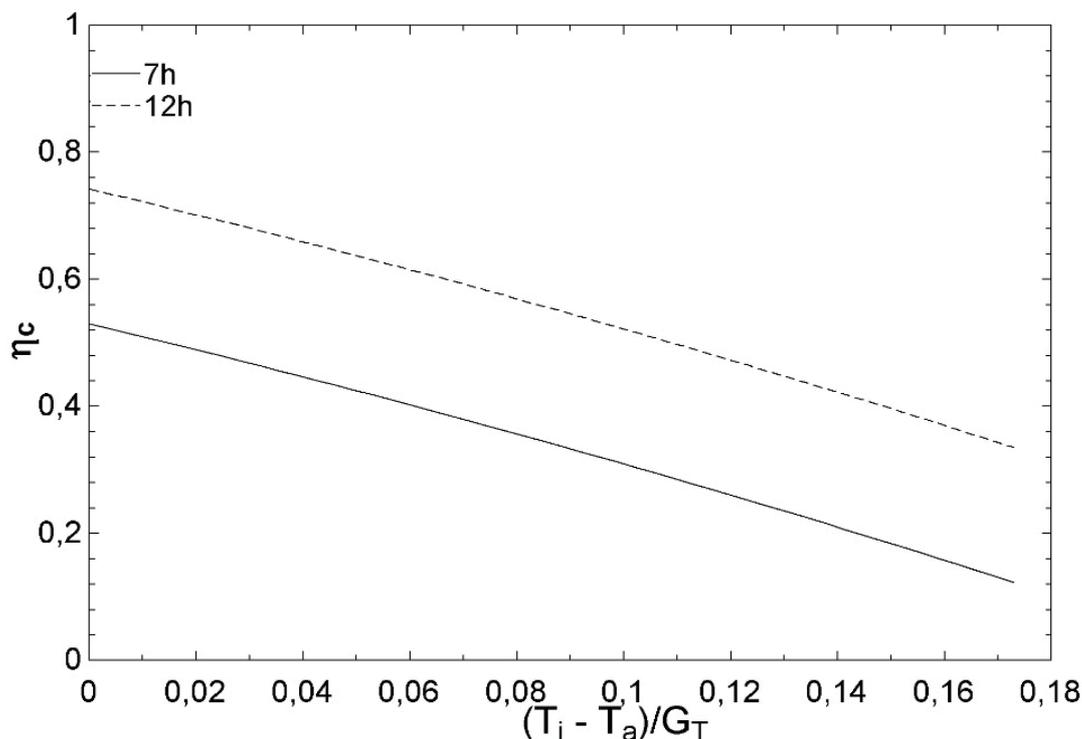


Fonte: O autor (2019)

Uma variação inferior a  $0,5^\circ\text{C}$  é observada no equilíbrio do sistema, indicando que a influência do ângulo é desprezível. Isso acontece por dois motivos: por ser um coletor de tubos, sempre existe uma componente transversal ao sistema, minimizando os efeitos de incidência; pela latitude do local ser baixa e o ângulo ter sido corrigido pela inclinação da placa. Para os próximos testes, os efeitos de incidência anuais foram desprezados.

Também foram analisados os efeitos da inclinação do sol na eficiência do coletor. A Figura 32 exibe uma comparação entre a eficiência pela manhã e ao meio dia. O horário em que o sol está a pico é o mais eficiente para absorção dos raios solares, como é de se esperar.

Figura 32 - Eficiência do coletor para diferentes horários



Fonte: O autor (2019)

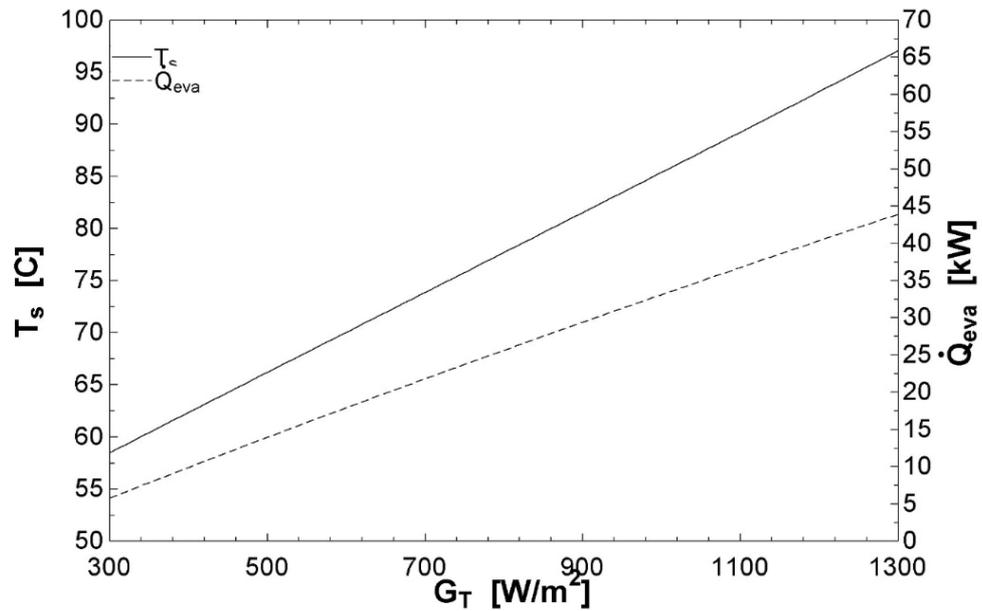
Ao contrário do que acontece ao longo do ano, a influência do horário sobre a eficiência do coletor é bem mais influente no comportamento do sistema. Como o efeito de variação do horário no dia ao longo do ano é pequena devido à baixa latitude, efeitos na variação da hora solar em relação a hora local foram desconsiderados. Por conta disso, os horários opostos pela manhã e pela tarde apresentam os mesmos resultados e não são exibidos. Assim, a eficiência do coletor será principalmente uma função do fator  $(T_i - T_a)/G_T$  e do horário em que ocorre a absorção.

#### 4.2 TEMPERATURAS DE EQUILÍBRIO DO SISTEMA

Foram realizadas duas simulações, em dois horários 9h e 12h, variando a quantidade de irradiação incidente sobre os coletores. Os gráficos também relacionam a temperatura de equilíbrio com a quantidade de frio produzido pelo *chiller* no equilíbrio e são exibidos na Figura 33 e Figura 34. Comparando-se os gráficos, é possível observar que o tanque pode obter temperaturas maiores no período da tarde, e conseqüentemente produzir mais frio. Isso

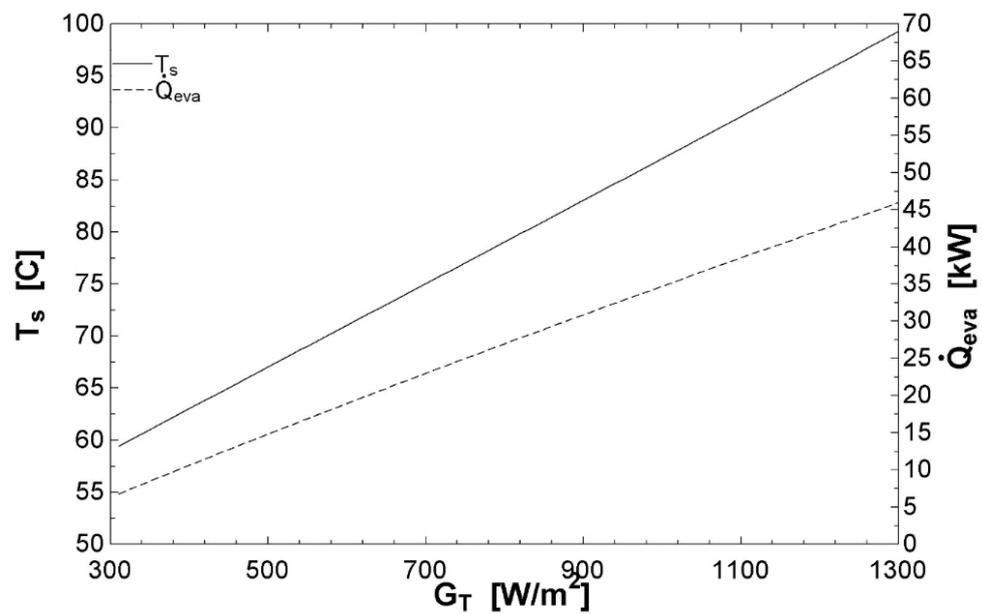
se deve ao fato dos coletores serem mais eficientes com o grau da incidência solar já discutidos anteriormente.

Figura 33 - Estados de Equilíbrio e frio produzido nesse estado às 9h



Fonte: O autor (2019)

Figura 34 - Estados de Equilíbrio e frio produzido nesse estado às 12h

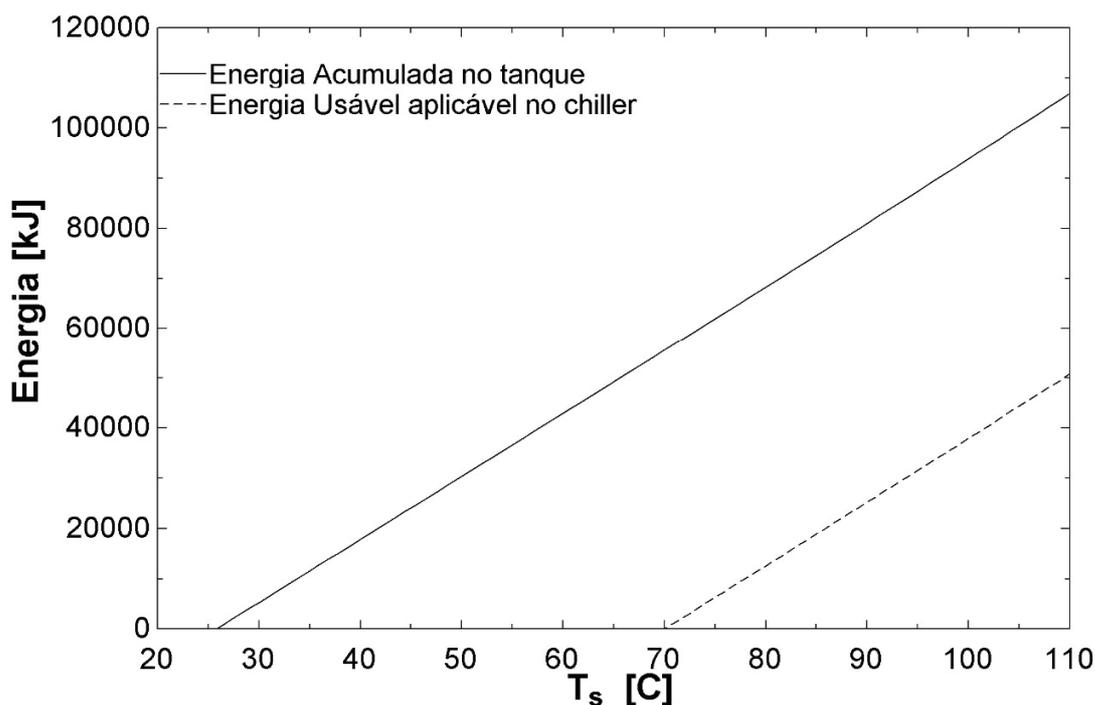


Fonte: O autor (2019)

### 4.3 CAPACIDADE TÉRMICA DO TANQUE DE ARMAZENAMENTO

Na Figura 35 é possível observar a dependência linear da energia acumulada e a utilizável no *chiller* em relação a temperatura do tanque. Também é possível ver que a diferença entre as duas é constante e igual à energia perdida no aquecimento do fluido até a temperatura de 70°C. Por causa da necessidade dessa energia, o processo torna-se menos eficiente sempre que ela precise ser fornecida ao sistema. Por isso, o uso intermitente do equipamento é recomendável, para que o fluido não precise ser reaquecido a cada uso. Outra alternativa é utilizar a energia entregue pelos coletores para aquecer o fluido até a temperatura mínima de ativação, e só então ligar o equipamento de *chiller* e o sistema auxiliar de gás.

Figura 35 - Energias acumulada e utilizável em um tanque de armazenamento

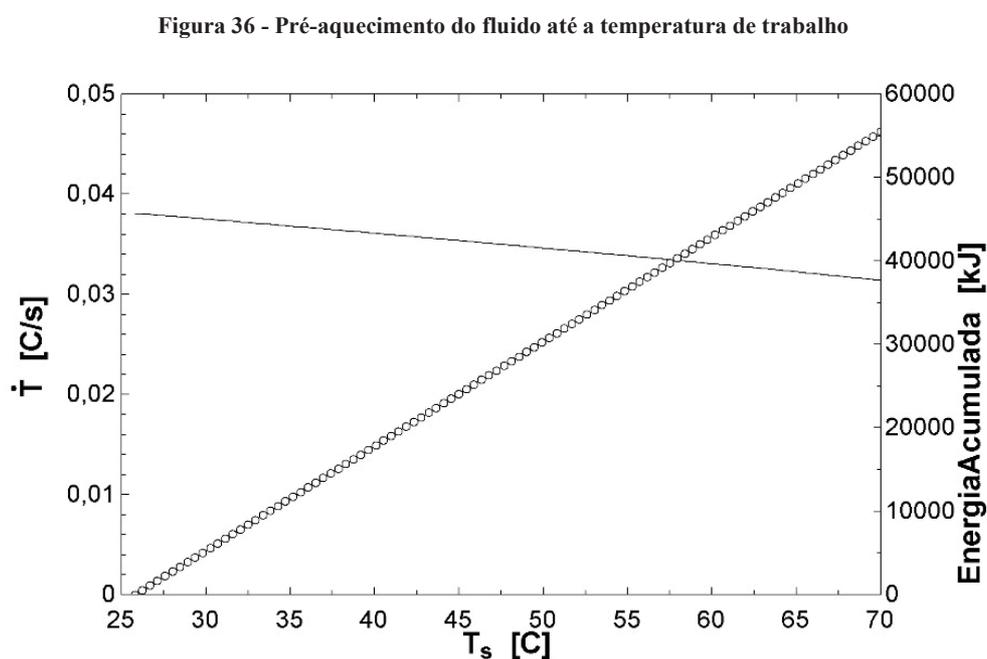


Fonte: O autor (2019)

Na maior temperatura de utilização do *chiller* (95°C), a energia utilizável acumulada no reservatório é igual a:

$$Energia\ Utilizável = 31,889 [MJ]$$

Como é interessante a possibilidade de aquecer o fluido até a temperatura mínima usando os coletores, deve-se estar atento para o comportamento do sistema não só para a faixa de utilização do *chiller*, mas também para a fase de pré-aquecimento do fluido. A Figura 36 mostra como depende a quantia da temperatura do tanque. No eixo esquerdo, a variação da temperatura ao longo do tempo para uma irradiação de  $800\text{W/m}^2$ . No gráfico é possível observar que para esta irradiação, a taxa de variação da temperatura no reservatório é de  $0,036\text{ }^\circ\text{C/s}$ .



Fonte: O autor (2019)

Em geral, quanto maior  $G_T$ , maior  $Q_u$ , e assim, menos tempo é gasto no pré-aquecimento. A energia perdida no pré-aquecimento foi calculada numericamente e é igual a:

$$\text{Energia perdida} = 55,519 \text{ [MJ]}$$

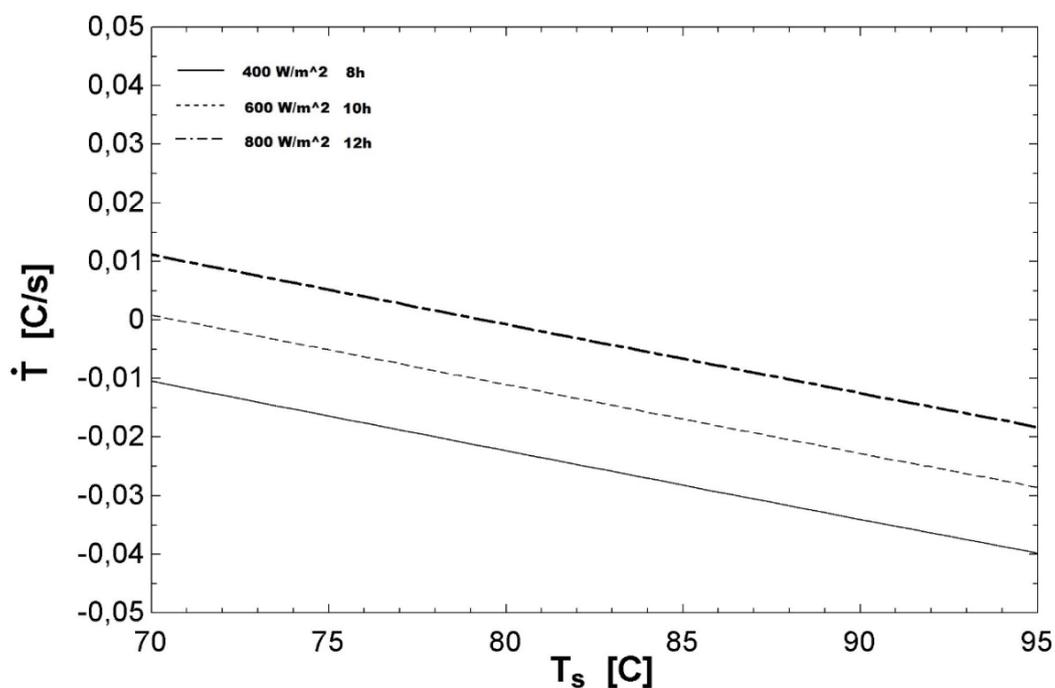
#### 4.4 VARIACÃO DE TEMPERATURA NO TANQUE

A taxa de variação de temperatura no tanque é uma função da própria temperatura e das condições climáticas, uma vez que é essa temperatura que determina tanto a carga quanto a eficiência do coletor. Para melhor avaliar as mudanças que ocorrem no tanque, foi feita a

simulação do sistema com (a) carga térmica e coletores funcionando, (2) sem carga, e (3) sem o funcionamento dos coletores.

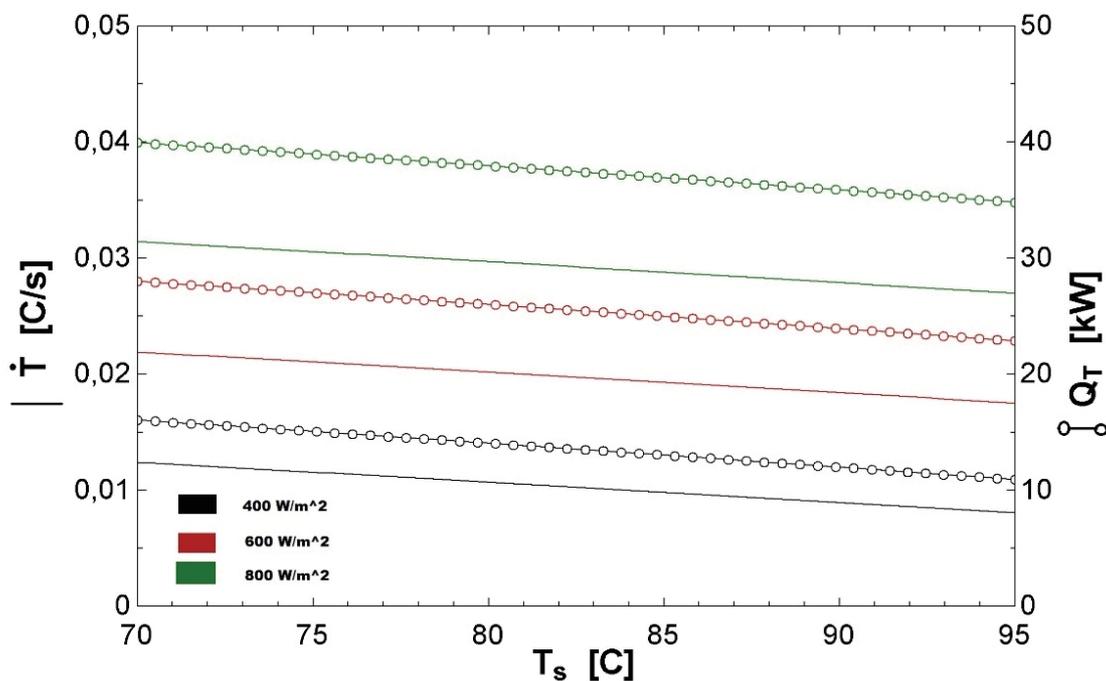
Observando a Figura 37, é possível perceber que a variação de temperatura é quase uma função linear com a magnitude. Isso acontece porque tanto a carga  $\dot{L}_S$  quanto a energia útil  $Q_u$  são funções igualmente quase linear à temperatura do tanque. A diferença entre uma e outra curva se dá à dependência de  $Q_u$  das condições climáticas, em especial a irradiação solar. Também é possível observar que nem todas faixas de temperatura possuem variação de temperatura positiva, indicando que em algum momento a carga somada às perdas no tanque superam a energia útil provinda dos coletores. Isso é o caso para toda a faixa de temperatura admitida do *chiller* quando a irradiação for inferior a  $600 \text{ W/m}^2$ .

Figura 37 - Variação da Temperatura no Tanque em relação a magnitude da mesma



Fonte: O autor (2019)

Figura 38 - Variação da temperatura sem carga



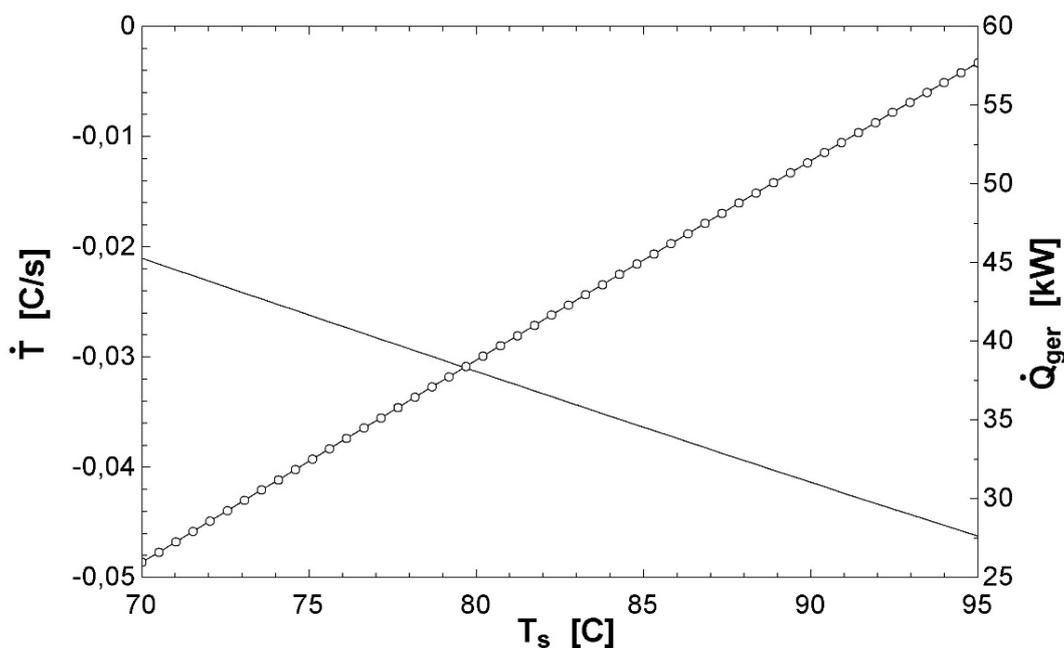
Fonte: O autor (2019)

De forma semelhante, a Figura 38 relaciona a taxa de variação da temperatura com ela mesma, mas sem a carga térmica do *chiller* para atrasar o aquecimento da água. No gráfico, também é relacionada quantidade de calor útil entregue por todo o conjunto de coletores para 3 faixas de irradiação diferentes. É possível observar mais uma vez a linearidade da variação da temperatura com a taxa de calor fornecida ao tanque. Também se nota que à medida que a irradiação aumenta, há uma maior disparidade entre os valores de energia entregue e a variação de temperatura do tanque associada. As variações são positivas, o que é de se esperar no momento em que o sistema está armazenando energia térmica.

Por fim, foi analisado o comportamento do *chiller* para a situação em que os coletores solares não estão funcionando (devido à queda no nível de irradiação ou outro fator). Como é de se esperar, com a carga  $\dot{L}_S$  consumindo energia, a taxa de variação da temperatura no tanque é negativa, indicando que o tanque perde cada vez mais sua energia armazenada à medida que o tempo passa. Também é possível observar a dependência das duas variáveis em relação a temperatura do reservatório. O consumo de energia é maior quanto maior for a temperatura, e a variação de temperatura no tanque é menor quanto mais frio ele fica, pois

vai perdendo sua capacidade de trocar calor, estando de acordo com a segunda lei da termodinâmica. A correlação é exibida na Figura 39.

Figura 39 - Dependência da potência consumida pelo *chiller* e da variação da temperatura do tanque com sua magnitude sem funcionamento do coletor



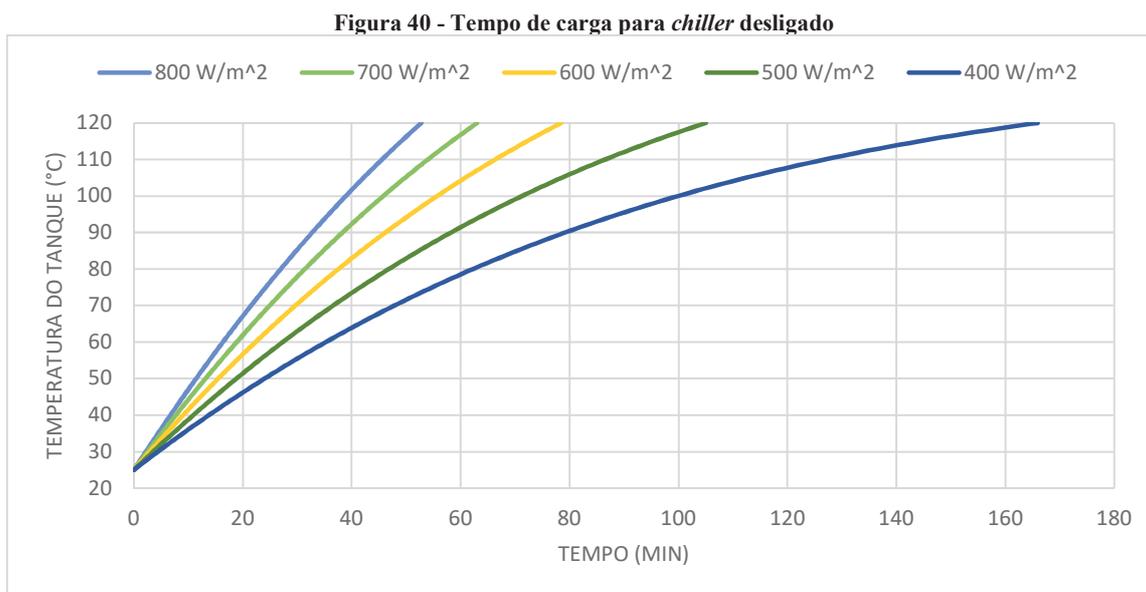
Fonte: O autor (2019)

#### 4.5 TEMPO DE CARGA E DESCARGA TÉRMICA

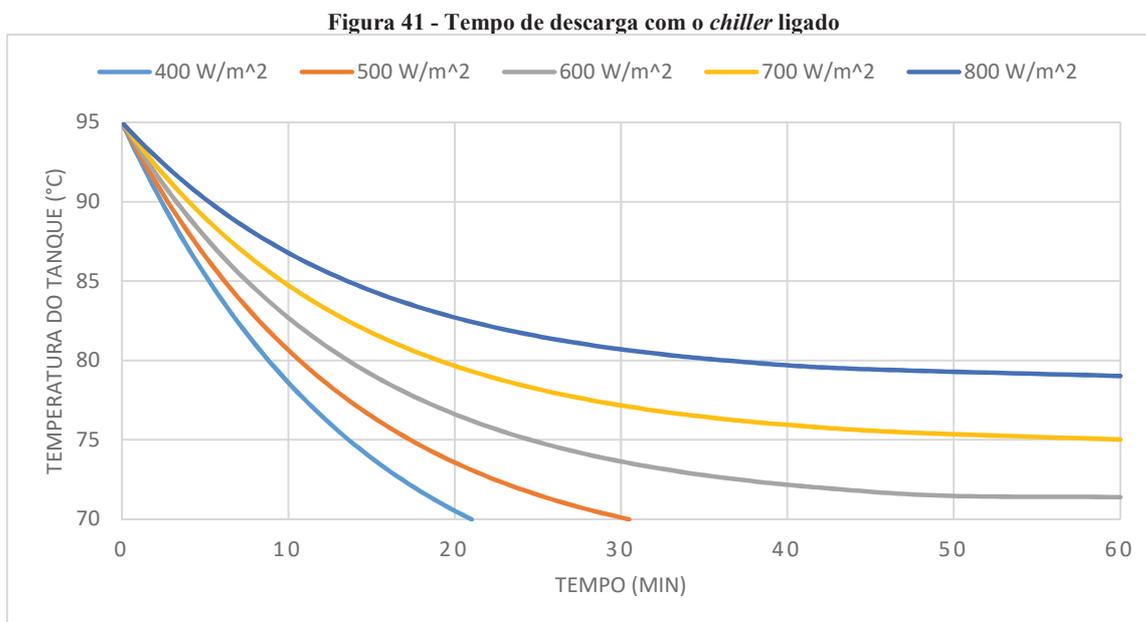
Em um sistema dinâmico, é importante se saber a relação das cargas com o tempo e como elas variam. A capacidade térmica do reservatório tem importante relação com a variável tempo, uma vez que ela é determinante no atraso da perda de temperatura do sistema e na quantidade de energia a ser retirada dele totalmente. Baseado nos dados da variação de temperatura do tanque, foram calculados os tempos necessários para esgotar toda a energia utilizável (acima de 70 °C) em relação a temperatura do tanque. Duas situações foram analisadas: o coletor funcionando sem carga e com o *chiller*.

No sistema real, o *chiller* possui um tempo de resposta para qualquer variação da temperatura da água de alimentação do mesmo. Nesta análise, será considerada somente a resposta instantânea, isto é, a variação de temperatura no tanque é tão suave que a resposta do *chiller* ao sistema pode ser avaliada em regime permanente.

Esta análise foi feita com auxílio das tabelas paramétricas do EES, estimando qual tempo  $dt$  médio que o tanque levaria para elevar em um certo  $\Delta T$  a sua temperatura considerando-se as variações feitas nas análises anteriores. O tempo exibido é para a variação da temperatura do tanque de 25 a 120°C, considerando uma sobrecarga ao sistema. O resultado é exibido na Figura 40.



Fonte: O autor (2019)



Fonte: O autor (2019)

O mesmo processo foi repetido para obter o tempo de descarga com o *chiller* ligado. O resultado é exibido na Figura 41. Para uma incidência de  $800 \text{ W/m}^2$ , o sistema atinge o equilíbrio de  $79^\circ\text{C}$  com uma média de 40 min de sol ininterruptos. Para incidências inferiores a  $580 \text{ W/m}^2$ , a temperatura de equilíbrio está abaixo da temperatura de uso mínimo do *chiller*, resultando na parada do equipamento.

#### 4.6 DISCUSSÕES

Durante as simulações, alguns problemas com o dimensionamento do sistema foram encontrados:

- Baixa autonomia da energia armazenada no tanque;
- Temperatura de equilíbrio abaixo do funcionamento nominal.

Em primeiro lugar, observa-se que a capacidade térmica do reservatório de água quente é insuficiente para garantir um funcionamento prolongado do *chiller* na ausência de luz solar. Duas soluções podem ser propostas para contornar o problema: aumentar a capacidade do tanque ou adicionar um segundo tanque ao sistema.

Ao aumentar a capacidade do tanque, é possível aumentar a quantidade de energia que pode ser acumulada em seu interior. Entretanto, ao fazer isso há um gasto maior tanto com o equipamento, quanto com a energia que se perde para elevar a temperatura do sistema ao mínimo aceito pelo *chiller*. Deve-se ponderar tal solução economicamente se comparado à queima de combustível na turbina para suprir a demanda de energia nas horas em que a energia solar é insuficiente.

Como dito, é viável também a instalação de um segundo tanque de armazenamento de água quente exclusivo para os coletores solares, unindo o tanque menor ao maior por meio de um trocador de calor (com ou sem mistura de fluido). Deste modo, seria possível acumular energia no segundo tanque em uma temperatura além da temperatura de ativação do *chiller* e em maior quantidade, ao mesmo tempo que garante que o tanque primário possa ter sua temperatura elevada pelos gases de exaustão da turbina sem uma perda energética maior no pré-aquecimento devido ao aumento da massa de água a ser aquecida. Este arranjo ainda possibilitaria o controle da temperatura do tanque primário utilizando a energia acumulada

no secundário a fim de controlar o COP do ciclo de refrigeração, ao mesmo tempo que evita que o sistema saia do regime permanente.

Em segundo lugar, existe o problema da temperatura de equilíbrio do sistema estar abaixo da temperatura de funcionamento nominal (88 °C) do *chiller*. Isto significa que em equilíbrio, o sistema não seria capaz de produzir o frio nominal de 10 TR. Para este problema também há 3 soluções: aumentar a área de coletores, utilizar o gás GLP para suprir o resto da demanda, e utilizar o *chiller* intermitentemente.

Para se elevar a área de coletores, deve-se considerar o gasto com mais equipamento e manutenção, bem como averiguar se a estrutura onde forem instalados comporta a adição de mais elementos ao sistema. Uma maior área de absorção dos raios solares garantiria um calor útil maior, que por sua vez garante uma temperatura de equilíbrio superior ao sistema.

A segunda solução, mais simples, consiste em assumir o gasto para “completar” a demanda por energia com a queima de combustível fóssil. Mais uma vez, esta solução também permite o controle da temperatura do tanque para melhor aproveitamento energético do ciclo de refrigeração.

A terceira solução seria utilizar o *chiller* intermitentemente, isto é, acionar a carga do equipamento somente quando a temperatura do tanque estiver superior a um determinado valor. O problema desta solução é que o frio não seria produzido a taxa constante, além de existir o risco de parada do equipamento uma vez que o *chiller* possui um tempo de resposta à variação da temperatura de alimentação, e o consumo pode ser bem superior ao previsto pela análise em regime permanente. A depender da capacidade do tanque, esta é a solução mais inviável, uma vez que o funcionamento contínuo ou quase-permanente é o mais indicado.

## 5 CONCLUSÃO

O presente trabalho se propôs a estudar um sistema de refrigeração solar que integra um equipamento *chiller* de absorção com capacidade de 10TR a um conjunto de coletores solar para aproveitamento térmico de energia limpa. A metodologia foi desenvolvida tendo como base o trabalho de livros e artigos acadêmicos que tratam do assunto. Um *software* de resolução de equações foi utilizado para resolver o modelo do sistema em regime permanente e dinâmico, analisando as principais variáveis do sistema de modo a compreender como ele se comporta.

A metodologia consistiu em modelar os componentes do sistema baseando-se nas leis da termodinâmica e em algumas simplificações matemáticas. A modelagem foi baseada em trabalhos bem documentados que trabalharam com o mesmo equipamento instalado no COGENCASA (OCHOA, 2014) (FISCHER, 2019). Em seguida, o equipamento de *chiller* WFC-SC10 da YAZAKI foi modelado em plataforma EES e o modelo validado comparando-se os resultados com as informações do catálogo da empresa (YAZAKI, 2016). O modelo foi bem-sucedido, obtendo erros inferiores a 3% para as principais variáveis do sistema.

A segunda parte consistiu em modelar o conjunto de coletores solar. Optou-se por utilizar um modelo de 3 parâmetros em vez de se fazer uma simulação mais complexa para facilitar o esforço computacional uma vez que bons resultados podem ser obtidos para o sistema integrado deste mesmo modo (DUFFIE e BECKMAN, 2013). Primeiro, o modelo foi descrito para apenas um coletor. Optou-se por utilizar um coletor de tubos evacuados, com base nas características da carga térmica. Em seguida foi selecionado em um catálogo aquele que melhor parecia atender as necessidades. O modelo de coletor de tubos evacuados sem coletor parabólico U 1521, da Linuo Ritter, foi selecionado. Então, para as características desse coletor, o sistema foi dimensionado levando em consideração a carga térmica e os dados solares do local onde está instalado o *chiller*. A localização geográfica 08°03'07"S 34°56'59"O da UFPE foi inserida em plataforma online que possui dados mensais de vários outros locais no país. Projetou-se o sistema para atender a uma carga diária de 211,2 kWh. O conjunto de coletores somam uma área de 79,8 m<sup>2</sup> de superfície absorvedora, o que está de acordo com outros trabalhos (IBRAHIM, AL-SULAIMAN e ANI, 2017) (PONGTORNKULPANICH, THEPA, *et al.*, 2008). Aspectos estruturais do prédio não

foram levados em consideração neste trabalho por se tratar apenas de uma análise termodinâmica. Outros aspectos construtivos do sistema foram abordados, como a orientação e arrumação dos coletores. A orientação sugerida é de que os coletores estejam virados ao norte geográfico uma vez que estariam instalados no hemisfério sul. A inclinação de 8 graus em relação a horizontal é a mais sugerida para absorver a maior quantidade de energia ao longo do ano. A arrumação sugerida é em paralelo-série por possuir melhor distribuição de temperatura ao longo dos coletores, mas o modelo computacional não se preocupou em contabilizar as perdas energéticas envolvidas.

Em seguida, considerou-se a modelagem do tanque de armazenamento de água quente. Por simplificação, utilizou-se do mesmo tanque já instalado no local, com capacidade de 300L de água quente. Este reservatório já está acoplado a um sistema de geração de energia auxiliar capaz de fornecer água na temperatura adequada ao funcionamento do *chiller*. Para finalizar a modelagem, considerou-se o efeito que a hora e o dia teriam sobre a absorção dos raios solares pelo coletor. A modelagem foi feita baseando-se em geometria espacial (DUFFIE e BECKMAN, 2013).

Nos resultados, primeiro foram analisadas respostas do sistema para 3 condições climáticas distintas, e em cada situação foi analisado preliminarmente a condição de equilíbrio do sistema para o *chiller* ligado e desligado. Observou-se que para 2 das 3 condições, a situação de equilíbrio do sistema acontece abaixo da temperatura admitida para o funcionamento do *chiller*. Isto significa que, na maior parte do tempo, os coletores solares seriam incapazes de fornecer toda a energia necessária para o sistema funcionar somente com energia solar, e em dado momento o sistema auxiliar de energia deveria ser ativado. Para a outra situação, com melhores condições climáticas, a temperatura de equilíbrio do sistema estaria acima da temperatura de ativação, e o equipamento poderia ser utilizado gerando um frio médio de 27,27 kW ao se atingir o ponto de equilíbrio do sistema, um pouco abaixo do projetado. Também se observou que uma irradiação mínima de 580 W/m<sup>2</sup> seria necessária para atender a temperatura de ativação do equipamento, o que acontece normalmente das 9h às 15h. Nesse período, enquanto o dia for claro e nuvens não se coloquem sobre o coletor, o sistema poderia funcionar 100% a energia solar, mas com um frio reduzido em relação ao nominal. Na análise sem carga, nota-se que a temperatura de equilíbrio do sistema é bem acima da temperatura admitida pelo *chiller*. Também se fizeram considerações a respeito da

segurança do equipamento, uma vez que temperaturas superiores a 200°C podem ser atingidas. A carga máxima de energia armazenável no tanque foi calculada em 264,9 MJ. Entretanto, essa energia estaria a uma temperatura muito superior a admitida pelo *chiller*, o que gera um problema de compatibilidade do sistema. Uma maneira para contornar isso é utilizar-se de dois tanques de armazenamento de água quente: um para uso direto no *chiller*, e outro para armazenamento de energia solar. Os dois fluidos trocariam calor por meio de um trocador instalado entre os tanques, permitindo o controle da temperatura no tanque do *chiller* e do COP para maior performance (PETELA, MANFRIDA e SZLEK, 2017). O efeito em um sistema com dois tanques pode ser estudado utilizando metodologia semelhante a desenvolvida para este trabalho. Alternativamente, o simples controle da temperatura utilizando a queima de gás GLP também pode ser utilizado.

Em seguida, foram considerados os efeitos da variação do ângulo de incidência dos raios solares sobre o coletor. Ao longo do ano, a variação na condição de equilíbrio ao meio dia, com uma irradiação de 800 W/m<sup>2</sup>, é inferior a 0,5°C, podendo ser desprezada. A inclinação da placa foi suficiente para cortar os efeitos de variação, mas seria possível aumentar a radiação incidente durante certas épocas do ano aumentando ou diminuindo seu declive. O mesmo não acontece com a variação da posição do sol ao longo do dia, sendo observado um maior efeito sobre a absorção dos raios solares.

Também foi feita uma análise energética da capacidade térmica do tanque de 300L. A máxima energia utilizável pelo *chiller* a uma temperatura de 95°C do tanque foi calculada em aproximadamente 31,9MJ. Isto equivale a um tempo de funcionamento médio de apenas 15 minutos do equipamento caso nenhuma energia seja recolocada no mesmo. Conclui-se que o tanque de armazenamento atual seria insuficiente para guardar energia que garanta horas de funcionamento ao equipamento fora do horário produtivo de energia solar, mas é suficiente caso o dia esteja dentro de condições normais de céu claro, uma vez que o frio pode ser produzido intermitentemente entre as 10h e 14h. Entretanto, deve-se considerar o efeito de aumentar a capacidade deste tanque na eficiência a curto prazo do equipamento, uma vez que uma energia de ativação superior aos 55,5MJ calculados anteriormente. Mesmo assim, uma maior capacidade térmica do tanque traria mais benefícios que malefícios: maior usabilidade ao longo do dia, mais energia armazenada na faixa ideal para utilização na refrigeração e menos chance de exceder a temperatura admissível no tanque.

Por fim, foi realizado uma análise dos tempos envolvidos no processo para 2 casos: coletores funcionando com carga e sem carga. O tempo que se deve esperar para atingir a maior temperatura de ativação do *chiller* varia de cerca de 1hr a 15 min a depender do horário. Supondo que o dia seja todo claro, ligando as bombas dos coletores às 8h, por volta das 9h ou menos o *chiller* estaria pronto para funcionar até pelo menos 14h, que é quando a irradiação atinge o nível crítico novamente e a temperatura de equilíbrio do sistema fica abaixo dos 70°C.

Conclui-se que a utilização de energia solar no *chiller* de absorção é uma ótima medida para economizar energia e o sistema é perfeitamente viável. Uma área maior que os 79,8 m<sup>2</sup> inicialmente calculados podem garantir que a temperatura de 88°C nominais seja alcançada com mais facilidade, ao custo de um maior investimento inicial. Um tanque de armazenamento com tamanho maior que o existente pode garantir que o sistema funcione por mais tempo na ausência da irradiação necessária. O COP do *chiller* e o frio produzido em regime permanente são completamente dependentes da temperatura da água no tanque, que por sua vez depende da irradiação e tempo de exposição dos coletores à radiação solar.

## 5.1 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Com respeito a sugestões de trabalhos futuros, temos:

- Realizar o estudo da variação da temperatura de equilíbrio do sistema em relação à vazão da água nos coletores solares;
- Estudar a variação das entradas do *chiller* e o efeito que possuem sobre o estado de equilíbrio;
- Simular o estado dinâmico do sistema levando em consideração o tempo de resposta do *chiller* ao estímulo do aumento da temperatura do tanque promovida pelos coletores solares;
- Verificar os efeitos da utilização de um tanque de maior capacidade;
- Analisar estruturalmente o COGENCASA a fim de verificar a possibilidade física de instalação de um sistema de coletor solar em suas dependências;
- Estudo do controle da temperatura do tanque utilizando água quente provinda de outro tanque exclusivo para os coletores;

- Contabilizar energeticamente o gasto com bombas de circulação no sistema e o impacto que possuem na eficiência energética do processo;
- Verificar a possibilidade do uso de coletores de tipo concentrador para um maior aproveitamento da energia solar no sistema.

## REFERÊNCIAS

**Mundo Educação.** Disponível em: <<https://mundoeducacao.bol.uol.com.br/fisica/coletor-solar.htm>>. Acesso em: 5 Jul. 2018.

BERECHE, R. P. **Avaliação de sistemas de refrigeração por absorção H<sub>2</sub>O/LiBr e sua possibilidade de inserção no setor terciário utilizando gás natural.** 2007. 187f.

Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual de Campinas, Campinas-SP, 2007.

CARVALHO, F. R. D.; SIONEK, M. C. **Análise da Eficiência de um Coletor Solar**

**Plano.** 2015. 93f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2015.

**Climate Data 3.0,** 2019. Disponível em: <<https://pt.climate-data.org/america-do-sul/brasil/pernambuco/recife-5069/>>. Acesso em: 5 Jun. 2019.

DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. A. **Solar Engineering of Thermal Processes.** 4. ed.

Hoboken: John Wiley & Sons, v. 1, 2013. 910 p.

ELEKTSOLAR. **Site da ElektSolar,** 2016. Disponível em:

<<https://eleksolar.com.br/energia-solar-fotovoltaica-vantagens-e-desvantagens/>>. Acesso em: 8 Jun. 2018.

FISCHER, Y. R. **Método de Aproximações das Equações Características em Chiller de**

**Absorção.** 2019. 95f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2019.

GREEN, M. A. et al. Solar cell efficiency tables (version 49). **Progress in Photovoltaics: Research and Applications,** Novembro 2016.

GUIDO, W. H. et al. Performance of absorption chillers in field tests. **Applied Thermal Engineering**, n. 134, Fevereiro 2018. 353-359.

HEROLD, K. E.; RADERMACHER, R.; KLEIN, S. A. **Absorption Chillers and Heat Pumps**. 2ª. ed. Boca Raton: CRC Press, 2016.

IBRAHIM, N. I.; AL-SULAIMAN, F. A.; ANI, F. N. Performance characteristics of a solar driven lithium bromide-water absorption chiller integrated with absorption energy storage. **Energy Conversion and Management**, n. 150, Agosto 2017. 188-200.

KALOGIROU, S. A. Solar thermal collectors and applications. **Progress in Energy and Combustion Science**, n. 30, Fevereiro 2004. 231-295.

LINUO Ritter. **Site da Linuo Ritter - Product Catalogue EN 2014**, 2014. Disponível em: <[http://www.linuo-ritter-international.com/fileadmin/user\\_upload/documents/Download/Product\\_catalogue\\_EN\\_2014\\_final.pdf](http://www.linuo-ritter-international.com/fileadmin/user_upload/documents/Download/Product_catalogue_EN_2014_final.pdf)>. Acesso em: 05 jun. 2019.

Ministério de Minas e Energia. **Matriz Energética Nacional 2030**. Brasília, p. 257. 2007.

MELO, R. A. D. **Comparação de sistema Solar residencial para aquecimento de água quanto ao tipo de circulação**. 2019. 66f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2019.

OCHOA, A. A. V. **Análise Exergoeconômica de um Chiller de Absorção de 10TR integrado a um Sistema de Microgeração com Microturbina a Gás de 30KW**. 2010. 129f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2010.

OCHOA, A. A. V. **Análise Dinâmica de um Chiller de Simples Efeito, de Aquecimento Indireto, usando o par Brometo de Lítio-Água**. 2014. 202f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2014.

OLIVEIRA, Á. D. D. **Análise de custos entre coletores solares quanto a aspectos construtivos**. 2014. 37f. Monografia (Pós-Graduação em Eficiência Energética Aplicada aos Processos Produtivos) - Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria-RS, 2014.

PETELA, K.; MANFRIDA, G.; SZLEK, A. Advantages of variable driving temperature in solar absorption chiller. **Renewable Energy**, n. 114, Julho 2017. 716-724.

PONGTORNKULPANICH, A. et al. Experience with fully operational solar-driven 10-ton LiBr/H<sub>2</sub>O silge-effect absorption cooling system in Thailand. **Renewable Energy**, n. 5, Maio 2008. 943-949.

POTENCIAL Solar - SunData 3.0. **CRESESB**, 2018. Disponível em: <[www.cresesb.cepel.br/sundata/index.php](http://www.cresesb.cepel.br/sundata/index.php)>. Acesso em: 04 jun. 2019.

XU, Z. Y.; WANG, R. Z. Comparisson of CPC driven solar absorption cooling systems with single, double and variable effect absorption chillers. **Solar Energy**, n. 158, Outubro 2017. 511-519.

YAZAKI. **WFC-SC10 Installation Instructions**. Japão. 2016.