



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

MAIESK RODRIGUES BARRETO

**SIMULAÇÃO DE CAMPO SOLAR CILÍNDRICO-PARABÓLICO PARA ATENDER
DEMANDA DE CICLO DE ABSORÇÃO E CALOR DE PROCESSO DE UMA
INDUSTRIA CERVEJEIRA**

Recife
2025



CARACTERIZAÇÃO E SIMULAÇÃO DE RESERVATÓRIOS, ENERGIAS RENOVÁVEIS
E BIOTECNOLOGIA AMBIENTAL

Apoio



Gestão



MAIESK RODRIGUES BARRETO

**SIMULAÇÃO DE CAMPO SOLAR CILÍNDRICO-PARABÓLICO PARA ATENDER
DEMANDA DE CICLO DE ABSORÇÃO E CALOR DE PROCESSO DE UMA
INDUSTRIA CERVEJEIRA**

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

Orientador: Prof. Dr. André Felipe Vieira da Cunha.

Coorientador: Prof. Dr. Flávio Augusto Bueno Figueiredo.

Recife

2025

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do programa de geração automática do SIB/UFPE

Barreto, Maiesk Rodrigues.

Simulação de campo solar cilíndrico-parabólico para atender à demanda do ciclo de absorção e do calor de processo de uma indústria cervejeira / Maiesk Rodrigues Barreto. - Recife, 2025.

81

Orientador(a): André Felipe Vieira da Cunha

Coorientador(a): Flávio Augusto Bueno Figueiredo

Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Universidade Federal de Pernambuco, Centro de Tecnologia e Geociências, Engenharia Mecânica - Bacharelado, 2025.

1. Ciclo de absorção. 2. Energia solar térmica. 3. concentradores parabólicos. 4. Produção de cerveja. I. Cunha, André Felipe Vieira da. (Orientação). II. Figueiredo, Flávio Augusto Bueno. (Coorientação). IV. Título.

620 CDD (22.ed.)

MAIESK RODRIGUES BARRETO

**SIMULAÇÃO DE CAMPO SOLAR CILÍNDRICO-PARABÓLICO PARA ATENDER
DEMANDA DE CICLO DE ABSORÇÃO E CALOR DE PROCESSO DE UMA
INDUSTRIA CERVEJEIRA**

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

Aprovado em: 11/07/2025.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. André Felipe Vieira da Cunha (Orientador)
Universidade Federal de Pernambuco

Prof. Dr. Flávio Augusto Bueno Figueiredo (Coorientador)
Universidade Federal de Pernambuco

Prof. Dr. Guilherme Medeiros Soares de Andrade (Examinadora Interna)
Universidade Federal de Pernambuco

Profa. Dra. Janaina Moreira de Meneses (Examinador interno)
Universidade Federal de Pernambuco

AGRADECIMENTOS

Agradeço, primeiramente, aos meus pais, irmãs, tias e familiares pelo apoio incondicional e pelos incentivos que fizeram superar os desafios enfrentados a chegar até aqui. Para eles, minha eterna gratidão.

Agradeço, com muito carinho, à minha companheira, Isabela Rodrigues, por todo amor, pelo companheirismo e por toda ajuda crucial nos momentos difíceis.

Ao meu orientador Prof. Dr. André Felipe e o coorientador Prof. Dr. Flávio Figueiredo agradeço imensamente por suas contribuições fundamentais para a construção deste trabalho. Além disso, agradeço também pela dedicação, compreensão, paciência e por compartilharem seus conhecimentos comigo.

Aos amigos do Prado pelos momentos de descontração e suporte. Aos amigos e colegas dos grupos de estudos por tornarem esta trajetória mais leve e especial.

À **Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis – ANP**, à **Financiadora de Estudos e Projetos - FINEP** e à **Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo - FAPESP**, por meio do Programa de Formação de Recursos Humanos da ANP para o Setor de Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis – PRH-ANP/FINEP, suportado com recursos provenientes do investimento de empresas petrolíferas qualificadas na Cláusula de P, D&I da Resolução ANP Nº 50/2015. Em particular ao **PRH 48.1 “Caracterização e Simulação de Reservatórios, Energias Renováveis e Biotecnologia Ambiental”** (PROCESSOS ANP Nº 48610.201019/2019-38 e FAPESP Nº 2024/10544-2), sediado no Departamento de Energia Nuclear do Centro de Tecnologia e Geociências da UFPE, pelo apoio financeiro.

A grandiosa revolução humana de uma única pessoa um dia impulsionará a mudança total do destino de um país e, além disso, será capaz de transformar o destino de toda a humanidade. (Nova Revolução Humana, v. 30II, p. 268).

RESUMO

A transformação energética é um tema recorrente e muito presente nas indústrias, inclusive na produção de cerveja, uma vez que um dos principais insumos energéticos é calor de processo e água para resfriamento. Para isso, propõe-se a utilização de campo de coletores solares tipo calha parabólica, para obter uma quantidade de energia térmica suficiente para alimentar um chiller de absorção, gerando frio para uma cervejaria e para alimentar um sistema de água quente utilizado como calor de processo. Foram utilizados softwares como o *System Advisor Model* (SAM) para projetar e dimensionar uma planta solar térmica, levando em consideração os dados meteorológicos e solarimétricos para a cidade de Recife-PE e para simular um ciclo de refrigeração por absorção, foi utilizado o *Engineering Equation Solver* (EES). Para simular a planta, foi determinada a demanda energética, água quente e fria, necessária para produzir 10.000 litros de cerveja. Para isso, foram necessários 0,8 MWt, dos quais 0,4 MWt foram direcionados para utilização de calor de processo, enquanto os 0,4 MWt restantes foram aplicados em um chiller de absorção, que foi capaz de gerar 281 kW de capacidade de resfriamento com um *Coefficient of Performance* (COP) de 0,73. Os resultados demonstram que é viável tecnicamente a utilização de energia termossolar e chiller de absorção como alternativas as energias fósseis convencionais, uma vez que a planta termossolar projetada foi capaz de gerar, de acordo com a média anual, aproximadamente 43% do estimado para produção de 10000 litros de cerveja. E, para efetuar a validação do ciclo de absorção simulado, foi utilizado a ficha técnica com dados de entrada de um chiller de absorção do modelo Σ TSH 80 da fabricante *KTE - Kawasaki Thermal Engineering*, a fim de utilizar parâmetros de entrada reais e observar o comportamento do programa simulado no EES, obtendo efeitos semelhantes. Além disso, a planta de concentradores operando no intervalo entre 7h e 17h foi capaz de fornecer, em média, 74% da capacidade térmica originalmente projetada, reforçando os resultados favoráveis à aplicação do sistema.

Palavras-chave: Ciclo de absorção; Energia solar térmica; concentradores parabólicos; Produção de cerveja.

ABSTRACT

The energy transition is a recurring and highly relevant topic in industrial settings, including in beer production, as one of the main energy inputs is process heat and cooling water. To address this, the use of a parabolic trough solar collector field is proposed to obtain a sufficient amount of thermal energy to power an absorption chiller for cooling a brewery, as well as to supply a hot water system used as process heat. Software tools such as the System Advisor Model (SAM) were used to design and size the solar thermal plant, taking into account meteorological and solar radiation data for the city of Recife-PE. To simulate the absorption refrigeration cycle, the Engineering Equation Solver (EES) was employed. The plant simulation was based on the energy demand—hot and cold water—required to produce 10,000 liters of beer. For this, a total of 0.8 MWt was required, of which 0.4 MWt was directed toward process heat and the other 0.4 MWt was used by the absorption chiller, which was capable of generating 281 kW of cooling capacity with a Coefficient of Performance (COP) of 0.73. The results demonstrate the technical feasibility of using solar thermal energy and absorption chillers as alternatives to conventional fossil energy sources, since the designed solar thermal plant was capable of generating, on an annual average, approximately 43% of the energy required to produce 10,000 liters of beer. To validate the simulated absorption cycle, technical specifications from the Σ TSH 80 absorption chiller manufactured by KTE – Kawasaki Thermal Engineering were used in order to apply real input parameters and evaluate the behavior of the simulation in EES, which yielded similar performance. Additionally, the parabolic trough collector plant operating between 7 a.m. and 5 p.m. was able to supply, on average, 74% of the originally designed thermal capacity, further reinforcing the favorable results for the system's application.

Keywords: Absorption cycle; solar thermal energy; Parabolic concentrators; Beer production.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1:Variação de temperatura de um fluido em um trocador de calor.	19
Figura 2:Diferença entre os métodos de obtenção de vapor a alta pressão.	20
Figura 3:Mapa da Irradiação Direta Normal (DNI) no Brasil, média anual.	22
Figura 4:Irradiação Extraterrestre Efetiva.	23
Figura 5:Tecnologias de concentração solar.	25
Figura 6:Solana Generating Station.	27
Figura 7:Detalhes do tubo receptor.	28
Figura 8:Esquema de um coletor parabólico em calhas.	28
Figura 9:Gráfico de uma parábola.	31
Figura 10:Efeito reflexivo.	31
Figura 11:Parâmetros geométricos de relevância em coletores parabólicos.	32
Figura 12:Total de estabelecimentos registrados.	33
Figura 13:Etapas da produção da cerveja.	34
Figura 14: Fluxograma para avaliação da sequência.	37
Figura 15:Ciclo de absorção de simples efeito.	39
Figura 16:Volume de controle do absorvedor.	41
Figura 17:Volume de controle do gerador.	43
Figura 18:Volume de controle do condensador.	44
Figura 19:Volume de controle da válvula de expansão.	46
Figura 20:Volume de controle da evaporadora.	47
Figura 21:Volume de controle da bomba.	48
Figura 22:Volume de controle da válvula redutora de pressão.	49
Figura 23:Volume de controle do trocador de calor.	50
Figura 24:Fluxograma de simulação no EES.	52
Figura 25:Irradiação direta normal média em Recife-PE e potência térmica.	61
Figura 26:Variação do COP em função da temperatura do campo de coletores.	64
Figura 27:Variação do COP em função da vazão mássica.	64
Figura 28: Vazão mássica do evaporador em função da irradiação.	68
Figura 29:Vazão mássica de calor de processo em função da irradiação	69

LISTA DE TABELAS

Tabela 1:Coeficiente global de transferência de calor em trocadores de calor.	17
Tabela 2:Processos industriais que utilizam energia térmica e temperatura.	26
Tabela 3:volume e temperatura para produção de 10.000L de cerveja.	37
Tabela 4:Resumo dos pontos dos estados termodinâmicos.	39
Tabela 5:Variáveis utilizadas no sistema.	40
Tabela 6:Dados de entrada do modelo Σ TSH 80 do chiller de absorção.	53
Tabela 7:Dados de entrada de energia na simulação do chiller de absorção.	54
Tabela 8:Dados de entrada dimensionais na simulação do chiller de absorção.	54
Tabela 9:Médias do total Diário de Irradiação Direta Normal para Pernambuco.	56
Tabela 10:Parâmetros do campo solar.	56
Tabela 11:Parâmetros da geometria do coletor.	57
Tabela 12:Parâmetros ópticos.	58
Tabela 13:Média mensal da potência térmica fornecida.	61
Tabela 14:Dados do campo solar.	62
Tabela 15:Desempenho térmico.	62
Tabela 16:Estados termodinâmicos do chillers de absorção - simulação EES.	65
Tabela 17:Taxa de transferência de calor nos componentes do ciclo de absorção.	66

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	14
1.1 OBJETIVOS	15
1.1.1 Objetivo Geral	15
1.1.2 Objetivos Específicos	16
1.2. JUSTIFICATIVAS	16
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	17
2.1 CONSERVAÇÃO DE MASSA	17
2.2 TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO TROCADOR DE CALOR	17
2.3 DIFERENÇA DE TEMPERATURA MÉDIA LOGARÍTMICA	18
2.4 CICLOS DE REFRIGERAÇÃO	19
2.4.1 Ciclos de refrigeração por absorção	20
2.5 ENERGIA SOLAR	21
2.5.1 Irradiação solar	22
2.5.2 Tecnologias de concentração solar	24
2.6 CONCENTRADOR CILÍNDRICO-PARABÓLICOS	27
2.6.1 Funcionamento básico	27
2.6.2 Componentes principais	28
2.6.2.1 Refletor	28
2.6.2.2 Receptor	29
2.6.2.3 Fluido de trabalho	30
2.6.2.4 Mecanismo de rastreador	30
2.6.2.5 Geometria	30
2.7 CERVEJA	32
2.7.1 Cerveja no Brasil	32
2.7.2 Processo de produção	33
2.7.3 Estimativa de consumo de insumos na produção de cerveja	34

3 METODOLOGIA	36
3.1 QUANTIDADE DE ÁGUA QUENTE E FRIA	37
3.2 MODELAGEM DO CICLO DE ABSORÇÃO NO EES	38
3.2.1 Balanço de Massa e energia no Absorvedor	41
3.2.2 Balanço de Massa e energia no Gerador	42
3.2.3 Balanço de Massa e energia no Condensador	44
3.2.4 Balanço de Massa e energia na Válvula de expansão	45
3.2.5 Balanço de Massa e energia no Evaporador	46
3.2.6 Balanço de Massa e energia na Bomba	48
3.2.7 Balanço de Massa e energia na Válvula redutora de pressão	49
3.2.8 Balanço de Massa e energia no Trocador de Calor	50
3.2.9 Desenvolvimento do código	51
3.2.10 Estudo de caso (Dados do ciclo de absorção)	53
3.3 MODELAGEM DO CAMPO SOLAR DE CONCENTRADORES CILÍNDRICOS PARABÓLICOS - SAM	55
3.3.1 Projeto do sistema	55
3.3.2 Campo solar	56
3.3.3 Coletor - Conjunto de coletor solar	57
3.3.4 Armazenamento de calor	58
3.4 INTEGRAÇÃO DOS SISTEMAS	58
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO	60
4.1 IRRADIÂNCIA SOLAR DIRETA DE RECIFE-PE	60
4.1.1 Projeto do campo solar	62
4.2 DESEMPENHO DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO	63
4.3 INTEGRAÇÃO DOS SISTEMAS	67
5 CONCLUSÃO	70
5.1 TRABALHOS FUTUROS	71

1 INTRODUÇÃO

No mundo, apenas 15% da demanda energética é proveniente de fontes renováveis, segundo a Empresa de Pesquisas Energéticas (EPE, 2020). Devido a isso, a necessidade de repensar os meios e as fontes de geração de energia é urgente. No Brasil, apesar de possuir aproximadamente 48% da demanda energética oriunda de fontes renováveis, ainda há muito a ser feito (EPE, 2020). De acordo com o ministério de minas e energia (MME, 2023), divulgado no relatório síntese de 2023 do Balanço Energético Nacional (BEN), o consumo energético das indústrias é de 32% da energia do país. Portanto, olhar para o setor industrial e como consomem a energia é essencial na tentativa de buscar meios e técnicas mais eficientes para reduzir as emissões de gases do efeito estufa, já que foram responsáveis por emitir 76,7 milhões de toneladas de CO_2 equivalente.

A energia solar é uma alternativa viável e sustentável para substituir métodos tradicionais de geração de energia, que são altamente poluentes. Segundo Scherer et al. (2016), essa fonte renovável pode ser explorada de três maneiras principais: a energia solar térmica, que utiliza coletores solares para gerar calor; a energia solar fotovoltaica, que converte a luz do sol em eletricidade por meio de células fotovoltaicas; e a energia termossolar, que utiliza espelhos para concentrar a radiação solar em um fluido e, assim, produzir energia térmica. Em especial, a energia termossolar tem grande aplicabilidade tanto na geração de eletricidade quanto em processos industriais que requerem altas temperaturas. No Brasil, a região Nordeste se destaca pelo elevado potencial de aproveitamento da energia solar, principalmente da radiação direta, devido às características atmosféricas favoráveis. De acordo com o Atlas Brasileiro de Energia Solar, elaborado pelo Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais (INPE), essa região apresenta alta incidência de radiação solar, o que a torna ideal tanto para aplicações fotovoltaicas quanto termossolares (Dantas; Pompermayer, 2018). Essa vantagem ocorre porque os raios solares sofrem menos interferências atmosféricas, como absorção, dispersão e reflexão, permitindo maior incidência de radiação direta na superfície (Souza et al., 2022). Essa abundância energética pode impulsionar o desenvolvimento industrial dos setores mencionados por Mekhilef et al. (2011), considerando que, como aponta Tavares (2008), o desenvolvimento de uma região está diretamente relacionado à disponibilidade de energia. Além disso, estudos do

INPE também indicam que os custos médios de implantação de sistemas fotovoltaicos são mais baixos nos estados do Nordeste, tornando o investimento ainda mais atrativo (Dantas; Pompermayer, 2018).

No entanto não basta apenas substituir a geração de energia elétrica por fontes renováveis. Também é necessário repensar a forma na qual essa energia está sendo utilizada, visto que há maneiras mais eficientes que envolvem menos perdas na geração de energia. Como alternativa a isso é a utilização de ciclos de refrigeração por absorção, que são capazes de refrigerar um ambiente sendo alimentado por energia térmica, ao invés de eletricidade. Isso pode ser vantajoso quando existe abundante energia térmica disponível a baixo custo.

Em decorrência disso, apresentou-se a indústria cervejeira, na qual vários processos demandam de energia térmica, como no processo de brassagem que é necessário água a 75°C. Além disso, também existem processos que trabalham a baixa temperatura, como a fermentação da cerveja do tipo lager, cerveja produzida a partir de leveduras de baixa fermentação, que deve ser realizada em temperaturas entre 9 e 15°C (PALMER, 2017).

Somado a isso, o aumento de 11,6% no número de cervejarias brasileiras entre 2021 e 2022, totalizando 1729 estabelecimentos registrados (dados do anuário da cerveja de 2023), elevou significativamente o consumo de energia na produção de cerveja. O alto consumo de energia elétrica e gás natural, principalmente para o aquecimento de processos e refrigeração, contribui para o aumento das emissões de gases do efeito estufa e agrava os problemas ambientais.

No presente trabalho é realizado simulações de um sistema solar com coletores cilindro-parabólico que irá fornecer calor para o processo industrial em uma cervejaria, assim como gerar água fria através de ciclo de absorção para utilização nessa mesma indústria.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

O objetivo geral do trabalho é simular uma planta heliotérmica para captação de energia solar para geração de frio para climatização de ambiente e de calor de processo para atender a demanda de um processo industrial de cervejaria.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Dimensionar, por meio de simulação no software System Advisor Model (SAM), uma pequena usina térmica composta por coletores solares cilíndrico-parabólicos para aquecimento de água, utilizando dados de radiação solar, demanda térmica da indústria e demais parâmetros relevantes do sistema.
- Modelar um ciclo termodinâmico de refrigeração por absorção de simples efeito a brometo de lítio e água no Engineering Equation Solver (EES).

1.2. JUSTIFICATIVAS

De acordo com o Instituto de Energia e Meio Ambiente (IEMA, 2022), com dados do Sistema de Estimativas de Emissões de Gases de Efeito Estufa (SEEG), mostram que, em 2021, o Brasil emitiu cerca de 2,42 bilhões de toneladas brutas de CO₂ equivalente, tendo o setor de energia cerca de 18% responsável por esse valor. Por conta disso, estudar novos métodos e maneiras mais sustentáveis para o uso energético no Brasil e no mundo é essencial para garantir um futuro. Pensando nisso, aprimorar um sistema de refrigeração que seja capaz de ser alimentado por energia termossolar, que é o caso deste trabalho, é uma possibilidade para diminuir o consumo de energia elétrica que pode ser proveniente de fontes fósseis. Como é o caso do estado de Pernambuco, que em 2021 a maior parte da sua matriz elétrica era fornecida pela queima de óleo diesel de acordo com o Anuário Estatístico de Energia Elétrica de 2021, da EPE.

Na busca por fontes alternativas de energia que reduzam a dependência de combustíveis fósseis, este trabalho tem como objetivo avaliar a viabilidade de sistemas solares térmicos aplicados ao aquecimento de água em uma indústria cervejeira, atendendo processos que requerem temperaturas acima da ambiente. Além disso, propõe-se o uso do calor gerado para alimentar um ciclo de refrigeração por absorção com brometo de lítio, destinado a suprir demandas de processos que operam com temperaturas abaixo da ambiente. A contribuição esperada é oferecer uma solução tecnológica sustentável, que possa ser replicada em outras aplicações industriais semelhantes, além de contribuir para o aprofundamento teórico sobre o uso de energia solar térmica em processos integrados de aquecimento e resfriamento

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 CONSERVAÇÃO DE MASSA

Segundo (Moran & Shapiro, 2018) o princípio da conservação de massa é determinado com a taxa de variação temporal da quantidade de fluxo de massa no interior de um volume de controle sendo que igual a variação temporal do fluxo de massa através de uma entrada inicial em um dado instante de tempo subtraído pela variação temporal do fluxo de massa através de uma saída final no mesmo instante de tempo.

O princípio da conservação de massa pode ser escrito como mostra a equação 2.1.

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \dot{m}_i - \dot{m}_f \quad (2.1)$$

2.2 TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO TROCADOR DE CALOR

Em trocadores de calor, a taxa de transferência de calor pode ser expressa de forma análoga à lei de resfriamento de Newton, na qual determinará a energia transferida do fluido quente para o fluido frio, visto na equação 2.2, na qual a área pode ser determinada utilizando as dimensões do trocador de calor e o coeficiente de transferência de calor pode ser visto na tabela 1. (CENGEL; GHAJAR, 2016, p. 641).

$$dQ/dt = UA \cdot \Delta T \quad (2.2)$$

- dQ/dt é a taxa de transferência de calor. (W);
- U é o coeficiente global de transferência de calor. (W/m².K);
- A é área de superfície. (m²);
- ΔT É a diferença de temperatura. (K).

Tabela 1: Coeficiente global de transferência de calor em trocadores de calor.

Tipo de trocador de calor	$U, W/m^2.K$
Água - Água	850 - 1.700

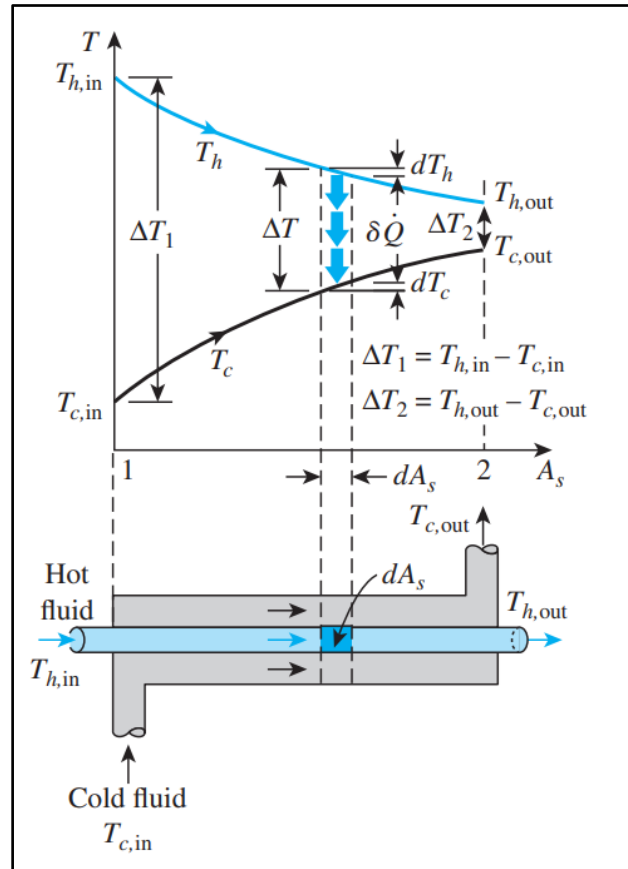
Água - Óleo	100 - 350
Água - Gasolina ou querosene	300 - 1.000
Aquecedores de água de alimentação	1.000 - 8.500
Vapor-óleo combustível leve	200 - 400
Vapor-óleo combustível pesado	50 - 200
Condensador de vapor	1.000 - 6.000
Condensador de freon (resfriado a água)	300 - 1.000
Condensador de amônia (resfriador a água)	800 - 1.400
Condensador de álcool (resfriador a água)	250 - 700
Gás-Gás	10 - 40
Água- ar em tubos aletados (água nos tubos)	400 - 850
Vapor- ar em tubos aletados (Vapor tubos)	400 - 4.000

Fonte: Adaptado de CENGEL; GHAJAR, 2016.

2.3 DIFERENÇA DE TEMPERATURA MÉDIA LOGARÍTMICA

Quando dois fluidos são submetidos a um trocador de calor a diferença de temperatura na entrada quente e fria é grande, entretanto, ao percorrer o trocador os fluidos tendem a aproximar-se da temperatura um do outro. Esse comportamento de diminuição da temperatura do fluido quente e aumento da temperatura do fluido frio é descrito por umas curvas logarítmicas exibidas na figura 1 e com elas pode-se chegar na equação 2.3, que representa uma média logarítmica da diferença de temperatura entre duas correntes fluidas em um trocador de calor. (CENGEL; GHAJAR, 2016, p. 642).

Figura 1: Variação de temperatura de um fluido em um trocador de calor.



Fonte: (CENGEL; GHAJAR, 2016).

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (2.3)$$

- ΔT_1 É a diferença de temperatura entre a entrada do fluido quente e a entrada do fluido frio.
- ΔT_2 É a diferença de temperatura entre a saída do fluido quente e a saída do fluido frio.

2.4 CICLOS DE REFRIGERAÇÃO

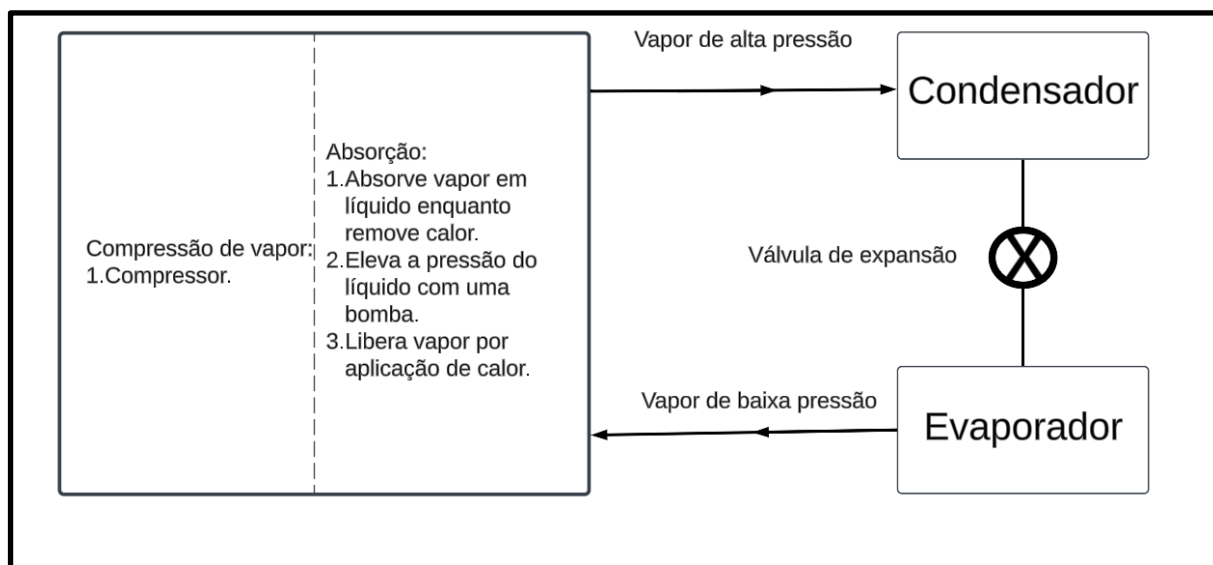
De modo geral, ciclo de refrigeração é um modelo termodinâmico que rege a capacidade de transferir energia térmica de um ambiente de baixa temperatura para um de alta temperatura. Em 1860, foi inventada e patenteada a primeira máquina térmica de refrigeração, por Ferdinand E. Carré, e foi utilizada para a fabricação de gelo, no sul dos Estados Unidos. (BENEDETTI, 2010).

2.4.1 Ciclos de refrigeração por absorção

O ciclo de refrigeração por absorção funciona a partir da mistura de duas substâncias, uma funcionando como fluido refrigerante e a outra como fluido absorvente, tendo como exemplo os pares de Amônia/água e água/brometo de lítio. (GENIÊR,2013).

Seu funcionamento é basicamente de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor, entretanto, a unidade de compressão é substituída por um conjunto de absorvedor, bomba, trocador de calor, válvula de expansão e gerador, na qual representa uma unidade térmica. (OCHOA, 2010). A principal diferença entre os ciclos de refrigeração por absorção e o de compressão de vapor está na energia fornecida para a sua operação, tendo o ciclo de compressão a necessidade de energia mecânica e o ciclo de refrigeração por absorção a energia térmica (Stoecker e Jones, 1985). Na figura 2 compara os ciclos.

Figura 2:Diferença entre os métodos de obtenção de vapor a alta pressão.



Fonte: autoria própria (2024).

Uma máquina de refrigeração por absorção é composta basicamente por quatro dispositivos trocadores de calor, duas válvulas abaixadoras de pressão e um trocador de calor intermediário. Como mostra a figura 3. (HEROLD; RADERMACHER; KLEIN, 2016). Na qual representa um sistema de absorção que utiliza brometo de lítio para como absorvedor e água como fluido refrigerante. Contudo, também pode-se utilizar o par água-amônia, no qual a maior vantagem a

atingir temperaturas abaixo de 0 °C. No entanto, um sistema de absorção baseado no par água-amônia necessita de elementos adicionais aos mostrados na figura 3, tais como um retificador e um condensador de refluxos. Tais itens são necessários para drenar o excesso de água que possa se misturar ao vapor de refrigerante (amônia), caso contrário a mistura de água-amônia como refrigerante diminui a pressão de evaporação e o aumento da temperatura de evaporação, o que reduz significativamente a eficiência do sistema. (MARTINS, 2014).

2.5 ENERGIA SOLAR

Devido a crescente necessidade de ampliação do uso de energias renováveis, à medida que as tradicionais fontes não renováveis são menos incentivadas, explorar as alternativas de fontes sustentáveis é de suma importância para abordar e alavancar as melhores possibilidades. Como ótima alternativa, apresenta-se a energia solar. Na qual é renovável e pode ser sustentável, tendo a possibilidade do uso industrial e residencial (Silva, 2022).

Esta energia gerada no sol, chega na superfície da terra na forma de radiação e energia luminosa, que é responsável por $1,5 \times 10^{18}$ kWh por ano, que é equivalente a cerca de 10.000 vezes a demanda energética mundial. Devido a esse enorme potencial, a energia solar é uma das grandes protagonistas na transição energética. (Pinho, 2014).

O Brasil, com suas dimensões continentais, tem uma geografia e um clima bastante variado. Embora grande parte do país tenha irradiação solar direta normal (DNI, do inglês Direct Normal Irradiation) média anual maior que 1700 kWh/m², é no nordeste onde se concentra valores mais elevados de DNI, ultrapassando os 2200 kWh/m² de média anual, mais precisamente na porção oeste do estado da Bahia e sul do Piauí, como pode ser visto na Figura 2 obtida da empresa Solargis (2016).

De acordo com Lodi (2011) apud Staley et al. (2009) e Philibert et al. (2010), a radiação solar direta normal requerida para projetos de geração elétrica CSP convencionais é 5,5 kWh/m²/dia (ou 2000 kWh/m²/ano), com valores maiores que esse permitindo menores custos de geração.

Dessa forma, a região Nordeste é a ideal para implantação de empreendimento CSP, tanto para geração de eletricidade como para calor de

processo, por abranger áreas com DNI acima da mínima requerida para serem viáveis economicamente.

Figura 3: Mapa da Irradiação Direta Normal (DNI) no Brasil, média anual.



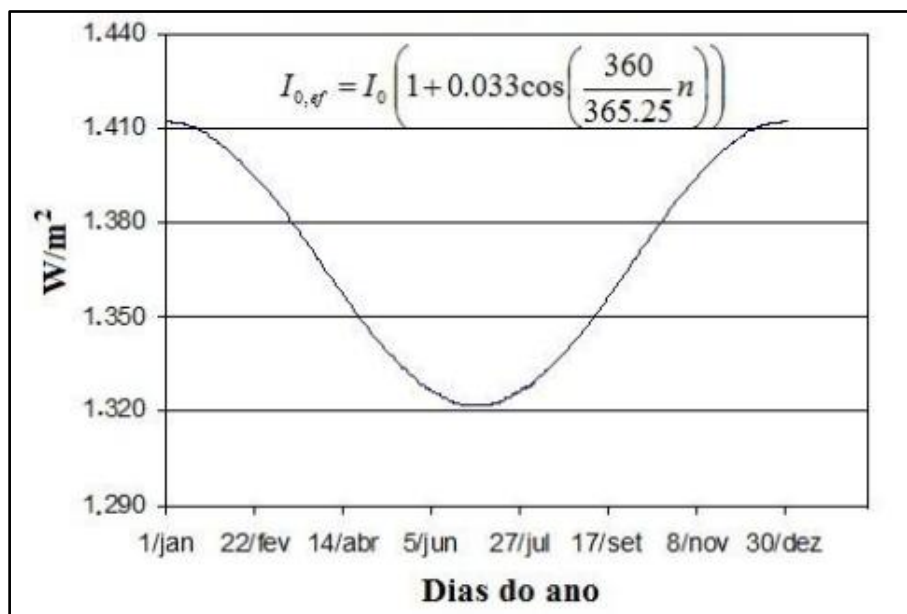
Fonte: Solargis, 2016

2.5.1 Irradiação solar

A irradiação solar incidente no topo da atmosfera terrestre é denominada irradiação extraterrestre. Esta tem seu valor variável ao longo do ano, devido ao movimento elíptico desenvolvido pela terra em torno do sol. Por conta disso, surgiu a necessidade de calcular a quantidade de irradiação extraterrestre efetiva incidentes no planeta, $(I_{0,ef})$. A equação 2.4, explora essa variação anual de irradiação. Sendo o termo (I_0) a constante de irradiação solar, que é definido como quantidade de energia por unidade área obtida perpendicularmente aos raios solares na distância média entre o sol e a terra, valendo aproximadamente 1.367 W/m^2 (assumido pelo WRC - *World Radiation Center*). Já o (n) é a contagem do dia juliano. A plotagem do gráfico gerado pela equação 2.4 consta na figura 4.

$$I_{0,ef} = I_0(1 + 0,033\cos(360.n/365,25)) \quad (2.4)$$

Figura 4: Irradiação Extraterrestre Efetiva.



Fonte: cresesb (2014).

Entretanto, essa variação ao longo do ano se dá devido a excentricidade da elipse que a terra descreve ao redor do sol, tendo seu máximo no periélio e o valor mínimo no afélio (Pinho,2014).

Contudo, segundo Victoria (2008), a irradiação solar pode sofrer enfraquecimentos devido aos processos de absorção, reflexão e refração em decorrência da densa atmosfera terrestre. Portanto, estes efeitos provocam que dois tipos de irradiação alcance a superfície terrestre, a radiação direta e difusa.

A irradiação solar direta, refere-se àquela que vem do sol sem sofrer nenhuma atenuação, nem por reflexão, refração ou absorção, esta irradiação que é útil para o estudo da utilização da energia solar térmica. Já a irradiação solar difusa, é aquela que vem de diferentes direções, em consequência dos meios de espalhamentos da atmosfera. A partir disso, para o estudo e aplicação de concentradores, que é a aplicação de lentes ou refletores aplicada a irradiação direta, só é possível se a quantidade de irradiação solar que incide normalmente à superfície inclinada for potencialmente adequada para gerar bons resultados, por isso, chama-se de irradiação direta normal (DNI) essa parcela de irradiação (Paes,2017).

2.5.2 Tecnologias de concentração solar

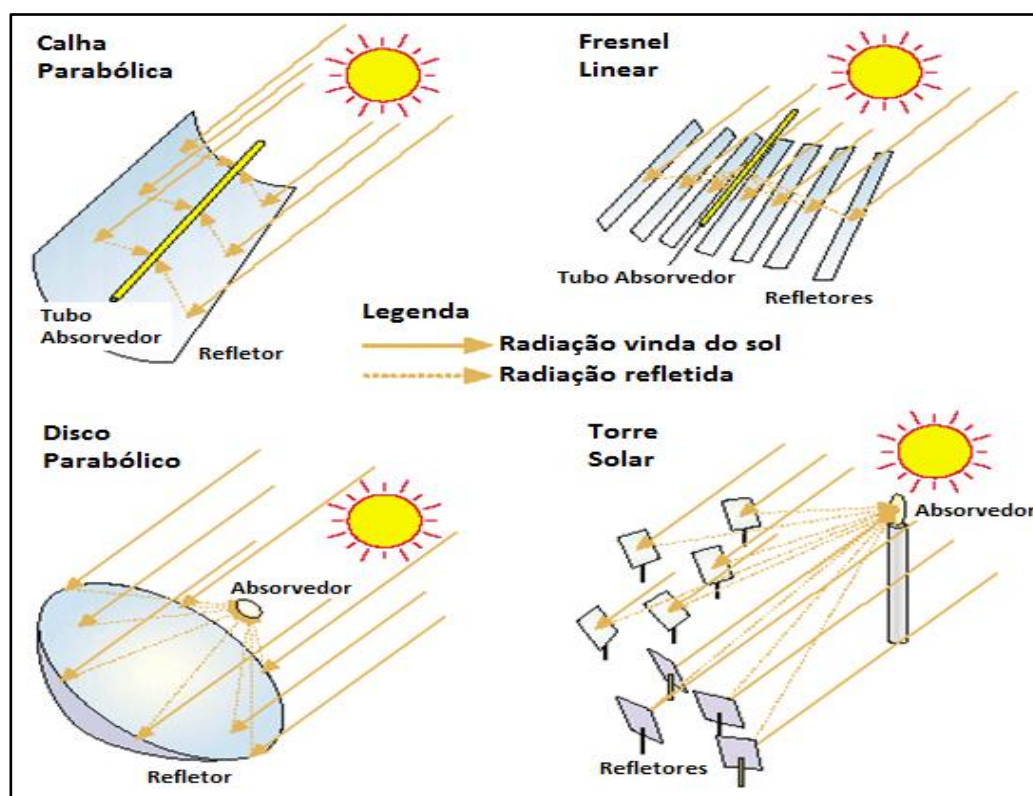
Existem quatro principais tecnologias para concentrar irradiação solar com a finalidade de alcançar maiores temperaturas. Essas tecnologias são divididas em outros dois grupos, sendo os pontuais e as lineares. Os pontuais costumam concentrar a irradiação solar em torno de um único ponto, que é o caso dos discos parabólicos e das torres solares. Já as lineares, concentram ao longo de uma linha ou duto, que transporta um fluido responsável pela transmissão da energia térmica, que são os casos dos cilindro-parabólicas e do tipo Fresnel linear. A essas tecnologias também é adotado a sigla (CSP), do inglês, Concentrated Solar Power.

Gharbi et al. (2011) destacam algumas vantagens dos concentradores lineares em relação aos pontuais: os lineares possuem um sistema de rastreamento solar mais simples, pois necessitam apenas de um eixo para acompanhar o sol; os coletores estão orientados na direção norte-sul e acompanham o sol no sentido Leste-Oeste.

Concentradores lineares apresentam como desvantagem a redução da concentração da radiação e, por consequência, temperaturas menores alcançadas. Zolfaghari et al. (2015) afirmam que sistemas lineares conseguem concentrar a radiação solar em cerca de 100 vezes e alcançam temperaturas de até 550°C, enquanto sistemas de foco pontual podem concentrar a radiação mais de 1000 vezes, atingindo temperaturas acima de 1000°C.

As quatro principais tecnologias de concentradores são mostradas em forma de desenho na Figura 5.

Figura 5: Tecnologias de concentração solar.



Fonte: Goebel e Rheinländer (2016), traduzido do inglês.

A tecnologia mais madura e mais utilizada é a cilindro-parabólica, ou de calhas parabólicas, tendo 4,16 GW em operação no mundo em 2016 (QADER; STÜCKRAD, 2016). Nessa tecnologia o tubo absorvedor se move juntamente com a calha durante o seguimento solar. A Fresnel linear é similar à de calha parabólica, mas utiliza-se de diversos espelhos móveis de menor largura com diferentes inclinações, dependendo da posição do sol, deixando fixo o absorvedor. Os discos parabólicos são os que obtêm maior eficiência, porém são mais caros, têm maior dificuldade para integrar armazenamento e é a tecnologia menos utilizada. Utiliza discos para concentrar os raios solares no foco da parábola onde é posicionado um motor Stirling. Sem ter armazenamento, sua aplicação não se justifica, já que podem ser utilizadas células fotovoltaicas em seu lugar. Tinham em torno de 1 MW em operação no mundo em 2016 (QADER; STÜCKRAD, 2016).

As tecnologias mencionadas anteriormente podem ser aplicadas de duas maneiras: Geração de Energia Elétrica e Calor de Processo Industrial.

A geração elétrica é mais normalmente realizada a partir de três tipos de máquinas térmicas: turbina a vapor (ciclo Rankine), motor Stirling (ciclo Stirling) e

turbina a gás (ciclo Brayton). A seleção varia conforme a tecnologia empregada e as restrições de cada equipamento.

No Calor de Processo industrial, alguns estudos apontam sua importância e seu potencial baseando-se principalmente na demanda por esse tipo de energia. Na Europa, no ano 2000, a demanda por calor de processo em temperaturas entre 80°C e 250°C já era estimada em torno de 300 TWh (SCHWEIGER et al., 2000). Kalogirou (2003) cita os principais processos industriais que utilizam calor a temperaturas baixas ou médias: esterilização, pasteurização, secagem, hidrólise, destilação e evaporação, lavagem, limpeza e polimerização.

A tabela 2 a seguir apresenta alguns exemplos de diferentes aplicações industriais que demandam baixas temperaturas, onde se vê uma diversidade de utilizações bastante comuns que em sua maioria solicitam temperaturas abaixo de 200°C; sendo assim, a aplicação de fonte solar nesses casos é bastante apropriada.

Tabela 2: Processos industriais que utilizam energia térmica e temperatura.

Sector Industrial	Processo	Temperatura de Trabalho (°C)
Bebida e Alimentação	Secagem	30-90
	Limpeza	40-80
	Pasteurização	80-110
	Cocção	95-105
	Esterilização	140-150
	Tratamento Térmico	40-60
Indústria Têxtil	Limpeza	40-80
	Descoloração	60-100
	Tingimento	100-160
Indústria Química	Cocção	95-105
	Destilação	110-300
	Vários Processos	120-180
Generalidades	Pré-aquecimento de água de	30-100
	alimentação de caldeiras	

Fonte: Organização das Nações Unidas para o Desenvolvimento Industrial - ONUDI (2016).

Dado que certas indústrias frequentemente funcionam em múltiplos turnos, em períodos onde a incidência da radiação solar direta não é adequada ou durante a noite, é fundamental projetar um sistema que atenda às demandas da indústria em todos os momentos, ou seja, um sistema híbrido que utilize uma caldeira a biomassa (mais vantajosa para quem busca manter uma base de energia renovável) ou combustíveis fósseis, ou a criação de um sistema de armazenamento térmico, ou até

mesmo aproveitando a energia elétrica diretamente da rede. Claramente, a opção selecionada é aquela que oferece o melhor custo-benefício e que atende de forma mais eficaz às demandas da planta

2.6 CONCENTRADOR CILÍNDRICO-PARABÓLICOS

Também conhecido como coletor parabólico em calhas, parabolic trough collector (PTC) em inglês. É um dispositivo capaz de concentrar a irradiação solar e atingir temperaturas de 50°C a 400°C, que pode ser utilizado para processos industriais, aquecimento de água e geração de energia elétrica. Uma das plantas mais famosas de PTC é a Solana Generating Station, localizada no Gila Bend, Arizona. Esta planta tem capacidade de geração elétrica de 250 MW e teve início às suas operações em 2013. (DEPARTMENT OF ENERGY, 2013).

Figura 6: Solana Generating Station.



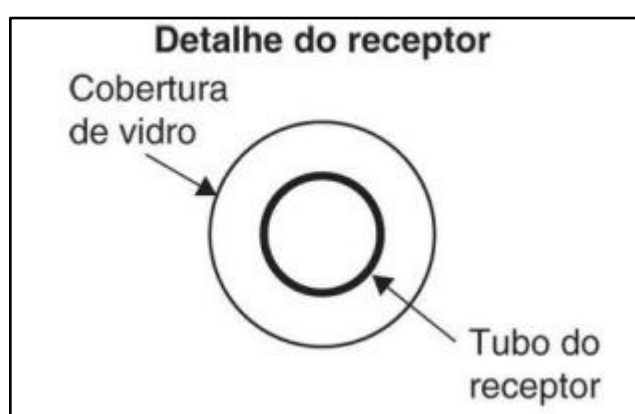
Fonte: DEPARTMENT OF ENERGY (2013).

2.6.1 Funcionamento básico

Sua construção consiste em uma chapa de material reflexivo no qual é moldado na forma de uma parábola, ao longo do ponto focal desta parábola é adicionado um tubo preto chamado de receptor, no qual pode ser coberto com um vidro transparente para reduzir as perdas de calor por convecção e condução, detalhes podem ser vistos na figura 7. Dessa forma, quando o coletor parabólico em calhas é direcionado para o sol, os raios solares paralelos incidentes na chapa

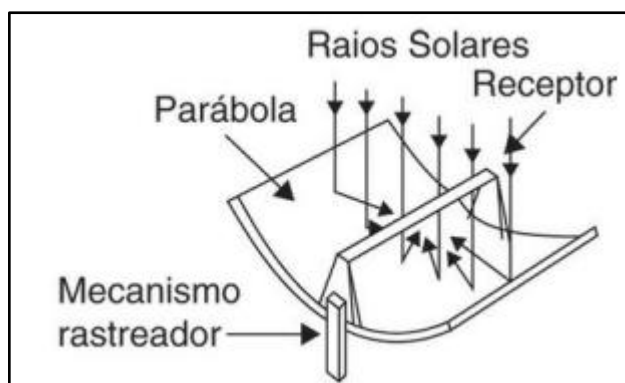
parabólica são refletivos para o tubo receptor que, por sua vez, aquece um fluido de trabalho que escoa dentro dele e o aquece. Com isso, a irradiação solar incidente foi transformada em calor útil. Além disso, este sistema também pode contar com um mecanismo de rastreamento solar, que permite ajustar a incidência dos raios solares paralelos ao longo do dia. O esquema de funcionamento de um coletor parabólico em calhas pode ser acompanhado na figura 8. (KALOGIROU, 2016).

Figura 7: Detalhes do tubo receptor.



Fonte: Adaptado de KALOGIROU (2016, p. 245)

Figura 8: Esquema de um coletor parabólico em calhas.



Fonte: Adaptado de KALOGIROU (2016, p. 245)

2.6.2 Componentes principais

2.6.2.1 Refletor

O refletor é o elemento que concentra a irradiação solar ao longo da linha focal. Devido a sua importância, alguns parâmetros como materiais, eficiência

óptica, proteção e manutenção são fundamentais para garantir um bom funcionamento e a sua capacidade de reflexão.

Quanto ao material, é importante que a taxa de refletividade seja alta, para isso algumas opções podem ser consideradas, como:

- **Vidro espelhado:** Tem alta durabilidade e alta refletância, mas são pesados e podem ser frágeis.
- **Filmes poliméricos com camadas metálicas:** São mais flexíveis e leves, mas podem ser menos duráveis que o vidro.
- **Alumínio anodizado:** São leves, resistentes à corrosão e tem boa refletância.

Já a proteção e manutenção é fundamental para estender a vida útil do equipamento e manter a eficiência óptica estável. Para isso, o refletor precisa resistir a ventos, chuvas, raios ultravioletas. Além disso, a limpeza periódica é necessária para inibir o acúmulo de poeira e formação de óxidos. (DUFFIE; BECKMAN, 2013).

2.6.2.2 Receptor

Após os raios solares paralelos serem refletidos e convergidos pelos refletores, forma-se uma linha focal ao longo da calha parabólica. Nesta linha focal encontra-se o receptor, que tem formato cilíndrico e linear, pode ser visto na figura 8 do item 2.6.1. A partir disso, ele é revestido com um material que possui baixa emitância e que, ao mesmo tempo, possui alta absorptância, ou seja, essas características permitem melhor eficiência para absorver energia e, quando absorvida, emite menos radiação para o ambiente. Contudo, ainda pode haver perdas por convecção e por condução. Para isso, é utilizado um segundo tubo de vidro transparente de diâmetro maior que reveste o tubo receptor, figura 9 no tópico 2.6.1. Entretanto, o tubo de vidro coloca uma perda por transmitância de aproximadamente 0,9, mas que pode variar de acordo com a limpeza do vidro. Além disso, quando a calha parabólica é utilizada em aplicações de alta temperatura, o ar contido entre o tubo de revestimento de vidro e o tubo receptor é evacuado, para reduzir ainda mais as perdas por transferência de calor. (KALOGIROU, 2016).

2.6.2.3 Fluido de trabalho

Muitos são os tipos de fluidos que podem atuar dentro do tubo do receptor, que pode ser líquido ou gasoso. Os principais fatores que influenciam na escolha dele são: faixa de temperatura, fatores econômicos e propriedades termodinâmicas. Dentre as principais opções de fluidos de trabalho, encontram-se:

- **Óleos Térmicos Sintéticos:** São os mais comuns em plantas CSP. Podem atuar bem em temperaturas de até 400°C sem perder significativamente suas propriedades. Alguns são: Therminol VP-1, Syltherm 800, Dowtherm A.
- **Sais Fundidos:** Podem operar em temperaturas acima de 500 °C, não são tóxicos, possuem baixo custo e tem boas propriedades termofísicas que favorecem a troca térmica e armazenamento de energia.
- **Água e Vapor:** Pode ser utilizado diretamente em sistemas que utilizam vapor, como turbinas, evitando um fluido intermediário.

2.6.2.4 Mecanismo de rastreador

O sistema de mecanismo de rastreamento tem não só a capacidade de rastrear e seguir o sol ao longo do dia e retornar para a posição inicial no dia seguinte, quando também é essencial para proteger as calhas parabólicas em situações ambientais adversas, como: chuva forte, ventanias e quaisquer condições de trabalho adversos, além de ser um mecanismo de ajuste de temperatura, caso haja sobreaquecimentos. A construção eletrônica destes mecanismos, são adotadas as seguintes subdivisões:

- Sistemas que utilizam motores controlados eletronicamente, guiados por sensores capazes de medir a intensidade da radiação solar.
- Dispositivos que operam com motores controlados por computadores, empregando feedback de sensores que monitoram o fluxo solar no receptor. (KALOGIROU, 2016).

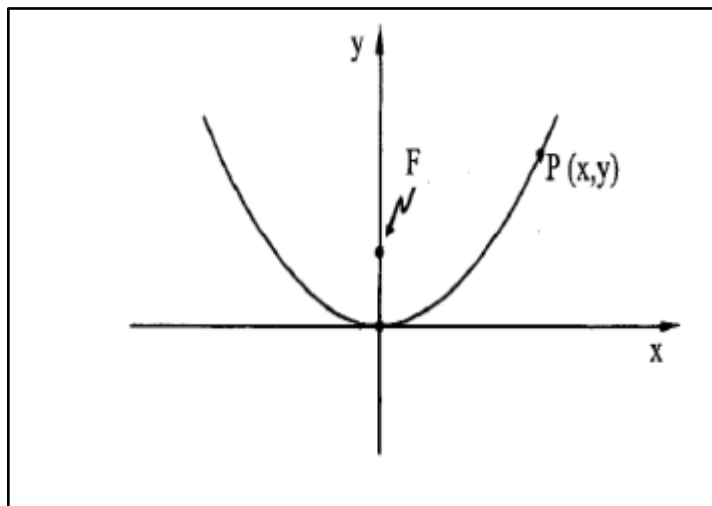
2.6.2.5 Geometria

Segundo Günther (2016), a parábola se destaca dentre as cônicas devido a sua propriedade de convergir qualquer reta que incida sobre sua superfície fazendo-a concentrar-se sobre um único ponto, chamado de foco e linha focal. A equação 2.5

explica essa geometria no qual (f) é o comprimento focal, plotada em um gráfico na figura 9, enquanto na figura 10 mostra-se o efeito de reflexão.

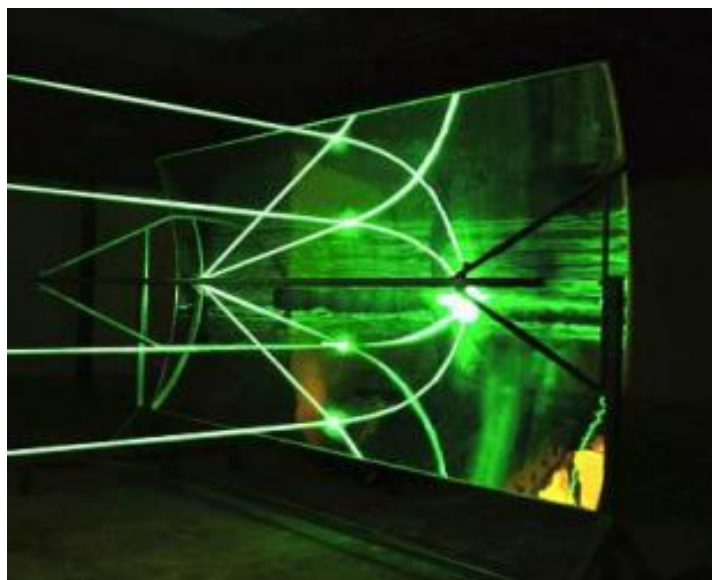
$$y = \frac{1}{4f} x^2 \quad (2.5)$$

Figura 9: Gráfico de uma parábola.



Fonte: (GÜNTHER,2016).

Figura 10: Efeito reflexivo.

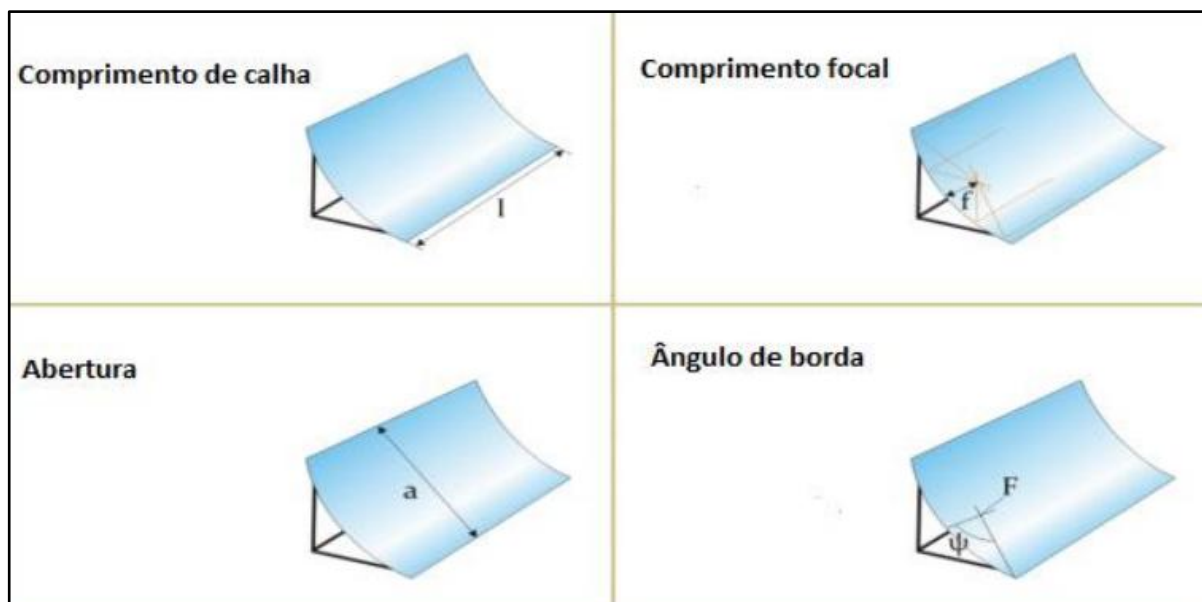


Fonte: (GÜNTHER,2016).

Além do comprimento focal, outros parâmetros são levados em consideração no projeto de um coletor parabólico, dentre eles são a largura ou abertura (a), o

comprimento da calha (l) e o ângulo de borda (ψ), nos quais esses parâmetros são mostrados na figura 11.

Figura 11: Parâmetros geométricos de relevância em coletores parabólicos.



Fonte: (GÜNTHER,2016).

2.7 CERVEJA

Tendo origem a 6.000 a.C, na Mesopotâmia, aceitasse que o surgimento da cerveja se deu por acaso a partir de grãos deixados na chuva, nos quais fermentaram naturalmente. Já a 4.000 a.C. os Sumérios detalharam receitas primitivas de cerveja em tábuas de argila, no qual a chamavam de “*kash*”.

A cerveja, termo natural do gaulês *cerevisia*, homenageia a deusa da Colheita Ceres, atribuída a uma bebida alcoólica fermentada a partir da cevada ou outros cereais.

2.7.1 Cerveja no Brasil

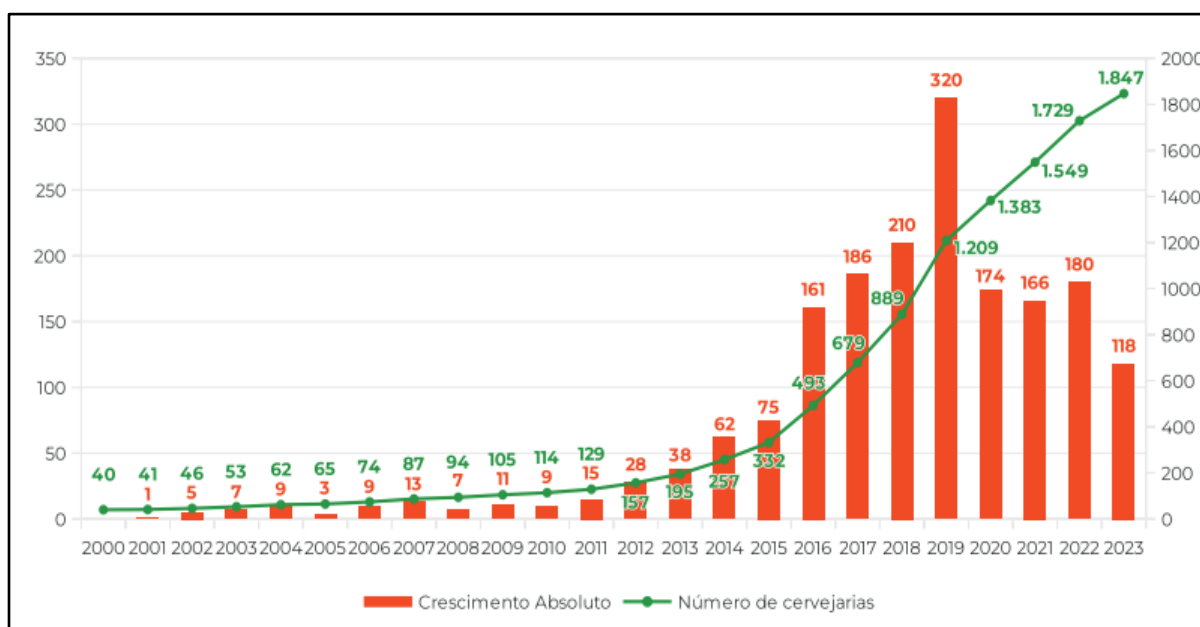
No Brasil, o ministério de Agricultura, pecuária e abastecimento na Instrução normativa número 65 de 2019, estabelece padrões para o que pode ser intitulado como cerveja, no qual alega:

Art. 2º Conforme definido no art. 36, do Decreto nº 6.871, de 2009, cerveja é a bebida resultante da fermentação, a partir da levedura

cervejeira, do mosto de cevada malteada ou de extrato de malte, submetido previamente a um processo de cocção adicionado de lúpulo ou extrato de lúpulo, hipótese em que uma parte da cevada malteada ou do extrato de malte poderá ser substituída parcialmente por adjunto cervejeiro. (BRASIL, 2019).

Com isso, tendo uma das indústrias mais pujantes do país, a indústria cervejeira declarou produção de mais de 15 bilhões de litros de cerveja em 2023. A perspectiva é de crescimento contínuo, como pode ser visto na figura 12, impulsionado pelo aumento no número de produtores, nos quais o Brasil conta com 1.847 cervejarias credenciadas, responsáveis por 2 milhões de empregos diretos e indiretos. (MAPA, 2023).

Figura 12: Total de estabelecimentos registrados.



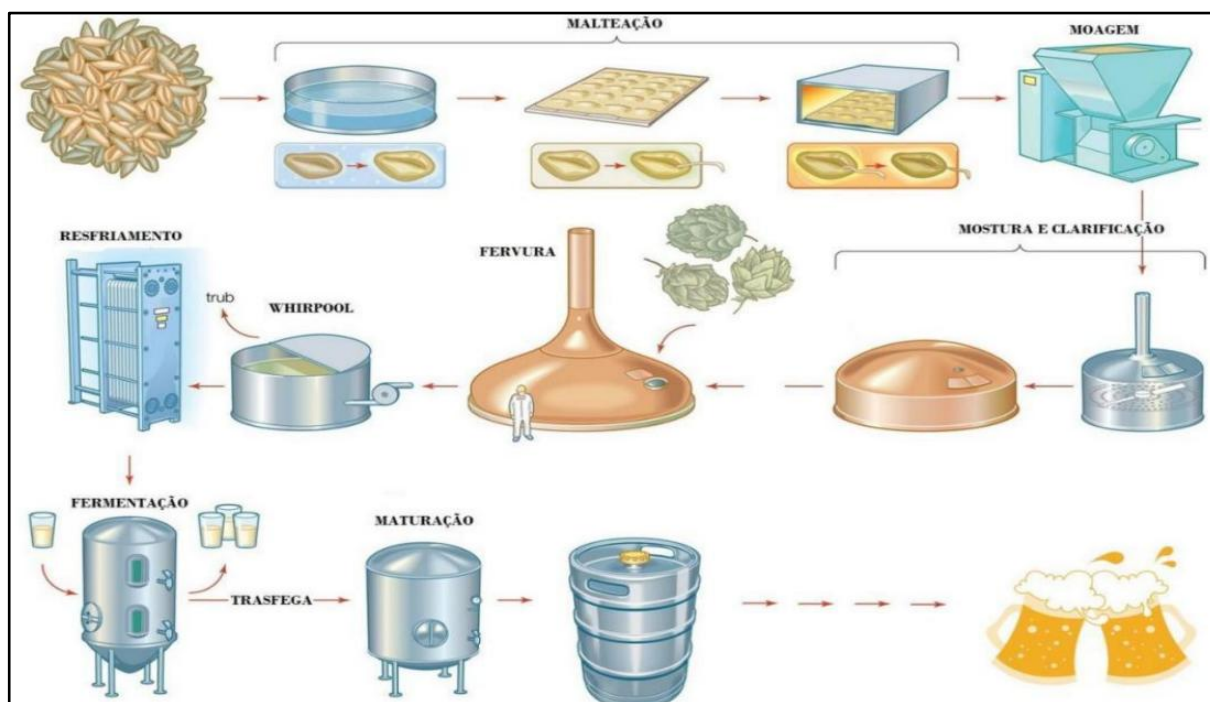
Fonte: (MINISTÉRIO DA AGRICULTURA, PECUÁRIA E ABASTECIMENTO, 2023).

2.7.2 Processo de produção

De forma resumida, como pode ser visto na figura 13, o processo de fabricação de cerveja consiste em dissolver os grãos (geralmente cevada) em água para germinar e formar açúcares, em seguida essa solução é aquecida para interromper a germinação, dando origem ao malte. Então, o malte é moído para expor o amido, que por sua vez é misturado a água quente que extrai os açúcares.

Após isso, é levado para clarificação onde os sólidos se separam do mosto (mistura de água com malte e açúcares). Em seguida, a mistura é levada para o tanque de fervura onde é adicionado o lúpulo, conferindo aromas, amargor. Logo após, resfria-se e adiciona leveduras para dar início a fermentação. Então, as leveduras se alimentam dos açúcares liberando CO_2 , álcool etílico e alguns aromas. Ao final da fermentação, a cerveja passa pelo processo de maturação, onde os sabores se equilibram e impurezas são eliminadas. Antes de engarrafar a cerveja, adiciona-se um pouco de açúcar para ajustar a carbonatação, que serve de alimento extra para as leveduras residuais. (PALMER, 2017).

Figura 13: Etapas da produção da cerveja.



Fonte: Bassoli, 2017.

2.7.3 Estimativa de consumo de insumos na produção de cerveja

A água é um dos principais componentes presentes na cerveja, uma vez que sua composição é formada por cerca de 95% de água. Então, a água faz total diferença na produção da cerveja. Entretanto, várias são as condições nas quais a água é manipulada, na qual um fator determinante é a temperatura. (PALMER, 2017). A qualidade da água, bem como suas propriedades físicas e químicas e a maneira a qual ela é empregada no processo exerce influência significativa no sabor

e na eficiência da produção. Entre os diversos parâmetros que podem ser controlados na produção de cerveja, a temperatura desempenha papel essencial, sobretudo nas etapas a qual ela é utilizada com meio de transferência de calor. Nesse contexto, destacam-se os estágios que demandam água aquecida e resfriada:

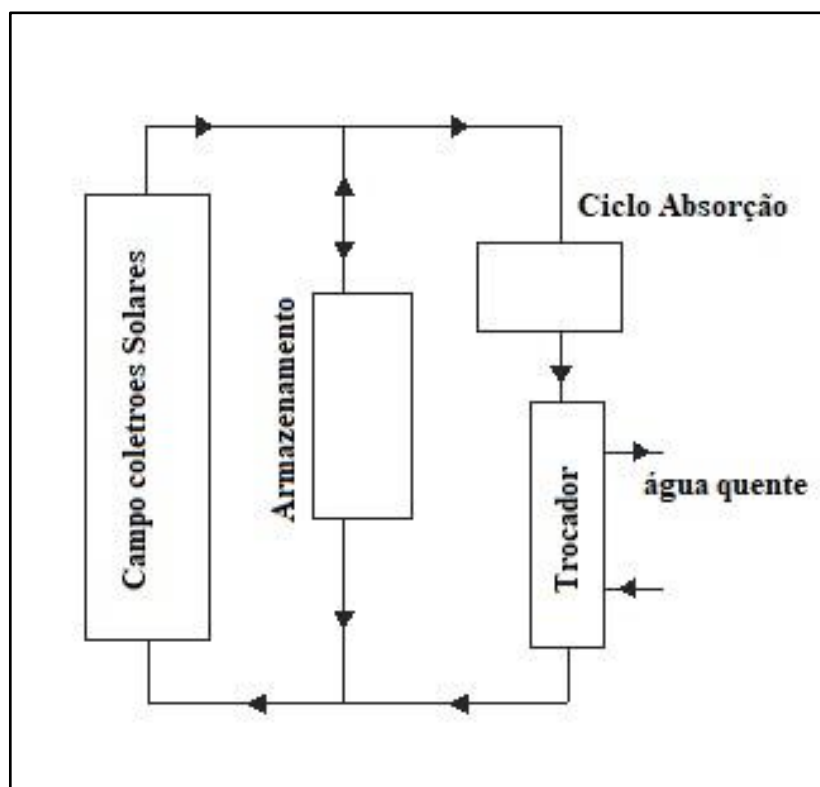
- Consumo de água quente:
 - **Brassagem:** Aquecimento da mistura de malte e água para converter amidos em açúcares fermentáveis. Com a faixa de temperatura entre 62 e 72°C enquanto o uso é de aproximadamente 2,5–3 litros de água por quilo de malte (para 1000 L de cerveja, estimamos 600 L).
 - **Lavagem do malte (sparging):** Água quente (70–80°C) é usada para enxaguar os açúcares residuais do malte, sendo o consumo de água aproximadamente igual ao da brassagem.
 - **Higienização:** Água quente é usada para limpar e sanitizar equipamentos. Com uma faixa de 85 a 90°C, enquanto o consumo de volume de água pode variar de 50 a 100 L por batelada, dependendo do tamanho e tipo de equipamentos.
- Para o consumo de água fria:
 - **Resfriamento do mosto:** Após a fervura, o mosto deve ser resfriado rapidamente para a temperatura de fermentação (18 – 25°C para cervejas ale ou 10 – 15°C para lagers). Com consumo estimado em 2 – 3 litros de água de resfriamento por litro de cerveja produzida.
 - **Controle de temperatura na fermentação:** Água fria ou glicol é usado para manter a temperatura estável no fermentador. Com as temperaturas variando entre 5 - 10°C, já o consumo de água fria ou glicol depende da eficiência dos equipamentos empregados no sistema.
 - **Resfriamento dos tanques de maturação:** Glicol refrigerado é comum para manter as temperaturas entre -1 e 2°C.

3 METODOLOGIA

A metodologia utilizada neste trabalho de TCC foi a utilização de dois programas de simulações, um para modelagem do ciclo de absorção e outro para simular o campo de coletores cilindro parábola. A primeira etapa é a simulação do campo solar no programa SAM cujos dados de saída são inseridos no modelo do ciclo de absorção do programa EES.

Nesta seção foi descrito a quantidade dos insumos utilizados para a produção de cerveja, bem como a descrição energética estimada para produção desses insumos. Sendo assim, para a apresentação da estimativa do insumo água gelada, será utilizado um algoritmo no Engineering Equation Solve (EES) com as equações abordados nos itens 3.2.1 a 3.2.9. Já para a modelagem e simulação do insumo água quente, será utilizado o System Advisor Model (SAM), que ficou a cargo de dimensionar o campo de coletores cilíndricos parabólicos. Dessa forma, na figura 14, é possível verificar, graficamente, a sequência e disposição dos principais elementos que compõe os sistemas integrados, onde ver-se que a energia coletada através do campo de coletores solares é direcionada para o armazenamento, quando o estoque de energia térmica está baixo, ou diretamente para o ciclo de absorção, quando o armazenamento está cheio. No ciclo de absorção, parte da energia térmica é utilizada para produzir água gelada e a outra parte é disponibilizada para utilização em calor de processo. Após isso, o fluido de trabalho, responsável por transporte da energia térmica, é regressado ao campo de coletores solares, onde vai ser reaquecido e dá início a um novo ciclo.

Figura 14: Fluxograma para avaliação da sequência.



Fonte: Autoria própria.

3.1 QUANTIDADE DE ÁGUA QUENTE E FRIA

Com isso, é necessário estipular uma quantidade alvo de produção de cerveja para que assim possa, de acordo com estimativas de produção, estipular a quantidade de água em cada etapa. De acordo com o conteúdo abordado na seção 2.7.3 a respeito das estimativas de consumo e estipulando uma quantidade final de 10 mil litros de cerveja, chegou-se à aproximação apresentada na tabela 03.

Tabela 3: volume e temperatura para produção de 10.000L de cerveja.

Processos	Água quente (L)	Temperatura (°C)	Água Fria(L)	Temperatura (°C)
Brassagem	6.000	62 ~ 72	0	-
Lavagem do malte	6.000	70 ~ 80	0	-
Higienização	500 ~ 1.000	85 ~ 90	0	-
Resfriamento do mosto	0	-	20.000 ~ 30.000	5 a 10

Controle de fermentação	0	-	5.000	5 a 0
Total estimado	12.500 ~ 13.000	-	25.000 ~ 35.000	-

Fonte: Autoria própria.

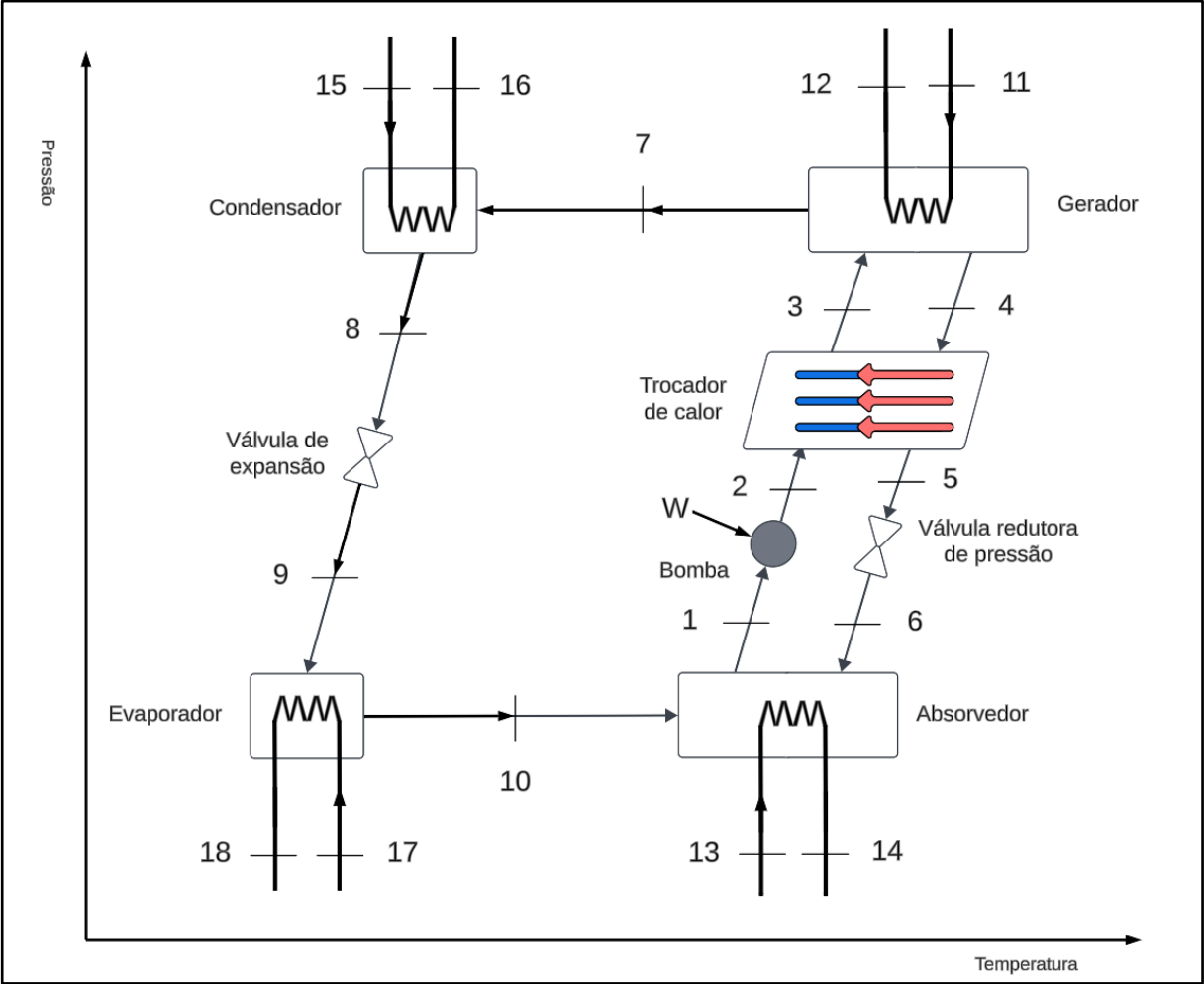
3.2 MODELAGEM DO CICLO DE ABSORÇÃO NO EES

O software Engineering Equation Solver (EES – Versão utilizada: V9.457-3D 08/03/13) é uma poderosa ferramenta de rotinas de cálculos e simulações que tem a capacidade de resolver numericamente milhares de equações, na qual foi desenvolvida pela empresa F-Chart. Devido a sua gama de bibliotecas de dados de propriedade termodinâmicas e de transporte fornecido para centenas de substâncias permitindo sua integração direta com a resolução de equações.

Para, então, fazer a modelagem do ciclo de absorção no EES, foram montadas as equações baseadas nas numerações da figura 15. Para as variáveis utilizadas foram descritas na tabela 5, tendo o índice “*i*” para representar a variável no ponto, também de acordo com a figura 15. já para os estados físicos da mistura água-brometo de lítio, serão modelados de acordo com a tabela 04. Entretanto, antes é necessário definir algumas hipóteses simplificadoras tais como:

- Dentro do chiller, os componentes internos não trocam calor com o ambiente externo.
- A variação de pressão ocorre exclusivamente nas válvulas de expansão e na bomba.
- No circuito interno do chiller, que se estende da entrada do condensador até a saída do evaporador, apenas a água (com 0% de LiBr) flui como refrigerante.
- As mudanças na energia cinética e potencial do sistema são negligenciáveis.

Figura 15:Ciclo de absorção de simples efeito.



Fonte: autoria própria (2024).

Tabela 4:Resumo dos pontos dos estados termodinâmicos.

Ponto	Estado	Descrição
1	Solução líquida saturada	O título foi definido como 0 como suposição
2	Solução líquida sub-resfriada	Estado calculado a partir do modelo de bomba isentrópica.
3	Solução líquida sub-resfriada	Estado calculado a partir do modelo do trocador de calor da solução.
4	Solução líquida saturada	O título foi definido como 0 como suposição.

5	Solução líquida sub-resfriada	Estado calculado a partir do modelo do trocador de calor da solução.
6	Estado de solução vapor-líquido	O vapor se forma à medida que o líquido passa pela válvula de expansão.
7	Vapor de água superaquecido	Supõe-se que não contém sal.
8	Água líquida saturada	O título foi definido como 0 como suposição.
9	Estado vapor-líquido da água	O vapor se forma à medida que o líquido passa pela válvula de expansão.
10	Vapor de água saturado	O título foi definido como 1,0 como suposição.

Fonte: Adaptado de K. E. Herold, 2016.

Tabela 5: Variáveis utilizadas no sistema.

Variável	Descrição	Unidade
m_i	Vazão mássica	kg/s
h_i	Entalpia	kJ/kg
T_i	Temperatura	$^{\circ}C$
v_1	Volume específico no ponto 1	m^3/kg
x_i	Concentração de BrLi/água	—
P_{high}	Pressão alta	kPa
P_{Low}	Pressão baixa	kPa
Eff_a	Eficiência do Absorvedor	—
Eff_g	Eficiência do gerador	—
Eff_c	Eficiência do condensador	—
Eff_e	Eficiência do evaporador	—
Q_a	Taxa de transferência de calor no absorvedor	kW
Q_g	Taxa de transferência de calor no gerador	kW
Q_c	Taxa de transferência de calor no condensador	kW
Q_e	Taxa de transferência de calor no evaporador	kW
Q_{TC}	Taxa de transferência de calor no trocador de calor	kW
P_{Work}	Potência da bomba	kW

A_a	Área da superfície do absorvedor	m^2
A_g	Área da superfície do gerador	m^2
A_c	Área da superfície do condensador	m^2
A_e	Área da superfície do evaporador	m^2
A_{TC}	Área da superfície do trocador de calor	m^2

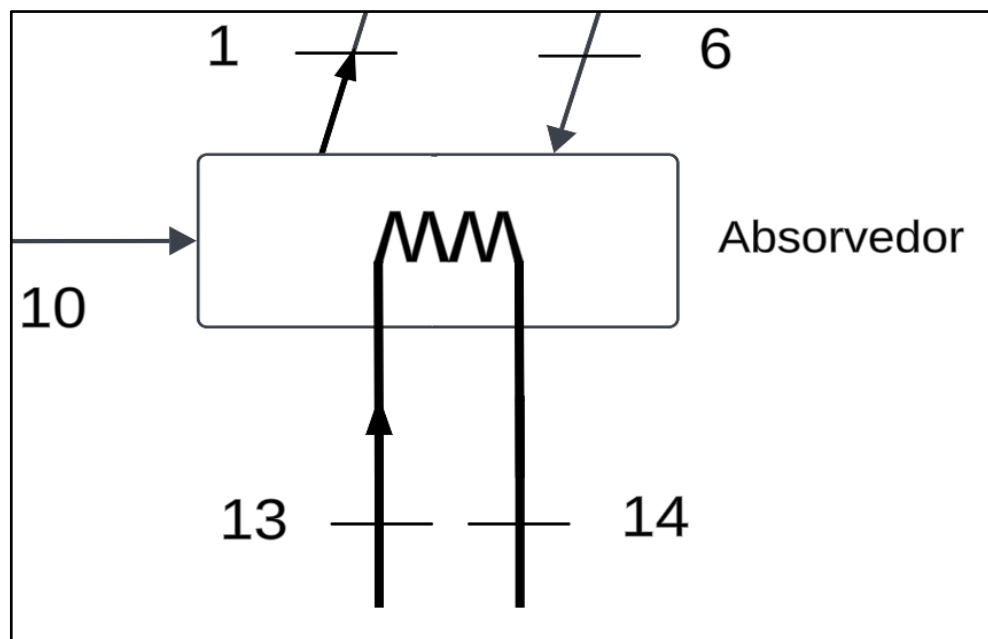
Fonte: Adaptado de K. E. Herold, 2016.

A partir dos elementos mostrados na figura 15, foi desenvolvido o balanço de massa e de energia em cada um deles. Para isso, serão utilizados os estados termodinâmicos de acordo com a tabela 04 na qual os pontos marcados de 1 a 10 estão de acordo com a figura 15 e com isso foi aplicado os conceitos discutidos nos tópicos 2.1 e 2.2 deste trabalho.

3.2.1 Balanço de Massa e energia no Absorvedor

O absorvedor, figura 16, é o equipamento no qual será responsável por receber o vapor de água superaquecido, refrigerante, e a mistura de LiBr mais concentrada para. Com isso o vapor é absorvido, e ocorre uma diluição na mistura e consequentemente uma perda de calor para o meio externo, descrito como (Q_a) na equação 3.3, e é direcionado para a bomba para aumentar a pressão da mistura.

Figura 16: Volume de controle do absorvedor.



Fonte: autoria própria (2024).

- Balanço de massa:

$$m_{10} + m_6 = m_1 \quad (3.1)$$

- Balanço de energia:

$$(m_{10} \cdot h_{10}) + (m_6 \cdot h_6) - Q_a - (m_1 \cdot h_1) = 0 \quad (3.2)$$

$$Q_a = m_{13}(h_{14} - h_{13}) \quad (3.3)$$

$$Lmtda = ((T_6 - T_{14}) - (T_1 - T_{13}))/\ln((T_6 - T_{14})/(T_1 - T_{13})) \quad (3.4)$$

$$Q_a = Lmtda * UA_a \quad (3.5)$$

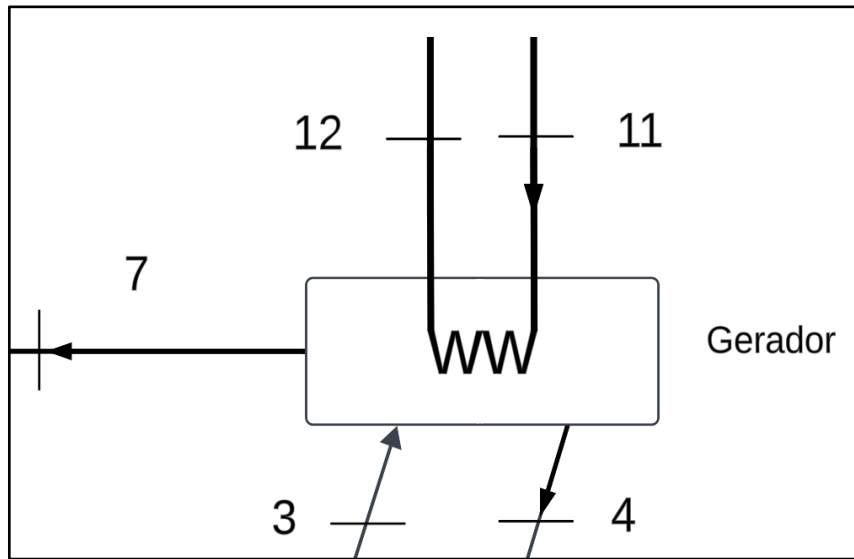
- Eficiência

$$Eff_a = (T_{14} - T_{13})/(T_6 - T_{13}) \quad (3.6)$$

3.2.2 Balanço de Massa e energia no Gerador

De forma contrária ao absorvedor, na figura 17, o gerador recebe a mistura de água e Libr a alta pressão e, após a adição de calor, ocorre a separação do fluido refrigerante da mistura na forma de vapor superaquecido e a alta pressão, liberando-a para o ponto 7. Quanto maior o calor fornecido ao gerador (Q_g), maior a quantidade de vapor gerado, o que influencia diretamente na capacidade de refrigeração do sistema. Já a solução aquosa rica em Libr é direcionada para o trocador de calor intermediário e para a válvula de expansão.

Figura 17: Volume de controle do gerador.



Fonte: autoria própria (2024).

- Balanço de massa:

$$m_3 = m_4 + m_7 \quad (3.7)$$

$$m_3 \cdot x_3 = m_4 \cdot x_4 \quad (3.8)$$

- Balanço de energia:

$$Q_g = (m_4 \cdot h_4) + (m_7 \cdot h_7) - (m_3 \cdot h_3) \quad (3.9)$$

$$(h_3 \cdot m_3) - (h_4 \cdot m_4) - (h_7 \cdot m_7) + Q_g = 0 \quad (3.10)$$

$$Q_g = m_{11} \cdot (h_{11} - h_{12}) \quad (3.11)$$

$$Lmtdg = ((T_{11} - T_4) - (T_{12} - T_7)) / \ln((T_{11} - T_4) / (T_{12} - T_7)) \quad (3.12)$$

$$Q_g = Lmtdg * UA_g \quad (3.13)$$

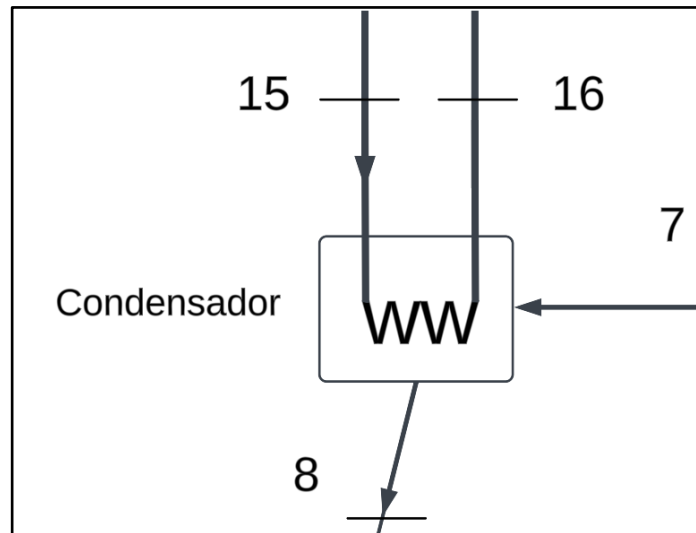
- Eficiência

$$Eff_g = (T_{11} - T_{12}) / (T_{11} - T_7) \quad (3.14)$$

3.2.3 Balanço de Massa e energia no Condensador

Com o refrigerante no estado termodinâmico de vapor superaquecido, é necessário diminuir a temperatura para prepará-lo para a válvula de expansão. E, devido ao sistema de resfriamento do condensador, figura 18, descrito como (Q_c) na equação 3.16 e 3.17, o refrigerante é condensado, saindo líquido saturado para o ponto 8.

Figura 18: Volume de controle do condensador.



Fonte: autoria própria (2024).

- Balanço de massa:

$$m_8 = m_7 \quad (3.15)$$

- Balanço de energia:

$$Q_c = (m_7 \cdot h_7) - (m_8 \cdot h_8)$$

$$Q_c = m_7 \cdot (h_7 - h_8) \quad (3.16)$$

$$Q_c = m_{15} \cdot (h_{16} - h_{15}) \quad (3.17)$$

$$Lmtdc = ((T_8 - T_{15}) - (T_8 - T_{16}))/\ln((T_8 - T_{15})/(T_8 - T_{16})) \quad (3.18)$$

$$Q_c = Lmtdc * UA_c \quad (3.19)$$

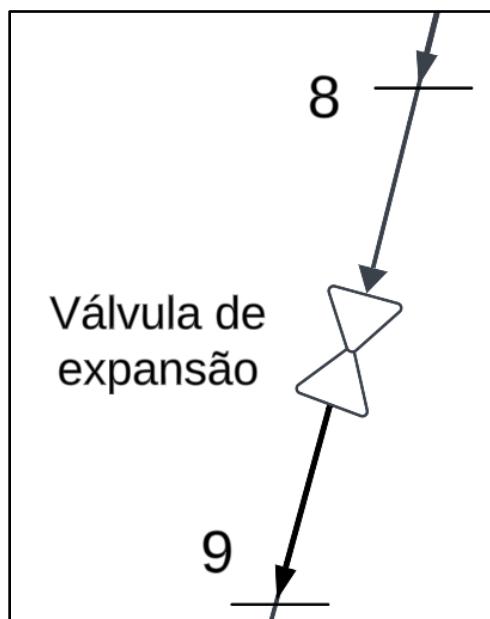
- Eficiência

$$Eff_c = (T_{15} - T_{16})/(T_{15} - T_8) \quad (3.20)$$

3.2.4 Balanço de Massa e energia na Válvula de expansão

A válvula de expansão, mostrada na figura 19, tem a finalidade de reduzir a pressão do fluido refrigerante e por consequência diminuir a temperatura a níveis satisfatórios para refrigeração ou climatização. Considera-se que a expansão ocorre de forma adiabática, deixando a entalpia constante.

Figura 19: Volume de controle da válvula de expansão.



Fonte: autoria própria (2024).

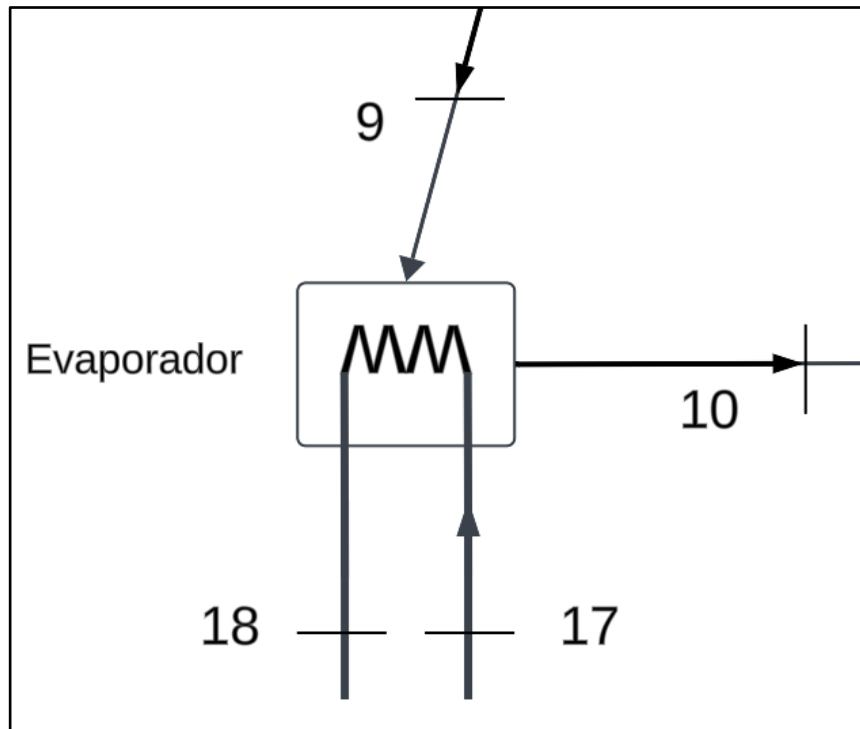
- Balanço de energia:

$$h_8 = h_9 \quad (3.21)$$

3.2.5 Balanço de Massa e energia no Evaporador

Na figura 20, o evaporador receberá o fluido refrigerante na forma líquida e a baixa temperatura, e possibilitará a troca de calor com o ambiente a ser refrigerado. Após essa troca, o refrigerante é vaporizado e liberado para o absorvedor no ponto 10.

Figura 20: Volume de controle da evaporadora.



Fonte: autoria própria (2024).

- Balanço de massa:

$$m_{10} = m_9 \quad (3.22)$$

- Balanço de energia:

$$Q_e = m_9 \cdot (h_{10} - h_9) \quad (3.23)$$

$$Q_e = m_{17} \cdot (h_{17} - h_{18}) \quad (3.24)$$

$$Lmtde = ((T_{17} - T_{10}) - (T_{18} - T_{10})) / \ln((T_{17} - T_{10}) / (T_{18} - T_{10})) \quad (3.25)$$

$$Q_e = Lmtde * UA_e \quad (3.26)$$

- Eficiência:

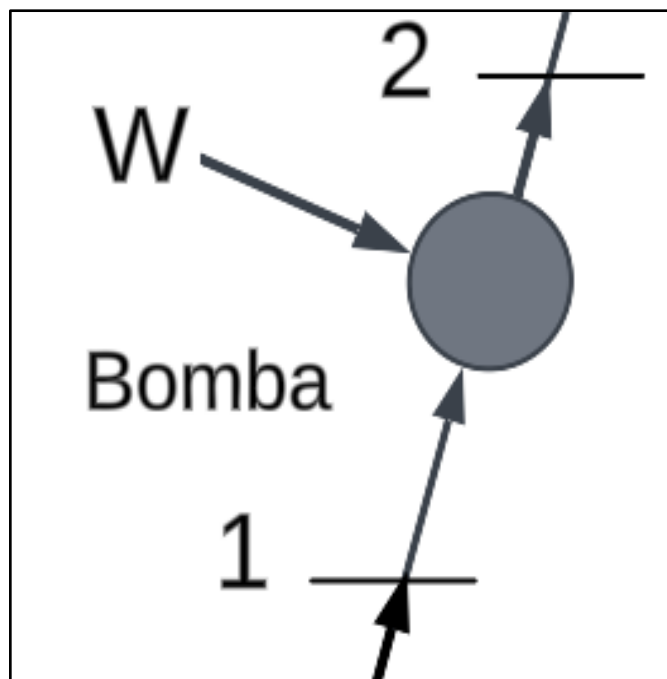
$$Eff_e = (T_{17} - T_{18}) / (T_{17} - T_{10}) \quad (3.27)$$

$$Eff_e = \frac{(T_{17} - T_{18})}{(T_{17} - T_{10})} \quad (3.28)$$

3.2.6 Balanço de Massa e energia na Bomba

A bomba tem como objetivo elevar a pressão do sistema, figura 21. A partir dela, tem-se a separação dos sistemas de baixa pressão para o sistema de alta pressão. Dado essa variação de pressão, é possível utilizando a equação 3.29, determinar a potência de uma bomba, em função da vazão massiva, volume específico e variação de pressão. E, com isso, é possível relacionar a variação de entalpia antes, ponto 1, e depois da bomba, ponto 2, utilizando a equação 3.30.

Figura 21: Volume de controle da bomba.



Fonte: autoria própria (2024).

- Balanço de energia:

$$P_{Work} = \dot{m}_1 v_1 \cdot (P_{high} - P_{low}) / 1000 \quad (3.29)$$

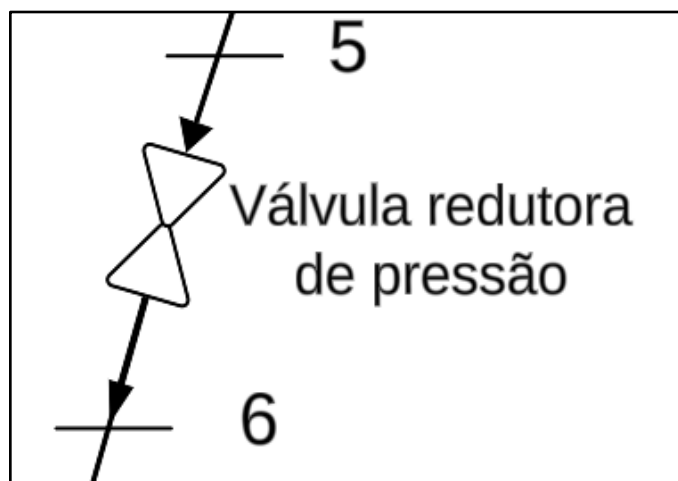
$$h_2 = h_1 + (P_{Work} / \dot{m}_1) \quad (3.30)$$

- P_{Work} é a potência da bomba (kW);
- $\dot{m}_1$ vazão mássica do fluido (kg/s);
- v_1 volume específico do fluido (m³/kg);
- P_{high} pressão mais alta (Pa);
- P_{low} pressão mais baixa (Pa);

3.2.7 Balanço de Massa e energia na Válvula redutora de pressão

Já a válvula redutora de pressão do sistema de potência do ciclo de absorção tem a função contrária da bomba, que é diminuir a pressão para igualar a pressão no absorvedor. Dessa forma, ela se coloca como uma barreira, separando a linha de pressão alta da baixa.

Figura 22: Volume de controle da válvula redutora de pressão.



Fonte: autoria própria (2024).

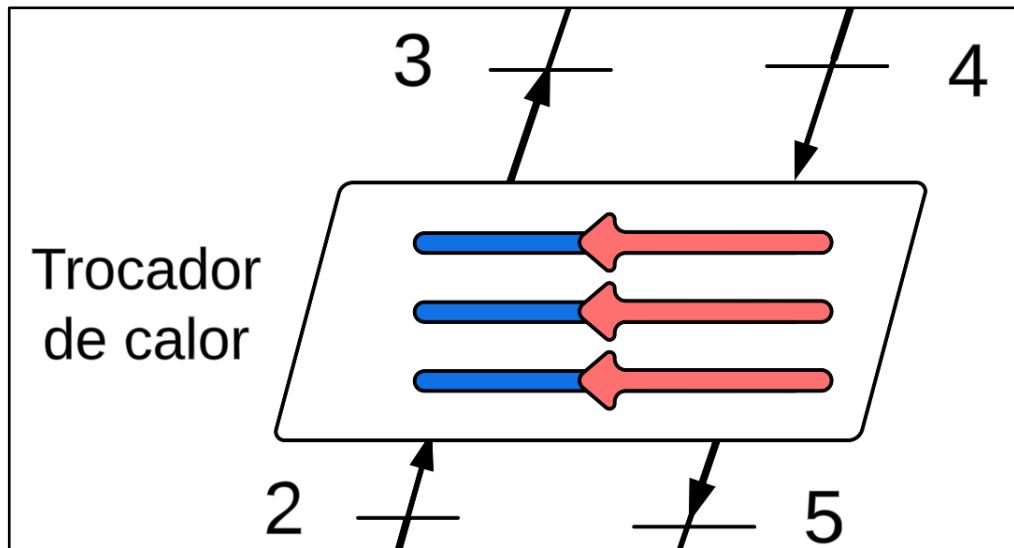
- Balanço de energia

$$h_5 = h_6 \quad (3.31)$$

3.2.8 Balanço de Massa e energia no Trocador de Calor

O trocador de calor, mostrado na figura 23, colocado na saída da solução rica de Libr do gerador tem como responsabilidade o aproveitamento da energia térmica remanescente dessa solução, na qual é direcionada para a solução pobre de Libr que alimenta o gerador. A utilização desse trocador de calor, apesar de não ser obrigatória para o funcionamento do ciclo, é importante para aumentar a eficiência térmica do ciclo.

Figura 23: Volume de controle do trocador de calor.



Fonte: autoria própria (2024).

- Balanço de massa:

$$m_3 = m_2 \quad (3.32)$$

$$m_4 = m_5 \quad (3.33)$$

- Balanço de energia:

$$Q_{Tc} = m_1 \cdot (h_3 - h_2) \quad (3.34)$$

$$Q_{TC} = m_4 \cdot (h_4 - h_5) \quad (3.35)$$

$$Lmtds = ((T_4 - T_3) - (T_5 - T_2)) / \ln((T_4 - T_3) / (T_5 - T_2)) \quad (3.36)$$

$$UAs = Q_{TC} / Lmtds \quad (3.37)$$

3.2.9 Desenvolvimento do código

Com as equações de balanço de massa, energia, média logarítmica das temperaturas mostradas nos itens 3.2.1 a 3.2.8 foi desenvolvido o código utilizado para simular o ciclo de absorção, consta no anexo A. No qual, as entradas são divididas em dois grupos, as entradas de energia e as entradas dimensionais. Nas entradas de energia é determinado a quantidade de vazão mássica e a temperatura que passará pelos trocadores de calor, enquanto as entradas dimensionais são responsáveis por determinar a dimensão dos trocadores de calor. Como exemplo, observa-se na tabela 07 consta as entradas de energia e na tabela 08 as entradas dimensionais do programa. Para desenvolver a tabela 8 foi agrupado o valor do coeficiente de transferência de calor, que foi baseado de acordo com a tabela 01, coeficiente global de transferência de calor " U ", e a área de troca de calor " A_i " no qual o índice " i " determina o trocador de calor aplicado.

Com isso, para ajustar e dimensionar os componentes e trocadores de calor do ciclo de absorção foi desenvolvi no tópico posterior, 3.2.10, um chiller de absorção do modelo Σ TSH 80 da marca KTE - *Kawasaki Thermal Engineering* a fim de comparar o programa simulado com um modelo real. Dessa forma, será comparado a capacidade de refrigeração e o coeficiente de desempenho do sistema (COP). E, para calcular o COP, o programa utilizou-se da equação 3.40, nas quais as numerações dos índices das variáveis estão de acordo com a figura 15.

$$Q_{EVA} = m_9 \cdot (h_{10} - h_9) \quad (3.38)$$

$$Q_{GER} = m_{11} \cdot (h_{11} - h_{12}) \quad (3.39)$$

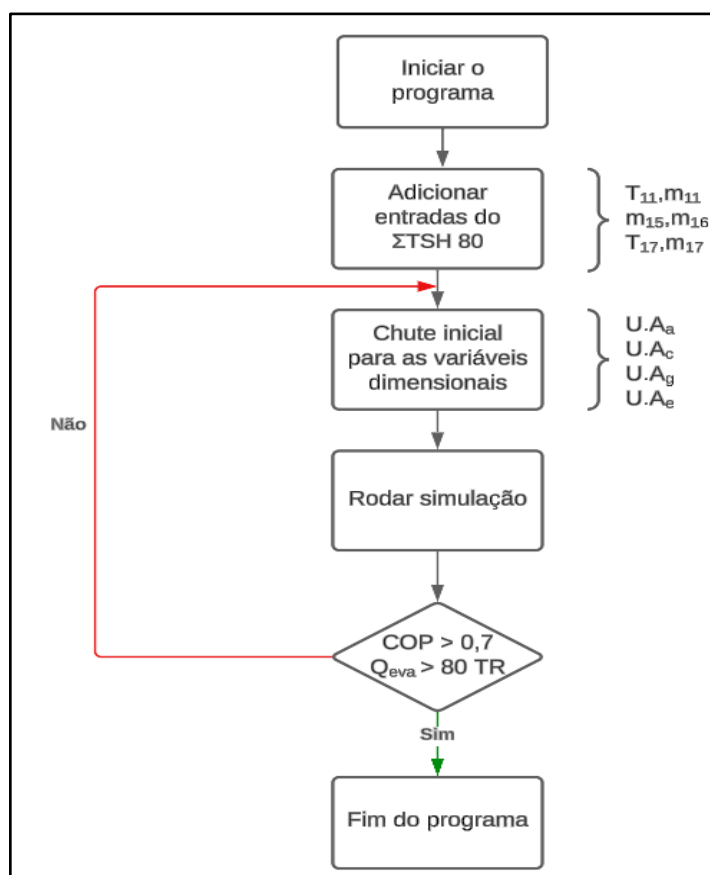
$$COP = m_9 \cdot (h_{10} - h_9) / m_{11} \cdot (h_{11} - h_{12}) \quad (3.40)$$

ou

$$COP = \frac{Q_{EVA}}{Q_{Ger}} = \frac{\text{Balanço de energia no evaporador}}{\text{Balanço de energia no gerador}} \quad (3.41)$$

Na figura 24, consta o fluxograma com a estratégia que foi utilizado para chegar nos resultados desejados.

Figura 24: Fluxograma de simulação no EES.



Fonte: Autoria própria.

Com isso, utilizando as estratégias de simulação da figura 24, chegou-se aos valores que constam nas tabelas 7 e 8.

3.2.10 Estudo de caso (Dados do ciclo de absorção)

A estratégia de simulação, abordado no item 3.2.9 se baseou no chiller de modelo Σ TSH 80 da marca KTE - *Kawasaki Thermal Engineering* nas quais suas principais características estão descritas na tabela fornecida pela fabricante, figura 25. Dessa forma, pode-se comparar o modelo de simulação teórico com um modelo de chiller real, validando a veracidade da simulação. Para isso, utilizou-se dos valores que entrada que a fabricante KTE solicita para o funcionamento do equipamento Σ TSH 80 que é a temperatura na entrada do gerador e a vazão mássica, na figura 15 é indicado como entrada 11. Também foi utilizado na simulação o valor de vazão mássica no condensador, absorvedor e evaporador, e a temperatura de entrada no evaporador. Com isso, o programa feito para simulação do ciclo se assimila ao chiller de absorção modelo Σ TSH 80. A partir daí, ajustou-se os parâmetros dimensionais que diz respeito à capacidade dos trocadores de calor, constam na tabela 8, para ajustar os valores de saída do programa, de forma que se aproximasse do desempenho do Σ TSH 80. No qual os principais itens observados foram a capacidade de refrigeração do evaporador e o coeficiente de desempenho do sistema COP. Para isso, o fabricante alega que o modelo em questão tem COP de 0,8 e capacidade de refrigeração de 80 TR's (Tonelada de Refrigeração), que é aproximadamente 281 kWt.

Tabela 6: Dados de entrada do modelo Σ TSH 80 do chiller de absorção.

Modelo		Σ TSH-80	
Capacidade de Refrigeração		281	kW
	Parâmetro	Valor	Unidade
Água Gelada	Temperatura (entrada $\rightarrow$ saída)	13,0 $\rightarrow$ 8,0	$^{\circ}$ C
	Vazão (Flow)	48,4	m ³ /h
	Perda de carga	72,5	kPa
Água de Resfriamento	Temperatura (entrada $\rightarrow$ saída)	31,0 $\rightarrow$ 36,7	$^{\circ}$ C
	Vazão (Flow)	96	m ³ /h
	Perda de carga	125,5	kPa
Água Quente	Temperatura (entrada $\rightarrow$ saída)	88,0 $\rightarrow$ 83,0	$^{\circ}$ C
	Vazão (Flow)	60,5	m ³ /h
	Perda de carga	20,4	kPa
Dimensões	Comprimento (Length)	3.000	mm

Largura (Width)	1.700	mm
Altura (Height)	3.000	mm

Fonte: KAWASAKI THERMAL ENGINEERING, (2021).

Tabela 7:Dados de entrada de energia na simulação do chiller de absorção.

<i>Variável</i>	<i>Unidade</i>	<i>Valor</i>	<i>Descrição</i>
T_{11}	$^{\circ}\text{C}$	90,00	Temperatura de saída do campo solar/entrada no gerador do ciclo de absorção
m_{11}	Kg/s	16,80	vazão mássica de saída do campo solar/entrada no gerador do ciclo de absorção
T_{13}	$^{\circ}\text{C}$	25,00	Temperatura de entrada do absorvedor
m_{13}	Kg/s	26,60	vazão mássica de entrada do absorvedor
T_{15}	$^{\circ}\text{C}$	25,00	Temperatura de entrada do condensador
m_{15}	Kg/s	26,60	vazão mássica de entrada do condensador
T_{17}	$^{\circ}\text{C}$	13,00	Temperatura de entrada do evaporador
m_{17}	Kg/s	18,47	vazão mássica de entrada do evaporador

Fonte: Autoria própria.

Tabela 8:Dados de entrada dimensionais na simulação do chiller de absorção.

<i>Variável</i>	<i>Unidade</i>	<i>Valor</i>	<i>Descrição</i>
$U.Aa$	kW/K	40	Produto do coeficiente global de troca de calor e área do Absorvedor
$U.Ac$	kW/K	40	Produto do coeficiente global de troca de calor e área do condensador
$U.Ag$	kW/K	25	Produto do coeficiente global de troca de calor e área do gerador

$U.Ae$	kW/K	40	<i>Produto do coeficiente global de troca de calor e área do evaporador</i>
--------	--------	----	---

Fonte: Autoria própria.

Com base nos dados coletados neste estudo de caso, foi possível realizar a simulação no software EES e obter os resultados esperados para o desempenho do ciclo de absorção.

3.3 MODELAGEM DO CAMPO SOLAR DE CONCENTRADORES CILÍNDRICOS PARABÓLICOS - SAM

O System Advisor Model (SAM) é um software fornecido pelo *National Renewable Energy Laboratory* (NREL), vinculado ao Departamento de Energia dos Estados Unidos. Nele, é possível estudar desempenhos energéticos e financeiros de sistemas e componentes fotovoltaicos, armazenamento de energia, concentradores de energia solar, energia marinha, vento, geotermal, combustão de biomassa e outros.

Com isso, dentre os modelos de concentradores de energia solar disponibilizados pelo software, escolheu-se o modelo “*Parabolic-Trough - Heat*” uma vez que a proposta deste trabalho é a utilização de concentradores cilíndricos parabólicos. Além disso, também foi selecionado o modelo de cálculo financeiro “*LCOH Calculator*”, que tem o propósito de estimar o custo nivelado de calor. Dessa forma, a utilização do modelo de simulação de calhas parabólicas será útil para obter a quantidade de energia necessária para alimentar um sistema térmico.

3.3.1 Projeto do sistema

Nesta seção serão estimados valores nominais, ponto de partida, para então receber-se valores reais ao final da simulação. Dessa forma, o primeiro dado a considerar-se é a irradiação direta normal, da sigla em inglês (DNI). Para isso, consultando-se a base de dados do Laboratório de Modelagem e Estudos de Recursos Renováveis de Energia (LABREN), que faz parte do Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais (INPE), tem-se disponível a média mensal e anual de irradiação para o Estado de Pernambuco, nas quais constam na tabela 9.

Tabela 9: Médias do total Diário de Irradiação Direta Normal para Pernambuco.

Média	Anu al	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez
Wh/ m ² .di a)	4568	4994	4948	5047	4399	3930	3701	3764	4544	4448	4631	5140	5262

Fonte: LABREN.

Utilizando-se da média anual, 4568 (Wh/m².dia), e considerando que a incidência de irradiação direta normal acontece durante 6 horas por dia, tem-se então um DNI de 761,3 (W/m^2). Entretanto, como o valor de irradiação direta normal é uma média anual, vale a pena considerar um superdimensionamento do sistema, a fim de suprir a demanda quando houver um DNI abaixo do nominal, e quando estiver acima do normal, pode-se utilizar armazenamentos térmicos para estender a disponibilidade. Esse superdimensionamento é chamado de multiplicador solar, da sigla em inglês (SM). Um SM de 2,0 é capaz de gerar um excedente para o armazenamento térmico de até 5 horas. (GAZOLI,2018)

Já para as temperaturas alvos para a entrada e saída do campo de concentradores, foram determinadas em função da amplitude de funcionamento do ciclo de absorção. Nele, foi estimado uma temperatura de funcionamento de 88 a 107 °C. Dessa forma, considerou-se a temperatura mínima como a temperatura de saída do loop e a máxima como a temperatura de entrada.

3.3.2 Campo solar

Nesta seção, parâmetros do campo solar como espaçamento entre as fileiras de concentradores, ângulo de inclinação máxima e mínima, rugosidade do tubo absorvedor, perda térmica da tubulação, eficiência da bomba e entre outros parâmetros. Para estes parâmetros o próprio software já estima valores médios mais comuns, nos quais podem ser vistos na tabela 10.

Tabela 10: Parâmetros do campo solar.

Parâmetro	Valor	Unidade
Temperatura de partida	94,27	°C

Parâmetro	Valor	Unidade
Temperatura de desligamento	94,27	°C
Espaçamento entre fileiras	15	m
Rugosidade do tubo principal	$4,57 \times 10^{-5}$	m
Eficiência da bomba do fluido térmico (HTF)	0,85	-
Coeficiente de perda térmica na tubulação	0,45	W/m ² ·K
Velocidade do vento para retração	25	m/s
Energia de partida do coletor	0,021	kWhe/SCA
Potência de rastreamento por coletor (SCA)	125	W/SCA
Número de sub-seções do campo	6	-

Fonte: NREL (2025).

Ainda nesta seção, também se determina o fluido de transferência de calor do campo solar, no qual escolheu-se o dowerm RP devido a sua popularidade no mercado e ter uma ótima amplitude térmica de funcionamento, na qual vai de 0 a 330 °C. Além disso, ajustou-se também os limites de funcionamento da vazão mássica de no mínimo 12 kg/s até 20kg/s.

3.3.3 Coletor - Conjunto de coletor solar

Para a escolha do coletor, optou-se pelo qual tinham as menores dimensões, uma vez que a biblioteca de coletores do software foi escolhida para plantas de grande porte. E, como a necessidade de energia térmica do projeto é de 800 kWt, pouco considerando que plantas termossolares trabalham com potência térmica de 250 MWt, que é o caso da Solana Generating Station, nos Estados Unidos, por isso não havia necessidade de grandes dimensões. (DEPARTMENT OF ENERGY, 2013). Portanto, escolheu o modelo LUZ LS-2 com as suas dimensões e parâmetros ópticos constando nas tabelas 11 e 12.

Tabela 11: Parâmetros da geometria do coletor.

Parâmetro	Valor	Unidade
Área de abertura refletora	235	m ²
Largura da abertura, estrutura total	5	m
Comprimento do conjunto coletor	49	m

Parâmetro	Valor	Unidade
Número de módulos por conjunto	6	-
Distância média da superfície ao foco	1,8	m
Distância entre tubulações dos conjuntos	1	m

Fonte: NREL (2025).

Tabela 12: Parâmetros ópticos.

Parâmetro	Valor	Unidade
Erro de rastreamento	0,99	-
Erro óptico geral	0,99	-
Efeitos geométricos	0,98	-
Refletância do espelho	0,935	-
Sujeira no espelho	0,97	-

Fonte: NREL (2025).

3.3.4 Armazenamento de calor

Será utilizado um armazenamento térmico para garantir um funcionamento regular e prevenir quanto a intermitência inerente a tecnologia, para isso, foi proposto um armazenamento térmico de até 1 hora, que garantirá a estabilidade no fornecimento de energia. E, com isso, o SAM auxilia nas dimensões do tanque necessárias para garantir 1 hora de armazenamento, no qual escolhe-se uma das dimensões, diâmetro ou altura, e ele entrega a outra dimensão. Neste caso, escolheu-se um diâmetro de 5 metros e resultou em uma altura de 6 metros, resultando em um volume de aproximadamente 108,1 metros cúbicos.

3.4 INTEGRAÇÃO DOS SISTEMAS

Para efetuar a análise conjunta do campo de coletores solar, simulado no SAM, e do ciclo de absorção, modelado no EES, foi preciso preparar e ajustar os dados. Inicialmente os dados foram exportados em formato de planilha no Microsoft Excel, contendo medições a cada uma hora, durante 24 horas por dia de todos os dias do ano constando informações de horário, irradiação solar, temperaturas, vazão mássica do fluido e potência térmica líquida, excluindo as perdas. Depois, as condições de operação obtidas no SAM foram, em seguida, inseridas no modelo termodinâmico do EES que modela um ciclo de absorção, que utiliza os dados de

potência térmica para gerar capacidade de refrigeração, obtendo variações na mesma.

A variação da capacidade de refrigeração, se refletiu a partir da mudança na vazão mássica que escoava pela evaporadora. Assim, para relacionar os resultados do EES com a planilha de dados do SAM, empregou-se a função PROCV do Excel, possibilitando a correspondência entre os valores de temperatura, vazão e radiação solar com os respectivos resultados do ciclo de absorção através de uma tabela unificada para cada mês com as variáveis solares e as respostas térmicas do sistema de refrigeração para cada hora de operação. Com isso, para enfatizar essa variação no calor de processo e a variação na capacidade de refrigeração, ambos em função da irradiação, foi preciso fixar as temperaturas de entrada e saída. No caso do calor de processo, as temperaturas foram fixadas em 88 °C para a entrada, e após ceder calor para o processo produtivo, a temperatura de saída fixou-se em 83 °C. Dessa forma a variável mutável, quando a quantidade de energia muda é a vazão mássica. Já para o fornecimento de refrigeração, foi preciso, também, fixar as temperaturas de entrada e saída, nesse caso, no evaporador. Na qual a temperatura foi fixada em 13 °C na entrada e, após o evaporador absorver energia, a temperatura de saída foi de 9°C. Com isso, da mesma forma, a variável se dá na vazão mássica que passa pelo evaporador.

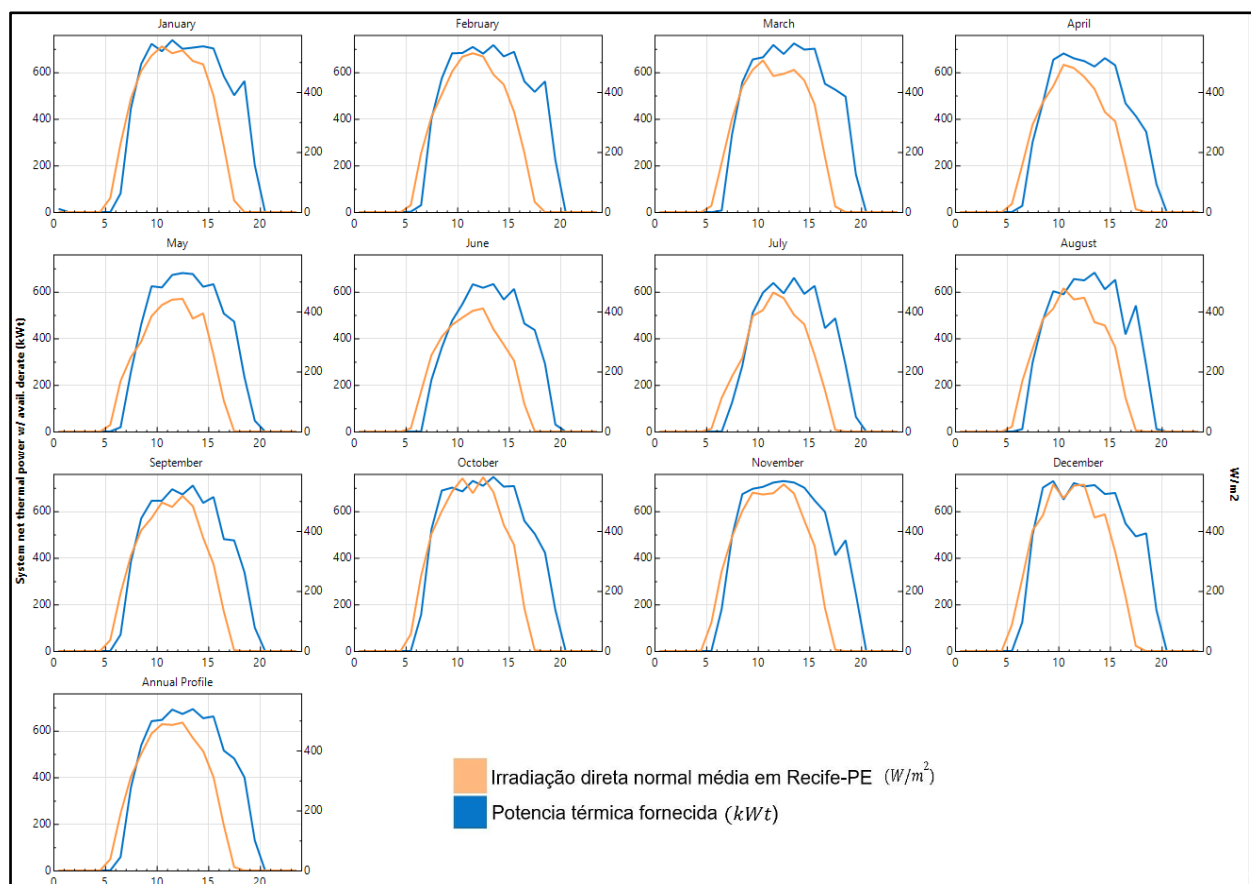
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

A avaliação do ciclo de absorção, simulado no Engineering Equation Solver (EES) foi realizada a partir dos dados obtidos do campo de concentradores cilíndrico parabólicos por meio do System Advisor Model (SAM), bem como o auxílio de um sistema de armazenamento térmico, da sigla em inglês (Thermal Energy Storage - TES), para garantir a continuidade e segurança ao fornecimento de energia térmica ao sistema.

4.1 IRRADIÂNCIA SOLAR DIRETA DE RECIFE-PE

Para determinar o desempenho do campo de coletores solar, foi necessário comparar a quantidade de energia fornecida por meio dos dados meteorológicos para a cidade de Recife-PE, com a quantidade de energia aproveitada pelo sistema. Com isso, foi possível comparar a quantidade de energia fornecida para o campo com a disposição de energia térmica para suprimento dos equipamentos de cada mês em função do horário. Na figura 25 na curva em laranja é a quantidade de irradiação direta normal e a curva em azul é a potência térmica fornecida somada ao armazenamento térmico.

Figura 25: Irradiação direta normal média em Recife-PE e potência térmica.



Fonte: Autoria própria.

Portanto, observa-se que no período do inverno tem-se uma incidência de irradiação menor, já o contrário ocorre no período do verão. Com isso, é esperado que a capacidade de utilização de energia térmica para produção de calor de processo e frio, por meio do ciclo de refrigeração por absorção seja mais eficiente no verão e menos no inverno. Já que é possível observar que para a planta projetada é possível a obtenção de mais de 600 kWt para os meses mais quentes e abaixo disso para os menos frios, com o maior valor de potência fornecida registrada em outubro, enquanto o menor foi em julho, de acordo com a tabela 13.

Tabela 13: Média mensal da potência térmica fornecida.

Meses	Média mensal da potência fornecida (kWt)
Janeiro	648,56
Fevereiro	625,00
Março	618,50

Abril	565,85
Maio	565,29
Junho	505,94
Julho	504,39
Agosto	560,96
Setembro	597,28
Outubro	659,89
Novembro	645,07
Dezembro	646,38
Média anual	595,21

Fonte: Autoria própria.

4.1.1 Projeto do campo solar

A configuração do campo solar, conforme apresentado na Tabela 14, demonstra que o sistema foi dimensionado para operar com alta eficiência térmica, utilizando coletores com bom desempenho ótico.

Tabela 14:Dados do campo solar.

Parâmetro	Valor	Unidade
Área coletora total	940	m ²
Número de coletores (total)	4 voltas × 4 coletores = 16	-
Eficiência ótica	76,39%	-
Rastreamento	Eixo Norte-Sul, 1 eixo	-
Temp. entrada HTF (média)	87,89	°C
Temp. saída HTF (média)	106,82	°C
Fluido térmico	Downtherm RP	-

Fonte: SAM.

De acordo com os dados da Tabela 15, no qual tem-se o, o campo solar apresentou desempenho térmico satisfatório ao longo do ano, com geração anual de energia térmica compatível com a demanda da planta industrial simulada.

Tabela 15:Desempenho térmico.

Parâmetro	Valor	Unidade
Energia térmica útil anual	2.603.990	kWht

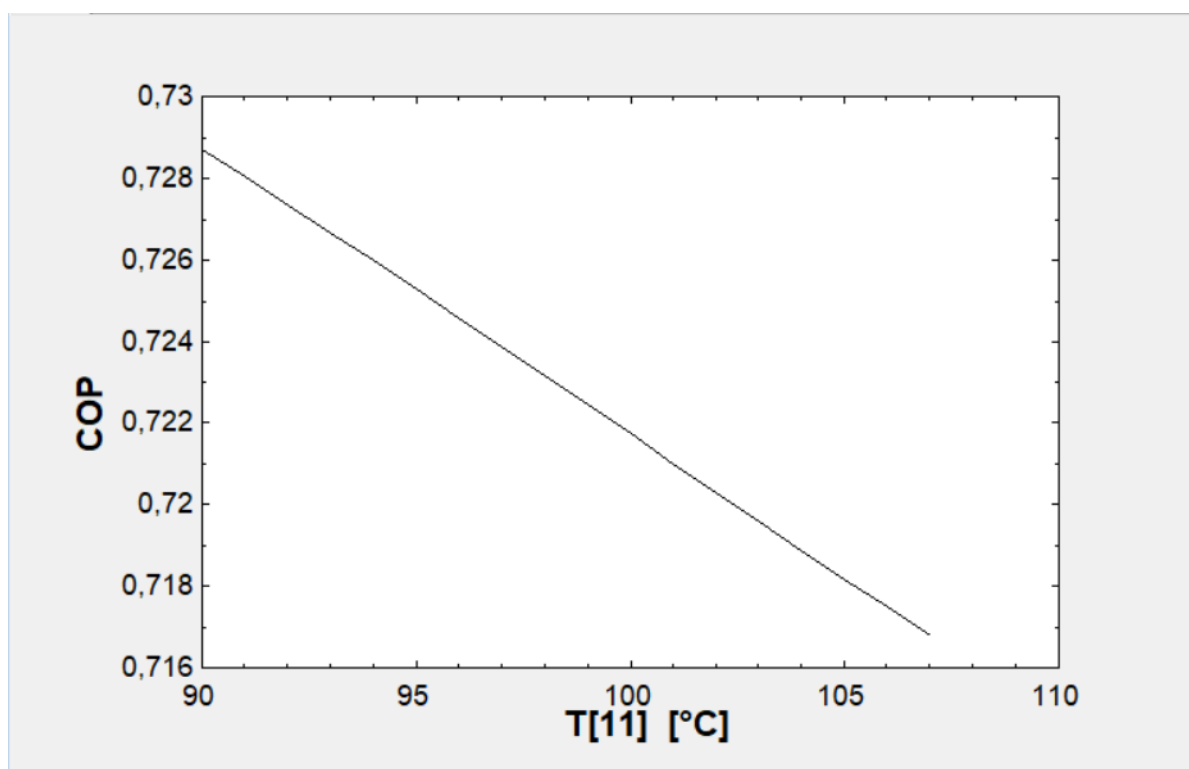
Parâmetro	Valor	Unidade
Média mensal de energia térmica	619,14	kWh/mês
Potência térmica nominal do campo	800	kWt
Fator de capacidade	37,15%	-
Temp. média de saída do fluido	97,5	°C
Eficiência térmica média anual	38,7%	-

Fonte: SAM.

4.2 DESEMPENHO DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

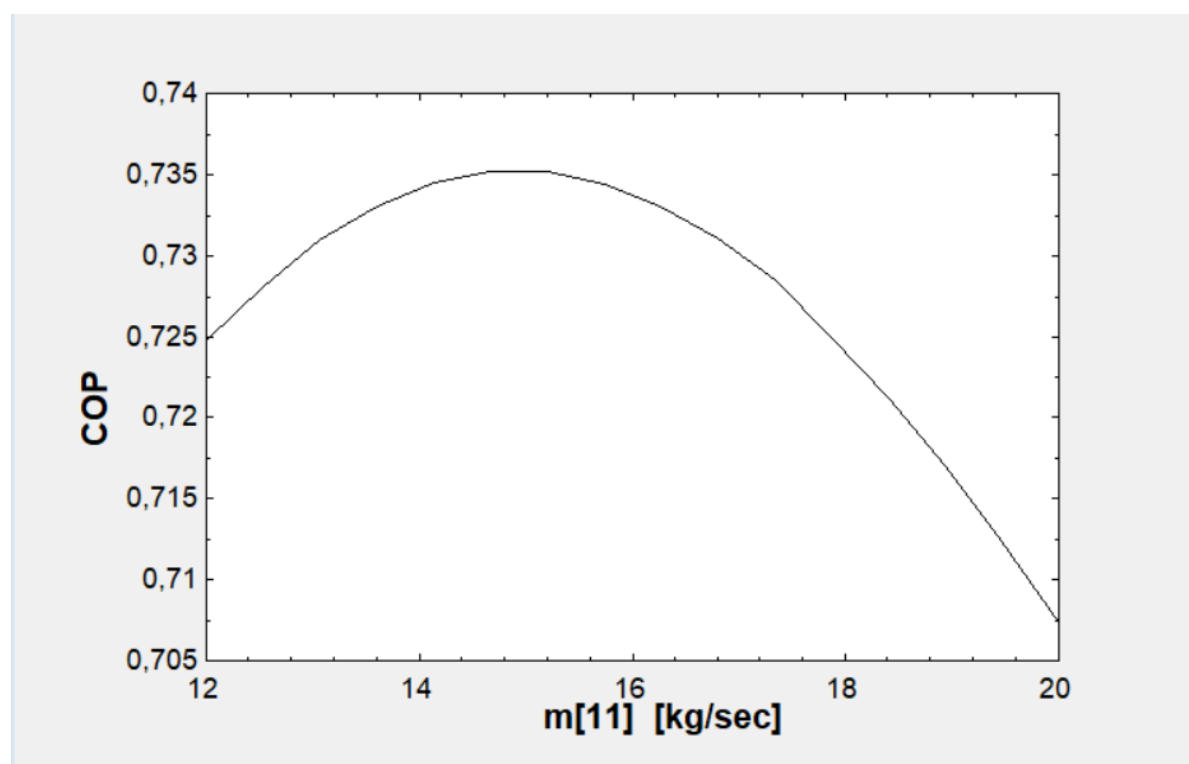
O desempenho do ciclo de refrigeração por absorção foi baseado no coeficiente de desempenho, da sigla em inglês Coefficient Of Performance (COP), da forma que foi abordado no item 3.2.9. Dessa forma, o COP foi avaliado em função de uma possível variação da energia térmica fornecida pelo campo de coletores solares, no qual foi ajustado para que o campo possa variar entre 88 e 107 °C de temperatura e um fornecimento de fluxo de vazão mássica de 12 a 20 kg/s. Consequentemente, gerou-se dois gráficos, uma para a variação do COP em função da temperatura de saída do campo dos coletores (T[11]), figura 26, e o COP em função da variação de vazão mássica de saída do campo de coletores (m[11]), figura 27.

Figura 26: Variação do COP em função da temperatura do campo de coletores.



Fonte: EES.

Figura 27: Variação do COP em função da vazão mássica.



Fonte: EES.

Analisando os gráficos, observa-se na figura 26 onde o COP diminui levemente com o aumento da temperatura do gerador. Isso ocorre porque fornecer mais calor não resulta, necessariamente, em maior desempenho do ciclo. Observa-se uma queda do COP com o aumento de temperatura entre 88 °C e 107 °C de 1,78%, considerado praticamente irrelevante em um caso prático. O calor adicional não é bem aproveitado, pois o aumento da temperatura eleva também a pressão no sistema, exigindo mais trabalho da bomba e maior rejeição de calor pelo condensador, o que reduz a eficiência global.

Na figura 27, nota-se que há uma faixa ótima de vazão mássica do fluido térmico que resulta em melhor desempenho. Isso ocorre porque, fora dessa faixa, o sistema não consegue aproveitar eficientemente a energia fornecida pelo campo solar. A vazão de aproximadamente 15 kg/s parece ser a ideal para esse sistema, maximizando o aproveitamento térmico e o COP. A variação de vazão mássica que sai do campo de coletores entre o ponto máximo e o ponto de mínimo da curva é de 4%, o que já pode ser considerado um valor razoável para se considerar trabalhar próximo do ponto máximo de vazão de saída do campo de coletores. Para os estados termodinâmicos, utilizando os valores de entrada fornecidos pelo fabricante do chillers de absorção, tabela 07, gerou-se os dados termodinâmicos do sistema que constam na tabela 16. Já na tabela 17, constam as transferências de energia térmica nos componentes do ciclo de absorção, também obtido por meio de simulação no SAM.

Tabela 16: Estados termodinâmicos do chillers de absorção - simulação EES.

<i>Fluxo</i>	<i>T [°C]</i>	<i>p [kPa]</i>	<i>h [kJ/kg]</i>	<i>X_{BrLi}</i>	<i>m [kg/s]</i>	
1	32,74	0,79	79,77	55,31	2,00	0,00
2	32,74	5,36	79,77	55,31	2,00	
3	56,82	5,36	129,36	55,31	2,00	
4	74,89	5,36	178,63	58,95	1,88	0,00
5	47,91	5,36	125,77	58,95	1,88	
6	40,33	0,79	125,77	58,95	1,88	0,01
7	67,34	5,36	2625,65	0,00	0,12	

8	34,13	5,36	142,94	0,00	0,12	0,00
9	3,65	0,79	142,94	0,00	0,12	0,05
10	3,65	0,79	2507,23	0,00	0,12	1,00
11	90,00		376,93		16,80	
12	84,32		353,08			
13	25,00		104,75		26,60	
14	28,47		119,27			
15	25,00		104,75		26,60	
16	27,76		116,28			
17	13,00		54,55		18,47	
18	9,22		38,73			

Fonte: Autoria própria.

Tabela 17: Taxa de transferência de calor nos componentes do ciclo de absorção.

<i>Componente</i>	<i>Taxa de transferência de calor [kW]</i>
<i>Gerador</i>	400,804
<i>Condensador</i>	306,690
<i>Evaporador</i>	292,061
<i>Absorvedor</i>	386,181
<i>COP</i>	COP=0,729

Fonte: Autoria própria.

A partir da análise comparativa entre os dados reais e os valores simulados, observa-se que o modelo desenvolvido no estudo de caso apresentou boa concordância com as especificações do equipamento Σ TSH 80. Uma vez que o resultado simulado para capacidade de refrigeração foi de 292 kW enquanto o equipamento é de 281 kW enquanto o COP obtido na simulação foi de 0,729 e do equipamento foi de 0,8. Esses resultados se mantêm dentro de uma margem

aceitável de variação, demonstrando que o dimensionamento dos trocadores de calor foi eficaz para replicar o funcionamento do sistema real.

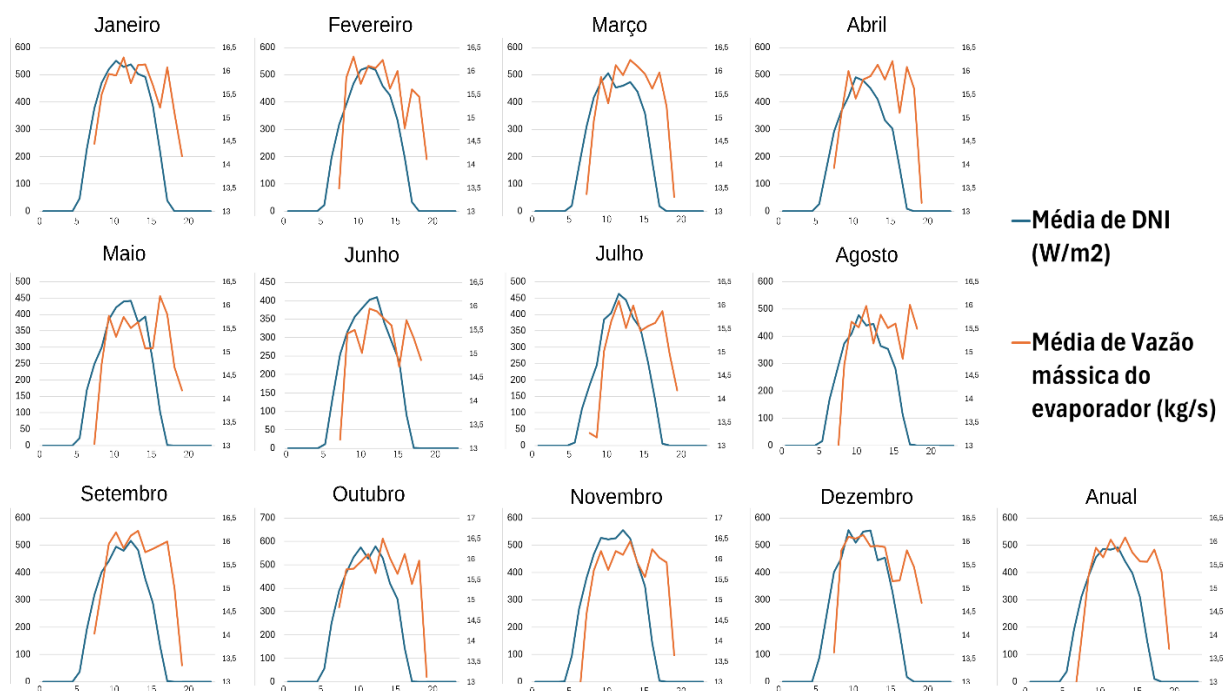
Essa aproximação reforça a confiabilidade da simulação para aplicação em cenários reais, como no caso da planta solar térmica proposta, permitindo o uso do modelo para análises de desempenho, otimização e dimensionamento em projetos de refrigeração por absorção com energia solar.

4.3 INTEGRAÇÃO DOS SISTEMAS

A integração dos sistemas de captação de energia termossolar e o ciclo de absorção apresenta uma solução prática, eficiente e sustentável para aplicação na indústria cervejeira. A estratégia abordada na integração dos sistemas, demonstrada na seção 3.5, resultou na possibilidade do desenvolvimento de dois gráficos, ilustrados nas figuras 28 e 29, nos quais abordam a variação da capacidade de refrigeração em função da irradiação solar e a variação do fornecimento de calor de processo em função da irradiação, respectivamente.

Com isso, a análise dos gráficos revela uma correlação direta com a quantidade de irradiação e a capacidade de fornecimento de energia dos sistemas. No caso do ciclo de absorção, figura 28, observou-se uma diminuição da vazão mássica no evaporador, quando a irradiação é menor, por outro lado, quando a energia térmica fornecida no gerador é maior, o aumento da capacidade de refrigeração não é linear demonstrando limitações operacionais do sistema, como pode-se observar na figura 29, na qual é possível observar que existe uma quantidade adequada de fornecimento de energia no gerador, que resulta no melhor coeficiente de desempenho (COP)

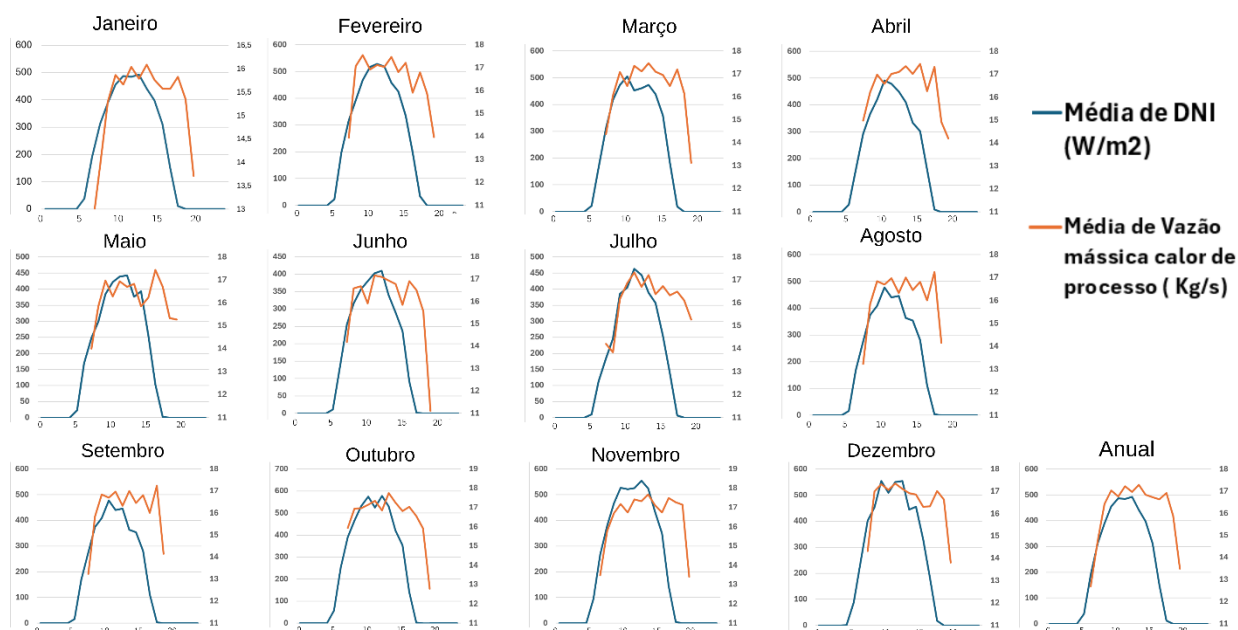
Figura 28: Vazão mássica do evaporador em função da irradiação.



Fonte: Autoria própria.

Na figura 29, na qual é demonstrado a variação do fornecimento de energia térmica para calor de processo em função da irradiação, tendo a vazão mássica como variável, é possível observar um comportamento mais direto, quanto maior a irradiação, maior o calor de processo, demonstrando uma proporcionalidade entre a irradiação e a energia térmica útil, evidenciando maior eficiência e menor complexidade termodinâmica. Esses resultados reforçam a viabilidade do uso de energia solar térmica tanto para aquecimento direto quanto para resfriamento, desde que as condições de irradiação sejam favoráveis.

Figura 29: Vazão mássica de calor de processo em função da irradiação



Fonte: Autoria própria.

De acordo com Diniz (2020), a produção de 100 litros de cerveja requer entre 16,7 e 33,3 kWh de energia térmica. Projetando esse consumo para um volume de 10.000 litros ao longo de um período de 8 horas, estima-se que a potência térmica requerida pela indústria cervejeira varie entre 208,75 kW e 416,25 kW. Quando comparado com os resultados obtidos neste trabalho, observa-se que é possível atender a esta estimativa, uma vez que a média anual, de acordo com a tabela 13, foi de 595,21 kWt.

Esse valor médio anual de 595,21 kWt representa uma margem de segurança significativa em relação à faixa de demanda estimada. Isso indica que o sistema solar térmico projetado é capaz de suprir, de forma confiável, a necessidade energética de produção de 10.000 litros de cerveja, mesmo considerando variações sazonais na irradiação solar.

5 CONCLUSÃO

A presente pesquisa teve como objetivo avaliar a viabilidade do uso de concentradores cilíndrico-parabólico para geração de calor de processo, no qual parte deste calor foi direcionado a um ciclo de refrigeração por absorção para produção de água fria, nos quais foram usados EES e SAM para dimensionar o sistema de refrigeração por absorção e avaliar o desempenho térmico da planta solar térmica, considerando condições climáticas para a cidade de Recife-PE.

Os resultados obtidos indicaram que a tecnologia de coletores solares cilíndrico-parabólicos é capaz de suprir a demanda térmica industrial proposta. Mesmo no mês mais frio, a média de produção de energia térmica foi de 504,39 kWt, enquanto no mês mais quente atingiu 659,89 kWt, resultando em uma média anual de 595,2 kWt — valor aproximadamente 43% superior ao estimado por Diniz (2020) como necessário para a produção de 10.000 litros de cerveja. Além disso, a simulação do ciclo de absorção de brometo de lítio foi válida, uma vez que, a partir dos dados de entrada do chiller de absorção modelo Σ TSH 80 da marca KTE - *Kawasaki Thermal Engineering*, foi possível obter como resultado da simulação dados de COP e capacidade de refrigeração simulares, mostrando a similaridade com um equipamento real.

Com isso, esses resultados mostram o potencial técnico para aplicação de concentradores cilíndrico-parabólicos no suprimento de energia térmica em processos industriais, enfatizando também a oportunidade de integração com ciclos de absorção. Além disso, essa abordagem pode contribuir para a redução do consumo de fontes fósseis e das emissões de gases de efeito estufa, alinhando-se com políticas de sustentabilidade e transição energética.

5.1 TRABALHOS FUTUROS

É necessário considerar os desafios relacionados à energia solar, como a variação da radiação solar ao longo do dia e dos meses do ano, uma vez que isso pode comprometer a confiabilidade e a continuidade do fornecimento da demanda térmica. Além disso, a necessidade de um sistema de armazenamento térmico adequado deve ser considerada para garantir a estabilidade da operação.

Outra perspectiva a se considerar é a utilização de ciclos de absorção de duplo efeito que, em geral, apresenta coeficiente de desempenho mais elevado ou considerar o uso de ciclos de absorção com outros pares de absorvente/refrigerante como o par Amônia-água para faixas de temperaturas abaixo de 0 ° C.

Dessa forma, pode-se considerar o uso de sistemas de aquecimento e refrigeração alternativos para o uso em paralelo para atender picos de demanda ou compensar a deficiência de fornecimento de energia térmica, ou em série, complementando a energia térmica quando não for suficiente para suprir os requisitos do processo. Assim, essa abordagem mista pode resultar em uma maior resiliência operacional. Além disso, para qualquer caso desses citados, pode-se também fazer uma análise de viabilidade financeira, a fim de responder parâmetros econômicos.

REFERÊNCIAS

BENEDETTI, T. M. Análise técnica e econômica de um sistema de refrigeração por ciclo de absorção amônia-água e sua integração com um abatedouro de aves. 2010. Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2010.

BRASIL. Decreto nº 6.871, de 4 de junho de 2009. Regulamenta a Lei nº 8.918, de 14 de julho de 1994, que dispõe sobre a padronização, a classificação, o registro, a inspeção, a produção e a fiscalização de bebidas. Diário Oficial da União: seção 1, Brasília, DF, p. 3, 5 jun. 2009. Atualizado até 2019. Disponível em: https://www.planalto.gov.br/ccivil_03/_ato2007-2010/2009/decreto/d6871.htm. Acesso em: 14 jun. 2025

CENGEL, Yunus A.; GHAJAR, Afshin J. Transferência de calor e massa: uma abordagem prática. 4. ed. Porto Alegre: AMGH, 2016.

CRESESB – Centro de Referência para Energia Solar e Eólica. Disponível em: <http://www.cresesb.cepel.br>. Acesso em: 1 set. 2024.

DANTAS, Stefano Giacomazzi; POMPERMAYER, Fabiano Mezadre. Viabilidade econômica de sistemas fotovoltaicos no Brasil e possíveis efeitos no setor elétrico. Brasília; Rio de Janeiro: Ipea, 2018. Disponível em: https://repositorio.ipea.gov.br/bitstream/11058/8400/1/TD_2388.pdf. Acesso em: 13 jul. 2023.

DEPARTMENT OF ENERGY (DOE). Solana Generating Station [fotografia]. Arizona, 2013. Disponível em: <https://www.energy.gov/lpo/solana>. Acesso em: 28 fev. 2025.

DINIZ, Daniel de Paula. Transição energética em cervejarias. João Pessoa, 2020. 68 f.

DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. A. Solar engineering of thermal processes. 4th ed. Hoboken, NJ: Wiley, 2013.

EPE – EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. Balanço Energético Nacional 2020: Ano base 2019. Rio de Janeiro: EPE, 2020. Disponível em:

<https://www.epe.gov.br/pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/Balanco-Energetico-Nacional-BEN>. Acesso em: 14 jun. 2025.

GAZOLI, J. R. et al. Dimensionamento básico do campo solar de concentradores cilindro-parabólico da Usina Termosolar Porto Primavera. Anais do Congresso Brasileiro de Energia Solar – CBENS, [S. l.], 2018. DOI: 10.59627/cbens.2018.415. Disponível em: <https://anaiscbens.emnuvens.com.br/cbens/article/view/415>. Acesso em: 1 set. 2024.

GHARBI, N. E. et al. A comparative study between parabolic trough collector and linear

GOEBEL, O.; RHEINLÄNDER, J. Concentrated Solar Power: Fundamentals, Technology and Economics. In: CURSO DE GERAÇÃO SOLAR TERMOELÉTRICA, Módulo II, 2016, Recife. Material Eletrônico do Curso. Recife: UFPE, 2016.

Fresnel reflector technologies. Energy Procedia, Amsterdam, v. 6, p. 566-572, jun. 2011.

F-CHART. Engineering Equation Solver. Version 9.457-3D. F-Chart Software, 2015.

GENIÊR, F.; COSTA, A.; COSTA JUNIOR, E. Ciclos de refrigeração: conceitos e estudos de eficiência. Enciclopédia Biosfera, [S. l.], v. 9, n. 16, 2013. Disponível em: <https://www.conhecer.org.br/ojs/index.php/biosfera/article/view/3547>. Acesso em: 3 jul. 2024.

GÜNTHER, Matthias; JOEMANN, Michael; CSAMBOR, Simon (Org.). Parabolic Trough Technology. In: _____. Advanced CSP Teaching Materials. Stuttgart, Germany: [s.n.], 2016. cap. 5, p. 1-88.

HEROLD, K. E.; RADERMACHER, R.; KLEIN, S. A. Absorption chillers and heat pumps. 2nd ed. Florida: Taylor & Francis Group, 2016. ISBN 978-1-4987-1435-8.

IEMA – Instituto de Energia e Meio Ambiente. Emissões do Brasil têm maior alta em 19 anos. 2022. Disponível em: <https://energiaeambiente.org.br/emissoes-do-brasil-tem-maior-alta-em-19-anos-20221101>. Acesso em: 6 jul. 2023.

KALOGIROU, Soteris. Engenharia de energia solar: processos e sistemas. 1. ed. Rio de Janeiro: Elsevier, 2016.

KAWASAKI THERMAL ENGINEERING CO., LTD. Single Effect Hot Water Absorption Chiller – Technical Catalogue. Disponível em: https://www.khi.co.jp/corp/kte/EN/cad_catalogue/index.php. Acesso em: 14 jun. 2025.

INSTITUTO NACIONAL DE PESQUISAS ESPACIAIS. SONDA – Sistema de Organização Nacional de Dados Ambientais. São José dos Campos: INPE, [s.d.]. Disponível em: <https://www.labren.inpe.br/sonda/>. Acesso em: 14 jun. 2025.

LODI, Cristiane. Perspectivas para a geração de energia elétrica no Brasil utilizando a tecnologia solar térmica concentrada. Rio de Janeiro: Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2011.

MAPA – Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento. Anuário da Cerveja no Brasil 2023. Brasília: MAPA, 2023.

MARTINS, Karlos Roberto da Silva Braga. Simulação e Otimização Computacional de Diferentes Configurações de Sistemas de Refrigeração por Absorção Água–Amônia tipo GAX. 2014.

MEKHILIEF, S.; SAIDUR, R.; SAFARI, A. A review on solar energy use in industries. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 15, n. 4, p. 1777–1790, 2011. ISSN 1364-0321. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032110004533>. Acesso em: 9 ago. 2023.

MORAN, Michael J.; SHAPIRO, Howard N. Princípios de termodinâmica para engenharia. 8. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2021.

NREL. System Advisor Model. Version 2017.1.17. Golden: NREL, 2025.

OCHOA, Á. A. V. Análise exergoeconômica de um chiller de absorção de 10TR

integrado a um sistema de microgeração com microturbina a gás de 30kW. 2010. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2010.

PADDISON, Laura. Temperatura global bate segundo recorde seguido na semana, aponta agência. CNN Brasil, 2023. Disponível em: <https://www.cnnbrasil.com.br/internacional/temperatura-global-bate-segundo-recorde-seguido-na-semana-aponta-agencia/>. Acesso em: 6 jul. 2023.

PALMER, John J. How to brew: everything you need to know to brew great beer every time. 4. ed. Boulder: Brewers Publications, 2017.

PINHO, J. T.; GALDINO, M. A. Manual de Engenharia para Sistemas Fotovoltaicos. Rio de Janeiro: GTES, 2014.

QADER, M.; STÜCKRAD, S. Concentrated Solar Power. IASS fact sheet 2/2016. Potsdam, 2016.

SCHERER, Lara Almeida et al. Fonte alternativa de energia: energia solar. In: XX Seminário Interinstitucional de Ensino, Pesquisa e Extensão, UNICRUZ, 2016. Disponível em: <https://home.unicruz.edu.br/seminario/anais/anais-2015/XX%20SEMIN%C3%81RIO%20INTERINSTITUCIONAL%202015%20-%20ANAIS/Graduacao/Graduacao%20-%20Resumo%20Expandido%20-%20Exatas,%20Agrarias%20e%20Ambientais/FONTE%20ALTERNATIVA%20DE%20ENERGIA%20ENERGIA%20SOLAR.pdf>. Acesso em: 9 ago. 2023.

SCHWEIGER, H. et al. The potential of solar heat in industrial processes. A state of the art review for Spain and Portugal. In: EuroSun 2000 – ISES Europe Solar Congress, 2000, Copenhagen. Proceedings... Copenhagen: ISES, 2000.

SILVA, Heitor Marques Francelino da; ARAÚJO, Francisco José Costa. Energia solar fotovoltaica no Brasil: uma revisão bibliográfica. Revista Ibero-Americana de Humanidades, Ciências e Educação, [S. l.], v. 8, n. 3, p. 859–869, 2022. DOI: 10.51891/rease.v8i3.4654. Disponível em: <https://periodicorease.pro.br/rease/article/view/4654>. Acesso em: 7 jul. 2024.

SOUZA, B. Muriele et al. Modelo para estimativa da radiação difusa a partir da radiação global horizontal para a cidade de Curitiba/PR. In: Congresso Brasileiro de Energia Solar – CBENS, 2020. Disponível em:

<https://anaiscbens.emnuvens.com.br/cbens/article/view/749>. Acesso em: 9 ago. 2023.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W. Refrigeração e ar-condicionado. [S.l.]: McGraw-Hill do Brasil, 1985.

TAVARES, Maria Goreth da Costa; COELHO, Maria Célia Nunes; MACHADO, Lia Osório. Redes de distribuição de energia e desenvolvimento regional na Amazônia Oriental. Novos Cadernos NAEA, v. 9, n. 2, dez. 2008. ISSN 2179-7536. Disponível em: <https://periodicos.ufpa.br/index.php/ncn/article/view/64>. Acesso em: 10 ago. 2023.

VICTORIA, Idilio Manoel Brea. Medição da radiação solar global e difusa utilizando piranômetros com sensores fotoelétricos. 2008. 98 f. Dissertação (Mestrado em Meteorologia) – Universidade Federal de Pelotas, Pelotas, 2008.

ZOLFAGHARI, M. et al. Comparative costs analysis for the selected innovative solar technologies. Barcelona: UAB – BEG/INCERS Research Group, 2015.

ANEXO A - ALGORITMO UTILIZADO NO EES

a) Algoritmo utilizado para simular o ciclo de absorção

SI=2

{Input data}

Eff_Hx=,64

{UAs=.132}

m[1]=2

UAa=40 {kW/K}

UAc=40 {kW/K}

UAg=25

UAe=40

T[13]=25 {°C}

m[13]=26,6 {kg/sec}

T[15]=25

m[15]=26,6

T[11]=90

m[11]=16,8

T[17]=13

m[17]=18,47

Q[8]=0

Q[10]=1,0

x[4]=X_LIBR(T[4];Phigh;SI)

X[1]=X_LIBR(T[1];Plow;SI)

T[7]=T_LIBR(Phigh;x[3];SI)

{Set pressures}

Phigh=pressure(WATER;T=T[8];x=Q[8])

Plow=pressure(WATER;T=T[10];x=Q[10])

{Heat Exchanger}

$$\text{Eff_Hx} = (T[4] - T[5]) / (T[4] - T[2])$$

{Heat transfer}

$$\text{Chot} = m[4] * (h[4] - h[5]) / (T[4] - T[5])$$

$$\text{Ccold} = m[2] * (h[3] - h[2]) / (T[3] - T[2])$$

$$\text{Qhx} = m[1] * (h[3] - h[2])$$

{Energy balance}

$$\text{Qhx} = m[4] * (h[4] - h[5])$$

{Energy balance}

$$\text{LmtDs} = ((T[4] - T[3]) - (T[5] - T[2])) / \ln((T[4] - T[3]) / (T[5] - T[2]))$$

$$\text{UAs} = \text{Qhx} / \text{LmtDs}$$

{Desorber}

$$m[3] = m[4] + m[7]$$

{Overall mass balance}

$$m[3] * x[3] = m[4] * x[4]$$

{LiBr balance}

$$h[3] * m[3] - h[4] * m[4] - h[7] * m[7] + \text{Qd} = 0$$

{Energy balance}

$$\text{Qd} = m[11] * (h[11] - h[12])$$

{Energy balance}

$$\text{Eff_d} = (T[11] - T[12]) / (T[11] - T[7])$$

{Condenser}

$$\text{Qc} = m[7] * (h[7] - h[8])$$

{Energy balance}

$$\text{Qc} = m[15] * (h[16] - h[15])$$

{Energy balance}

$$\text{Eff_c} = (T[15] - T[16]) / (T[15] - T[8])$$

{Refrigerant Valve}

$$h[9] = h[8]$$

{Energy balance}

{Evaporator}

$$\text{Qe} = m[9] * (h[10] - h[9])$$

{Energy balance}

$$\text{Qe} = m[17] * (h[17] - h[18])$$

{Energy balance}

$$\text{Eff_e} = (T[17] - T[18]) / (T[17] - T[10])$$

{Absorber}

$$m[10] * h[10] + h[6] * m[6] - \text{Qa} - m[1] * h[1] = 0$$

{Energy balance}

$$\text{Qa} = m[13] * (h[14] - h[13])$$

{Energy balance}

$$\text{Eff_a} = (T[14] - T[13]) / (T[6] - T[13])$$

{Solution expansion valve model}

$$h[6] = h[5]$$

{Energy balance}

{Pump calculation}

$$h[2]=h[1]+Pwork/m[1]$$

{Energy balance}

$$Pwork=m[1]*v1*(Phigh-Plow)/1000$$

{Pump work model - isentropic}

{Heat Exchanger Models for External Water Loops}

{Compute LMTD}

$$Lmtda=(T[6]-T[14]-T[1]+T[13])/ln((T[6]-T[14])/(T[1]-T[13]))$$

$$Lmtdc=(T[8]-T[15]-T[8]+T[16])/ln((T[8]-T[15])/(T[8]-T[16]))$$

$$Lmtdg=(T[11]-T[4]-T[12]+T[7])/ln((T[11]-T[4])/(T[12]-T[7]))$$

$$Lmtde=(T[17]-T[10]-T[18]+T[10])/ln((T[17]-T[10])/(T[18]-T[10]))$$

{Equate water loop energy balance to UA*LMTD}

$$Qa=Lmtda*UAa$$

$$Qc=Lmtdc*UAc$$

$$Qd=Lmtdg*UAg$$

$$Qe=Lmtde*UAe$$

{Trivial mass balances}

$$m[2]=m[1]$$

$$m[3]=m[2]$$

$$m[5]=m[4]$$

$$m[6]=m[5]$$

$$m[8]=m[7]$$

$$m[9]=m[8]$$

$$m[10]=m[9]$$

$$x[2]=x[1]$$

$$x[3]=x[2]$$

$$x[5]=x[4]$$

$$x[6]=x[5]$$

$$x[7]=0$$

$$x[8]=x[7]$$

$$x[9]=x[8]$$

$$x[10]=x[9]$$

{Compute thermodynamic properties}

h[1]=H_LIBR(T[1];X[1];SI)

h[2]=H_LIBR(T[2];x[2];SI)

h[3]=H_LIBR(T[3];x[3];SI)

h[4]=H_LIBR(T[4];x[4];SI)

h[5]=H_LIBR(T[5];x[5];SI)

CALL Q_LIBR(h[6];Plow;x[6];SI;q6b;T6b;Xl6b;hl6b;hv6b)

T[6]=T6b

h[7]=enthalpy(WATER;T=T[7];P=Phigh)

h7s=enthalpy(WATER;T=T[8];x=1,0)

h[8]=enthalpy(WATER;T=T[8];x=0)

T[9]=temperature(WATER;h=h[9];P=Plow)

h[10]=enthalpy(WATER;T=T[10];x=1)

h[11]=enthalpy(WATER;T=T[11];x=0)

h[12]=enthalpy(WATER;T=T[12];x=0)

h[13]=enthalpy(WATER;T=T[13];x=0)

h[14]=enthalpy(WATER;T=T[14];x=0)

h[15]=enthalpy(WATER;T=T[15];x=0)

h[16]=enthalpy(WATER;T=T[16];x=0)

h[17]=enthalpy(WATER;T=T[17];x=0)

h[18]=enthalpy(WATER;T=T[18];x=0)

v1=V_LIBR(T[1];X[1];SI)

{Compute COP}

COP=m[9]*(h[10]-h[9])/(m[11]*(h[11]-h[12]))

{Set Pressures}

P[1]=Plow

P[2]=Phigh

P[3]=Phigh

P[4]=Phigh

P[5]=Phigh

P[6]=Plow

P[7]=Phigh

P[8]=Phigh

P[9]=Plow

P[10]=P_{low}

{Set Vapor Quality}

Q[1]=0

Q[4]=0

Q[6]=q_{6b}*0,01 {Fraction}

Q[9]=quality(STEAM_NBS;h=h[9];P=P_{low})