



LEONARDO DA SILVA ROCHA
RENAN FRANCISCO SANTOS

**ANÁLISE TERMODINÂMICA E ECONÔMICA DE UM
SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO
ACIONADO POR COLETORES SOLARES
PARABÓLICOS**

LAVRAS – MG

2022

LEONARDO DA SILVA ROCHA
RENAN FRANCISCO SANTOS

**ANÁLISE TERMODINÂMICA E ECONÔMICA DE UM SISTEMA DE
REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO ACIONADO POR COLETORES SOLARES
PARABÓLICOS**

Trabalho apresentado à Universidade Federal de Lavras, em formato de artigo, como parte das exigências do Curso de Engenharia Mecânica, para a obtenção do título de Bacharel.

Prof. Dr. Dimas José Rúa Orozco
Orientador

LAVRAS – MG

2022

LEONARDO DA SILVA ROCHA
RENAN FRANCISCO SANTOS

**ANÁLISE TERMODINÂMICA E ECONÔMICA DE UM SISTEMA DE
REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO ACIONADO POR COLETORES SOLARES
PARABÓLICOS**

Trabalho apresentado à Universidade Federal de Lavras, em formato de artigo, como parte das exigências do Curso de Engenharia Mecânica, para a obtenção do título de Bacharel.

APROVADOS em 14 de Setembro de 2022.

Prof. Dr. Adriano Viana Ensinas UFLA

Prof. Dr. Dimas Jose Rua Orozco UFLA

Prof. Dr. Márcio Montagnana Vicente Leme UFLA

Prof. Dr. Dimas José Rúa Orozco

Orientador

LAVRAS – MG

2022

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Ciclo de refrigeração por absorção de efeito simples.	14
Figura 3.1 Modelo do sistema proposto e estudado.	17
Figura 3.2 – Gráfico da irradiação solar e temperatura para os dias 7, 8 e 9 de Março de 2020.	22
Figura 3.3 – Gráfico da irradiação solar e temperatura para os dias 22, 23 e 24 de Setembro de 2020.	22
Figura 3.4 – Gráfico de comparação de valores do COP com a temperatura do gerador entre o presente trabalho e Saleh e Mosa (2014).	23
Figura 4.1 – Gráfico da carga térmica gerada e demandada para os dias 7, 8 e 9 de Março de 2020.	29
Figura 4.2 – Gráfico da carga térmica gerada e demandada para os dias 22, 23 e 24 de Setembro de 2020.	30
Figura 4.3 – Efeito da temperatura do gerador no COP e carga térmica do sistema.	31
Figura 4.4 – Efeito da temperatura do absorvedor no COP e carga térmica do sistema.	32
Figura 4.5 – Efeito da temperatura do condensador no COP e carga térmica do sistema.	33

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Considerações para modelagem do sistema.	17
Tabela 3.2 – Modelo dos equipamentos, fornecedores e preços.	24
Tabela 3.3 – Irradiação solar média e temperatura de bulbo seco média para a cidade.	25
Tabela 4.1 – Valores obtidos no dimensionamento do campo solar.	27
Tabela 4.2 – Resultados da modelagem termodinâmica do <i>chiller</i> de absorção.	28
Tabela 4.3 – Valores obtidos para o COP e a taxa de calor em cada componente.	28
Tabela 4.4 – Fluxo de caixa em 20 anos.	34

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área dos coletores solares (m^2)
COP	Coeficiente de desempenho
$Cp_{\text{água}}$	Calor específico da água ($kJ/kg \cdot K$)
$Cp_{\text{óleo}}$	Calor específico do óleo térmico ($kJ/kg \cdot K$)
d	Taxa básica de juros (%)
$E_{\text{útil}}$	Energia útil produzida pelos coletores (kW)
F_i	Valor líquido anual do fluxo de caixa ($R\$$)
G	Irradiação solar (kW/m^2)
h	Entalpia específica (kJ/kg)
i	Ano do evento
I	Investimento inicial líquido ($R\$$)
\dot{m}	Fluxo mássico (kg/s)
η	Eficiência do coletor solar
n	Vida útil do sistema (anos)
N_{paralelo}	Número de associações em paralelo
$N_{\text{série}}$	Número de coletores solares em série
$\rho_{\text{água}}$	Densidade da água (kg/m^3)
P	Pressão (kPa)
PTC	Coletor de calha parabólica
\dot{Q}	Taxa de calor (kW)
SAM	System Advisor Model
T	Temperatura ($^{\circ}C$)
T_{entrada}	Temperatura do óleo na saída do campo solar ($^{\circ}C$)
$T_{\text{saída}}$	Temperatura do óleo na entrada do campo solar ($^{\circ}C$)
TIR	Taxa Interna de Retorno (%)
$TRNSYS$	Transient System Simulation Tool
V	Volume de água/tanque (m^3)
VPL	Valor presente líquido ($R\$$)
$W_{\text{série}}$	Potência da associação série (kW)
x	Concentração da mistura (%)

ΔQ	Carga térmica do tanque de água (<i>kW</i>)
$\Delta T_{\text{água}}$	Varição da temperatura da água do tanque ($^{\circ}\text{C}$)
ΔT_{indiv}	Varição da temperatura em cada coletor ($^{\circ}\text{C}$)
$\Delta T_{\text{campo solar}}$	Varição da temperatura entre a entrada e a saída do campo solar ($^{\circ}\text{C}$)

Subscrito

1,2...	Pontos do ciclo
<i>a</i>	Absorvedor
<i>c</i>	Condensador
<i>e</i>	Evaporador
<i>g</i>	Gerador

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	11
2	DESCRIÇÃO DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO BROMETO DE LÍTIO – ÁGUA DE EFEITO SIMPLES	14
3	METODOLOGIA.....	16
3.1	Sistema de refrigeração.....	16
3.2	Análise termodinâmica do <i>chiller</i> de absorção	18
3.3	Modelagem do campo solar e do tanque de água gelada	20
3.4	Dados de irradiação solar e temperatura para a cidade.....	21
3.5	Validação da modelagem do chiller	23
3.6	Análise econômica	23
3.7	Simulação no EES.....	25
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	27
4.1	Dimensionamento do tanque de água gelada e do campo solar	27
4.2	Modelagem termodinâmica	27
4.3	Influência da irradiação solar e temperatura de bulbo seco na carga térmica	28
4.4	Influência das temperaturas do gerador, do absorvedor e do condensador	30
4.5	Análise econômica	33
5	CONCLUSÃO	36
	REFERÊNCIAS.....	37

RESUMO

No presente trabalho, se apresentam os resultados de uma análise termodinâmica e econômica de um sistema de refrigeração por absorção de efeito único, com a mistura binária de brometo de lítio - água (BrLi – H₂O) como fluido de trabalho. A energia térmica necessária para o funcionamento do sistema é fornecida por coletores solares de calha parabólica e um sistema de aquecimento auxiliar, além de conter um *fan coil* e um tanque de armazenamento de água gelada. O sistema proposto foi analisado para a cidade de São Benedito, localizada no estado do Ceará, sendo ela uma grande produtora de batata doce. Portanto, o sistema sugerido deve ser capaz de manter a batata doce resfriada em uma câmara fria a uma temperatura de 15 °C e deve atender a uma capacidade de refrigeração de 15 kW (51182,13 BTU/h). Os resultados foram obtidos através de uma modelagem realizada no software Engineering Equation Solver (EES), em que foi possível fazer o dimensionamento do campo solar e a modelagem termodinâmica do *chiller* de absorção. Além disso, os dados da irradiação solar foram coletados através do *software* System Advisor Model (SAM). Os resultados indicaram que a área do campo solar totaliza 122,4 m². Durante a maior parte do dia, considerando os horários com irradiação solar, o sistema atendeu à demanda de carga térmica. Além disso, foi observado que o COP do sistema é afetado de acordo com a variação da temperatura do gerador, absorvedor e condensador. Os indicadores da análise econômica mostraram que para as condições atuais avaliadas, a implementação do projeto é inviável.

Palavras-chave: Refrigeração por absorção. Efeito único. Calha parabólica. Energia solar.

ABSTRACT

In the present work, the results of a thermodynamic and economic analysis of a single effect absorption refrigeration system, with the binary mixture of lithium bromide - water (BrLi-H₂O) as working fluid, are presented. The thermal energy necessary for the operation of the system is provided by parabolic trough solar collectors and an auxiliary heating system, in addition to containing a fan coil and a storage tank for chilled water. The proposed system was analyzed for the city of São Benedito, located in the state of Ceará, which is a major producer of sweet potato. Therefore, the suggested system must be able to keep the sweet potato chilled in a cold chamber at a temperature of 15 °C and must meet a refrigeration capacity of 15 kW (51182,13 BTU/h). The results were obtained through a modeling performed in the Engineering Equation Solver (EES) software, in which it was possible to make the dimensioning of the solar field and the thermodynamic modeling of the absorption chiller. In addition, solar irradiance data were collected using the System Advisor Model (SAM) software. The results indicated that the solar field area totals 122,4 m². During most of the day, considering the hours with solar irradiation, the system met the demand of thermal load. Furthermore, it was observed that the COP of the system is affected according to the temperature variation of the generator, absorber and condenser. The indicators of the economic analysis showed that for the current conditions evaluated, the implementation of the project is unfeasible.

Keywords: Absorption refrigeration. Unique effect. Parabolic trough. Solar energy.

1 INTRODUÇÃO

Com o crescente desenvolvimento tecnológico, houve um aumento significativo na demanda por energia elétrica. No Brasil, de acordo com EPE (2022), o ano de 2021 fechou com 500.209 GWh de consumo acumulado em 12 meses, o que representou um crescimento de 5,2 % comparado à 2020.

Em 2019, a matriz elétrica mundial era formada principalmente por fontes de energia não renováveis como: o carvão mineral com 36,8 %, o gás natural 23,55 %, energia nuclear com 10,2 % e o petróleo e seus derivados com 2,8 % (IEA, 2022). A utilização dessas fontes de energia trazem diversos problemas para o meio ambiente, além de serem uma fonte de energia esgotável.

De acordo com a IEA (2020), uma política de ação sobre resfriamento mais eficiente e ambientalmente favorável ao clima, pode evitar bilhões de toneladas de emissões de gases de efeito estufa nas próximas quatro décadas, o que equivale a aproximadamente 8 anos de emissões globais nos níveis de 2018. Portanto, ações que tem por objetivo aumentar a eficiência energética de sistemas de refrigeração, ao mesmo tempo que é feita a mudança para outros que são ambientalmente mais corretos, poderia gerar reduções entre 210 e 460 bilhões de toneladas de emissões de dióxido de carbono (CO₂), além de gerar uma economia de trilhões de dólares.

Baseado nisso, é extremamente importante buscar soluções que tenham como objetivo utilizar o menor consumo de energia elétrica possível. Dentre uma das alternativas, podemos mencionar o sistema de refrigeração por absorção, que utiliza coletores solares como forma de captar a irradiação solar, sendo uma opção quando se tem a intenção de diminuir o uso da energia elétrica.

Atualmente, o ciclo de refrigeração por compressão é o sistema mais utilizado quando se deseja refrigerar algum determinado ambiente. Porém, este ciclo apresenta um elevado consumo de energia elétrica devido ao uso de compressores. Uma alternativa a este sistema, é produzir refrigeração através da energia solar, dispensando o uso do compressor. Este tipo de sistema leva a uma grande economia de energia e são uma opção mais sustentável e ambientalmente corretas, pois não utilizam refrigerantes do tipo clorofluorcarbonos (CFC), hidroclorofluorcarbonos (HCFC) ou clorofluorcarbonos (HFC) (BANIYOUNES et al., 2013).

Contudo, as instalações com *chillers* de absorção solar utilizam, em grande parte, os *chillers* de efeito único. Além disso, este tipo de efeito é o mais pesquisado ao redor do mundo. Já os sistemas de multi-efeito que utilizam coletores solares de alta temperatura são menos utilizados e pesquisados (SHIRAZI et al., 2018).

Bellos e Tzivanidis (2018), analisaram um sistema de refrigeração por absorção com um ejetor, acionados por coletores solares parabólicos. Foi realizada uma modelagem matemática deste sistema, através do *software* Engineering Equation Solver (EES). O sistema proposto, com o ejetor, foi comparado com um sistema de absorção convencional. Os resultados indicaram que o sistema de refrigeração por absorção-ejetor apresenta uma maior eficiência quando comparado ao sistema convencional. O COP encontrado no melhor cenário para o sistema foi de 1,01.

Li et al. (2016), analisaram um sistema de refrigeração por absorção de efeito único, instalado em um prédio comercial da China, e que utiliza o par LiBr – H₂O como fluido de trabalho. Além disso, os coletores solares de calha parabólica são utilizados para a captação da energia solar. O sistema analisado possui uma capacidade de 23 kW, enquanto a área dos coletores solares é de 56 m². Os resultados mostraram que o COP do sistema ficou entre 0,11 e 0,27. Já a eficiência dos coletores solares ficou entre 0,35 e 0,45.

Saleh e Mosa (2014) fizeram uma investigação a fim de otimizar o desempenho de um sistema de refrigeração por absorção de efeito único, em regiões de clima quente. O sistema foi modelado no *software* Matlab. Os resultados indicaram que o coeficiente de desempenho do *chiller* de absorção, pode ser maior que 0,8.

Bellos, Tzivanidis e Antonopoulos (2016b), avaliaram o desempenho de quatro tipos de coletores solares com um sistema de refrigeração de absorção de efeito simples, operando com brometo de lítio e água. As configurações foram estudadas separadamente, na qual realizou-se uma otimização em cada caso, determinando a temperatura adequada da fonte de calor e minimização da área de coleta. Foi visto que, a minimização da área leva à maximização da eficiência solar exergética. O sistema com coletor solar de calha parabólica apresentou maior COP Solar (SCOP), devido sua alta eficiência. Além disso, este demonstrou a melhor eficiência exergética solar.

Um sistema de resfriamento solar, com ciclo de absorção de efeito simples, foi investigado em seis regiões da Turquia. Foi feita a otimização do sistema considerando as frações solares e o período mínimo de retorno do capital investido. Assim, determinou-se valores ótimos para alguns parâmetros como: área do coletor solar, volume do tanque de armazenamento, inclinação do coletor e temperatura da caldeira. Os resultados mostraram que encontrar a área do coletor solar financeiramente ideal é uma consideração importante, uma vez que, este é um dos parâmetros que mais impactam no custo. A configuração que apresentou o melhor resultado foi para a cidade de Izmir, com período de retorno de 10,7 anos. O estudo

concluiu que locais com alta demanda de resfriamento e bom potencial solar são financeiramente viáveis para a aplicação do sistema (ALTUN; KILIC, 2020).

Sokhansefat et al. (2017) realizaram uma simulação, com o *software* TRNSYS, de um sistema de refrigeração de absorção solar projetado e instalado pelo NRI (Niroo Research Institute) na cidade de Teerã. Dessa forma, realizou-se uma análise paramétrica a fim de encontrar valores ótimos para os parâmetros do sistema, sendo eles: a área do coletor, vazão mássica, volume do tanque de armazenamento, inclinação do coletor e temperatura do ponto de ajuste da caldeira auxiliar. De acordo com os resultados obtidos na simulação, a fração solar no sistema otimizado apresenta uma melhora de 28%.

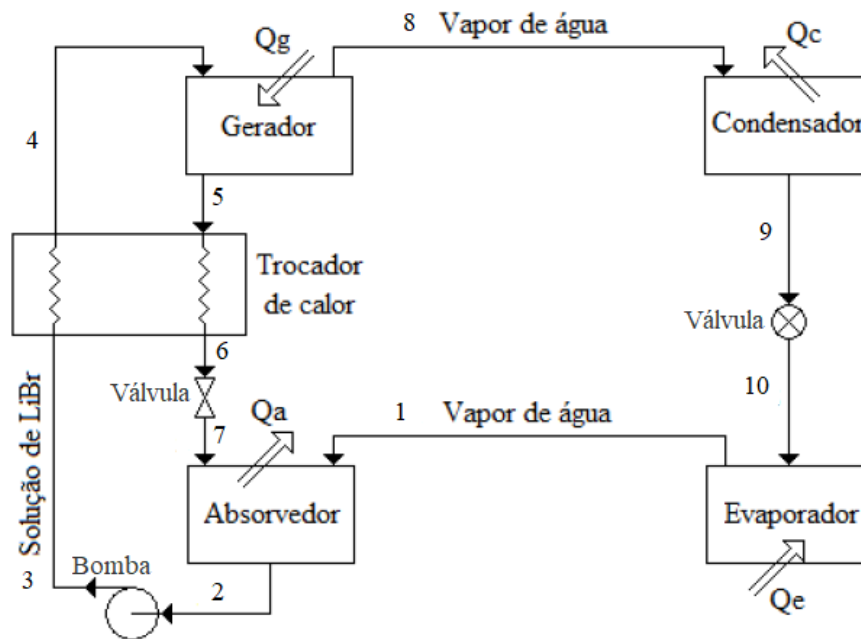
Agyenim, Knight e Rhodes (2010) desenvolveram um protótipo de um sistema de refrigeração por absorção de LiBr – H₂O. Os testes realizados aconteceram na Universidade de Cardiff e ocorreram durante o período do verão e outono de 2007. O sistema era composto por: coletor solar de tubo evacuado, um *chiller* de absorção, um tanque de armazenamento de água fria e 6 *fan coils*. Avaliou-se o desempenho de cada componente através de medições da irradiação solar diária, temperatura ambiente, temperaturas de entrada e saída do fluido, vazão mássica e consumo elétrico por componente. O resultado indicou que o sistema apresentava um COP de 0,58. Além disso, foi comprovada a viabilidade da implantação do sistema com água gelada abaixo de 7,4 °C.

Sendo assim, o presente estudo tem como objetivo desenvolver um modelo matemático para o sistema de refrigeração por absorção e para o campo solar, composto por coletores de calha parabólica. Além disso, o sistema contará com três componentes auxiliares, sendo eles: um *fan coil*, um tanque de armazenamento de água gelada e um aquecedor a gás natural. O intuito é avaliar termodinamicamente o sistema para diferentes condições de irradiação solar e parâmetros de operação do ciclo. Com isso, visa-se identificar os parâmetros de operação internos e externos que influenciam no desempenho de um sistema de refrigeração solar. Por fim, realizar uma análise econômica do sistema proposto para verificar a viabilidade de implantação de uma câmara fria na cidade de São Benedito, localizada no estado do Ceará.

2 DESCRIÇÃO DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO BROMETO DE LÍTIO – ÁGUA DE EFEITO SIMPLES

O sistema de refrigeração por absorção brometo de lítio – água de efeito simples é composto por: um gerador, um absorvedor, um condensador, um evaporador, um trocador de calor, uma bomba e duas válvulas de expansão, como mostrado na Figura 2.1.

Figura 2.1 – Ciclo de refrigeração por absorção de efeito simples.



Fonte: Adaptado de Stoecker e Jones (1985).

A mistura com uma proporção de água e brometo de lítio preestabelecida, sai da bomba a alta pressão (fluxo 3) para logo passar por um trocador de calor onde é preaquecida pelo fluxo 5, proveniente do gerador. A mistura entra no gerador (fluxo 4) e é aquecida mediante uma fonte de energia (energia solar térmica, neste caso). Como consequência da energia térmica fornecida (Q_g), a maior parte da água se evapora, separando-se da mistura (fluxo 8). Esse vapor de água passa por um condensador onde é resfriada até a condição de líquido saturado (fluxo 9), mediante rejeição de calor (Q_c). A solução a alta temperatura e que é em maior porcentagem BrLi (fluxo 5) é usada para pré-aquecer a solução que vem da bomba, consequentemente, saindo a uma temperatura menor (fluxo 6) antes de passar por uma válvula redutora de pressão, para logo voltar para o absorvedor (fluxo 7). A água em forma de líquido saturado que sai do condensador, passa por uma válvula de expansão, saindo como mistura líquido-vapor saturado a baixa temperatura e pressão (fluxo 10) antes de entrar no evaporador. No evaporador, ganha calor do espaço refrigerado (Q_e), saindo como vapor saturado (fluxo 1) para entrar no

absorvedor onde se mistura com o fluxo 7 liberando calor (Q_a). A mistura resultante entra na bomba (fluxo 2) fechando o ciclo.

3 METODOLOGIA

3.1 Sistema de refrigeração

Inicialmente, foi proposto um sistema de refrigeração para ser estudado. O sistema foi projetado para ser capaz de refrigerar uma câmara frigorífica destinada ao armazenamento de batata doce, com temperatura interna de 15 °C e umidade relativa de 85 %. A carga térmica necessária foi definida como sendo igual a 15 kW (51182,13 BTU/h).

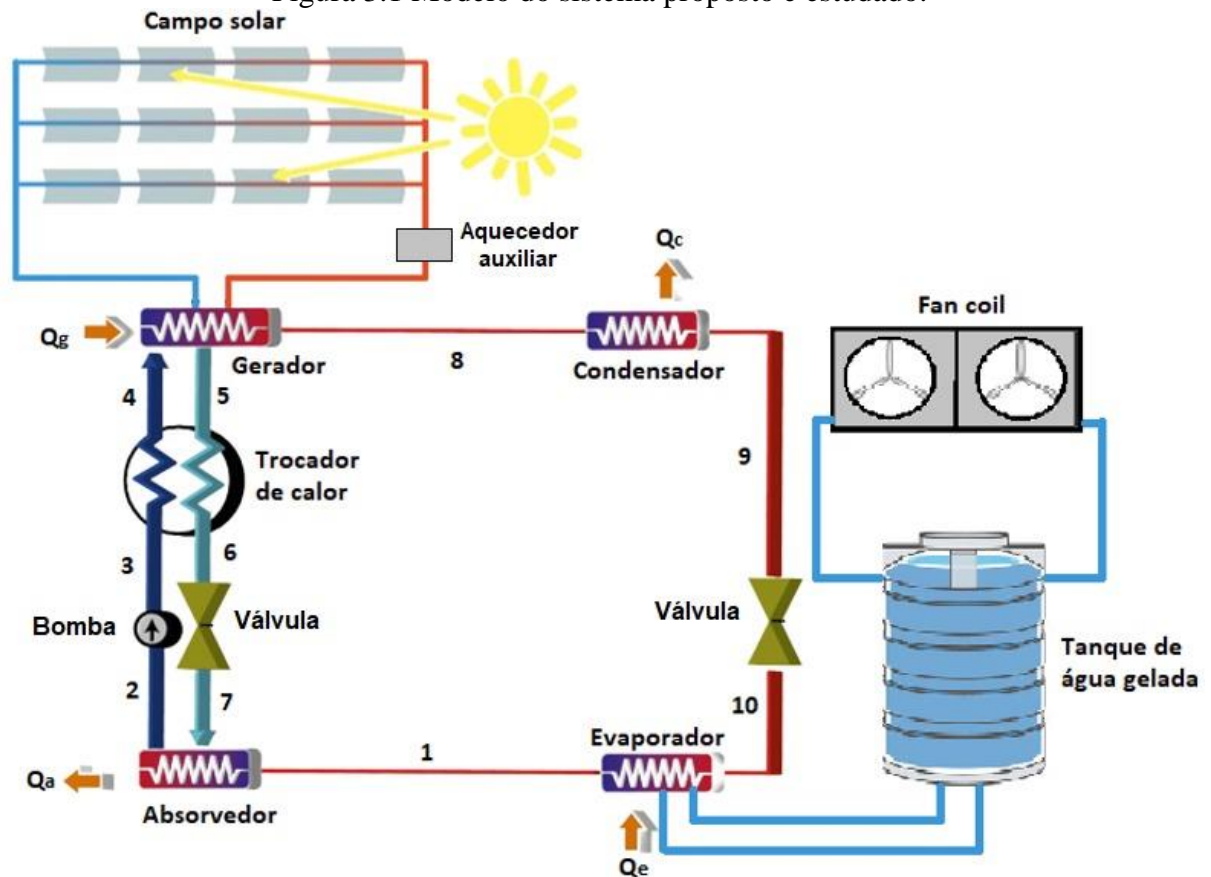
A cidade escolhida para a implantação do sistema foi São Benedito, localizada no estado do Ceará, na região Nordeste do Brasil. A cidade se encontra a uma latitude 4° 2' 39" Sul e longitude 40° 52' 4" Oeste, estando a uma altitude de 904 metros. A cidade é conhecida por ser uma região produtora de batata doce.

Como pode ser observado na Figura 3.1, este sistema é composto pelo campo solar, que utiliza coletores solares parabólicos, os quais são responsáveis por fornecer calor para o *chiller* de absorção. Um sistema de aquecimento auxiliar, a gás natural, é acionado automaticamente nos momentos em que o aquecimento solar não for suficiente para atender a demanda do *chiller*.

O *chiller* de absorção selecionado foi o de efeito simples, utilizando como fluido de trabalho uma mistura brometo de lítio e água (LiBr – H₂O). Além disso, o sistema é composto por um tanque de armazenamento de água gelada, acoplado a um *fan coil*. O *fan coil* é um equipamento de refrigeração composto, basicamente, por um ventilador (*fan*) e uma serpentina (*coil*). O *chiller* de absorção é o responsável por resfriar a água do tanque e o *fan coil* utiliza essa água para garantir a temperatura adequada da câmara fria.

O tanque de armazenamento de água gelada, juntamente com o *fan coil*, permitem que nos períodos de baixa ou nenhuma irradiação solar, como a noite, o sistema consiga manter a temperatura da câmara. Dessa forma, o *chiller* refrigera além do necessário durante o dia e, isso permite que o sistema opere durante a noite. Ou seja, o *chiller* tem uma capacidade de 30 kW (102364,26 BTU/h), sendo 15 kW destinados à câmara e os outros 15 kW, são necessários para o resfriamento da água do tanque, garantindo que o sistema opere durante a noite.

Figura 3.1 Modelo do sistema proposto e estudado.



Fonte: Dos autores (2022).

Para o presente estudo, foram realizadas algumas considerações, como podem ser observadas na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Considerações para modelagem do sistema.

Ponto	Considerações
1	Título igual a 1
2	Título igual a 0
3	Calculado considerando processo isentrópico
4	Calculado a partir do trocador de calor
5	Igual a temperatura do gerador
6	Calculado a partir do trocador de calor
7	Calculado considerando processo isoentálpico
8	Considerado 100% água
9	Título igual a 0
10	Calculado considerando processo isoentálpico

Fonte: Dos autores (2022).

Também foram feitas as seguintes considerações:

- O sistema opera em regime permanente;
- A perda de carga nas tubulações é desconsiderada;
- O tanque de água gelada é adiabático;
- Todas as válvulas são adiabáticas.

3.2 Análise termodinâmica do *chiller* de absorção

A modelagem matemática do *chiller* de absorção é baseada no balanço de massa e energia para cada componente do ciclo. Iniciando pelo evaporador, o balanço de massa é dado pela Equação 3.1. Além disso, pela Equação 3.2 tem-se o balanço de energia.

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_1 \quad (3.1)$$

$$\dot{m}_{10} \cdot h_{10} + \dot{Q}_e = \dot{m}_1 \cdot h_1 \quad (3.2)$$

Para o absorvedor, o balanço de massa e energia são dados pelas Equações 3.3 e 3.4, respectivamente. A conservação da espécie química é apresentada pela Equação 3.5.

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_7 = \dot{m}_2 \quad (3.3)$$

$$h_1 \dot{m}_1 + h_7 \dot{m}_7 = \dot{Q}_a + h_2 \dot{m}_2 \quad (3.4)$$

$$\dot{m}_1 x_1 + \dot{m}_7 x_7 = \dot{m}_2 x_2 \quad (3.5)$$

O balanço de massa da bomba é dado pela Equação 3.6. O processo foi considerado como sendo isentrópico. A partir da Equação 3.7 é possível calcular a entalpia no ponto 3.

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 \quad (3.6)$$

$$h_3 = h_2 + v_2(P_3 - P_2) \quad (3.7)$$

O balanço de massa para o trocador de calor é dado pelas Equações 3.8 e 3.9.

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 \quad (3.8)$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_5 \quad (3.9)$$

O balanço de energia para o trocador de calor é visto a partir da Equação 3.10.

$$h_4\dot{m}_4 + h_6\dot{m}_6 = h_3\dot{m}_3 + h_5\dot{m}_5 \quad (3.10)$$

Pode-se definir a diferença mínima de temperatura (ΔT_{\min}) entre dois pontos das correntes que atravessam um trocador de calor a partir da metodologia Pinch em que, geralmente, é adotado o valor de 10 °C. Portanto, este foi o valor considerado para a diferença de temperatura entre os pontos 5 e 4 no presente trabalho (LINNHOFF; AHMAD, 1990).

Para o gerador, os balanços de massa e energia são dados pelas Equações 3.11 e 3.12. A conservação da espécie química é apresentada na Equação 3.13.

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 + \dot{m}_8 \quad (3.11)$$

$$h_4\dot{m}_4 + \dot{Q}_g = h_8\dot{m}_8 + h_5\dot{m}_5 \quad (3.12)$$

$$\dot{m}_5x_5 + \dot{m}_8x_8 = \dot{m}_4x_4 \quad (3.13)$$

Os balanços de massa e energia do condensador são dados pelas Equações 3.14 e 3.15.

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (3.14)$$

$$\dot{m}_8 \cdot h_8 = \dot{Q}_c + \dot{m}_9 \cdot h_9 \quad (3.15)$$

Para as válvulas de expansão, o balanço de massa é dado pelas Equações 3.16 e 3.17. Considerando uma expansão isoentálpica, tem-se as Equações 3.18 e 3.19.

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 \quad (3.16)$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (3.17)$$

$$h_6 = h_7 \quad (3.18)$$

$$h_9 = h_{10} \quad (3.19)$$

3.3 Modelagem do campo solar e do tanque de água gelada

Para o dimensionamento do campo solar, iniciou-se pelo cálculo da energia útil produzida a partir dos coletores solares, a qual pode ser obtida com a Equação 3.20.

$$E_{\text{útil}} = G \cdot A \cdot \eta \quad (3.20)$$

Contudo, a variação da temperatura do óleo térmico em cada coletor é dada pela Equação 3.21 e a diferença entre a temperatura de entrada e saída do campo solar é obtida a partir da Equação 3.22.

$$\Delta T_{\text{individual}} = \frac{E_{\text{útil}}}{\dot{m}_{\text{coletor}} \cdot C_{p\text{óleo}}} \quad (3.21)$$

$$\Delta T_{\text{campo solar}} = (T_{\text{sai}} - T_{\text{ent}}) \quad (3.22)$$

A Equação 3.23 apresenta o cálculo do número necessário de coletores em série. Já a potência produzida por essa associação é calculada por meio da Equação 3.24.

$$N_{\text{série}} = \frac{\Delta T_{\text{campo solar}}}{\Delta T_{\text{individual}}} \quad (3.23)$$

$$W_{\text{série}} = N_{\text{série}} \cdot E_{\text{útil}} \quad (3.24)$$

O número de associação de coletores em paralelo, ou seja, o número de “linhas” necessárias para atender a energia demandada pelo gerador é apresentado pela Equação 3.25.

$$N_{\text{paralelo}} = \frac{Q_G}{W_{\text{série}}} \quad (3.25)$$

O coletor solar de calha parabólica selecionado, é produzido pela empresa Gaia Solar, modelo PT-20, com área igual a 15,3 m². Além disso, sua eficiência é igual a 0,628, o valor da vazão mássica no coletor solar é de 0,5 kg/s e a temperatura na saída do campo solar é de 250 °C, seguindo as recomendações do fabricante (GAIA SOLAR, 2022). Como parâmetro de projeto, adotou-se a temperatura de 233 °C na entrada do campo solar.

O fluido térmico, para transferência de calor, utilizado no campo solar é o Konusthern 305, o qual apresenta calor específico de 2,4451 kJ/kg · K a 250 °C (KONUS ICESA, 2022).

No dimensionamento do tanque, como a temperatura da água do tanque irá variar durante a noite, pois o *chiller* permanecerá desligado das 17h30 às 5h30, adotou-se que a diferença entre a temperatura máxima e mínima da água do tanque é de 6 °C, assim sendo, considerou-se que a temperatura média é de 9 °C. Esse valor de temperatura média é devido ao fato de que a diferença de temperatura entre a câmara fria e a temperatura da água que passa no fan coil deve ser de 6 °C, com a intenção de manter a umidade relativa dentro da câmara em 85%. Por fim, para o cálculo do volume do tanque foi utilizada a Equação 3.26, com uma margem de segurança de 10%, em que a densidade da água é igual a 997 kg/m³ e o calor específico 4,186 kJ/kg · K.

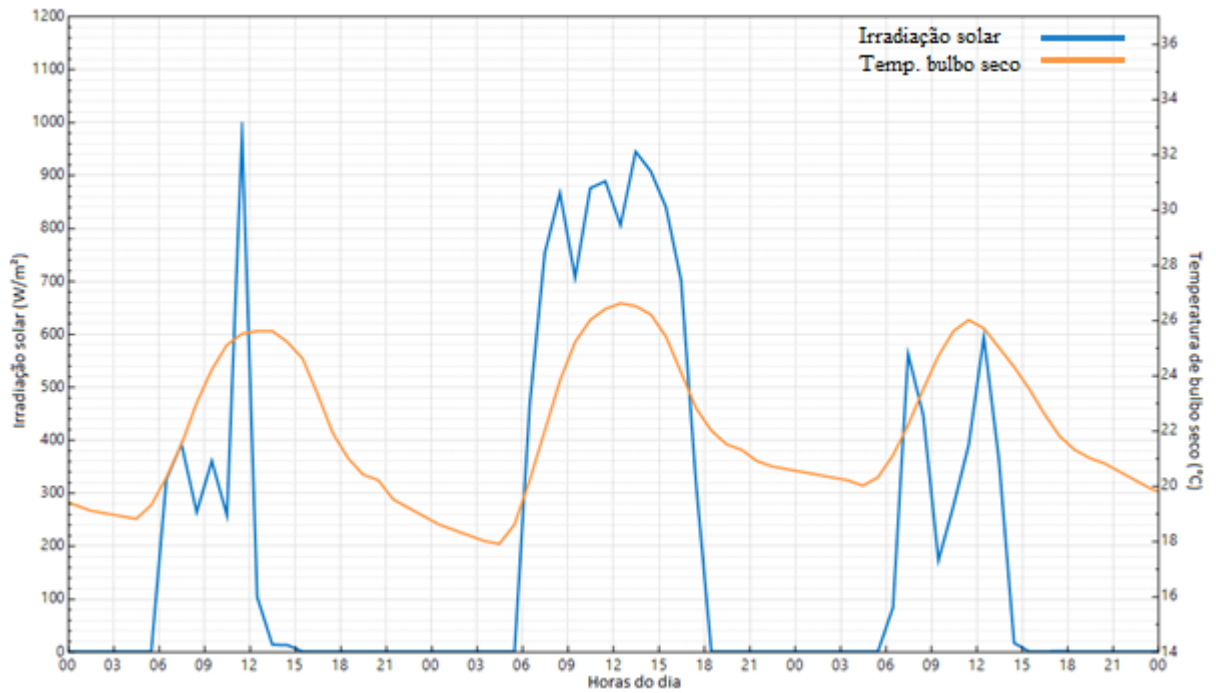
$$\Delta Q = \rho_{\text{água}} \cdot V \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (3.26)$$

3.4 Dados de irradiação solar e temperatura para a cidade

Foi necessário realizar a coleta dos dados de irradiação solar para a cidade escolhida. Para isso, utilizou-se o *software* System Advisor Model (SAM), desenvolvido pelo National Renewable Energy Laboratory (NREL) do Departamento de Energia dos EUA. Este *software* é utilizado na modelagem de vários tipos de sistemas de energia renovável.

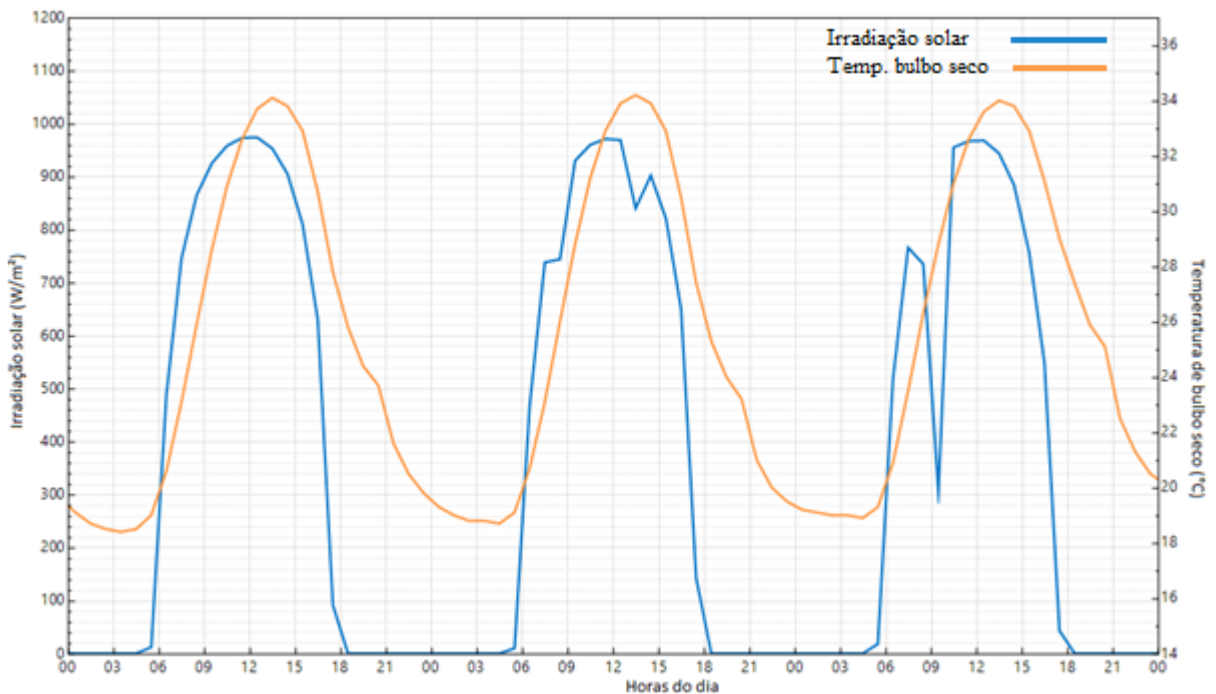
Nas Figuras 3.2 e 3.3, é possível observar o gráfico com os valores da irradiação solar e temperatura de bulbo seco para alguns dias típicos da cidade. Para o verão foram selecionados os dias 7, 8 e 9 de Março de 2020 e, para o inverno, os dias 22, 23 e 24 de Setembro de 2020.

Figura 3.2 – Gráfico da irradiação solar e temperatura para os dias 7, 8 e 9 de Março de 2020.



Fonte: System Advisor Model (2022).

Figura 3.3 – Gráfico da irradiação solar e temperatura para os dias 22, 23 e 24 de Setembro de 2020.

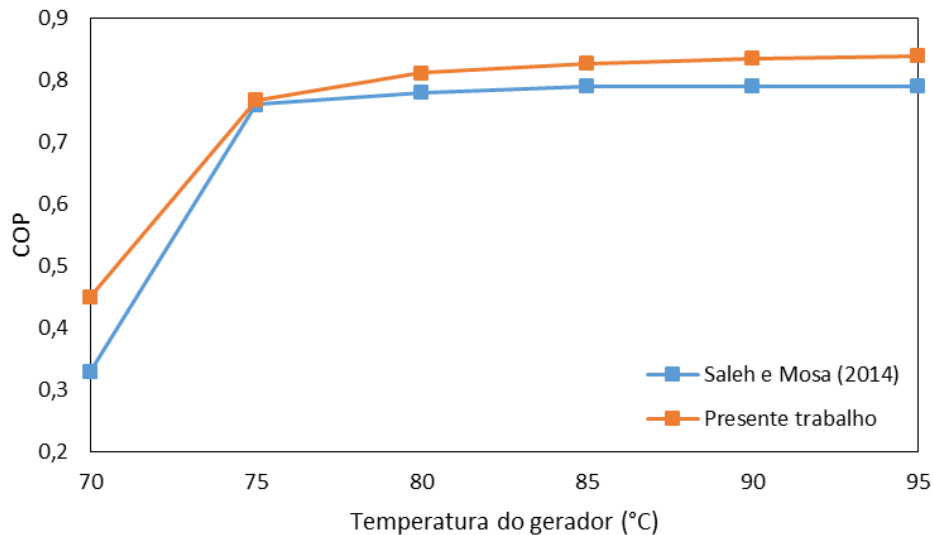


Fonte: System Advisor Model (2022).

3.5 Validação da modelagem do chiller

Foi realizada uma validação do *chiller* de absorção modelado no *software* EES. Para isso, utilizou-se os dados de entrada do trabalho de Saleh e Mosa (2014) como referência. Os parâmetros iniciais utilizados foram: $T_e = 5\text{ °C}$, $T_c = 35\text{ °C}$, $T_a = 35\text{ °C}$, enquanto a temperatura do gerador foi avaliada entre a faixa de 70 a 95 °C. A comparação da influência da temperatura do gerador no COP do sistema para o presente trabalho e para o trabalho de Saleh e Mosa (2014), podem ser observados no gráfico da Figura 3.4. Nota-se que os valores do COP, entre os dois estudos, ficaram próximos para as temperaturas avaliadas.

Figura 3.4 – Gráfico de comparação de valores do COP com a temperatura do gerador entre o presente trabalho e Saleh e Mosa (2014).



Fonte: Dos autores (2022).

3.6 Análise econômica

A verificação da viabilidade econômica foi feita a partir de uma comparação com o sistema de refrigeração por compressão. Para isso, utilizou-se o Valor Presente Líquido (VPL), em que este é calculado para se descobrir o valor atual do retorno de um investimento, dado pela Equação 3.27. Esta análise permite avaliar se um projeto é viável ou não. Outro parâmetro utilizado foi a Taxa Interna de Retorno (TIR), que é a taxa utilizada que faz com que o VPL seja igual a zero, este é um ponto que indica que não há lucro ou prejuízo. Por fim, foi calculado o Payback Descontado, o qual representa o tempo de retorno do investimento.

$$VPL = -I + \frac{\sum_{i=1}^n F_i}{(1+d)^i} \quad (3.27)$$

Em relação aos equipamentos, foi feita uma pesquisa com fornecedores. A Tabela 3.2 apresenta o tipo, fornecedor, modelo e preço para cada equipamento selecionado (MADE IN CHINA, 2022).

Tabela 3.2 – Modelo dos equipamentos, fornecedores e preços.

Equipamento	Fornecedor e modelo	Preço (R\$)
<i>Chiller</i> de absorção 35 kW (119424,97 BTU/h)	Shandong Lucy New Energy Technology - RXZ-35	103.917,00
Coletor solar de calha parabólica	Gaia Solar - PT-20	110.072,00
Tanque de armazenamento de água	Dezhou Huili Water Tank Co – GRP	19.309,00
<i>Fan coil</i>	Carrier Built-in 42B	4.740,00
Aquecedor auxiliar a gás natural 60 kW	Shenzhen Superb Heater Technology Co., Limited	26.237,00
<i>Chiller</i> de compressão 17 kW (58006,41 BTU/h)	Dongguan Shengguang Industrial Equipment Co - SGO-005	24.299,00

Fonte: Dos autores (2022).

Todo equipamento apresenta despesas com Operação e Manutenção (O&M), nesse contexto, foi considerada uma taxa de 2,0 % do valor do investimento como sendo o custo de O&M anual (SANTOS et al., 2018). Além disso, o custo de instalação foi considerado como sendo 40,0 % do valor dos equipamentos e que os encargos e as taxas de importação totalizam em uma taxa de 35,0 % do valor dos equipamentos. A vida útil do sistema foi definida como sendo de 20 anos, baseada nas especificações dos fabricantes. Além do mais, a taxa básica de juros adotada foi de 6,56%, referente à média dos últimos 5 anos (BCB, 2022). O preço da energia elétrica foi baseado em dados de agosto de 2022, de acordo com ENEL (2022). O valor utilizado nos cálculos foi de R\$ 0,91191 por kWh.

O sistema de refrigeração por absorção totaliza em um custo de R\$ 462.481,25. Em relação ao sistema de refrigeração por compressão este tem um custo total de R\$ 42.523,25 e apresenta um consumo de eletricidade de 4,1 kW, de acordo com os dados do fabricante. Além disso, para cada despesa foi considerada a diferença entre os custos do sistema de absorção e do sistema por compressão. Isso significa que, nos cálculos, insere-se apenas o que se gastou a mais com o *chiller* de absorção.

Como o sistema de compressão permaneceria em funcionamento durante 24 horas por dia, a análise econômica tem como principal objetivo avaliar a economia de energia que o sistema de absorção possui frente ao menor custo do *chiller* de compressão.

3.7 Simulação no EES

A obtenção dos resultados foi gerada através da modelagem do sistema proposto no *software* Engineering Equation Solver (EES). Primeiramente, foi necessário realizar o dimensionamento do campo solar. Para isso, foi feita uma média entre os valores de irradiação solar e de temperatura de bulbo seco dos seis dias típicos da cidade, considerando o horário das 5h30 às 17h30. Portanto, os valores médios são mostrados na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 – Irradiação solar média e temperatura de bulbo seco média para a cidade.

Irradiação solar média (W/m^2)	Temperatura de bulbo seco média ($^{\circ}C$)
542,3	27,0

Fonte: Dos autores (2022).

No dimensionamento do campo solar teve-se como dado de entrada a carga térmica (Q_e) de 30 kW e foram definidas as seguintes temperaturas:

- Temperatura do gerador igual a 85 $^{\circ}C$ (SALEH; MOSA, 2014);
- Temperatura do condensador é definida como sendo a temperatura ambiente com acréscimo de 10 $^{\circ}C$ (BELLOS; TZIVANIDIS; ANTONOPOULOS, 2016a);
- Temperatura do evaporador igual a 3 $^{\circ}C$, considerando a diferença entre a temperatura média do tanque de água gelada e a temperatura de evaporação do refrigerante (ΔT) igual a 6 $^{\circ}C$;
- Temperatura do absorvedor igual a 35 $^{\circ}C$ (SALEH; MOSA, 2014).

Feito o dimensionamento do campo, utilizou-se os dados da irradiação solar e temperatura de bulbo seco, mostrados nas Figuras 3.2 e 3.3, como forma de simular a influência desses parâmetros na taxa de calor do evaporador, ou seja, na carga térmica do sistema. Sendo assim, para cada hora do dia, esses parâmetros foram utilizados como dados iniciais na simulação do modelo desenvolvido no EES.

Logo após, a fim de avaliar a influência das temperaturas do gerador, absorvedor e condensador no COP e carga térmica do sistema, essas foram variadas. Primeiramente, foi alterada a temperatura do gerador de 75 a 100 °C, em que os demais parâmetros permaneceram fixos. Na sequência, o mesmo foi feito para o absorvedor, na qual variou-se a temperatura de 25 a 45 °C. Por fim, alterou-se as temperaturas do condensador de 29 a 44 °C.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 Dimensionamento do tanque de água gelada e do campo solar

No dimensionamento do tanque, o volume encontrado foi igual a 28,4 m³. Já para o dimensionamento do campo solar, os resultados obtidos através da simulação são mostrados na Tabela 4.1. Pode-se observar que é necessária uma taxa de calor no gerador de 35,67 kW. A partir desses valores foi possível encontrar o número de coletores em série e o número de associação de coletores em paralelo, os quais são necessários para atender à demanda de carga térmica.

Observa-se na Tabela 4.1 que os valores dos números de coletores em série ficaram entre 3 e 4. Dessa forma, foi adotado como sendo 4 o número de coletores em série. De forma semelhante, o número de associação de coletores em paralelo adotado foi de 2. Com isso, foi definido que o campo solar tem um total de 8 coletores, sendo duas séries de 4 coletores e estas associadas em paralelo. A área total de coleta é de 122,4 m².

Tabela 4.1 – Valores obtidos no dimensionamento do campo solar.

Taxa de calor no gerador - Q_g (kW)	Número de coletores em série	Número de associação de coletores em paralelo
35,67	3,99	1,72

Fonte: Dos autores (2022).

4.2 Modelagem termodinâmica

A Tabela 4.2 indica os resultados encontrados na modelagem termodinâmica do *chiller* de absorção, em que foram utilizadas as Equações descritas no Capítulo 3. Para cada ponto do sistema, encontrou-se a pressão, temperatura, entalpia e fluxo mássico. Já a concentração de BrLi-H₂O, foi obtida do ponto 2 ao 7. Observa-se que a solução ao passar pela bomba (ponto 2-3) e pelo trocador de calor (ponto 3-4), apresenta uma menor quantidade de absorvente. Já quando a solução sai do gerador e passa pelo trocador de calor (ponto 5-6) e pela válvula de expansão (ponto 6-7), esta apresenta uma maior quantidade de absorvente. Esse resultado está de acordo com a literatura e pode ser observado em Stoecker e Jones (1985).

Tabela 4.2 – Resultados da modelagem termodinâmica do *chiller* de absorção.

Ponto	Pressão (kPa)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Concentração (%)	Fluxo mássico (kg/s)
1	0,76	3,0	2506,0	-	0,0142
2	0,76	35,0	90,8	56,90	0,1741
3	6,28	73,9	94,2	56,90	0,1741
4	6,28	75,0	171,5	56,90	0,1741
5	6,28	85,0	211,1	61,96	0,1599
6	6,28	83,1	126,9	61,96	0,1599
7	0,76	44,6	126,9	61,96	0,1599
8	6,28	85,0	2659,0	-	0,0142
9	6,28	37,0	155,0	-	0,0142
10	0,76	3,0	155,0	-	0,0142

Fonte: Dos autores (2022).

Na Tabela 4.3, observa-se as taxas de calor para cada componente do *chiller*, bem como o COP resultante.

Tabela 4.3 – Valores obtidos para o COP e a taxa de calor em cada componente.

Componente	Taxa de calor – Q (kW)
Condensador	35,59
Evaporador	33,42
Absorvedor	40,10
Gerador	41,69
COP	0,80

Fonte: Dos autores (2022).

4.3 Influência da irradiação solar e temperatura de bulbo seco na carga térmica

Os resultados das simulações são apresentados a seguir, em que os gráficos das Figuras 4.1 e 4.2 mostram a carga térmica em cada hora do dia para os dias típicos dos meses de Março e Setembro, respectivamente. Pode-se observar, em cor azul, a carga térmica “gerada” e, em cor laranja, a carga térmica “demandada” pela câmara fria e pelo tanque de armazenamento, que somam 30 kW.

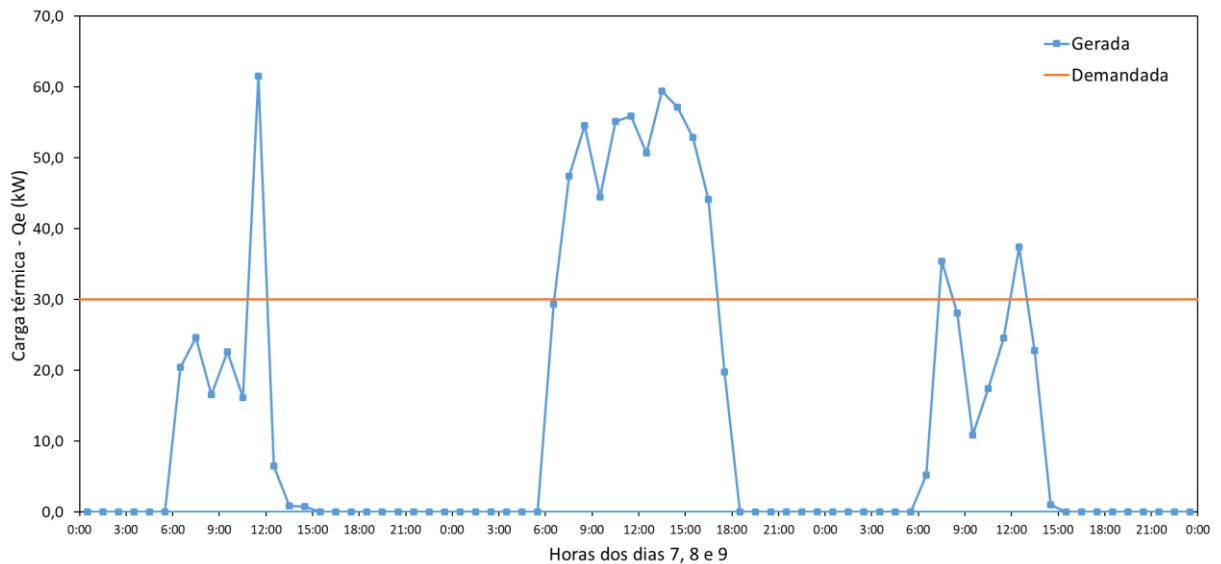
Nota-se que, durante os dias analisados, das 5h30 às 17h30, na maior parte do tempo, o sistema atende à demanda de 30 kW. Percebe-se que, nos períodos em que a irradiação solar apresenta baixa intensidade, o sistema não alcança a carga demandada. Isso ocorre

principalmente no início das manhãs e no fim das tardes. É visto ainda que, a irradiação mínima para que o sistema atenda à demanda, é de aproximadamente 480 W/m^2 . Além disso, as curvas dos gráficos de carga térmica, das Figuras 4.1 e 4.2, são similares às curvas de irradiação, mostradas nas Figuras 3.2 e 3.3. Isso comprova o quanto a irradiação influencia na carga térmica.

Ao comparar os resultados dos meses de Março e Setembro, observa-se que, para o último, a carga térmica ultrapassa os valores demandados. Já para o mês de Março, que apresentou níveis de irradiação menores, é mais evidente a deficiência na refrigeração. Para esses períodos de baixa irradiação solar, em que a carga térmica demandada fica abaixo dos 30 kW, o sistema de aquecimento auxiliar é acionado, garantindo a energia térmica necessária no *chiller* e fazendo com que a carga térmica seja maior que 30 kW.

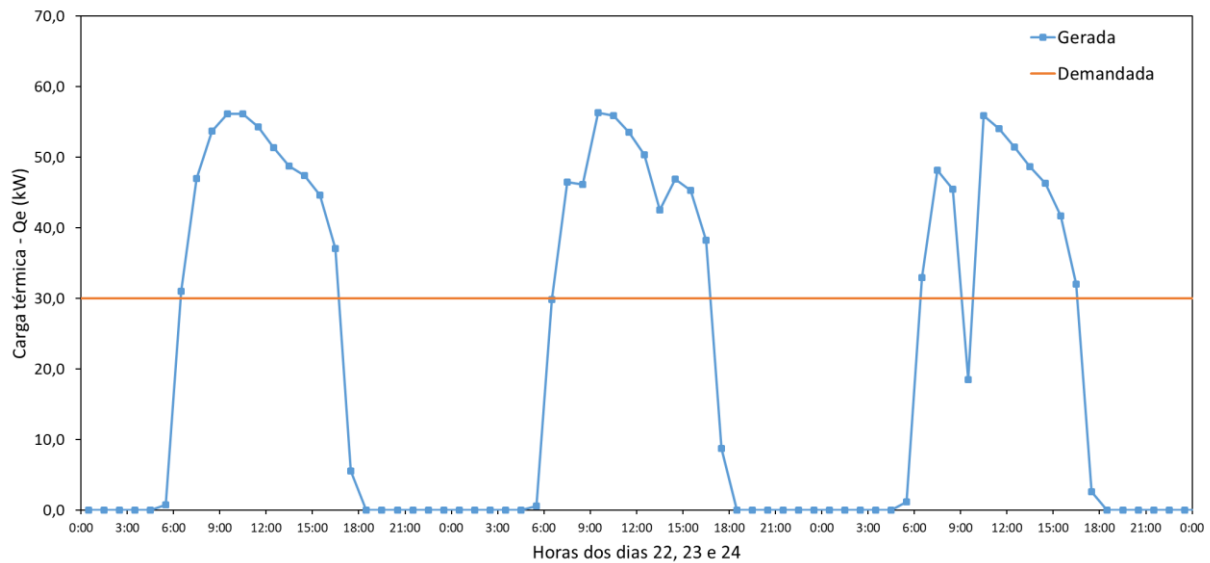
A temperatura de bulbo seco também influencia diretamente na capacidade do sistema. Isso é mostrado e comprovado no estudo de Bellos, Tzivanidis e Antonopoulos (2016b) e também pode ser visto através da Figura 3.3, em que verifica-se um pico da temperatura das 12h às 15h para o dia 22 e, analisando a Figura 4.2, para este mesmo intervalo, é perceptível uma brusca queda na carga térmica.

Figura 4.1 – Gráfico da carga térmica gerada e demandada para os dias 7, 8 e 9 de Março de 2020.



Fonte: Dos autores (2022).

Figura 4.2 – Gráfico da carga térmica gerada e demandada para os dias 22, 23 e 24 de Setembro de 2020.



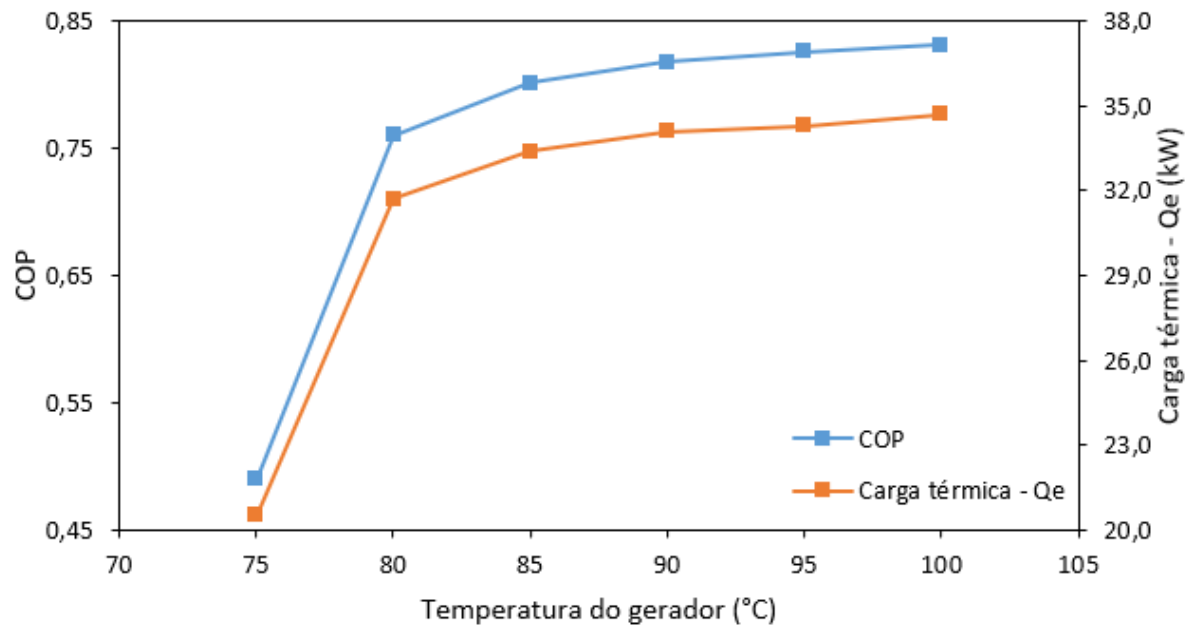
Fonte: Dos autores (2022).

4.4 Influência das temperaturas do gerador, do absorvedor e do condensador

A Figura 4.3 apresenta o efeito da temperatura do gerador no COP e na carga térmica do sistema, de acordo com as características da cidade. É possível observar que com o aumento da temperatura do gerador ocorre o aumento do COP e também um aumento da carga térmica. Os resultados obtidos são equivalentes aos encontrados por Saleh e Mosa (2014) e Neto (2016) no intervalo de temperatura entre 75 a 85 °C, em que se observa o rápido aumento do COP e da carga térmica do sistema. Para a faixa de temperatura de 85 a 100 °C, nota-se uma tendência de estabilização nos dois estudos. Contudo, no presente trabalho, percebe-se que ainda existe um leve crescimento nas curvas do gráfico, enquanto no estudo de Saleh e Mosa (2014) já ocorreu a estabilização.

Embora o valor do COP seja maior para a temperatura do gerador em 100 °C, não é recomendável que se utilize esta temperatura para o gerador, pois de acordo com Xu e Wang (2014), entre as temperaturas do gerador na faixa de 95 a 150 °C, no ciclo de efeito único, pode ocorrer a cristalização do fluido de trabalho de forma mais fácil. Na Figura 4.3, verifica-se que para as temperaturas do gerador entre 80 a 100 °C, a carga térmica sempre se manteve acima de 30 kW, sendo suficiente para atender as condições de projeto propostas inicialmente.

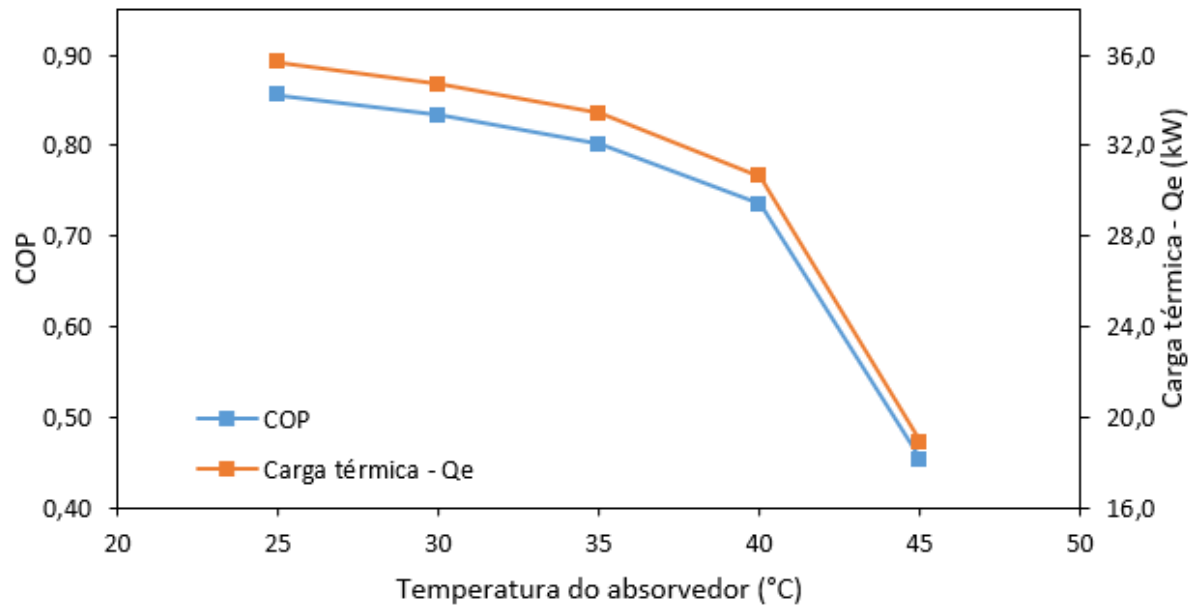
Figura 4.3 – Efeito da temperatura do gerador no COP e carga térmica do sistema.



Fonte: Dos autores (2022).

Na Figura 4.4 observa-se o efeito da temperatura do absorvedor no COP e na carga térmica. Nota-se que, tanto a carga térmica quanto o COP mantêm uma tendência de queda entre as temperaturas de 25 a 45 °C, sendo que, há uma queda mais acentuada entre 40 e 45 °C. Esses resultados estão de acordo com o estudo de Saleh e Mosa (2014), em que se pode observar o mesmo comportamento de queda encontrado no presente trabalho. Embora o valor do COP e da carga térmica foram maiores para a temperatura em 25 °C, não é recomendável utilizar baixas temperaturas como esta, no absorvedor, devido ao problema de cristalização do par de fluido. Ademais, percebe-se, através da Figura 4.4, que deve ser evitada temperaturas do absorvedor entre 40 e 45 °C, já que nessa faixa o COP e a carga térmica são extremamente afetados, diferentemente de outras faixas de temperaturas observadas no gráfico. Além disso, em temperaturas superiores a aproximadamente 40 °C a carga térmica é menor que a condição de projeto inicial, portanto não seria possível manter o resfriamento adequado da câmara.

Figura 4.4 – Efeito da temperatura do absorvedor no COP e carga térmica do sistema.

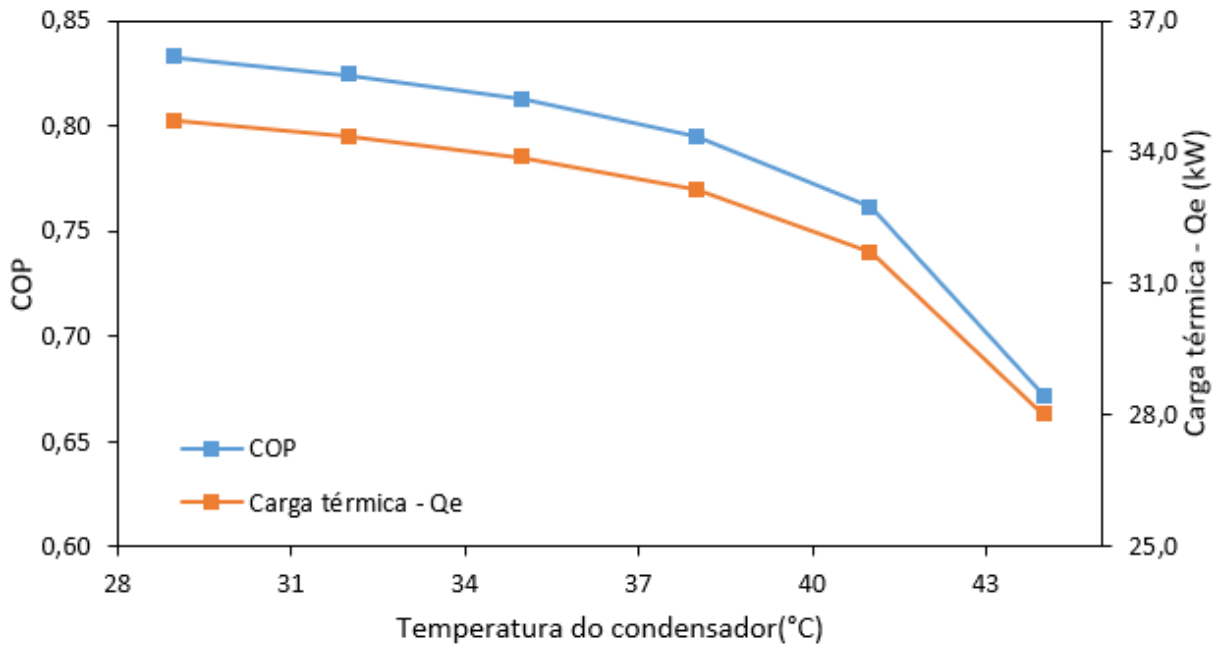


Fonte: Dos autores (2022).

A Figura 4.5 mostra o efeito da temperatura do condensador no COP e na carga térmica. De forma similar ao que ocorre no absorvedor, tem-se uma queda com o aumento da temperatura. A queda mais evidente, do COP e da carga térmica, é vista entre as temperaturas de 41 e 44 °C. Os resultados obtidos são semelhantes com o estudo de Saleh e Mosa (2014), no qual é visto o mesmo comportamento de queda encontrado no presente trabalho.

Para temperaturas superiores a aproximadamente 41 °C, a carga térmica é menor que a condição de projeto inicial, portanto não seria possível manter o resfriamento adequado da câmara. Além do mais, de acordo com Venturini e Pirani (2005), é recomendável que, independente da situação ou projeto, a temperatura de condensação jamais seja maior que 55°C.

Figura 4.5 – Efeito da temperatura do condensador no COP e carga térmica do sistema.



Fonte: Dos autores (2022).

4.5 Análise econômica

A Tabela 4.4 apresenta os valores referentes ao investimento inicial, energia economizada, que é o custo de energia evitado a cada ano e o gasto com O&M, que corresponde à despesa anual do sistema. Assim, é possível obter o valor líquido a cada ano, o qual é mostrado na coluna do resultado.

Tabela 4.4 – Fluxo de caixa em 20 anos.

Ano	Investimento inicial (R\$)	Energia economizada (R\$)	O&M (R\$)	Resultado (R\$)
0	419958,00	0,00	0,00	-419958,00
1	0	32752,16	6479,35	26272,81
2	0	32752,16	6479,35	26272,81
3	0	32752,16	6479,35	26272,81
4	0	32752,16	6479,35	26272,81
5	0	32752,16	6479,35	26272,81
6	0	32752,16	6479,35	26272,81
7	0	32752,16	6479,35	26272,81
8	0	32752,16	6479,35	26272,81
9	0	32752,16	6479,35	26272,81
10	0	32752,16	6479,35	26272,81
11	0	32752,16	6479,35	26272,81
12	0	32752,16	6479,35	26272,81
13	0	32752,16	6479,35	26272,81
14	0	32752,16	6479,35	26272,81
15	0	32752,16	6479,35	26272,81
16	0	32752,16	6479,35	26272,81
17	0	32752,16	6479,35	26272,81
18	0	32752,16	6479,35	26272,81
19	0	32752,16	6479,35	26272,81
20	0	32752,16	6479,35	26272,81

Fonte: Dos autores (2022).

Os resultados indicaram um VPL igual a -R\$ 131.845,49, com TIR de 2,24 %. Assim, o Payback Descontado encontrado foi de 25,0 anos. Dessa forma, o sistema não é economicamente viável para as condições atuais, uma vez que o VPL obtido é negativo e o Payback Descontado é maior que a vida útil dos equipamentos, a qual é de 20 anos.

Algumas das condições que tornaria o sistema viável seriam a elevação do preço da energia elétrica e a redução no custo dos equipamentos, pois os custos do *chiller* de absorção e dos coletores solares são os que mais influenciam no investimento inicial. Dado que, no Brasil há uma indisponibilidade desses componentes, sendo necessária a importação, o que encarece esse tipo de projeto.

Foi observado que o valor da eletricidade que faz com que o VPL seja zero é igual a, aproximadamente, R\$ 1,2467, ou seja, a partir desse preço a implantação do sistema se torna economicamente viável.

5 CONCLUSÃO

No presente trabalho, foi realizado um estudo de um sistema de refrigeração por absorção de efeito único, com o par de fluido de trabalho composto por brometo de lítio – água e acionado por coletores solares de calha parabólica. Além disso, o sistema conta com um aquecedor a gás natural e um tanque de armazenamento de água gelada, sendo este último acoplado a um *fan coil*.

O objetivo do estudo de desenvolver um modelo matemático e econômico para avaliar termodinamicamente e economicamente um sistema de refrigeração, que utiliza a irradiação solar como fonte de energia, foi alcançado. Para atender à demanda da câmara fria, foi realizado o dimensionamento do campo solar, em que foi encontrada uma área total de coleta igual a 122,4 m², sendo que, o sistema foi dimensionado para gerar energia extra a fim de manter seu funcionamento nos períodos sem irradiação solar.

Na primeira simulação, o COP encontrado foi de 0,80. Na sequência, verificou-se o efeito da irradiação na capacidade de refrigeração, na qual foi visto que na maior parte do dia, o sistema atende à demanda. Percebeu-se que somente em períodos nos quais a irradiação é menor que aproximadamente 480 W/m², o sistema não alcança a capacidade demandada. Além do mais, foi possível comprovar o impacto negativo da alta temperatura ambiente no desempenho do sistema.

Observou-se que a temperatura do gerador, absorvedor e condensador, influenciam no COP e na carga térmica do sistema. Com o aumento da temperatura do gerador ocorre o aumento do COP do sistema e também um aumento da capacidade de refrigeração. Já no absorvedor o efeito é contrário, tanto a carga térmica quanto o COP mantém uma tendência de queda com o aumento da temperatura, sendo que, há uma queda mais acentuada entre 40 e 45 °C. Para o condensador, houve queda do COP e da carga térmica, com o aumento da temperatura. A queda mais acentuada foi vista entre as temperaturas de 41 e 44 °C.

Por fim, a análise econômica mostrou que o valor negativo do VPL retornou em um Payback Descontado de 25,0 anos, o qual é maior que a vida útil dos equipamentos. Portanto, esses resultados fazem com que a implementação do sistema seja economicamente inviável. O que poderia torná-lo viável seria a redução dos custos dos equipamentos e o aumento da tarifa de energia elétrica. Além do mais, foi possível observar que o sistema pode ser otimizado com o ajuste das temperaturas do gerador, absorvedor e condensador, proporcionando uma elevação no COP.

REFERÊNCIAS

AGYENIM, F.; KNIGHT, I.; RHODES, M. **Design and experimental testing of the performance of an outdoor LiBr/H₂O solar thermal absorption cooling system with a cold store.** *Solar Energy*, v. 84, n. 5, p. 735–744, 2010.

ALTUN, A. F.; KILIC, M. **Economic feasibility analysis with the parametric dynamic simulation of a single effect solar absorption cooling system for various climatic regions in Turkey.** *Renewable Energy*, v. 152, p. 75–93, 2020.

BANIYOUNES, A. M. et al. **An overview of solar assisted air conditioning in Queensland's subtropical regions, Australia.** *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 26, p. 781–804, 2013.

BCB. **Taxas de juros básicas – Histórico.** 2022. Disponível em: <<https://www.bcb.gov.br/controleinflacao/historicotaxasjuros>>. Acesso em: 20 de ago. 2022.

BELLOS, E.; TZIVANIDIS, C. **Parametric analysis and optimization of a cooling system with ejector- absorption chiller powered by solar parabolic trough collectors.** *Energy Conversion and Management*, v. 168, n. May, p. 329–342, 2018.

BELLOS, E.; TZIVANIDIS, C.; ANTONOPOULOS, K. A. **Exergetic, energetic and financial evaluation of a solar driven absorption cooling system with various collector types.** *Applied Thermal Engineering*, v. 102, p. 749–759, 2016a.

BELLOS, E.; TZIVANIDIS, C.; ANTONOPOULOS, K. A. **Exergetic and energetic comparison of LiCl-H₂O and LiBr-H₂O working pairs in a solar absorption cooling system.** *Energy Conversion and Management*, v. 123, p. 453–461, 2016b.

ENEL. **Tarifa de fornecimento - baixa tensão.** 2022. Disponível em: <<https://www.enel.com.br/content/dam/enel-br/megamenu/taxas,-tarifas-e-impostos/Tarifas-ENEL-CE-bandeira-VERDE-Julho22.pdf>>. Acesso em: 03 de jul. 2022.

EPE. **Resenha Mensal: O consumo nacional de eletricidade em dezembro foi 42.937 GWh, o maior valor para o mês em toda a série histórica, desde 2004.** 2022. Disponível em: <https://www.epe.gov.br/pt/imprensa/noticias/resenha-mensal-o-consumo-nacional-de-eletricidade-em-dezembro-foi-42-937-gwh-o-maior-valor-para-o-mes-em-toda-a-serie-historica-desde-2004>. Acesso em: 01 de ago. 2022.

GAIA SOLAR. **Parabolic Trough Solar Collector Market.** Disponível em: <www.gaia-solar.com>. Acesso em: 12 jul. 2022.

IEA. **International Energy Agency.** 2022. Disponível em: <www.iea.org/data-and-statistics/>. Acesso em: 10 de abr. 2022.

IEA. **Climate-friendly cooling could cut years of greenhouse gas emissions and save trillions of dollars.** 2020. Disponível em: <www.iea.org/news/climate-friendly-cooling-could-cut-years-of-greenhouse-gas-emissions-and-save-trillions-of-dollars>. Acesso em: 24 jul. 2022.

KONUS ICESA. **Fluido térmico para transferência de calor**. Disponível em: <<http://www.konus.com.br>>. Acesso em: 05 de jul. 2022.

LI, M. et al. **Experimental investigation on the performance of a solar powered lithium bromide – water Étude expérimentale de la performance d ’ un système de refroidissement solaire à absorption au bromure de**. International Journal of Refrigeration, v. 71, p. 46–59, 2016.

LINNHOFF, B.; AHMAD, S. Cost optimum heat exchanger networks – 1. Minimum energy and capital using simple models for capital cost. Computer Chemical Engineering, v.14, n.7, p.729-750, 1990.

MADE IN CHINA. **Equipamentos Industriais & Componentes**. 2022. Disponível em: <https://pt.made-in-china.com/category1_Industrial-Equipment-Components/Industrial-Equipment-Components_insssssss.html>. Acesso em: 02 de ago. 2022.

NETO, M. **Modelação energética de sistemas de absorção em TRNSYS**. p. 85, 2016.

SALEH, A.; MOSA, M. **Optimization study of a single-effect water – lithium bromide absorption refrigeration system powered by flat-plate collector in hot regions**. Energy Conversion and Management, v. 87, p. 29–36, 2014.

SANTOS, J. O. et al. **Comparação econômica entre o sistema de refrigeração fotovoltaico por compressão de vapor e chillers de absorção com coletores solares térmicos**. VII Congresso Brasileiro de Energia Solar, 2018.

SHIRAZI, A. et al. **Solar-powered absorption chillers : A comprehensive and critical review**. Energy Conversion and Management, v. 171, n. May, p. 59–81, 2018.

SOKHANSEFAT, T. et al. **Simulation and parametric study of a 5-ton solar absorption cooling system in Tehran**. v. 148, p. 339–351, 2017.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeração e Ar Condicionado**, 1985.

SYSTEM ADVISOR MODEL. **Software e dados**. Disponível em: <<https://sam.nrel.gov/download>>. Acesso em: 15 mar. 2022.

VENTURINI, O. J.; PIRANI, M. J. **Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial**. Rio De Janeiro: Eletrobrás, 2005. 316p.

XU, Z. Y.; WANG, R. Z. **Experimental verification of the variable effect absorption refrigeration cycle**. Energy, v. 77, p. 703–709, 2014.