



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO NORTE
CENTRO DE TECNOLOGIA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO
POR ABSORÇÃO COM MISTURA ÁGUA-BROMETO
DE LÍTIO

Luis Gabriel de Matos Noberto

NATAL- RN, 2018



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO NORTE
CENTRO DE TECNOLOGIA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO
POR ABSORÇÃO COM MISTURA ÁGUA-BROMETO
DE LÍTIO

Luis Gabriel de Matos Noberto

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado ao curso de Engenharia
Mecânica da Universidade Federal do
Rio Grande do Norte como parte dos
requisitos para a obtenção do título de
Engenheiro Mecânico, orientado pelo
Prof. Dr. Eduardo José Cidade
Cavalcanti.

NATAL – RN, 2018



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO NORTE
CENTRO DE TECNOLOGIA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO
POR ABSORÇÃO COM MISTURA ÁGUA-BROMETO
DE LÍTIO

Luis Gabriel de Matos Noberto

Banca Examinadora do Trabalho de Conclusão de Curso

Prof. Dr. Eduardo José Cidade Cavalcanti _____

Universidade Federal do Rio Grande do Norte - Orientador

Prof. Dr. Thiago Cardoso de Souza _____

Universidade Federal do Rio Grande do Norte - Avaliador Interno

Prof. Dr. André Jesus Soares Maurenre _____

Universidade Federal do Rio Grande do Norte - Avaliador Interno

NATAL, 13 de Dezembro de 2018.

NOBERTO, L. G. **Análise de um sistema de refrigeração por absorção com mistura água-brometo de lítio**. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal-RN, 2018, **48p**.

Resumo

No presente trabalho é realizada uma análise energética de um sistema de refrigeração por absorção com par água-brometo de lítio, com capacidade de refrigeração de 4,25 TR. Concentradores solares cilíndricos parabólicos são utilizados para absorver a radiação solar e servir como fonte de calor necessária para o funcionamento do ciclo.

O modelo do sistema foi estudado no software Engineering Equation Solver (EES) e foram calculados os seus parâmetros termodinâmicos. A partir da avaliação da primeira e segunda lei da termodinâmica foram determinados o coeficiente de performance (COP) do sistema, a irreversibilidade de cada componente e a eficácia dos trocadores de calor.

O sistema avaliado apresentou um coeficiente de desempenho de 0,713. A maior irreversibilidade é apresentada no gerador em que possui um valor máximo de 2,638 kW.

Para a determinação da área total de coletor solar que fornecerá o calor para o sistema, foram analisados os parâmetros de um protótipo de coletor construído e testado anteriormente no laboratório de energia solar da UFRN, no trabalho realizado por (Souza Filho, 2008). No presente trabalho, o cálculo da área é realizado em função de dois parâmetros: a irradiação solar e a temperatura de saída do coletor, a menor área necessária encontrada foi de 49,26 m², equivalente a 22 coletores.

Palavras-chave: refrigeração, absorção, coletor solar.

NOBERTO, L. G. **Analysis of absorption refrigeration system with water-lithium bromide.** 48p. Conclusion work project (Graduate in Mechanical Engineering) - Federal University of Rio Grande do Norte, Natal-RN, 2018.

Abstract

This present work an analysis of energy in an absorption refrigeration system with water-lithium bromide was carried out. The system has refrigeration capacity of 4.25 TR. And the heat source required for the operation of the absorption cycle comes from cylindrical parabolic solar concentrators (CPC).

Using the software EES (Engineering Equation Solver), we were able to calculate the thermodynamic parameters of the model. With the energy evaluation, the coefficient of performance of the system, the irreversibility of each component and the efficiency of the heat exchangers are determined.

The evaluated system presented a coefficient of performance of 0.713. The biggest irreversibility of the system is measured in the generator with a maximum value of 2.638 kW.

To select the total solar area of the system, the parameters of a collector prototype was built and tested previously in UFRN solar energy laboratory. The smallest solar collector was achieved for the largest radiation index and minimum collector temperature the area found was 49.26 m² which is equivalent to 22 collectors.

Keywords: refrigeration, absorption, solar concentrators.

Lista de Ilustrações

Figura 1 - A unidade básica de refrigeração por absorção.....	5
Figura 2 - Concentrador solar cilíndrico parabólico.....	7
Figura 3 - Levantamento da irradiação direta.....	8
Figura 4 - Eficiência global do coletor solar.....	8
Figura 5 - O ciclo de refrigeração estudado.	13
Figura 6 – Volume de controle do coletor solar.	16
Figura 7 – Volume de controle do gerador de vapor.	17
Figura 8 – Volume de controle do condensador.....	18
Figura 9 – Volume de controle do evaporador.	19
Figura 10 – Volume de controle do absorvedor.....	20
Figura 11 – Volume de controle do trocador de calor.....	21
Figura 12 – Volume de controle da válvula de expansão do refrigerante.....	22
Figura 13 – Volume de controle da válvula de expansão da mistura.	22
Figura 14 – Irreversibilidade do gerador.....	26
Figura 15 – Área total do coletor.	27
Figura 16 – Quantidade de coletores solares total.	28
Figura 17 – Fluxo de massa de água no coletor solar.....	29

Lista de Tabelas

Tabela 1– Estado ponto a ponto	14
Tabela 2– Dados iniciais..	15
Tabela 3 – Dados calculados em modelagem (EES)	24
Tabela 4 – Resultados da simulação computacional.	24
Tabela 5 – Efetividade.....	25
Tabela 6 – Irreversibilidade	25
Tabela 7 – Eficiência exegética do coletor	27

Lista de símbolos

COP	Coeficiente de performance	
\dot{m}	Fluxo de massa	[kg/s]
h	Entalpia específica	[kJ/kg]
\dot{Q}	Fluxo de calor	[kW]
\dot{W}	Potencia mecânica	[kW]
x	Fração mássica	[%]
C_p	Calor específico a pressão constante	[kJ/kg.K]
s	Entropia específica	[kJ/kg]
G	Irradiação	[W/m ²]
A	Área	[m ²]
η	Eficiência	[%]
E	Exergia	[kW]
\dot{I}	Taxa de irreversibilidade	[kW]
\dot{S}_{ger}	Taxa de entropia gerada	[kW/K]
TR	Toneladas de refrigeração	[TR]

Sumário

Resumo	i
Lista de Ilustrações.....	iii
Lista de Tabelas	iv
Sumário	vi
1 Introdução.....	1
2 Revisão Bibliográfica	3
2.1 História da refrigeração por absorção	3
2.2 Vantagens e desvantagens do sistema de refrigeração por absorção..	4
2.3 O ciclo de absorção	5
2.4 Unidade de absorção comercial.....	6
2.5 Concentrador solar cilíndrico parabólico	7
2.6 Análise Energética	9
2.6.1 Eficiência do ciclo de absorção:	10
2.6.2 Balanço de Massa:	10
2.6.1 Balanço de espécie química:.....	10
2.6.2 Balanço de Energia:	11
2.6.3 Efetividade dos trocadores:	11
A efetividade foi estimada em função das variações de entalpia.	11
2.6.4 Geração de entropia.....	11
2.6.5 Irreversibilidade	11
2.6.6 Balanço de exegética do coletor solar	12
3 Metodologia	13
3.1 O sistema de refrigeração.....	13
3.2 Parâmetros iniciais:.....	15
3.3 Análise termodinâmica dos equipamentos.....	16
3.3.1 Coletor Solar.....	16

3.3.2 Gerador de Vapor	17
3.3.3 Condensador	18
3.3.4 Evaporador	19
3.3.5 Absorvedor	20
3.3.6 Trocador de calor	21
3.3.7 Válvulas de expansão	22
4 Resultados e Discussões	23
5 Conclusões	30
6 Bibliografia	31
7 Anexos	32

1 Introdução

Preocupações econômicas e ambientais incentivam o estudo de sistemas que racionalizam o uso de energia elétrica. O aumento na demanda de eletricidade, principalmente, na área de refrigeração sinaliza em qual setor deve concentrar as pesquisas. Os sistemas de refrigeração por absorção podem ter sua aplicação ampliada, uma vez que não consomem tanta eletricidade quanto os sistemas de compressão de vapor convencional.

Os sistemas de absorção competem com os sistemas de refrigeração de compressão de vapor, e possuem como vantagem a utilização de uma fonte de energia térmica, menos nobre. Já nos sistemas de compressão utiliza-se energia elétrica, mais nobre, para conseguir o mesmo efeito.

O ciclo de absorção é semelhante em alguns pontos ao ciclo de compressão de vapor. Ambos operam com condensador, válvula de expansão e evaporador. A diferença ocorre no processo de aumento da pressão do fluido refrigerante. O sistema de compressão utiliza um compressor para tal tarefa, nos sistemas de absorção é utilizada uma bomba de líquido que consome uma quantidade mínima de energia, o absorvedor e o gerador de vapor.

Os sistemas de absorção trabalham com misturas binárias como fluido refrigerante, as misturas mais comumente empregadas são de: água - brometo de lítio ($\text{H}_2\text{O}-\text{BrLi}$) e água-amônia ($\text{H}_2\text{O}-\text{NH}_3$). Neste ciclo, um fluido desempenha o papel de fluido refrigerante responsável por retirar calor do ambiente no evaporador. Já o segundo fluido chamado de absorvente é responsável por absorver o vapor do fluido refrigerante. No sistema de absorção é empregado dois equipamentos não comuns ao sistema de compressão, são eles o absorvedor e o gerador. No absorvedor ocorre a absorção do vapor refrigerante proveniente do evaporador pela mistura resultante do gerador. O resultado do processo de absorção é uma mistura líquida com concentração menor de BrLi, com isso, é possível empregar uma bomba de líquido para o aumento de pressão do fluido. No gerador, calor recebido de uma fonte externa separa o vapor de refrigerante da solução de absorvente. O produto do processo são duas saídas de fluido, água pura (refrigerante) que segue para o condensador, e uma mistura rica de brometo de lítio (absorvente).

Os sistemas de absorção que atuam com a mistura de água - brometo de lítio são majoritariamente empregados para o condicionamento de ar. Isso é explicado devido a algumas vantagens, é uma mistura não tóxica e não perigosa, além de ter uma facilidade maior de separação da água da mistura, o que no caso da mistura água-amônia faz necessário o uso de um retificador.

Segundo (Stoecker, et al., 1985) os sistemas de absorção com H₂O-BrLi tiveram uma nova e maior empregabilidade a partir dos anos 70 com o aumento dos combustíveis e da energia elétrica. A possibilidade de utilização de uma fonte de calor de baixo nível de temperatura, entre 90°C e 110°C para a geração de vapor, tornou possível a utilização em sistemas de cogeração, com a utilização de rejeitos térmicos industriais e também a utilização do calor proveniente do sol.

Neste trabalho um ciclo de refrigeração por absorção é acionado por coletores solares do tipo cilíndrico parabólico. Os parâmetros do coletor solar foram estimados a partir de um protótipo construído e testado no laboratório de energia solar da UFRN. O concentrador possui área de superfície de 2,24m² com um diâmetro do tubo absorvedor de 28 mm.

O objetivo principal do trabalho é modelar um ciclo de refrigeração por absorção de simples efeito com uma solução de água - brometo de lítio. O ciclo utiliza coletores solares do tipo cilíndrico parabólico como fonte de calor. A modelagem é realizada através do software EES (Engineering Equation Solver) e tem a finalidade de dimensionar a área total de coletor solar para uma capacidade frigorífica de 15 kW ou 4,25TR.

Os objetivos específicos do trabalho são: Realizar uma revisão do sistema de absorção, calcular as irreversibilidades dos equipamentos e as efetividades dos trocadores de calor e comparar com valores da literatura. Calcular o COP do sistema e a eficiência exergética do coletor solar.

2 Revisão Bibliográfica

2.1 História da refrigeração por absorção

Experimentos realizados pelo cientista britânico Michael Faraday em 1824, introduziu a ideia de refrigeração química. Ficou demonstrada a possibilidade da liquefação da amônia (NH_3) em cloreto de prata (AgCl). Ao expor vapor de amônia ao pó de cloreto de prata o vapor é absorvido e com fornecimento de calor forma-se uma mistura líquida, com a extinção da fonte de calor, a amônia começa a evaporar e retirar calor do ambiente, processo esse presente na refrigeração por adsorção. Conseqüentemente outros pares começaram a ser experimentados para obter uma maior eficiência térmica.

O grande explorador do sistema de absorção, o francês Ferdinand Carré, realizou diversos trabalhos a partir de 1850. E no ano de 1860 patenteou a primeira máquina de refrigeração por absorção (Stoecker, et al., 1985). Que teve sua primeira aplicação na produção de gelo durante a guerra civil americana.

Com o desenvolvimento do sistema de refrigeração por compressão de vapor em 1880, os sistemas de absorção passaram a ser menos visados. Somente em períodos em que a humanidade passava por dificuldades com o suprimento de energia, como ao fim da primeira guerra mundial, que os sistemas de absorção começaram a ser utilizados em maior escala. A preocupação crescente com o uso mais eficiente e com o desperdício de energia ascendeu à necessidade do aproveitamento de rejeitos térmicos, aumentando assim a aplicação de sistemas de cogeração.

Os sistemas de absorção por $\text{H}_2\text{O}-\text{BrLi}$ foi comercializado a partir de 1940 como refrigeradores de água para ar condicionado de grandes edifícios, energizados por vapor ou água quente gerados em caldeiras de óleo e gás natural. Nos anos 70 com a crise do petróleo abriu-se a oportunidade da utilização de outras fontes de energia, como solar.

Atualmente, a maioria dos sistemas de refrigeração por absorção atuam com o par água-brometo de lítio ou com o par água-amônia. A água, presente em ambos os pares desempenha funções diferentes, no primeiro a água tem a função de fluido refrigerante e o brometo de lítio é o fluido absorvente, já no segundo a amônia faz a

função de refrigerante e a água de absorvente. Os sistemas que utilizam o par $\text{H}_2\text{O}/\text{BrLi}$ são limitados a temperaturas maiores que 5°C para que não ocorra o congelamento da água, esse par é geralmente empregados para sistemas de climatização de ambientes. Já os sistemas com $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ por conseguirem empregar temperaturas abaixo de 0° são bastante utilizados para a produção de gelo.

2.2 Vantagens e desvantagens do sistema de refrigeração por absorção

Algumas **vantagens** dos sistemas de refrigeração por absorção são:

- São sistemas silenciosos e com baixa vibração;
- Alta confiabilidade;
- Baixo custo de manutenção, pois a maioria de seus componentes são trocadores de calor;
- Longo tempo de vida útil;
- Baixo consumo de eletricidade em comparação com um sistema de compressão com igual capacidade de refrigeração;
- Menor impacto ambiental, pois não utiliza refrigerantes CFC's e HCFC's;
- Flexibilidade energética, pois se adapta a diversas fontes de calor, desde rejeitos térmicos, energia solar ou queima direta de gás.

Desvantagens:

- Baixo coeficiente de desempenho (COP) comparado com os ciclos de refrigeração por compressão de vapor, o que desestimula a sua utilização em casos de queima direta;
- Os sistemas são maiores e mais complexos e pesados, assim necessitam de maior espaço;
- Necessidade de torres de resfriamento maiores;
- Potencial corrosivo do brometo de lítio, por isso é utilizado aditivos inibidores de corrosão;
- O uso da água como fluido refrigerante limita a temperatura no evaporador a valores maiores do que 5°C ;

2.3 O ciclo de absorção

O sistema de refrigeração por absorção é predominantemente térmico e a maioria dos seus componentes são trocadores de calor, são eles: condensador, evaporador, gerador e absorvedor. A unidade básica de refrigeração por absorção é mostrada na figura 1.

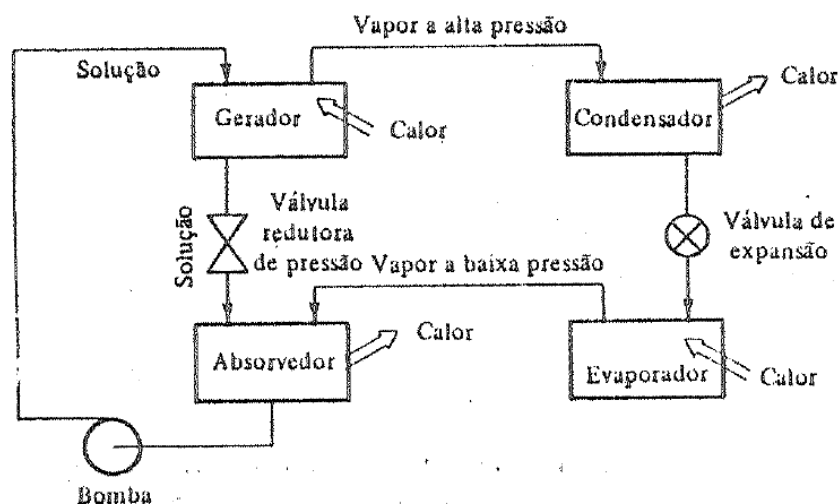


Figura 1 - A unidade básica de refrigeração por absorção, fonte: (Stoecker, et al., 1985).

Uma bomba é empregada para a elevação da solução de líquido formada no absorvedor. No sistema também é utilizado duas válvulas, uma delas com a finalidade de diminuir a temperatura e para isso expande o fluido refrigerante que deixa o condensador. A outra válvula tem a função de homogeneizar a pressão da mistura que deixa o gerador com a baixa pressão do absorvedor.

O objetivo dos sistemas de refrigeração é a retirada de calor do ambiente a partir do evaporador, nos sistemas de refrigeração por absorção não é diferente. O sistema é acionado por uma fonte externa a alta temperatura que transfere calor para o gerador, este equipamento é responsável pela separação da água (refrigerante) da solução de $H_2O/BrLi$. O vapor de água formado no gerador segue para o condensador onde perde calor e muda para fase líquida. Já, a mistura com maior concentração de $BrLi$ que restou no gerador segue para o absorvedor, mas primeiro tem sua pressão diminuída na válvula de expansão para que a mesma seja igual a pressão do absorvedor.

Com a perda de calor no condensador o vapor de água muda de estado físico transformando-se em água líquida que deixa o condensador e então passa por uma válvula de expansão que diminui sua pressão e sua temperatura, essa última é reduzida a valores inferiores ao do ambiente. Assim, esse fluido a baixa temperatura tem o potencial de absorver calor do ambiente. No evaporador a água recebe calor e evapora. O vapor de água a baixa pressão que sai do evaporador encontra-se no absorvedor com a solução de alta concentração de BrLi que vem do gerador e volta a dissolver-se, esse processo de absorção é um processo exotérmico e para que não eleve a temperatura e com isso interrompa o processo faz-se necessário o resfriamento do absorvedor com o meio (Stoecker, et al., 1985). Ao deixar o absorvedor a solução agora com uma menor concentração de BrLi tem sua pressão aumentada por uma bomba de solução e segue para o gerador.

2.4 Unidade de absorção comercial

A construção de uma unidade de refrigeração por absorção comercial se beneficia do fato do sistema operar a duas pressões, e que dois pares de componentes dividem essas mesmas pressões. O condensador e o gerador que operam a mesma pressão são combinados em um mesmo vaso, o mesmo ocorre com o evaporador e o absorvedor, o que reduz os custos de fabricação e aumenta a acessibilidade de aquisição.

Para a operação em regime permanente do sistema de absorção H₂O-BrLi deve-se adotar certos controles de capacidade que na prática é uma redução da capacidade. Apesar do objetivo sempre ser a maior eficiência e maior produção, o ciclo de H₂O-BrLi possui um limitador a possibilidade do congelamento da água de refrigeração. Para regular a temperatura da água na saída do evaporador, a maioria dos sistemas de controle de capacidade reduzem a vazão de água nos pontos 5, 6 e 7. Segundo (Stoecker, et al., 1985) há três métodos para reduzir a vazão do refrigerante:

- Diminuir a vazão da bomba;
- Reduzir a temperatura do gerador;
- Aumentar a temperatura do condensador.

2.5 Concentrador solar cilíndrico parabólico

A figura 2 revela o protótipo testado no laboratório de energia solar da UFRN, os parâmetros foram estimados a partir dos estudos feitos por (Cavalcanti, et al., 2010) e (Souza Filho, 2008).



Figura 2 - Concentrador solar cilíndrico parabólico. Fonte: (Souza Filho, 2008)

A sua estrutura é fabricada em fibra de vidro e possui uma superfície de 2,24 m² coberta de espelhos, o tubo onde a água recebe a radiação refletida pelos espelhos possui um diâmetro de 0,028 m. O modelo de coletor cilíndrico parabólico é construído para aquecer a água que flui por um tubo localizado no foco dos espelhos montados na estrutura parabólica.

A irradiação direta do sol é definida como a energia solar incidente por uma unidade de área. O estudo feito por (Cavalcanti, et al., 2015) levanta dados sobre a irradiação solar em Natal/RN nas quatro estações e em diferentes horários, o gráfico da distribuição dos dados coletados é observado na figura 3.

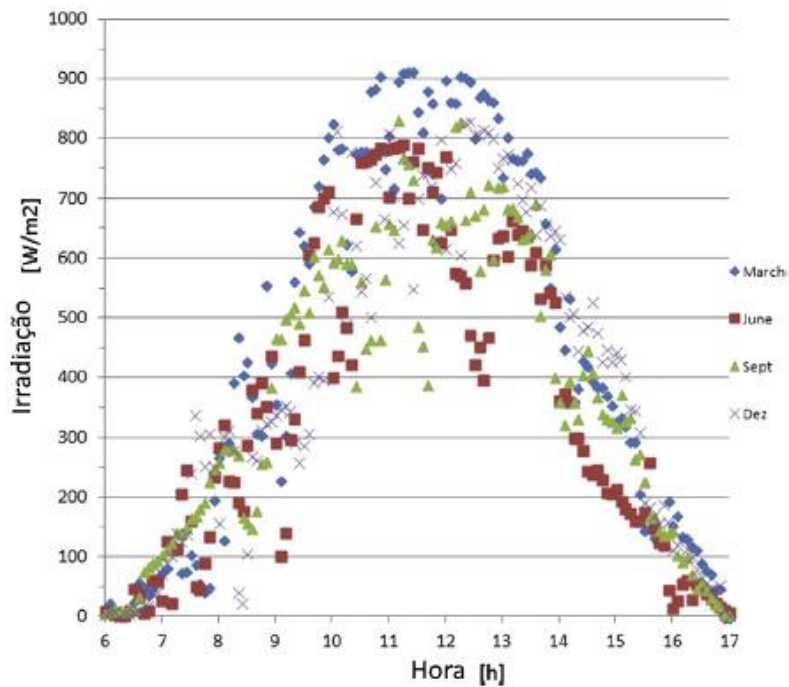


Figura 3 - Levantamento da irradiação direta. Adaptado de (Cavalcanti, et al., 2015).

Os valores da irradiação média direta foram estimados para as médias entre os dias 19, 20, 21, 22 e 23 dos referidos meses.

A figura 4 apresenta o efeito da temperatura da superfície do coletor na eficiência global do coletor.

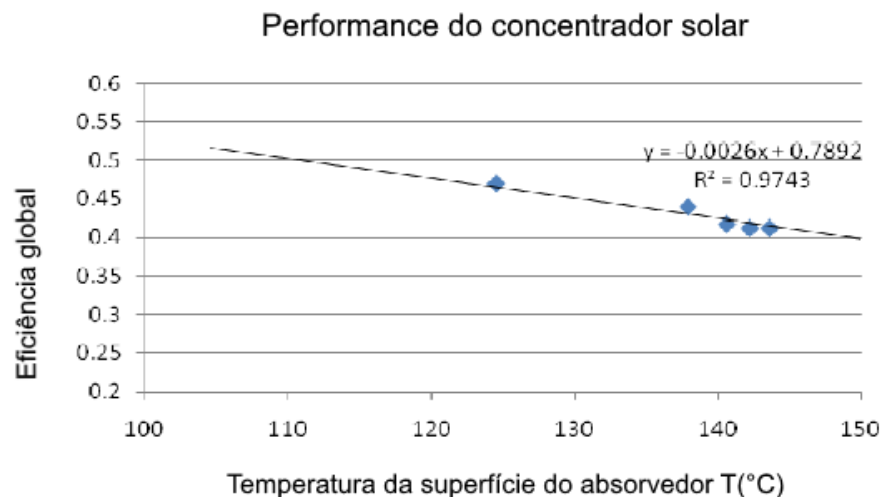


Figura 4 - Eficiência global do coletor solar. Adaptado de (Cavalcanti, et al., 2010)

Souza Filho (2008) realizou um estudo experimental determinou a eficiência do coletor em função da temperatura de superfície do tubo absorvedor. As perdas envolvidas estão associadas às perdas para o ambiente por convecção e por radiação, e também com a eficiência de reflexão dos espelhos. A eficiência global em que já estão somados todos esses fatores é definida a partir da temperatura da superfície do absorvedor, conforme mostrado na Figura 4.

Para a simulação realizada, onde se deseja encontrar a área total de coletor solar, foi considerado um valor médio de irradiação de 600W/m^2 . A temperatura do absorvedor foi determinada a partir da temperatura média identificada nos dados experimentais realizado por (Souza Filho, 2008), com a temperatura média de 130°C determina-se a eficiência global de 0,45 a partir da Figura 4.

2.6 Análise Energética

A avaliação termodinâmica de primeira lei é importante para uma primeira análise geral do ciclo, onde pode comparar os efeitos causados na eficiência pelas alterações de fluido de trabalho, condições de operação, melhorias do sistema, etc. A partir da avaliação pela primeira lei calcula-se a eficiência das transformações energéticas, porém, essa análise não diferencia o tipo de energia envolvida no processo apenas a quantidade. Por exemplo, a energia térmica é tratada como equivalente à energia elétrica ou mecânica. É importante lembrar que cada energia tem um custo, e nesta comparação energia térmica é considerada a menos valiosa. Esse problema é ampliado nos sistemas de absorção, visto que os processos envolvidos são majoritariamente térmicos e apenas uma pequena porção são mecânicos. Para contornar essa situação e complementar a análise de primeira lei, é realizada a avaliação de segunda lei. Essa segunda análise permite determinar as irreversibilidades dos equipamentos e calcular as eficiências nas transformações considerando a qualidade das fontes energéticas. Neste trabalho, foi analisado apenas as irreversibilidades dos equipamentos e a eficiência de segunda lei do coletor solar.

2.6.1 Eficiência do ciclo de absorção:

O ciclo de absorção tem seu coeficiente de eficácia COP_{abs} definido como:

$$COP_{abs} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{gerador}} \quad (1)$$

Onde \dot{Q}_{evap} é a taxa de calor retirado do ambiente pelo evaporador, e \dot{Q}_{ger} é a taxa de calor fornecida ao gerador.

Os valores obtidos com a aplicação do COP_{abs} são menores em comparação com o COP obtidos nos ciclos de compressão, porém a comparação através desse índice deve ser feita com cuidado, pois o COP dos sistemas de compressão são definidos de forma diferente. Nos sistemas de compressão o COP é a relação entre a taxa de refrigeração pela potência na forma de trabalho consumida no compressor, comparativamente energia na forma de trabalho é mais valioso do que na forma de calor.

2.6.2 Balanço de Massa:

O balanço de massa é utilizado para garantir que o sistema está coerente com a lei de conservação de massa.

$$\sum \dot{m}_{entrada} = \sum \dot{m}_{saida} \quad (2)$$

2.6.1 Balanço de espécie química:

A utilização de uma mistura com duas substâncias no caso água-brometo de lítio nos sistemas de refrigeração por absorção torna necessário a análise da conservação das substâncias empregadas.

$$\sum \dot{m} \cdot x_{entrada} = \sum \dot{m} \cdot x_{saida} \quad (3)$$

2.6.2 Balanço de Energia:

A partir da aplicação da primeira lei da termodinâmica é realizado o cálculo de parâmetros operacionais fundamentais. Nos sistemas de refrigeração por absorção, com o balanço de energia consegue-se calcular dados como: transferência de calor em equipamentos, trabalho realizado, e o mais importante o calor retirado do ambiente no evaporador. A equação da primeira lei desprezando os efeitos cinéticos e potenciais está apresentada a seguir:

$$\sum \dot{m}.h_{entrada} + \dot{Q} = \sum \dot{m}.h_{saida} + \dot{W} \quad (4)$$

2.6.3 Efetividade dos trocadores:

A análise do desempenho dos trocadores de calor é realizada com base no cálculo da efetividade. A efetividade de um trocador de calor é definida como a razão entre a taxa de transferência de calor real e a taxa de transferência de calor máxima possível, esta última pode ser alcançada em um trocador de calor contra corrente com comprimento infinito (Incropera, et al., 2007). Sua equação é apresentada a seguir:

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}.Cp.\Delta T}{(\dot{m}.Cp)_{min}.\Delta T_{max}} \quad (5)$$

A efetividade foi estimada em função das variações de entalpia.

2.6.4 Geração de entropia

Em todo processo real, isto é, em todo processos irreversível a entropia é aumentada. A geração de entropia em um processo real pode ser definida como:

$$\dot{S}_{ger} = \sum (\dot{m}.s)_{entrada} - \sum (\dot{m}.s)_{saida} - \frac{\dot{Q}}{T} \quad (6)$$

2.6.5 Irreversibilidade

Pode-se determinara irreversibilidade a partir da geração de entropia:

$$\dot{I} = \dot{S}_{ger}.T_0 \quad (7)$$

2.6.6 Balanço de exegética do coletor solar

$$E_{solar} = G \cdot A \cdot \eta_{coletor} \left(1 - \frac{T_0}{T_{superfície}} \right) \quad (8)$$

$$E_{produtos} = \dot{m} (h_{saida} - h_{entrada} - T_0 (s_{saida} - s_{entrada})) \quad (9)$$

$$\varepsilon_{coletor} = \frac{E_{produtos}}{E_{solar}} \quad (10)$$

Sendo:

E_{solar} → Exergia da radiação solar

$E_{produtos}$ → Exergia do produto (vapor d'água)

$\varepsilon_{coletor}$ → Eficiência do coletor solar

3 Metodologia

3.1 O sistema de refrigeração

O sistema de refrigeração desse trabalho é diferente do observado no sistema de refrigeração apresentado anteriormente na figura 1. No presente trabalho é empregado um regenerador (Trocador de calor) para o aumento da eficiência do sistema. Esse equipamento é utilizado para o aproveitamento da energia térmica da solução forte que deixa o gerador no ponto (4), para aquecer a mistura fraca que deixa a bomba no ponto (2). A figura 5 mostra o sistema em estudo.

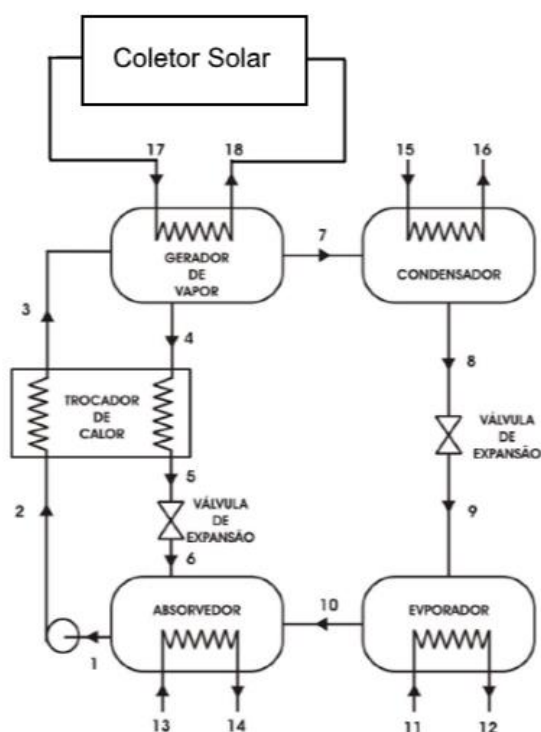


Figura 5 - O ciclo de refrigeração estudado. Adaptado de (Santos, 2005)

O sistema estudado é visto na figura 5 e utiliza coletores solares para o fornecimento de energia térmica no sistema. Os pontos 17 e 18 indicam o fluxo de água que recebe o calor da radiação solar. Esse calor é transferido no gerador para solução fraca da mistura vinda do ponto 3.

Tabela 1– Estado ponto a ponto

Ponto	Estado	Detalhes
1	Solução de líquido saturado	Assumindo título igual a 0
2	Solução de líquido sub-resfriado	Considerado uma bomba ideal, processo isoentrópico
3	Solução de líquido sub-resfriado	Calculado a partir do trocador de calor
4	Solução de líquido saturado	Assumindo título igual a 0
5	Solução de líquido sub-resfriado	Calculado a partir do trocador de calor
6	Mistura de líquido e vapor	Considerada expansão isentálpica na válvula
7	Vapor superaquecido de água	Considerado 100% água
8	Líquido saturado	Assumindo título igual a 0
9	Mistura de líquido e vapor	Considerada expansão isentálpica na válvula
10	Vapor saturado de água	Assumindo título igual a 1

Na tabela 1 são apresentadas algumas das considerações levantadas sobre certos pontos do sistema, e alguns detalhes importantes a serem mencionados.

3.2 Parâmetros iniciais:

Os parâmetros iniciais como temperaturas e pressões foram baseados no trabalho de (Santos, 2005) sobre um sistema de absorção de simples efeito com água-BrLi. O estudo realizado pelo autor utilizava uma fonte de calor a 700°C. No presente trabalho a temperatura do ponto (17) foi adaptada, uma vez que o sistema utiliza a radiação solar como fonte de calor. O presente trabalho faz uma análise para quatro diferentes temperaturas do ponto (17) que serão apresentadas em uma seção futura.

Tabela 2– Dados iniciais. Fonte: (Santos, 2005).

Ponto	Concentração (%)	Pressão (kPa)	Temperatura (°C)	Vazão (kg/s)
1	56,7	0,87	36,84	0,0686
2	56,7	6,28	36,84	0,0686
3	56,7	6,28	56,84	0,0686
4	62,5	6,28	86,25	0,0622
5	62,5	6,28	62,26	0,0622
6	62,5	0,87	48,36	0,0622
7		6,28	80,81	0,0064
8		6,28	37	0,0064
9		0,87	5	0,0064
10		0,87	5	0,0064
11		101,15	12	0,7151
12		101,15	7	0,7151
13		101,15	7	1,725
14		101,15	30	1,725
15		101,15	32,8	1,725
16		101,15	35	1,725
17		150	-	0,0066
18		150	111,4	0,0066

Os parâmetros fundamentais do sistema projetado para refrigeração com utilização da radiação solar são descritos a seguir:

- Capacidade de refrigeração de 15,07kW ou 4,28TR;
- Temperatura de trabalho do evaporador de 5°C;
- Pressão de baixa igual a 0,87 kPa;
- Pressão de alta igual a 6,28 kPa;
- Baixa concentração de BrLi de 56,7%;
- Alta concentração de BrLi de 62,5%;

3.3 Análise termodinâmica dos equipamentos

Nesta seção são apresentadas as equações utilizadas em cada equipamento na análise termodinâmica do sistema. Uma das considerações levantadas foi de que não há perda de energia para o ambiente.

3.3.1 Coletor Solar

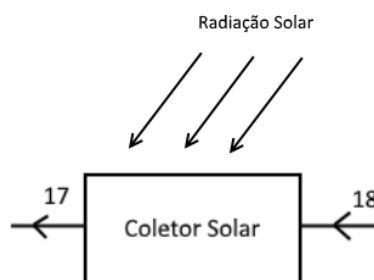


Figura 6 – Volume de controle do coletor solar. Fonte: (Santos, 2005).

Conservação da massa:

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18} \quad (11)$$

Conservação de energia:

$$\dot{m}_{17} \cdot h_{17} - \dot{m}_{18} \cdot h_{18} = \eta_{coletor} \cdot A \cdot G \quad (12)$$

Eficiência do coletor:

$$E_{solar} = W \cdot A \cdot \eta_{coletor} \left(1 - \frac{T_0}{4500} \right) \quad (13)$$

A temperatura do sol de 4500 K conforme (Xu et. al., 2011).

$$E_{produtos} = \dot{m}_{17} (h_{17} - h_{18} - T_0 (s_{17} - s_{18})) \quad (14)$$

$$\varepsilon_{coletor} = \frac{E_{produtos}}{E_{solar}} \quad (15)$$

3.3.2 Gerador de Vapor

A Figura 7 mostra o volume de controle do gerador de vapor, onde será aplicada a análise termodinâmica.

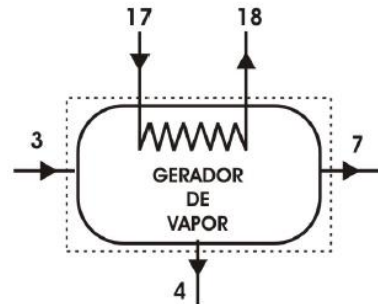


Figura 7 – Volume de controle do gerador de vapor. Fonte: (Santos, 2005)

Conservação da massa:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \quad (16)$$

Conservação de energia num volume de controle adiabático:

$$\dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_7 \cdot h_7 - \dot{m}_3 \cdot h_3 = \dot{m}_{17} \cdot h_{17} - \dot{m}_{18} \cdot h_{18} \quad (17)$$

Conservação da espécie química:

$$\dot{m}_3 \cdot x_3 = \dot{m}_4 \cdot x_4 + \dot{m}_7 \cdot x_7 \quad (18)$$

Entropia gerada:

$$\dot{S}_{ger,g} = s_4 \cdot \dot{m}_4 + s_7 \cdot \dot{m}_7 - s_3 \cdot \dot{m}_3 + s_{18} \cdot \dot{m}_{18} - s_{17} \cdot \dot{m}_{17} \quad (19)$$

$$\text{Sendo: } \dot{Q}_g \rightarrow \dot{Q}_g = \dot{m}_{17}(h_{17} - h_{18}) \quad (20)$$

Irreversibilidade:

$$\dot{I}_g = \dot{S}_{ger,g} \cdot T_0 \quad (21)$$

3.3.3 Condensador

Tem como objetivo retirar calor do vapor de água advinda do gerador e assim provocar a condensação da mesma.

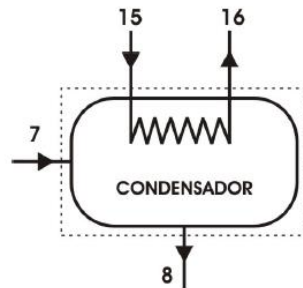


Figura 8 – Volume de controle do condensador. Fonte: (Santos, 2005)

Conservação da massa:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (22)$$

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{15} \quad (23)$$

Conservação de energia:

$$\dot{m}_7(h_8 - h_7) = \dot{m}_{15}(h_{15} - h_{16}) \quad (24)$$

Entropia gerada:

$$\dot{S}_{ger,c} = s_8 \cdot \dot{m}_8 - s_7 \cdot \dot{m}_7 - \frac{\dot{Q}_c}{T_c} \quad (25)$$

$$\text{Sendo: } \dot{Q}_c \rightarrow \dot{Q}_c = \dot{m}_{15}(h_{15} - h_{16}) \quad (26)$$

Irreversibilidade:

$$\dot{I}_c = \dot{S}_{ger,c} \cdot T_0 \quad (27)$$

Efetividade:

$$\varepsilon_c = \frac{T_7 - T_8}{T_7 - T_{15}} \quad (28)$$

3.3.4 Evaporador

Na figura 9 é representado o volume de controle do evaporador. Este equipamento tem a finalidade de retirar calor do meio a ser resfriado.

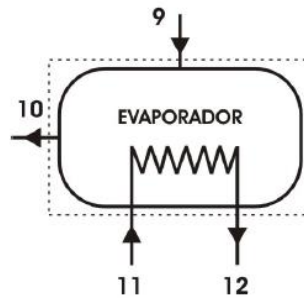


Figura 9 – Volume de controle do evaporador. Fonte: (Santos, 2005)

Conservação da massa:

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (29)$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (30)$$

Conservação de energia para um volume de controle adiabático:

$$\dot{m}_9(h_{10} - h_9) = \dot{m}_{11}(h_{11} - h_{12}) \quad (31)$$

Entropia gerada:

$$\dot{S}_{ger,e} = s_{10} \cdot \dot{m}_{10} - s_9 \cdot \dot{m}_9 + s_{12} \cdot \dot{m}_{12} - s_{11} \cdot \dot{m}_{11} \quad (32)$$

$$\text{Sendo: } \dot{Q}_e \rightarrow \dot{Q}_e = \dot{m}_{11}(h_{11} - h_{12}) \quad (33)$$

Irreversibilidade:

$$\dot{I}_e = \dot{S}_{ger,e} \cdot T_0 \quad (34)$$

Efetividade:

$$\varepsilon_e = \frac{T_{11} - T_{12}}{T_{11} - T_9} \quad (35)$$

3.3.5 Absorvedor

Na figura 10 é representado o volume de controle do absorvedor. Neste equipamento vapor de água é absorvido pela solução forte da mistura. Para a continuidade do processo calor é dissipado para o meio.

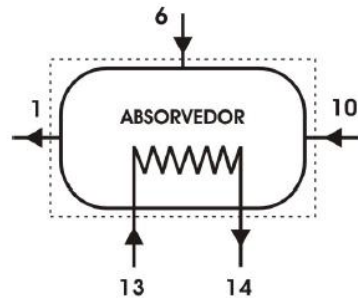


Figura 10 – Volume de controle do absorvedor. Fonte: (Santos, 2005)

Conservação da massa:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{10} \quad (36)$$

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} \quad (37)$$

Conservação de energia para um volume de controle adiabático:

$$\dot{m}_1 \cdot h_1 - \dot{m}_6 \cdot h_6 - \dot{m}_{10} \cdot h_{10} = \dot{m}_{13}(h_{13} - h_{14}) \quad (38)$$

Conservação da espécie química:

$$\dot{m}_1 \cdot x_1 = \dot{m}_6 \cdot x_6 + \dot{m}_{10} \cdot x_{10} \quad (39)$$

Entropia gerada:

$$\dot{S}_{ger,a} = s_1 \cdot \dot{m}_1 - s_6 \cdot \dot{m}_6 - s_{10} \cdot \dot{m}_{10} + s_{14} \cdot \dot{m}_{14} - s_{13} \cdot \dot{m}_{13} \quad (40)$$

$$\text{Sendo: } \dot{Q}_a \rightarrow \dot{Q}_a = \dot{m}_{13}(h_{13} - h_{14}) \quad (41)$$

Irreversibilidade:

$$\dot{I}_a = \dot{S}_{ger,a} \cdot T_0 \quad (42)$$

3.3.6 Trocador de calor

Na figura 11 é representado o volume de controle do regenerador. Este equipamento tem a finalidade aumentar a eficiência do sistema.

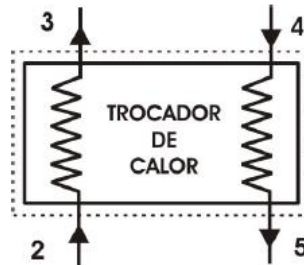


Figura 11 – Volume de controle do trocador de calor. Fonte: (Santos, 2005)

Conservação da massa:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (43)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (44)$$

Conservação de energia para um volume de controle adiabático:

$$\dot{m}_2(h_2 - h_3) = \dot{m}_4(h_5 - h_4) \quad (45)$$

Entropia gerada:

$$\dot{S}_{ger,troc} = \dot{m}_2(s_3 - s_2) + \dot{m}_4(s_5 - s_4) \quad (46)$$

Irreversibilidade:

$$\dot{I}_{troc} = \dot{S}_{ger,troc} \cdot T_0 \quad (47)$$

Efetividade:

$$\varepsilon_{troc} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_2} \quad (48)$$

3.3.7 Válvulas de expansão

Nas figuras 12 e 13 a seguir são representados os volumes de controle para as válvulas de expansão do sistema.



Figura 12 – Volume de controle da válvula de expansão do refrigerante. Fonte: (Santos, 2005)



Figura 13 – Volume de controle da válvula de expansão da mistura. Fonte: (Santos, 2005)

Conservação da massa:

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (49)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (50)$$

Expansão isentálpico:

$$h_8 = h_9 \quad (51)$$

$$h_5 = h_6 \quad (52)$$

4 Resultados e Discussões

Para a análise termodinâmica do sistema foi realizado balanços de massa, e energia para cada equipamento. No caso do gerador e absorvedor o balanço de espécie química também foi requisitado, pois, nesses equipamentos ocorrem mudanças nas concentrações da mistura devido aos processos de evaporação e absorção do fluido refrigerante. A base de dados utilizados para a determinação das propriedades termodinâmicas foi retirada do trabalho de (Santos, 2005), valores de pressão, temperatura, vazão mássica e concentração são necessárias para a realização da simulação no software.

Para a simulação algumas considerações são levantadas sobre os processos e equipamentos, são elas: compressão isentrópica na bomba, expansão isentrópica nas válvulas de expansão, os processos em todos os equipamentos ocorrem sem perda de energia para o meio, e a definição do estado da mistura em alguns pontos como vapor saturado na saída do gerador e do evaporador e líquido saturado na saída do condensador.

O COP do sistema calculado pela equação (1) foi de 0,7123. Na literatura encontram-se valores típicos de COP de 1,3 para sistemas de refrigeração por compressão e de 0,4 para sistemas de refrigeração por absorção. Como já discutido, comparar unicamente os valores calculados de COP dos sistemas de absorção e compressão não é adequado. Uma vez que estaria equivalendo energia mecânica a energia térmica.

Tabela 3 – Dados calculados em modelagem (EES)

	\dot{m} (kg/s)	T (°C)	P (kPa)	x (%)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)
1	0,0686	36,84	0,87	56,7	93,65	0,220
2	0,0686	36,84	6,28	56,7	93,65	0,220
3	0,0686	56,84	6,28	56,7	134,09	0,345
4	0,0622	86,25	6,28	62,5	215,96	0,471
5	0,0622	62,26	6,28	62,5	171,38	0,342
6	0,0622	62,26	0,87	62,5	171,38	0,342
7	0,0064	80,82	6,28	-	2644,44	7,600
8	0,0064	37,00	6,28	-	154,95	0,532
9	0,0064	5,00	0,87	-	154,95	0,558
10	0,0064	5,00	0,87	-	2509,71	9,024
11	0,7151	12,00	101,15	-	50,46	0,180
12	0,7151	7,00	101,15	-	29,51	0,106
13	1,7250	30,00	101,15	-	125,76	0,437
14	1,7250	32,80	101,15	-	137,47	0,475
15	1,7250	32,80	101,15	-	137,47	0,475
16	1,7250	35,00	101,15	-	146,67	0,505
17	0,0093	130,00	150,00	-	2731,80	7,321
18	0,0093	111,40	150,00	-	467,07	1,433

Na tabela 3 são mostrados os resultados da simulação computacional para cada ponto do sistema, onde \dot{m} é o fluxo de massa, T é a temperatura, P é a pressão, x é a concentração, h é a entalpia específica e s é a entropia específica.

Tabela 4 – Resultados da simulação computacional. Fonte: (Santos, 2005)

Pontos	T (°C)	P (kPa)	x (%)	m (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	36,844046	0,87	56,7	0,0686	93,65078	0,227
2	36,844048	6,28	56,7	0,0686	93,65079	0,227
3	56,844048	6,28	56,7	0,0686	134,09298	0,350
4	86,247234	6,28	62,5	0,0622	215,95842	0,473
5	62,258788	6,28	62,5	0,0622	171,37929	0,345
6	48,362433	0,87	62,5	0,0622	171,37929	0,268
7	80,815949	6,28	-	0,0064	2651,01296	8,563
8	37,000000	6,28	-	0,0064	154,95427	0,532
9	5,000000	0,87	-	0,0064	154,95427	0,558
10	5,000000	0,87	-	0,0064	2509,71310	9,024
11	12,000000	-	-	0,7151	50,36183	0,180
12	7,000000	-	-	0,7151	29,41515	0,106
13	30,000000	-	-	1,7250	125,67065	0,437
14	32,799660	-	-	1,7250	137,38306	0,475
15	32,799660	-	-	1,7250	137,38306	0,475
16	35,000000	-	-	1,7250	146,58789	0,505
17	700,000000	-	-	0,0066	10154,56762	17,500
18	500,000000	-	-	0,0066	6957,40992	13,830

Os resultados da simulação do sistema de refrigeração realizado no programa EES, foram comparados com os resultados encontrados na literatura. (Santos, 2005) fez uma análise não apenas do sistema de simples efeito, mas também dos sistemas de duplo e triplo efeito, porém, o seu estudo não analisou o uso de energia solar para o fornecimento do calor no gerador. O trabalho é utilizado como base para a comparação dos resultados e coerência dos valores obtidos para determinar a validação da simulação, os resultados da simulação do trabalho de (Santos, 2005) são vistos na tabela 4.

Tabela 5 – Efetividade dos trocadores de calor

Efetividade	Valor calculado	Valor da literatura. Fonte Santos (2015)
Condensador	0,913	0,9125
Evaporador	0,714	0,7143
Trocador de calor	0,486	0,4856

Foi calculada a efetividade de cada equipamento que funciona como trocador de calor. Para um caso ideal com efetividade máxima igual a um tem-se um trocador de calor de contra corrente com comprimento infinito que provocaria a troca de calor máxima, ou seja, o fluido frio sairia com a mesma temperatura de entrada do fluido quente. Então com o calculo da efetividade consegue-se identificar os equipamentos que possui um potencial de melhoria, no caso o trocador de calor de solução. Os valores ainda são comparados com os calculados pôr (Santos, 2005) conforme tabela 5.

Tabela 6 – Irreversibilidade

Irreversibilidades (kW)	Valor calculado	Valor da literatura. Fonte Santos (2015)
Gerador	1,974*	10,61
Condensador	0,570	0,185
Evaporador	0,355	0,256
Absorvedor	2,162	2,327
Trocador de Calor	0,162	0,169

O calculo da irreversibilidade é de suma importância, pois é a partir da análise da mesma que é localizado as perdas do sistema. A tabela 6 mostra os valores de

irreversibilidade de cada componente, os maiores valores são encontrados no absorvedor e no gerador. Porém, o primeiro possui a função de retirar calor do sistema e dissipar para o ambiente, sendo inevitável a perda de energia para o funcionamento do ciclo.

Em sistemas com alta troca de calor o equipamento no qual sempre é visto como o principal responsável pela irreversibilidade do sistema é a caldeira ou outro equipamento com papel semelhante. No caso do sistema estudado o equipamento que recebe calor de uma fonte externa é o gerador. O cálculo da irreversibilidade do mesmo, que foi realizado em função da temperatura de saída do coletor solar tem o seu valor médio mostrado na tabela 6, assim como os valores das irreversibilidades dos outros equipamentos. Observa-se que a irreversibilidade calculada no gerador é por volta de 5 vezes menor do que o valor encontrado no trabalho de (Santos, 2015), mas isso deve-se principalmente ao fato de que o estudo atual utiliza como fonte quente calor proveniente do sol em faixa entre 120°C e 150°C, já o trabalho em comparação utiliza calor advindo de uma fonte a 700°C.

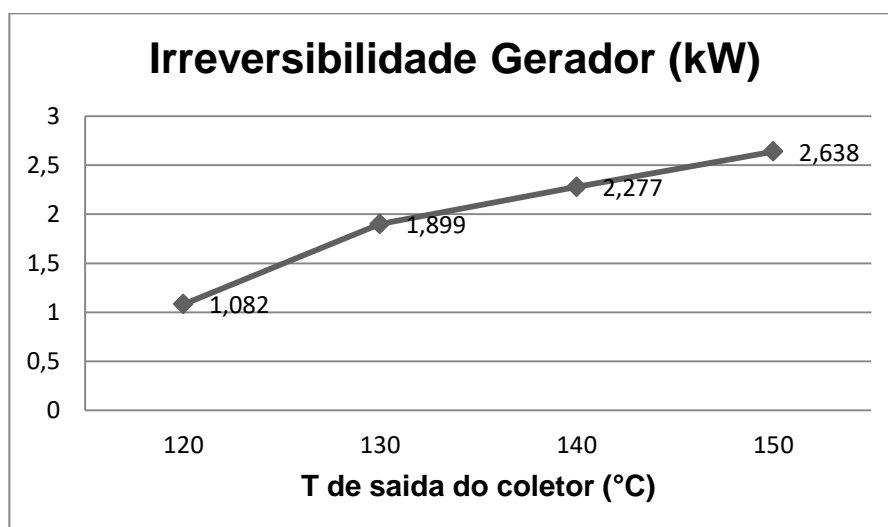


Figura 14 – Irreversibilidade do gerador

A irreversibilidade do gerador foi calculada em função da temperatura de entrada do fluido quente no mesmo. Os resultados encontrados são vistos na figura 14, e confirmam que quanto menor a temperatura de troca de calor menor a irreversibilidade do equipamento. Uma vez que será menor a diferença de temperatura entre os dois fluidos envolvida na troca de calor.

Tabela 7 – Eficiência exegética do coletor

T de saída do coletor (°C)	Eficiência do coletor
120	24,06%
130	24,09%
140	24,13%
150	24,19%

A eficiência exegética do coletor solar foi calculada em função da temperatura de saída do coletor (17). Na tabela 7 observa-se a baixa influencia da temperatura deste ponto na eficiência do coletor.

Para o sistema simulado com capacidade de refrigeração de 4,28TR o conjunto de coletores solar deve fornecer 21,16kW de calor para o gerador. A área total de coletor necessária para o fornecimento desse calor foi calculada em função da temperatura de saída do coletor ponto (17) e da irradiação solar. As temperaturas escolhidas para o calculo foram: 120°C, 130°C, 140°C e 150°C. A temperatura foi limitada a um valor máximo de 150 °C, pois análises experimentais do coletor realizadas por (Souza Filho, 2008) conseguiram um valor máximo de 156°C. E para garantir a troca de calor no gerador foi estabelecida uma temperatura mínima de 120°C.

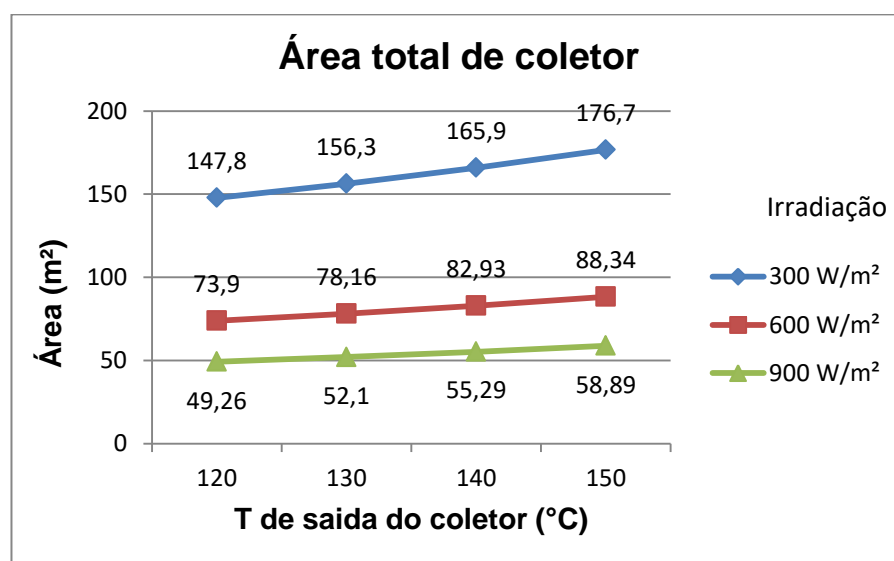


Figura 15 – Área total do coletor.

A irradiação em Natal segundo (Cavalcanti, et al., 2015) atinge seu pico em março com um valor aproximado de 900 W/m^2 , então se analisou a influencia da irradiação solar na quantidade de coletores solares necessários para a absorção da mesma quantidade de calor. Na figura 15 é observado que com uma menor temperatura no coletor e com uma maior irradiação necessita-se de uma menor área de coletores.

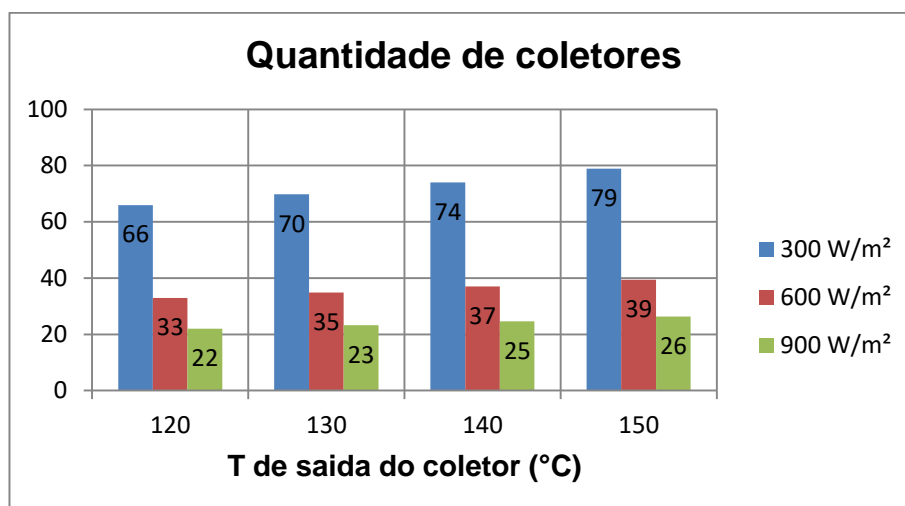


Figura 16 – Quantidade de coletores solares total.

A figura 16 mostra a quantidade de coletores necessários para o fornecimento dos 21,16 kW de calor para o gerador. Vinte e dois coletores é a quantidade mínima necessária para o fornecimento do calor requerido.

A forma mais simples de controlar-se a temperatura de saída do coletor é através do controle do fluxo de massa de água que circula no coletor solar, uma forma de ter tal controle é com a instalação de um reservatório de água e uma bomba.

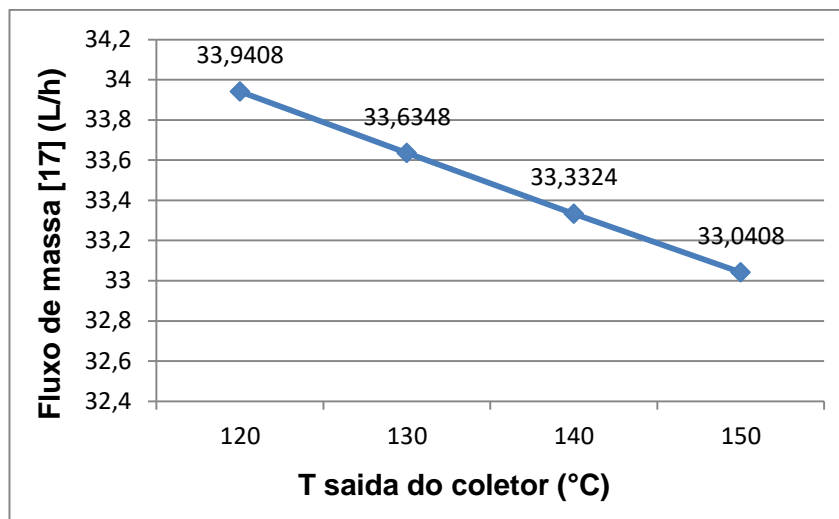


Figura 17 – Fluxo de massa de água no coletor solar

A figura 17 mostra a quantidade de fluxo para que se alcance cada temperatura. Para a temperatura de 120°C que os cálculos mostraram que possui a menor irreversibilidade no gerador e que necessita de uma quantidade menor de coletor solar, o fluxo de massa necessário para se conservar essa temperatura na saída do coletor é de 33,94 L/h.

5 Conclusões

O sistema de refrigeração por absorção com a mistura H₂O-BrLi com uma capacidade nominal de refrigeração de 4,25 TR ou 51.000 BTU/h foi estudado. Os resultados encontrados foram: a necessidade da taxa de calor no gerador é de 21,16 kW. O coeficiente de performance foi calculado em 0,712. O valor avaliado do COP é aproximadamente o dobro do valor esperado para os sistemas de absorção, que na literatura é mostrado um valor de 0,4 (Çengel, et al., 2013). Essa diferença é justificada pelas simplificações e considerações ideais assumidas.

Avaliando a irreversibilidade de cada componente foi determinado que as maiores perdas ocorrem no absorvedor e no gerador, porém as perdas do primeiro são justificadas por se tratar de um equipamento dissipativo. A irreversibilidade média do gerador foi de 1,974 kW e é aproximadamente 5 vezes menor quando comparado com o valor determinado por (Santos, 2005). Isso ocorre, pois no presente trabalho radiação solar foi utilizada como fonte de calor, assim a temperatura de entrada do fluido quente no gerador variou na faixa de 120°C a 150 °C. Já no estudo comparativo, o sistema recebe calor de gases de combustão a 700°C devido a esta elevada temperatura a irreversibilidade encontrada no gerador é de 10,61 kW. Ainda foi determinada a efetividade de cada trocador de calor e os valores encontrados são semelhantes aos resultados obtidos por (Santos, 2005).

O objetivo do estudo de se realizar uma avaliação energética de um sistema de refrigeração por absorção foi alcançado. A área total necessária de coletores para o fornecimento de calor foi determinado em função da irradiação e da temperatura de saída do coletor. A menor área calculada foi de 49,26 m² que é equivalente a 22 coletores, esse valor foi encontrado para a menor temperatura igual a 120°C e com a maior irradiação de 900 W/m². Para a instalação de um sistema real, deve-se levar em consideração fatores que no estudo foram simplificados ou desprezados, assim para um caso real uma quantidade maior de coletores são requisitados.

Com a área total e a quantidade de coletores encontrada torna-se possível para um próximo estudo fazer uma análise de viabilidade econômica do sistema, uma comparação com outras fontes de calor, como queima direta de gases e até mesmo o uso de resistências elétricas.

6 Bibliografia

Cavalcanti, Eduardo J. Cidade e Souza, Luiz Guilherme Meira. 2010. DESING OF ABSORPTION SYSTEM WATER-AMMONIA BY USING. *ENCIT 2010*. Uberlandia, MG, Brasil : s.n., 05 de 10 de 2010. p. 7.

Cavalcanti, Eduardo J.C. e Motta, Henrique P. 2015. Exergoeconomic analysis of a solar-powered/fuel assisted Rankine. *Energy*. 19 de 06 de 2015, pp. 555-562.

Çengel, Y. A. e Boles, M. A. 2013. *Termodinâmica* . s.l. : AMGH EDITORA LTDA, 2013.

Herold, K. E. e Klein, S. A. 1996. *Absorption Chillers and Heat Pumps* . s.l. : CRC Press, 1996.

Incropera, F. P. e Dewitt, D. P. 2007. *Fundamentos de transferência de Calor e de Massa. 6 ed.* s.l. : John Wiley & Sons, 2007.

Santos, Paulo Henrique Dias dos. 2005. Análise Exergética de Sistemas de Refrigeração por Absorção de Múltiplos Efeitos com o Par Brometo de Lítio - Água. *Dissertação de Mestrado, UFPB*. João Pessoa : s.n., 2005.

Souza Filho, José R. 2008. Projeto, construção e levantamento de desempenho de um concentrador solar cilíndrico parabólico com mecanismo automático de rastreamento solar. *Dissertação de Mestrado*. Natal, RN, Brasil : s.n., Abril de 2008.

Stoecker, Wilbert F. e Jones, Jerold W. 1985. *Refrigeração e Ar Condicionado*. s.l. : McGraw-Hill do Brasil, 1985.

Xu, C; Wang, Z; Li, X; Sun, F. 2011. Energy and Exergy analysis of solar power tower plants. *Appl Therm Eng*, vol 31;3904-13.

7 Anexos

ANEXO A – Resultados obtidos na modelagem no software EES

Unit Settings: [kJ]/[C]/[kPa]/[kg]/[degrees]

A = 49,26 [m²]	COP = 0,7079	efet_{cond} = 0,9125	efet_{evap} = 0,7143
efet_{Trocador} = 0,4856	ε_{coletor} = 0,2406	η_c = 0,4772	E_{produto} = 4,754 [kW]
E_{solar} = 19,76 [kW]	i_{absorv} = 2,162 [kW]	i_{cond} = 0,5699 [kW]	i_{evap} = 0,355 [kW]
i_{gerador} = 1,501 [kW]	i_{trocador} = 0,1618 [kW]	m_{agua,absor,in} = 3,88750 [kg/s]	m_{agua,absor,out} = 3,88962 [kg/s]
m_{agua,ger,in} = 3,88962 [kg/s]	m_{agua,ger,out} = 3,88750 [kg/s]	Q_{absorv} = 20,2 [kW]	Q_{absorv,amb} = -0,09352 [kW]
Q_{absv,mistura} = -4,835 [kW]	Q_{absv,agua} = -15,46 [kW]	Q_{cond} = 15,93 [kW]	Q_{cond,amb} = -0,0587 [kW]
Q_{evap,amb} = 0,09314 [kW]	Q_{gerador,mistura} = 5,09 [kW]	Q_{gerador,agua} = 16,07 [kW]	Q_{resfriado} = 14,98 [kW]
Q_{Solar} = 21,16 [kW]	Q_{trocador} = -2,774 [kW]	Q_{troc,abm} = 0,001512 [kW]	S_{absorv} = 0,007251 [kW/K]
S_{cond} = 0,001912 [kW/K]	S_{evap} = 0,001191 [kW/K]	S_{gerad} = 0,005033 [kW/K]	S_{trocador} = 0,0005427 [kW/K]
T0 = 298,2 [°C]	W = 0,9 [kW/m²]		

Calculation time = ,0 sec

Array variables are in the Arrays window

ANEXO B – Tabela de resultados obtidos na modelagem no software EES

	1	2	3	4	5	6
	\dot{m}_i [kg/s]	T_i [°C]	P_i [kPa]	x_i	h_i [kJ/kg]	s_i [kJ/kg-K]
[1]	0,0686	36,84	0,870	56,7	93,6508	0,22
[2]	0,0686	36,84	6,280	56,7	93,6508	0,22
[3]	0,0686	56,84	6,280	56,7	134,0930	0,3449
[4]	0,0622	86,25	6,280	62,5	215,9584	0,4712
[5]	0,0622	62,26	6,280	62,5	171,3793	0,3422
[6]	0,0622	48,36	0,870	62,5	171,3793	0,2642
[7]	0,0064	80,82	6,280	0	2644,4372	8,312
[8]	0,0064	37	6,280		154,9633	0,532
[9]	0,0064	5	0,870		154,9633	0,5578
[10]	0,0064	5	0,870	0	2509,7117	9,024
[11]	0,7151	12	101,150		50,4584	0,1804
[12]	0,7151	7	101,150		29,5141	0,1063
[13]	1,725	30	101,150		125,7590	0,4365
[14]	1,725	32,8	101,150		137,4714	0,475
[15]	1,725	32,8	101,150		137,4714	0,475
[16]	1,725	35	101,150		146,6737	0,5049
[17]	0,009428	120	150,000		2711,2620	7,269
[18]	0,009428	111,4	150,000		467,0697	1,433

ANEXO C – Modelagem realizada no software EES

function entropia(T;x)"Determina a entropia da solução de BrLi - água [KJ/Kg-K]"

"Temperatura em [K]"

"Concentração em [%]"

a[1;0]=-2,19631551e1

a[2;0]=-3,8104752e3

a[3;0]=1,2280854e5

a[4;0]=-1,4716737e6

a[5;0]=7,7658213e6

a[6;0]=-1,5118922e7

a[1;1]=4,9372316e3

a[2;1]=2,6115345e6

a[3;1]=-7,7187923e7

a[4;1]=9,1952848e8

a[5;1]=-4,9375666e9

a[6;1]=9,8399744e9

a[1;2]=-6,5548406e5

a[2;2]=-3,6699691e8

a[3;2]=1,0398560e10

a[4;2]=-1,1894502e11

a[5;2]=6,3175547e11

a[6;2]=-1,2737898e12

b[0;0]=-4,4178654e-5

b[1;0]=3,0793992e-4

b[2;0]=-4,0807943e-4

b[3;0]=0

b[4;0]=0

b[5;0]=0

b[6;0]=0

b[0;1]=3,1148992e-2

b[1;1]=-1,8632098e-1

b[2;1]=2,1607955e-1

b[3;1]=0

b[4;1]=0

b[5;1]=0

b[6;1]=0

b[0;2]=-4,36112260

b[1;2]=2,7387137e1

b[2;2]=-2,5175971e1

b[3;2]=0

b[4;2]=0

b[5;2]=0

b[6;2]=0

c[0]=-9,4401336e5

c[1]=-5,8423257e8

c[2]=0

d[0]=1,1971933e1

d[1]=-1,8305511e-2

d[2]=2,8709378e-5

e[0]=2,6629961e-3

e[1]=-3,8651891e-6

e[2]=7,4648411e-9

```

M_BrLi=86,845 [Kg/Kmol]
litio"
M_h2O=molarmass(Water)
T[0]=273,15
para a solução"
p[0]=0,6108
a solução"
h_BrLi[0]=-57,1521
brometo de litio"
h_h2O[0]=0
agua"
s_BrLi[0]=47,5562
brometo de litio"
s_h2O[0]=0
agua"
v_s=2
soluto. no caso do BrLi"
mo[0]=0,001

x_BrLi=x/100"X_BRLI('SI',T-273.15,P)/100"
solução BrLi"
y_BrLi=((x_BrLi)/(x_BrLi+(M_BrLi/M_h2O)*(1-x_BrLi)))
da solução BrLi"
p=P_BRLI('SI';T-273,15;x_BrLi*100)
[Kpa]"
mo=y_BrLi/((1-y_BrLi)*M_h2O)
M_sol=y_BrLi*M_BrLi+(1-y_BrLi)*M_h2O
solução BrLi-H2O"

"Entropia do Brometo de Lítio"
l_cpBrLis_sup=R#*(c[0]*(1/(-2*T^2))+c[1]*(1/(-3*T^3))+c[2]*(1/(-4*T^4)))
l_cpBrLis_inf=R#*(c[0]*(1/(-2*T[0]^2))+c[1]*(1/(-3*T[0]^3))+c[2]*(1/(-4*T[0]^4)))
l_cpBrLis=l_cpBrLis_sup-l_cpBrLis_inf
b[0]=b[0;0]+(b[1;0]/T)+(b[2;0]/T^2)
l_dVBrLis=R#*b[0]*(p-p[0])
s_BrLi=s_BrLi[0]+l_cpBrLis-l_dVBrLis
molar"

"Entropia da Agua pura"
l_cph2Os_sup=R#*(d[0]*ln(T)+d[1]*T+d[2]*(T^2)/2)
l_cph2Os_inf=R#*(d[0]*ln(T[0])+d[1]*T[0]+d[2]*(T[0]^2)/2)
l_cph2Os=l_cph2Os_sup-l_cph2Os_inf
l_dVh2Os=R#*(e[1]+2*e[2]*T)*(p-p[0])
s_h2O=s_h2O[0]+l_cph2Os-l_dVh2Os
pura molar"

"Entropia de Excesso"
duplicate i=1;6
a[i]=a[i;0]+(a[i;1]/T)+(a[i;2]/T^2)
b[i]=b[i;0]+(b[i;1]/T)+(b[i;2]/T^2)
da[i]=-(a[i;1]/T^2)-(2*a[i;2]/T^3)
db[i]=-(b[i;1]/T^2)-(2*b[i;2]/T^3)
soms[i]=(2/i)*(a[i]+(i*b[i])/(2*v_s))*p+T*(da[i]+(i/(2*v_s))*db[i]*p)*mo^(i/2)
end
soms_total=soms[1]+soms[2]+soms[3]+soms[4]+soms[5]+soms[6]
s_e=-y_BrLi*v_s*R#*soms_total

```

"Massa molar do brometo de litio"

"Massa molar da agua"

"Temperatura da referencia"

"Pressão de referencia para a solução"

"Entalpia de referencia do brometo de litio"

"Entalpia de referencia da agua"

"Entropia de referencia do brometo de litio"

"Entropia de referencia da agua"

"Numero de dissociação do soluto. no caso do BrLi"

"molalidade padrão"

"Fração massica da solução BrLi"

"fração molar da solução BrLi"

"Pressão da solução em [Kpa]"

"molalidade"

"Massa efetiva da solução BrLi-H2O"

"Entropia do BrLi molar"

"Entropia da agua"

"Entropia molar da solução BrLi - H2O"

$s_{\text{molar}} = y_{\text{BrLi}} * s_{\text{BrLi}} + (1 - y_{\text{BrLi}}) * s_{\text{H2O}} - y_{\text{BrLi}} * v_s * R * (\ln(\text{mo}/\text{mo}[0]) - 1) + s_{\text{e}}$
 molar do estado"

"entropia

"Entropia total da solução em [KJ/Kg]"

entropia = $s_{\text{molar}} / M_{\text{sol}}$

end

"Esta função acima é uma função necessária apenas para que a biblioteca do software consiga calcular a entropia da mistura água-brometo de lítio"

"Dados Iniciais"

"Temperaturas em °C"

T0=25+273,15

T[1]=36,844046

T[2]=36,844048

T[3]=56,844048

T[4]=86,247234

T[5]=62,258788

{T[6]=48,362433}

"Consideração de valvula com expansão isoentalpica"

T[7]=80,815949

T[8]=37

T[9]=5

T[10]=5

T[11]=12

T[12]=7

T[13]=30

T[14]=32,8

T[15]=T[14]

T[16]=35

"Pressões em kPa"

P[1]=0,87

P[2]=6,28

P[3]=6,28

P[4]=6,28

P[5]=6,28

P[6]=0,87

P[7]=6,28

P[8]=6,28

P[9]=0,87

P[10]=0,87

P[11]=101,15

P[12]=101,15

P[13]=101,15

P[14]=101,15

P[15]=101,15

P[16]=101,15

P[17]=150

"Considerada pressão de 150kPa"

P[18]=150

"Concentração em %"

x[1]=56,7

x[2]=56,7

x[3]=56,7

x[4]=62,5

```
x[5]=62,5
x[6]=62,5
x[7]=0
x[10]=0
```

"Vazões massásicas em kg/s"

```
m_dot[1]=0,0686
m_dot[2]=m_dot[1]
m_dot[3]=m_dot[1]
m_dot[4]=0,0622
m_dot[5]=m_dot[4]
m_dot[6]=m_dot[4]
m_dot[7]=0,0064
m_dot[8]=m_dot[7]
m_dot[9]=m_dot[7]
m_dot[10]=m_dot[7]
m_dot[11]=0,7151
m_dot[12]=m_dot[11]
m_dot[13]=1,7250
m_dot[14]=m_dot[13]
m_dot[15]=m_dot[13]
m_dot[16]=m_dot[13]
m_dot[18]=m_dot[17]
```

```
Duplicate j=1;5
h[j]=H_BRLI('SI';T[j];X[j])
end
```

```
h[5]=h[6] "Valvula de expansão"
T[6]=T_BRLI('SI';P[6];X[6])
```

"Considerando estado de vapor saturado na entrada do condensador"

```
h[7]=ENTHALPY(Water;T=T[7];x=1)
s[7]=ENTROPY(Water;P=P[7];x=1)
```

"Considerando estado de liquido saturado na saida do condensador"

```
h[8]=ENTHALPY(Water;P=P[8];x=0)
s[8]=ENTROPY(Water;P=P[8];x=0)
```

```
h[9]=h[8] "Valvula de expansão"
s[9]=ENTROPY(Water;T=T[9];h=h[9])
```

"Considerando estado de vapor saturado na saida do evaporador"

```
h[10]=ENTHALPY(Water;T=T[10];x=1)
s[10]=ENTROPY(Water;T=T[10];x=1)
```

```
Duplicate j=11;16
h[j]=ENTHALPY(Water;T=T[j];P=P[j])
s[j]=ENTROPY(Water;T=T[j];P=P[j])
end
```

```
h[17]=ENTHALPY(Water;P=P[17];T=T[17])
s[17]=ENTROPY(Water;P=P[17];T=T[17])
h[18]=ENTHALPY(Water;P=P[18];X=0)
s[18]=ENTROPY(Water;P=P[18];X=0)
T[18]=TEMPERATURE(Water;P=P[18];X=0)
```

"Considerando estado de líquido saturado na saida do gerador"

```
Duplicate j=1;6
s[j]=entropia(T[j]+273,15;x[j])
end
```

"Balanços de espécie química"**"Gerador"**

$$m_{\text{dot}}[3]*x[3]=m_{\text{dot_agua_ger_in}}$$

$$m_{\text{dot}}[4]*x[4]+m_{\text{dot}}[7]*x[7]=m_{\text{dot_agua_ger_out}}$$

"Absorvedor"

$$m_{\text{dot}}[6]*x[6]+m_{\text{dot}}[10]*x[10]=m_{\text{dot_agua_absor_in}}$$

$$m_{\text{dot}}[1]*x[1]=m_{\text{dot_agua_absor_out}}$$

"Balanços de energia"**"Gerador"**

$$m_{\text{dot}}[3]*h[3]+m_{\text{dot}}[17]*(h[17]-h[18])=m_{\text{dot}}[7]*h[7]+m_{\text{dot}}[4]*h[4]$$

$$Q_{\text{dot_gerador_água}}=m_{\text{dot}}[7]*(h[7]-h[3])$$

$$Q_{\text{dot_gerador_mistura}}=m_{\text{dot}}[4]*(h[4]-h[3])$$

$$Q_{\text{dot_Solar}}=m_{\text{dot}}[17]*(h[17]-h[18])$$

"condensador"

$$m_{\text{dot}}[7]*(h[7]-h[8])+Q_{\text{dot_cond_amb}}=m_{\text{dot}}[15]*(h[16]-h[15])$$

$$Q_{\text{dot_cond}}=m_{\text{dot}}[7]*(h[7]-h[8])$$

"Evaporador"

$$Q_{\text{dot_resfriado}}=m_{\text{dot}}[11]*(h[11]-h[12])$$

$$m_{\text{dot}}[9]*(h[9]-h[10])+m_{\text{dot}}[11]*(h[11]-h[12])+Q_{\text{dot_evap_amb}}=0$$

"Absorvedor"

$$m_{\text{dot}}[10]*h[10]+m_{\text{dot}}[6]*h[6]+m_{\text{dot}}[13]*(h[13]-h[14])+Q_{\text{dot_absorv_amb}}=m_{\text{dot}}[1]*h[1]$$

$$Q_{\text{dot_absv_água}}=m_{\text{dot}}[10]*(h[1]-h[10])$$

$$Q_{\text{dot_absv_mistura}}=m_{\text{dot}}[6]*(h[1]-h[6])$$

$$Q_{\text{dot_absorv}}=m_{\text{dot}}[13]*(h[14]-h[13])$$

"Trocador de calor"

$$m_{\text{dot}}[4]*(h[4]-h[5])+m_{\text{dot}}[2]*(h[2]-h[3])+Q_{\text{dot_troc_abm}}=0$$

$$Q_{\text{dot_trocador}}=m_{\text{dot}}[2]*(h[2]-h[3])$$

"Solar"

$$T[17]=120 \quad \text{"Temperatura assumida, valores: 120, 130, 140 e 150 °C."}$$

$$W=0,9 \quad \text{"Valor assumido, valores entre 0,3 e 0,9 kW/m²"}$$

$$\text{eta}_c=-0,0026*T[17]+0,7892$$

$$Q_{\text{dot_Solar}}=W*A*\text{eta}_c$$

"Efetividade dos trocadores"

$$\text{efet_cond}=(T[7]-T[8])/(T[7]-T[15])$$

$$\text{efet_evap}=(T[11]-T[12])/(T[11]-T[9])$$

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

"Eficiência de 1 lei"

$$\text{COP}=Q_{\text{dot_resfriado}}/Q_{\text{dot_solar}}$$

"Entropia gerada"

$$S_{\text{dot_evap}}=m_{\text{dot}}[9]*(s[10]-s[9])+m_{\text{dot}}[11]*(s[12]-s[11])$$

$$S_{\text{dot_cond}}=m_{\text{dot}}[9]*(s[8]-s[7])+Q_{\text{dot_cond}}/(T[16]+273,15)$$

$$S_{\text{dot_gerad}}=m_{\text{dot}}[4]*s[4]+m_{\text{dot}}[7]*s[7]-m_{\text{dot}}[3]*s[3]-Q_{\text{dot_Solar}}/(T[17]+273,15)$$

$$S_{\text{dot_absorv}}=m_{\text{dot}}[1]*s[1]-m_{\text{dot}}[6]*s[6]-m_{\text{dot}}[10]*s[10]+m_{\text{dot}}[13]*(s[14]-s[13])$$

$$S_{\text{dot_trocador}}=m_{\text{dot}}[2]*(s[3]-s[2])+m_{\text{dot}}[4]*(s[5]-s[4])$$

"Irreversibilidade"

$$I_{\text{dot_evap}} = S_{\text{dot_evap}} * T0$$

$$I_{\text{dot_cond}} = S_{\text{dot_cond}} * T0$$

$$I_{\text{dot_gerador}} = S_{\text{dot_gerad}} * T0$$

$$I_{\text{dot_absorv}} = S_{\text{dot_absorv}} * T0$$

$$I_{\text{dot_trocador}} = S_{\text{dot_trocador}} * T0$$

"eficiencia de 2 lei do coletor"

$$E_{\text{solar}} = W * A * \eta_c * (1 - T0/4500)$$

$$E_{\text{produto}} = m_{\text{dot}[17]} * (h[17] - h[18] - T0 * (s[17] - s[18]))$$

$$\epsilon_{\text{coletor}} = E_{\text{produto}} / E_{\text{solar}}$$