



FCTUC FACULDADE DE CIÊNCIAS  
E TECNOLOGIA  
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

DEPARTAMENTO DE  
ENGENHARIA MECÂNICA

# **Modelação energética de sistemas de absorção em TRNSYS**

Dissertação apresentada para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia  
Mecânica na Especialidade de Energia e Ambiente

## **Energy modelling of absorption systems in TRNSYS**

**Autor**

**Micael Vieira Neto**

**Orientadores**

**Professor Doutor José Manuel Baranda M. da Silva Ribeiro**

**Professor Doutor Adélio Manuel Rodrigues Gaspar**

**Júri**

<b>Presidente</b>	<b>Professor Doutor Divo Augusto Alegria Quintela</b> <b>Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra</b>
<b>Vogais</b>	<b>Professor Doutor Gonçalo Jorge Vieira Nunes Brites</b> <b>Professor Auxiliar Convidado da Universidade de Coimbra</b> <b>Professor Doutor José Manuel Baranda M. da Silva</b>
<b>Orientador</b>	<b>Ribeiro</b> <b>Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra</b>

**Coimbra, setembro, 2016**



“If you can’t explain it simply, you don’t understand it well enough”

Albert Einstein

Aos meus pais e à minha irmã.



## Agradecimentos

Desejo aqui manifestar o meu profundo agradecimento a todos aqueles que, de forma direta ou indireta, me apoiaram na realização deste trabalho. Na impossibilidade de enumerar todas as pessoas, gostaria de prestar o meu reconhecimento particularmente:

Ao Professor José Baranda, meu orientador, pela sua disponibilidade demonstrada e sentido crítico ao longo do trabalho que permitiram que a presente dissertação atingisse os seus objetivos. A ele devo a sugestão do tema deste trabalho e o programa de simulação EES.

Ao Professor Gonçalo Brites pela disponibilização do *software* TRNSYS, ao Professor Adélio Gaspar e ao Engenheiro Marco Fernandes pelo esclarecimento de algumas dúvidas relativas ao mesmo.

Aos meus pais, pela minha formação tanto como Homem como futuro Engenheiro e por me acompanharem neste percurso. A eles, o meu profundo agradecimento por todos os sacrifícios que fizeram para que eu pudesse chegar até aqui.

Aos meus amigos, aos de agora e aos de sempre, pelo seu apoio e companheirismo com quem aprendi e me diverti, com quem partilhei momentos inesquecíveis, aqueles que desejo manter perto durante a minha vida.



## Resumo

Nas últimas décadas houve um rápido crescimento nas vendas dos equipamentos de ar condicionado e refrigeração, que se traduziu num crescente aumento do consumo energético. A utilização de energia solar para o arrefecimento representa um conceito atrativo uma vez que as necessidades de arrefecimento coincidem, na maior parte do tempo, com a disponibilidade de radiação solar. É neste contexto, que surgem os sistemas de refrigeração por absorção como solução alternativa.

Os principais objetivos da presente dissertação passam pelo levantamento das configurações atualmente utilizadas na tecnologia de absorção bem como o estudo paramétrico de um ciclo de absorção de simples efeito através do EES. O par de trabalho utilizado foi  $H_2O/LiBr$ . Os resultados dos modelos desenvolvidos em EES foram comparados com os resultados do modelo *built-in* do TRNSYS.

A análise ao ciclo em questão, permitiu perceber que o aumento da temperatura no gerador provoca um aumento da concentração em LiBr na solução. No entanto e, apesar deste aumento conduzir a um acréscimo no COP (ainda que só até certo ponto), um aumento de temperatura no gerador (em excesso) poderá também provocar o fenómeno de cristalização. Por outro lado, a temperatura à saída do absorvedor deve ser controlada já que um aumento provoca uma redução no COP e a sua redução (em demasia) leva a que a solução opere fora do intervalo de concentrações recomendadas (dentro do qual não ocorre cristalização).

Por último, a comparação dos resultados entre o EES e o TRNSYS, levam a poder afirmar que os resultados obtidos através do segundo se aproximam muito do que era esperado e que este se mostra capaz de modelar o *chiller* de absorção (*type 107*) de forma muito aceitável.

**Palavras-chave:** Refrigeração por absorção, brometo de lítio-água, EES, TRNSYS, cristalização.





## Abstract

In the last years there has been a fast increase in sales of air conditioning and cooling equipment, which resulted in a progressive increase in energy consumption. The use of solar energy for cooling is an attractive resource since cooling requirements often match with the availability of solar radiation. Therefore, the absorption refrigeration systems appear as an alternative solution.

The main aims of this dissertation are to present the models currently used in the absorption technology and to perform a parametric study of a simple effect absorption cycle on EES. The  $H_2O/LiBr$  solution was used as working fluid. The results of EES's models were compared with TRNSYS's model results.

The analysis of this cycle has allowed to conclude that an increase on the generator's temperature causes an increase in the LiBr concentration in the solution. Although this increase leads to an increase in the coefficient of performance (meanwhile up to a point), an increase in the generator's temperature (by excess) could also lead to the crystallization process. Moreover, the outlet absorber temperature should be controlled because an increase causes a reduction in the COP and its reduction (absorber temperature) causes the solution to operate outside the recommended range of concentrations (within which no crystallization occurs).

Lastly, the comparison of results between the EES and TRNSYS has allowed to conclude that the results obtained in the second software are close to the expected results and it is capable of modelling the absorption chiller (type 107) in a well-acceptable way.

**Keywords** Absorption refrigeration, lithium bromide-water, EES, TRNSYS, crystallization.



---

## Índice

Índice de Figuras .....	xi
Índice de Tabelas .....	xiii
Simbologia, Subíndices e Acrónimos.....	xv
Simbologia.....	xv
Subíndices.....	xv
Acrónimos .....	xvi
1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1. Enquadramento .....	1
1.2. Motivação .....	2
1.3. Objetivos.....	3
1.4. Organização da dissertação.....	3
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	5
2.1. Sistemas de compressão vs sistemas de absorção.....	6
2.2. Fluidos de trabalho.....	8
2.3. Configurações possíveis .....	12
2.3.1. Simples efeito .....	14
2.3.2. Duplo efeito .....	16
2.3.3. Triplo efeito .....	18
3. ANÁLISE DE FUNCIONAMENTO DO CICLO DE SIMPLES EFEITO.....	21
3.1. Estudo paramétrico .....	22
3.2. Resultados obtidos .....	26
4. ANÁLISE DE FUNCIONAMENTO DO CICLO DE SIMPLES EFEITO COM PERMUTADORES DE CALOR EXTERNOS .....	33
4.1. Estudo paramétrico .....	34
4.2. Resultados obtidos .....	36
5. <i>TRANSIENT SYSTEM SIMULATION</i> .....	41
5.1. Descrição dos componentes.....	42
5.2. Resultados obtidos .....	47
6. CONCLUSÕES E TRABALHO FUTURO.....	49
6.1. Conclusões .....	49
6.2. Perspetivas de desenvolvimento futuro .....	50
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	51
ANEXO A – BIBLIOTECA DE PROPRIEDADES EES .....	55
APÊNDICE A .....	61
APÊNDICE B.....	63
APÊNDICE C.....	65



## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1. Diagrama esquemático de um ciclo frigorífico: (a) de compressão de vapor; (b) de absorção de simples efeito (Adaptado de Mortal, 2005). .....	6
Figura 2.2. Diagrama entalpia-concentração para soluções $H_2O/LiBr$ . .....	11
Figura 2.3. Comparação do COP para <i>chillers</i> de absorção de simples, duplo e triplo efeito a $H_2O/LiBr$ (Grossman, 2001). .....	14
Figura 2.4. Diagrama esquemático de um ciclo de absorção de simples efeito a $H_2O/LiBr$ (Adaptado de Srihirin <i>et al.</i> , 2001). .....	15
Figura 2.5. Diagrama de <b>Du</b> hring para um sistema de absorção de simples efeito a $H_2O/LiBr$ (Adaptado da ASHRAE, 1997). .....	15
Figura 2.6. Esquema de um ciclo de absorção de simples efeito a $NH_3/H_2O$ [Adaptado de (Le Lostec <i>et al.</i> , 2013) e (Chua <i>et al.</i> , 2002)]. .....	16
Figura 2.7. Ciclo de refrigeração por absorção de duplo efeito: a) em paralelo; b) em série; c) em série invertida (Labus, 2011). .....	18
Figura 2.8. Ciclo de refrigeração por absorção de triplo efeito em paralelo (Labus, 2011). .....	19
Figura 3.1. Esquema do ciclo de refrigeração por absorção de simples efeito (Adaptado de Florides <i>et al.</i> , 2002). .....	22
Figura 3.2. Evolução da concentração em LiBr, $x_3$ , e do COP em função da temperatura $T_3$ . .....	28
Figura 3.3. Evolução da concentração em LiBr, $x_1$ , e do COP em função da temperatura $T_1$ . .....	28
Figura 3.4. Diagrama Pressão-Temperatura-Concentração para soluções $H_2O/LiBr$ (Hariz, 2013). .....	29
Figura 3.5. Diagrama Pressão-Temperatura-Concentração para soluções $H_2O/LiBr$ obtido no EES. .....	29
Figura 3.6. Evolução das taxas de transferência de calor e da potência da bomba em função da pressão alta. .....	30
Figura 3.7. Evolução da concentração em LiBr, $x_3$ , e do COP em função da pressão alta. .....	30
Figura 3.8. Evolução da concentração em LiBr, $x_1$ , e do COP em função da pressão baixa. .....	31
Figura 3.9. Evolução das taxas de transferência de calor e da potência da bomba em função da pressão baixa. .....	31
Figura 3.10. Evolução das taxas de transferência de calor e da potência da bomba em função do caudal mássico $m_1$ . .....	32

Figura 4.1. Esquema do ciclo de refrigeração por absorção de simples efeito com permutadores de calor externos (Adaptado de Florides <i>et al.</i> , 2002). .....	33
Figura 4.2. Evolução da concentração em LiBr, $x_1$ e $x_3$ , em função da temperatura $T_9$ . .	38
Figura 4.3. Evolução das taxas de transferência de calor e da potência da bomba em função da temperatura $T_9$ . .....	39
Figura 4.4. Evolução da concentração em LiBr, $x_1$ e $x_3$ , em função da temperatura $T_{15}$ .	39
Figura 5.1. Sistema de refrigeração por absorção implementado no TRNSYS. ....	42
Figura 5.2. Conexão entre componentes no TRNSYS. ....	42

---

## ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1. Potências envolvidas nos sistemas de compressão de vapor e absorção, para 100 kW de capacidade de refrigeração com $T_{evap} = 3^{\circ}C$ e $T_{cond} = 42^{\circ}C$ (Adaptado de Hundy <i>et al.</i> , 2008). .....	7
Tabela 2.2. Fluidos de trabalho estudados em sistemas de absorção (Adaptado de Hassan e Mohamad, 2012). .....	12
Tabela 2.3. Tipos de ativação térmica em <i>chillers</i> de absorção a $H_2O/LiBr$ (Adaptado de <i>Thermally activated technologies</i> , 2003) .....	13
Tabela 3.1. Resumo do estado termodinâmico de cada ponto do ciclo. ....	23
Tabela 3.2. Dados de entrada para o ciclo de absorção de simples efeito. ....	26
Tabela 3.3. Resultados obtidos para as propriedades termodinâmicas em cada ponto do ciclo. ....	27
Tabela 3.4. Resultados obtidos da modelação do ciclo de absorção de simples efeito. ....	27
Tabela 4.1. Dados de entrada para o ciclo de absorção de simples efeito com permutadores de calor externos. ....	35
Tabela 4.2. Resultados obtidos para as propriedades termodinâmicas em cada ponto do ciclo. ....	37
Tabela 4.3. Resultados obtidos da modelação do ciclo de absorção de simples efeito com permutadores de calor externos. ....	37
Tabela 5.1. Parâmetros requeridos pelo <i>type 107: chiller</i> de absorção de simples efeito ...	43
Tabela 5.2. Dados de entrada requeridos pelo <i>type 107: chiller</i> de absorção de simples efeito .....	44
Tabela 5.3. Correspondência entre parâmetros no TRNSYS e EES. ....	44
Tabela 5.4. Comparação entre os resultados obtidos para as temperaturas no TRNSYS e EES. ....	47
Tabela 5.5. Comparação entre os resultados obtidos para os caudais mássicos no TRNSYS e EES. ....	47
Tabela 5.6. Comparação entre os resultados obtidos para as taxas de transferência de calor no TRNSYS e EES. ....	48





## SIMBOLOGIA, SUBÍNDICES E ACRÓNIMOS

### Simbologia

$A$  – Área de superfície [ $m^2$ ]

$C$  – Taxa de transporte de capacidade calorífica de um fluido [ $J/K$ ]

*Capacity* – Capacidade de arrefecimento do *chiller* [ $kJ/h$ ]

$C_p$  – Calor específico [ $kJ/kg.K$ ]

$\varepsilon$  – Efetividade de um permutador de calor

$f$  – Fração

$h$  – Entalpia [ $J/kg$ ]

$\dot{m}$  – Caudal mássico [ $kg/s$ ]

$p$  – Pressão [ $kPa$ ]

$\dot{Q}$  – Taxa de transferência de calor [ $kW$ ]

$Q$  – Qualidade

$R$  – Resistência térmica [ $m^2.K/W$ ]

$T$  – Temperatura [ $^{\circ}C$ ]

$U$  – Coeficiente global de transmissão de calor [ $kW/(m^2.K)$ ]

$v$  – Volume específico [ $m^3/kg$ ]

$\dot{W}$  – Potência [ $kW$ ]

$x$  – Concentração em LiBr (Brometo de lítio) na solução

$\Delta T$  – Diferença de temperatura [ $^{\circ}C$ ]

### Subíndices

abs – Absorvedor

bomb – Bomba da solução

chw – Água (fluido externo) no evaporador

comp – Compressor

cond – Condensador

cw – Água (fluido externo) no absorvedor  
DesignEnergyInput – Energia de entrada de projeto exigida pelo *chiller*  
DesignLoad – Capacidade de projeto em que o *chiller* opera  
evap – Evaporador  
f – Fluido frio  
FullLoadCapacity – Capacidade de carga total do *chiller*  
ger – Gerador  
hw – Água (fluido externo) no gerador  
i – Condutivas e convectivas  
in – Entrada do permutador de calor  
max – Máxima  
ml – Média-logarítmica  
NominalCapacity – Capacidade nominal do *chiller*  
out – Saída do permutador de calor  
q – Fluido quente  
rated – Projeto  
remove – Removida  
set – Referência  
tot – Total

## **Acrónimos**

ASHRAE – *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineering*

COP – Coeficiente de desempenho  
EES – *Engineering Equation Solver*  
 $H_2O/LiBr$  – Solução água-brometo de lítio  
IIR – *International Institute of Refrigeration*  
LiBr – Brometo de lítio  
 $NH_3/H_2O$  – Solução amónia-água  
TRNSYS – *Transient System Simulation*

# 1. INTRODUÇÃO

## 1.1. Enquadramento

Nas últimas décadas tem-se assistido a um aumento do consumo energético, causado pelo acesso geral da população à tecnologia, que tem sido o principal responsável pelo aumento da temperatura global do planeta, pela nossa dependência energética face ao exterior e pelo agravamento do custo dos combustíveis convencionais (Mateus, 2007).

Adicionalmente, a energia gasta para refrigeração e sistemas de ar condicionado tem vindo a constituir uma grande fatia no consumo energético mundial. A IIR (*International Institute of Refrigeration*), (2006), estima que 15% da energia produzida no planeta é justamente para este efeito, com uma taxa de crescimento global de 17% nesse mesmo ano e com indicações de que continuará a crescer. Para além disso, estima-se que 45% do consumo energético dos edifícios é para fins de arrefecimento (Abdulateef *et al.*, 2009). Estes são alguns dos fatores que conduzem a uma crescente consciencialização das questões energéticas nas sociedades atuais, levando à necessidade de utilizar a energia de uma forma mais racional uma vez que ela é um bem essencial a todos os seres humanos.

Paralelamente aos esforços que têm sido feitos para reduzir os consumos energéticos, surge um novo paradigma, tendo por base as energias renováveis, nomeadamente a solar, que pode constituir um meio importante para aliviar a dependência das importações de energia da Europa e, simultaneamente, cumprir algumas políticas europeias. O Protocolo de Quioto, criado em 1997, entrou em vigor no dia 16 de fevereiro de 2005, limitando e definindo metas nas emissões de gases responsáveis pelo efeito de estufa, para os países desenvolvidos e os que, à época, eram considerados os responsáveis históricos pela mudança atual do clima.

De acordo com o Decreto-Lei n.º 319/2009, de 3 de novembro, que transpõe a Diretiva n.º 2006/32/CE, do Parlamento Europeu e do Conselho, de 5 de abril de 2006, relativa à eficiência na utilização final de energia e aos serviços energéticos, estabelece que Portugal deve procurar atingir um objetivo global nacional indicativo de economias de energia de 9% para 2016, a alcançar através de serviços energéticos e de outras medidas de melhoria da eficiência energética. Além disso, Portugal comprometeu-se, ainda no contexto

das políticas europeias de combate às alterações climáticas (Pacote Energia-Clima 2020), entre outras medidas, a reduzir em 20% o seu consumo de energia elétrica até ao final de 2020 (Andrade, 2014).

De acordo com o anteriormente exposto verifica-se que as questões energéticas e ambientais são cada vez mais prementes nas sociedades modernas, reforçando a crescente e urgente necessidade de encontrar soluções alternativas ao atual paradigma energético.

## **1.2. Motivação**

Atualmente, a utilização de equipamentos convencionais de arrefecimento generalizou-se, sendo usual encontrar sistemas de ar condicionado baseados nos ciclos de compressão de vapor que levantam algumas questões energéticas e ambientais. A massificação da utilização de sistemas de ar condicionado leva a que nas épocas de maior necessidade de arrefecimento, nomeadamente no verão, exista um pico das necessidades energéticas, que são normalmente satisfeitas com o recurso à produção de eletricidade. Isto tem implicações ambientais, devido à emissão de poluentes atmosféricos, e económicas, devido ao aumento das necessidades de importação de combustíveis fósseis bem como à necessidade de aumentar a potência instalada por forma a suportar a crescente utilização destes sistemas (Cardoso, 2008).

Devido a estes factos, tem-se notado um interesse crescente em desenvolver tecnologias de arrefecimento a partir da energia solar. O aproveitamento da radiação solar para sistemas de refrigeração ativadas termicamente iria reduzir substancialmente os picos de consumo de energia elétrica nos meses de verão e reduzir o consumo de combustíveis fósseis (Pridasawas e Lundqvisti, 2007).

É neste contexto de procura de soluções que levem a um desenvolvimento sustentável que surge a tecnologia de climatização com base em ciclos de absorção. A aplicação de ciclos de absorção (ativados pela queima de combustíveis fósseis) para a produção de frio é conhecida desde 1859 e estes são bastante utilizados, sobretudo nos EUA (Thévenot, 1979). No entanto, o interesse na aplicação destes ciclos na climatização, alimentados por energia solar, ressurgiu nos últimos anos dado serem compatíveis com as atuais exigências ambientais e energéticas (Kim *et al.*, 2007). Por outro lado, os períodos de maior necessidade de frio correspondem aos períodos onde a disponibilidade solar é maior

podendo as máquinas de absorção que funcionem com energia solar contribuir para a diminuição da necessidade de consumo de combustíveis fósseis (Lamp *et al.*, 1998).

O supra descrito serve de motivação na realização da presente dissertação, no âmbito da simulação do comportamento de sistemas de refrigeração segundo ciclos de absorção.

### **1.3. Objetivos**

O objetivo da presente dissertação é não só fornecer formação básica e revisão da literatura existente em tecnologias de refrigeração por absorção, mas sobretudo o desenvolvimento da capacidade de simulação de sistemas de refrigeração por absorção utilizando o EES (*Engineering Equation Solver*) e o TRNSYS (*Transient System Simulation*).

O alcance dos objetivos deste trabalho passa pelo levantamento das diversas configurações atualmente utilizadas e, posteriormente, pela análise de funcionamento de sistemas de refrigeração por absorção nessas mesmas configurações. Modelos detalhados do seu funcionamento foram desenvolvidos, implementados em EES e analisados parametricamente. Os resultados dos modelos desenvolvidos em EES foram comparados com os resultados do modelo *built-in* do TRNSYS de modo a estabelecer paralelismos e identificar possíveis diferenças/falhas.

### **1.4. Organização da dissertação**

A presente dissertação é composta por seis capítulos, incluindo este capítulo introdutório. O capítulo 2 contempla uma breve evolução histórica sobre os sistemas de refrigeração por absorção e respetiva fundamentação teórica, configurações possíveis existentes e a apresentação dos fluidos de trabalho mais utilizados. No capítulo 3 é descrito o funcionamento do EES, onde se apresentam as equações referentes aos balanços de massa e de energia a cada componente do ciclo de absorção de simples efeito. Neste capítulo é realizado um estudo paramétrico ao ciclo em questão e são expostos os resultados obtidos. Apesar dos processos de transferência de calor irem além do âmbito desta dissertação, no capítulo 4 apresenta-se a modelação do ciclo acima referido, com permutadores de calor externos, uma vez que a posterior comparação com os resultados obtidos do TRNSYS assim

o exige. Neste capítulo (e à semelhança do capítulo 3), é realizado um estudo paramétrico e apresentam-se os resultados obtidos do ciclo de absorção de simples efeito com permutadores de calor externos. O capítulo 5 começa por fazer uma breve descrição do TRNSYS, apresentando não só os componentes (*types*) utilizados na modelação energética bem como as equações que estão na base desta. Por último, no capítulo 6, são apresentadas as conclusões deste trabalho e indicadas perspectivas de desenvolvimento futuro.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A primeira máquina de refrigeração a operar segundo um ciclo de absorção foi desenvolvida por Edmond Carré, em 1850, que utilizava água e ácido sulfúrico. Mais tarde, em 1859, o seu irmão e engenheiro, Ferdinand Carré, foi quem patenteou o primeiro equipamento de refrigeração a operar segundo o mesmo ciclo, que utilizava água como absorvente e amônia como refrigerante. No final da década de 1960, as empresas americanas eram responsáveis por 100% da produção mundial de *chillers* a  $H_2O/LiBr$ , utilizando o ciclo de absorção de simples efeito. Em 1970, a Trane Company iniciou a primeira produção em massa de *chillers* de absorção de duplo efeito a  $H_2O/LiBr$  e acionados a vapor (Foley *et al.*, 2000).

A absorção é um processo em que as moléculas de um material num determinado estado se misturam no interior do volume de outro num estado diferente. Este fenómeno promove o efeito de arrefecimento evaporativo e trata-se de um processo reversível, ou seja, após o material absorvente ser aquecido e desumidificado (regeneração), fica apto para novo processo de absorção.

Os sistemas de refrigeração por absorção são ativados por uma fonte de calor que fornece a energia necessária à ativação do sistema, através de combustão efetuada direta ou indiretamente, por aquecimento de fluidos com calor residual (de um processo fabril, por exemplo), ou ainda por vapor ou água quente proveniente de outra fonte de calor (energia solar, por exemplo). Estes sistemas utilizam dois fluidos no ciclo, onde o absorvente (solvente) é responsável por absorver o refrigerante (soluto), na forma de vapor a baixa pressão. Posteriormente, esta mistura binária é pressurizada e reaquecida no gerador para regenerar o vapor de refrigerante pressurizado, ou seja, o refrigerante é separado do absorvente (dessorção).

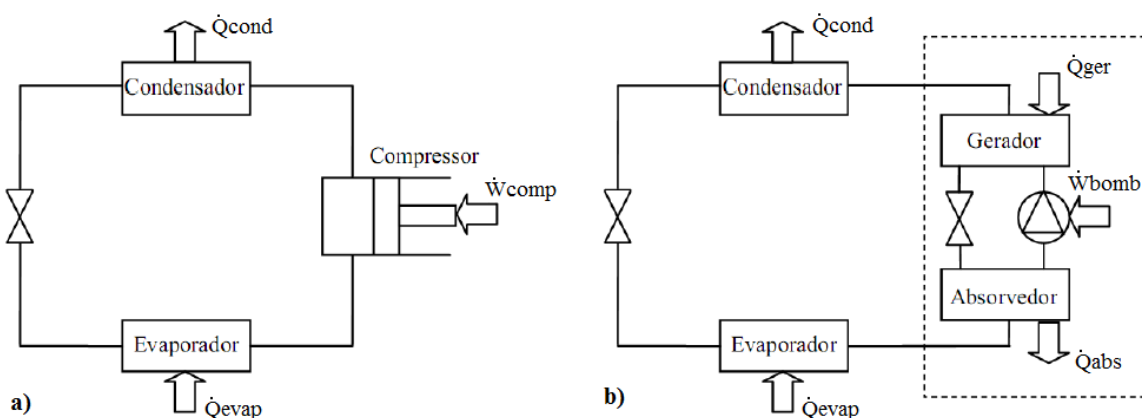
O estudo realizado em 2006 pela *European Solar Thermal Industry Federation* concluiu que nesse ano existiam cerca de 100 sistemas de refrigeração com alimentação térmica por energia solar instalados na Europa, cerca de 2/3 dos quais se baseavam em ciclos de absorção e metade destes utilizava coletores solares de placa plana (Lebre, 2012). A capacidade de refrigeração apresentada por estes sistemas de arrefecimento era tipicamente

igual ou superior a 100 kW. Hoje em dia estão disponíveis sistemas a partir de 4 kW de capacidade de arrefecimento, o que possibilita a instalação destes em habitações e edifícios comerciais (Varga *et al.*, 2011).

Desenvolve-se, de seguida, uma comparação com o ciclo de compressão de vapor, os pares de trabalhos que são mais utilizados e ainda a exposição das configurações possíveis de utilizar nos sistemas de absorção.

## 2.1. Sistemas de compressão vs sistemas de absorção

Como se mostra na Figura 2.1, a abordagem comum para explicar o ciclo de refrigeração por absorção é compará-lo com o ciclo de compressão de vapor mais familiar, dado que o funcionamento de ambos é semelhante, distinguindo-se em dois aspetos. O primeiro é que, obviamente, nos sistemas de absorção é necessário a existência de um absorvente para além do refrigerante. A segunda diferença é no processo de compressão, ou seja, o compressor mecânico do ciclo de compressão é substituído por um compressor dito térmico (uma vez que o ciclo é acionado termicamente). Este compressor consiste num absorvedor, bomba da solução, gerador, válvula de laminagem, não ocorrendo trocas apreciáveis de energia mecânica.



**Figura 2.1.** Diagrama esquemático de um ciclo frigorífico: (a) de compressão de vapor; (b) de absorção de simples efeito (Adaptado de Mortal, 2005).

A vantagem do sistema de absorção em relação ao sistema de compressão de vapor convencional é que muito pouca ou quase nenhuma energia elétrica é necessária para pressurizar o fluido refrigerante (Chidambaram *et al.*, 2011). Segundo Chaves (2009), um sistema de absorção consome cerca de 5 a 10% da energia elétrica de um sistema de



compressão de vapor de igual capacidade frigorífica, apresentando ainda outras vantagens, tais como:

- Possibilidade de variar a fonte térmica externa;
- Ausência da necessidade de subestação elétrica, mesmo em instalações de grande porte;
- Baixo nível de ruído;
- Não existir restrição de tamanho, podendo variar desde pequenas a grandes instalações.

Enquanto que a energia fornecida a uma máquina frigorífica de compressão de vapor é na forma de trabalho mecânico, às máquinas frigoríficas de absorção fornece-se energia térmica, diretamente. A potência da bomba da solução é geralmente desprezável para efeitos de cálculo, tal como abaixo apresentado, na Tabela 2.1.

**Tabela 2.1.** Potências envolvidas nos sistemas de compressão de vapor e absorção, para 100 kW de capacidade de refrigeração com  $T_{evap} = 3^{\circ}C$  e  $T_{cond} = 42^{\circ}C$  (Adaptado de Hundy *et al.*, 2008).

	Compressão de vapor	Absorção
<b>Capacidade de refrigeração [kW]</b>	100	100
<b>Potência do compressor/bomba [kWe]</b>	30	0,1
<b>Calor usado [kW]</b>	-	165
<b>Calor rejeitado [kW]</b>	130	265,1

A eficiência de máquinas frigoríficas é expressa em termos do seu coeficiente de desempenho, COP (*Coefficient of Performance*), definido através da expressão (2.1):

$$COP = \frac{\text{Efeito de refrigeração}}{\text{Energia fornecida}} \quad (2.1)$$

Assim, os COP's para os sistemas de compressão de vapor e absorção são dados, respetivamente, pelas expressões (2.2) e (2.3):

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

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{bomb} + \dot{Q}_{ger}} \approx \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{ger}} \quad (2.3)$$

O COP de um sistema real de absorção é muito inferior ao de um sistema ideal devido às várias irreversibilidades internas e externas que ocorrem em qualquer fenómeno de transferência de calor (Santos, 2012). Por outro lado, o COP de uma máquina frigorífica de absorção é bastante inferior ao de uma máquina frigorífica de compressão de vapor, visto que a segunda utiliza energia elétrica para o seu acionamento – energia de alto nível – enquanto que a primeira utiliza energia calorífica diretamente – energia de baixo nível (Seara, 1999). Assim, se o cálculo do COP dos sistemas de compressão de vapor fosse feito com energia primária ao invés de secundária, as diferenças entre os COP's de uma máquina frigorífica de absorção e de uma máquina frigorífica de compressão de vapor iriam atenuar-se muito.

## 2.2. Fluidos de trabalho

O desempenho de um sistema de refrigeração por absorção depende das propriedades químicas e termodinâmicas dos pares de trabalho (Perez-Blanco, 1984). Desde que se começaram a estudar os sistemas de refrigeração por absorção já foram utilizados vários pares de trabalho, no entanto, os mais comuns são os pares  $H_2O/LiBr$  e  $NH_3/H_2O$ , uma vez que estes oferecem um bom desempenho termodinâmico e não têm qualquer efeito prejudicial para o ambiente.

Deste modo, a escolha do par de trabalho de um sistema de refrigeração por absorção depende de vários requisitos importantes, uma vez que esta escolha tem um grande efeito sobre o desempenho do sistema (ASHRAE, 2013):

1. Cristalização - O par refrigerante/absorvente não deve formar uma fase sólida sobre a gama esperada da sua composição e da temperatura a que irá estar sujeito. A formação de sólidos pode causar a paragem do escoamento e provocar danos no equipamento;

2. Volatilidade - O refrigerante deve ser mais volátil que o absorvente de modo a que os dois possam ser separados (desorvidos) facilmente, sem a necessidade de uma coluna de retificação;
3. Afinidade - O absorvente deve ter uma afinidade forte relativamente ao refrigerante nas condições em que a absorção tem lugar. Forte afinidade permite menos absorvente a circular para o mesmo efeito de refrigeração, reduzindo as perdas de calor sensível e permitindo um recuperador de calor mais pequeno;
4. Pressão - É necessário que as pressões de funcionamento sejam moderadas. Muito altas pressões requerem equipamentos com paredes mais espessas, e será necessária uma quantidade de energia elétrica significativa para bombear os fluidos a partir do lado de baixa pressão para o lado de alta pressão. Por outro lado, muito baixas pressões requerem equipamentos de grande volume e de meios especiais para reduzir a perda de pressão no escoamento de vapor de refrigerante;
5. Estabilidade - É necessária alta estabilidade química para evitar formação indesejável de gases, sólidos ou substâncias corrosivas;
6. Corrosão - Os fluidos devem ser não corrosivos. Se os fluidos forem corrosivos, devem ser empregues inibidores de corrosão que podem influenciar o desempenho termodinâmico do equipamento;
7. Segurança - Os fluidos deverão ser seguros, de outro modo, devem ser tomadas medidas de precaução se forem tóxicos, inflamáveis ou se trabalham a altas pressões;
8. Propriedades de transporte - A viscosidade, tensão superficial, difusividade térmica e difusividade mássica são propriedades importantes na seleção do par de trabalho. Por exemplo, uma viscosidade baixa promove a transferência de calor e massa e reduz a necessidade de potência na bomba hidráulica;
9. Calor latente - De modo a que a velocidade de circulação do refrigerante e do absorvente possa ser minimizada, o calor latente do refrigerante deve ser elevado;

10. Devem ser não prejudiciais ao ambiente, sendo os dois parâmetros de maior importância o potencial de efeito de estufa e o potencial de depleção da camada de ozono.

Tal como acima descrito, os pares de trabalho mais utilizados nestes sistemas são os pares  $H_2O/LiBr$  e  $NH_3/H_2O$ , em que a água e a amónia são refrigerantes e o brometo de lítio e a água funcionam como absorventes, respetivamente. Como é evidente, nenhum par cumpre todos os requisitos, mas são estes os que oferecem melhor compromisso e é com estes que se têm desenvolvido a maioria dos estudos.

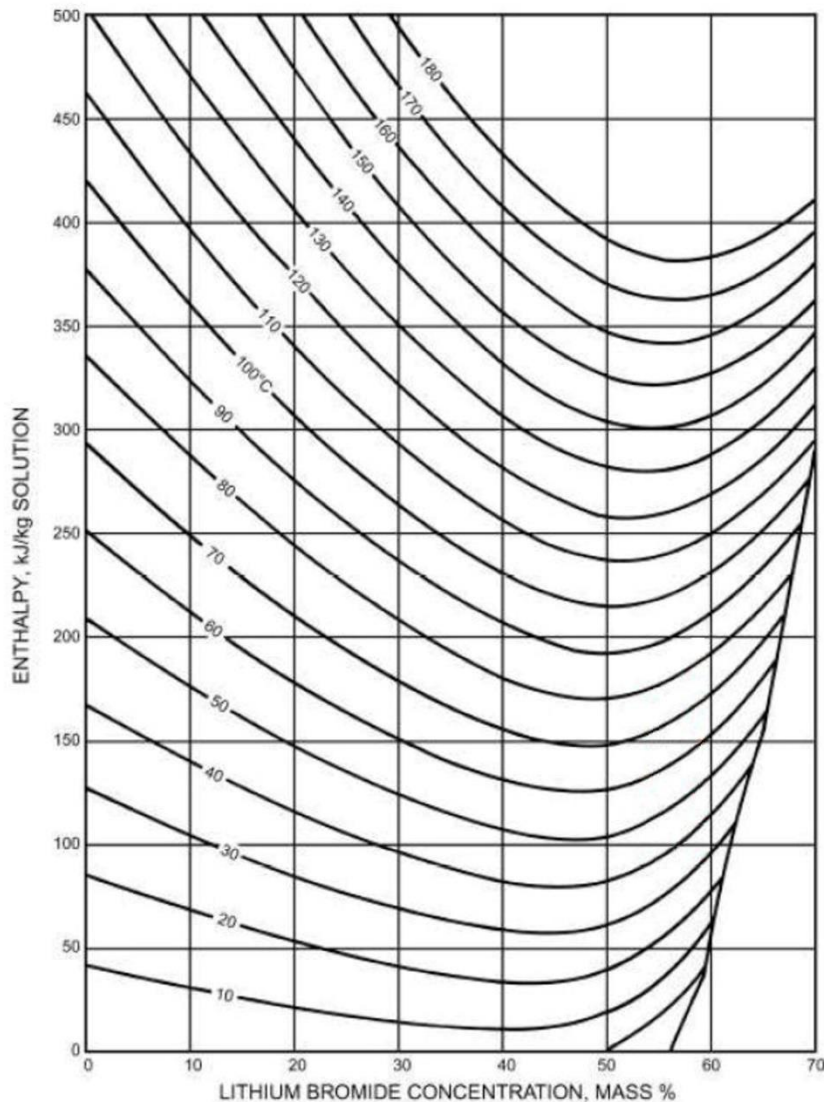
O par  $H_2O/LiBr$  apresenta como vantagens o facto de ter um COP bem como um calor latente elevados e ainda o facto de a água ser volátil relativamente ao LiBr. Contudo, o facto de trabalhar com água como refrigerante limita a gama de temperaturas a que o evaporador pode funcionar, uma vez que o seu ponto de fusão é de  $0^\circ C$  (Srikhirin *et al.*, 2001). Além disso, no par de trabalho  $H_2O/LiBr$  existe o risco de ocorrência do fenómeno de cristalização, uma vez que o LiBr tem tendência a formar sólidos, com mais probabilidade de ocorrer na solução forte em LiBr que retorna do gerador ao absorvedor (Wang *et al.*, 2011).

Para evitar este fenómeno, o ciclo a  $H_2O/LiBr$  deve funcionar entre um dado intervalo de temperaturas nos componentes uma vez que a temperatura influencia a concentração da solução. Deste modo, uma das estratégias de controlo é especificar limites de temperatura de forma a que a máquina opere em concentrações entre 50 a 65% de LiBr. Além disso, LiI é por vezes adicionado na solução de  $H_2O/LiBr$  para superar o problema da cristalização (Castro *et al.*, 2008).

A Figura 2.2 representa um gráfico onde podem ser obtidas as entalpias de LiBr nas concentrações compreendidas entre 0 a 70%. Existem pontos a diferentes pressões e temperaturas, a partir dos quais o LiBr começa a cristalizar.

Já o par  $NH_3/H_2O$  tem uma elevada afinidade e estabilidade na gama de temperaturas e pressões de operação. O ponto de fusão da amónia ( $-77^\circ C$ ) permite que estes fluidos de trabalho possam ser utilizados em aplicações a mais baixas temperaturas (Srikhirin *et al.*, 2001). No entanto, devido à volatilidade da água (absorvente), verifica-se a necessidade de uma coluna de retificação (dispositivo adicional que produz a condensação parcial dos vapores gerados, originando um enriquecimento do refrigerante). Além disso, a

amônia tem um odor muito desagradável e é corrosiva relativamente aos tubos que contenham cobre na sua constituição. Segundo Eicker (2009), é ainda necessária uma pressão de funcionamento do refrigerante relativamente elevada (até 25 bar).



**Figura 2.2.** Diagrama entalpia-concentração para soluções  $H_2O/LiBr$ .

De uma forma geral, o par de trabalho  $H_2O/LiBr$  é mais adequado para a geração de água fria em *chillers* e para sistemas de ar condicionado, sendo o mais apropriado para aplicações solares (Jaruwongwittaya e Chen, 2010). Por seu turno, os sistemas que funcionam a  $NH_3/H_2O$  não são tão apropriados para a utilização com coletores solares, devido à alta temperatura necessária no gerador (125-170°C), sendo mais adequados para aplicações industriais de refrigeração e congelação (Eicker, 2009).

Para além destes fluidos de trabalho, existem outros que, apesar de serem menos utilizados, já foram estudados na tentativa de resolver alguns problemas e desvantagens mencionadas que os pares  $H_2O/LiBr$  e  $NH_3/H_2O$  apresentam. A Tabela 2.2 apresenta alguns desses fluidos já estudados.

**Tabela 2.2.** Fluidos de trabalho estudados em sistemas de absorção (Adaptado de Hassan e Mohamad, 2012).

Refrigerante	Absorvente	Referências
Água ( $H_2O$ )	Solução aquosa ternária de hidróxidos (40% de NaOH, 36% de KOH e 24% de CsOH)	Romero <i>et al.</i> , 2001
	Líquido iónico (EMIM-DMP)	Zhang e Hu, 2011; Ren <i>et al.</i> , 2011
	Líquido iónico (EMISE)	Zue <i>et al.</i> , 2010
	Etilenoglicol ( $C_2H_6O_2$ )	Abdelmessih <i>et al.</i> , 2007
Amónia ( $NH_3$ )	Monometilamina	Romero <i>et al.</i> , 2005; Pilatowsky <i>et al.</i> , 2001
	$CaCl_2$	Worsøe-Schmidt, 1979; Rasul e Murphy, 2006
	$SrCl_2$	Worsøe-Schmidt, 1979; Erhard e Hahne, 1997
	$LiNO_3$	Rivera e Rivera, 2003; Siddiqui, 2001
	$H_2O + NaOH$	Steu <i>et al.</i> , 2009
	IMPEX (80% de $SrCl_2$ e 20% de grafite)	Bansal <i>et al.</i> , 1997
Trifluoroetanol (TFE)	TEGDME	Medrano <i>et al.</i> , 2001; Boer <i>et al.</i> , 1998
Metanol ( $MeOH$ )	TEGDME	Medrano <i>et al.</i> , 2001; Boer <i>et al.</i> , 1998

### 2.3. Configurações possíveis

Existem atualmente várias configurações possíveis para os ciclos de absorção, desde os ciclos de simples efeito até aos ciclos multi-efeito (ou multi-estágio), podendo estes serem de duplo, triplo ou meio efeito. Os componentes constituintes principais são: absorvedor, gerador, condensador e evaporador. O sistema de refrigeração de simples efeito é o mais simples e mais usado, sendo que nos ciclos de absorção de multi-efeito o calor para o gerador de mais alta pressão deve ser fornecido a uma temperatura relativamente elevada.

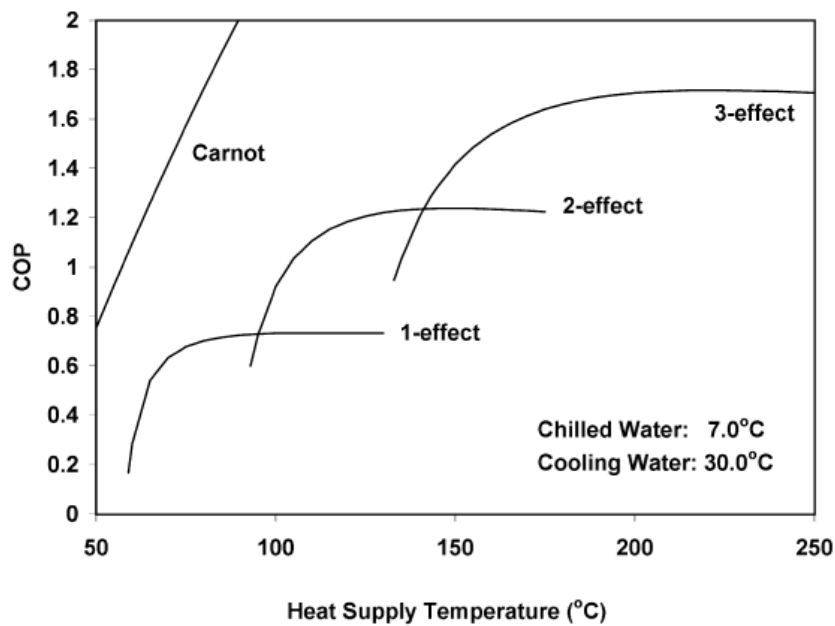
Uma máquina a operar segundo um ciclo de absorção pode ser ativada através de várias fontes de calor, como já foi referido. A Tabela 2.3 apresenta vários tipos de ativação térmica possíveis e ainda os intervalos de temperatura tipicamente necessários e utilizados para ativar um *chiller* de absorção a  $H_2O/LiBr$ . Como se percebe pela tabela, para ativar uma máquina de simples efeito através de água quente bastam temperaturas de, aproximadamente, 75°C.

**Tabela 2.3.** Tipos de ativação térmica em *chillers* de absorção a  $H_2O/LiBr$  (Adaptado de *Thermally activated technologies*, 2003)

<b>Tipo de ativação térmica</b>	<b>Temperatura [°C]</b>
Queima de combustível (gás natural, óleo, etc)	1000-1800
Gases de escape (duplo efeito)	400-600
Gases de escape (simples efeito)	230-350
Vapor (duplo efeito)	144-180
Vapor (simples efeito)	103-133
Água quente (duplo efeito)	140-200
Água quente (simples efeito)	75-120

Através da Figura 2.3, percebe-se que ao utilizar o calor da condensação, o COP pode ser claramente melhorado de aproximadamente 0,7 em processos de simples efeito para 1,35 em *chillers* de absorção de duplo efeito e 1,7 nos de triplo efeito (Pridasawas, 2006).

Apesar de existirem vários ciclos de absorção possíveis, este trabalho irá focar-se primordialmente nos ciclos de simples, duplo efeito e triplo efeito, pois são os mais utilizados e é com eles que se têm feitos grande parte dos estudos neste âmbito. É importante salientar que neste trabalho não se irão abordar os ciclos de meio efeito pois são menos utilizados e apenas conseguem atingir um COP no intervalo de 0,3 a 0,4 (Kim, 2007).



**Figura 2.3.** Comparação do COP para *chillers* de absorção de simples, duplo e triplo efeito a  $H_2O/LiBr$  (Grossman, 2001).

### 2.3.1. Simples efeito

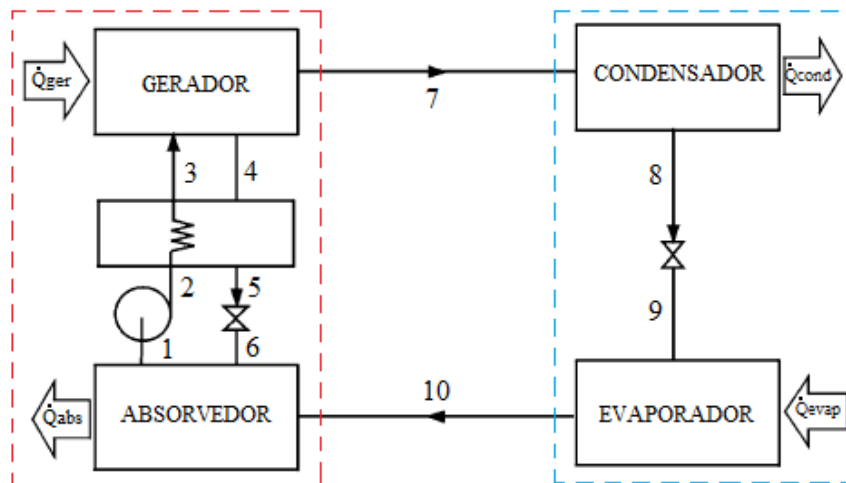
De acordo com Hassan e Mohamad (2012), os sistemas de absorção de simples efeito (ou simples estágio) representam a maioria de sistemas de absorção disponíveis no mercado e podem funcionar através de coletores planos, a baixas temperaturas. As máquinas de simples efeito podem ser produzidas com regenerador ou não, mas estudos experimentais mostram que o COP pode aumentar até 60% na presença deste (Aphornratan, 1995).

A Figura 2.4 apresenta um diagrama esquemático do ciclo de refrigeração por absorção de simples efeito usando  $H_2O/LiBr$  como fluidos de trabalho. Percebe-se que o sistema é a combinação de dois ciclos, isto é, o ciclo de produção de trabalho (a tracejado vermelho) e o ciclo de refrigeração (a tracejado azul).

Deste modo, à saída do absorvedor (ponto 1), a solução é rica em refrigerante e a bomba (ponto 2) força o líquido a passar através do regenerador até ao gerador (ponto 3). No regenerador a solução sofre um pré-aquecimento (melhorando o desempenho do sistema), sendo que no gerador a fonte de calor promove a separação do refrigerante da solução. O vapor de refrigerante (ponto 7) desloca-se até ao condensador, onde se dá a condensação por rejeição de calor. O líquido refrigerante (ponto 8) escoia através da válvula de laminagem, onde ocorre redução da pressão, até ao evaporador (ponto 9). No evaporador, a admissão de calor evapora o refrigerante, deslocando-se sob a forma de vapor até ao

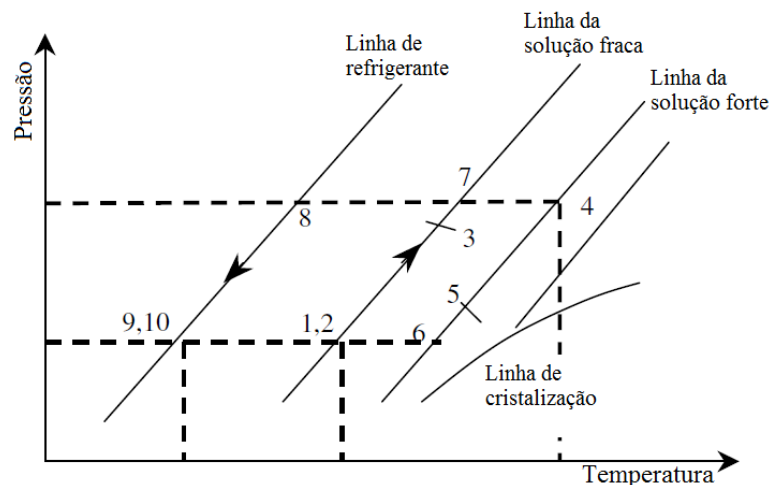


absorvedor (ponto 10). À saída do gerador (ponto 4), a solução forte em LiBr é arrefecida no regenerador (ponto 5), retornando até ao absorvedor, onde absorve o vapor de refrigerante proveniente do evaporador, fechando o ciclo.



**Figura 2.4.** Diagrama esquemático de um ciclo de absorção de simples efeito a  $H_2O/LiBr$  (Adaptado de Srihirin *et al.*, 2001).

Na Figura 2.5 apresenta-se o diagrama de Dühring, gráfico pressão-temperatura onde as linhas na diagonal representam concentrações constantes. Como se percebe através desta figura, o ciclo opera entre duas pressões: a alta que corresponde ao condensador e à separação do refrigerante da solução no gerador (onde ocorre admissão de calor) e a baixa que corresponde ao evaporador e ao processo de absorção no absorvedor (onde ocorre libertação de calor).

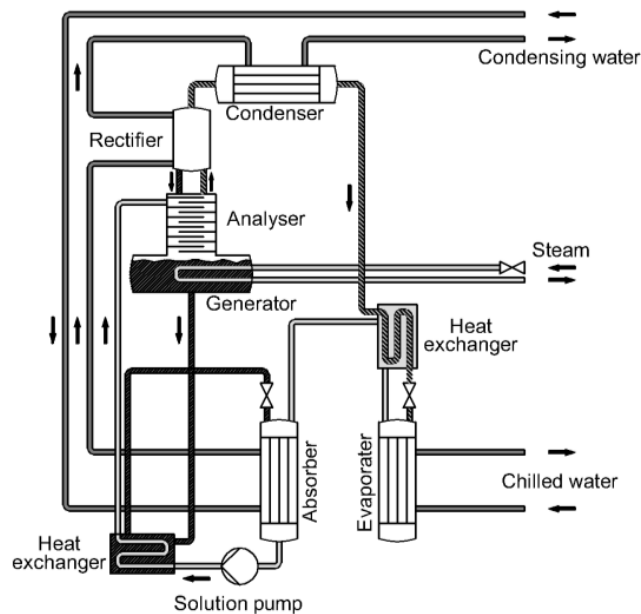


**Figura 2.5.** Diagrama de Dühring para um sistema de absorção de simples efeito a  $H_2O/LiBr$  (Adaptado da ASHRAE, 1997).

De acordo com a ASHRAE (2006), a pressão baixa (correspondente ao evaporador e ao absorvedor) normalmente utilizada é 0,7 kPa enquanto que a pressão alta (correspondente ao gerador e ao condensador) é, aproximadamente, 6 kPa.

Os sistemas de absorção de simples efeito a  $NH_3/H_2O$  têm um funcionamento semelhante aos que operam a  $H_2O/LiBr$ , diferenciando-se na necessidade de colocação de uma coluna de retificação. Assim, sendo a água o absorvente (e muito volátil), é necessário purificar o vapor formado no gerador (processo de retificação) e assegurar que a evolução no circuito condensador-válvula de laminagem-evaporador é feita com (quase) amónia pura. Na verdade, a retificação nunca é um processo completo, diminuindo, portanto, a eficiência do ciclo (Roriz, 2006).

A Figura 2.6 apresenta um diagrama esquemático do ciclo de absorção de simples efeito a  $NH_3/H_2O$ .



**Figura 2.6.** Esquema de um ciclo de absorção de simples efeito a  $NH_3/H_2O$  [Adaptado de (Le Lostec *et al.*, 2013) e (Chua *et al.*, 2002)].

### 2.3.2. Duplo efeito

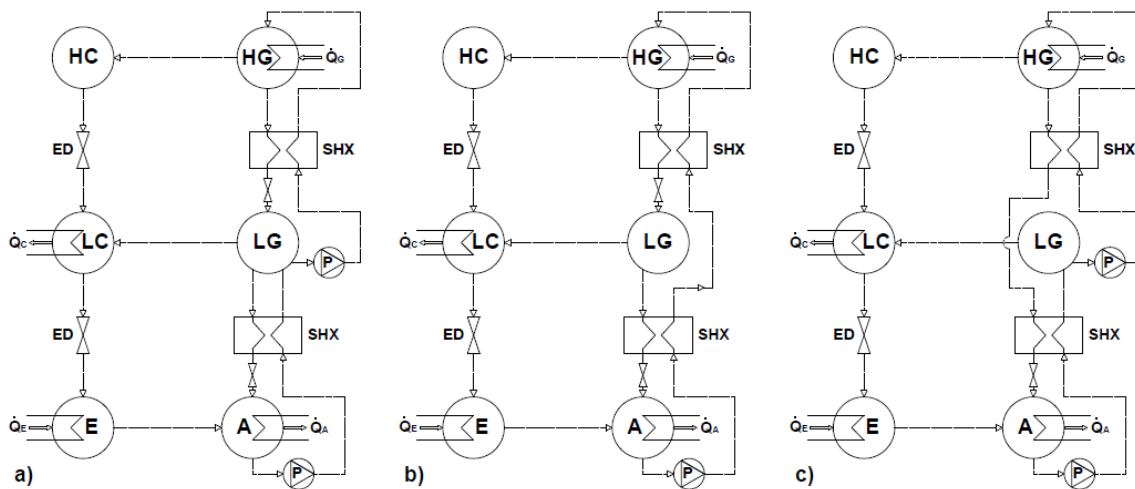
Nas configurações de duplo-efeito, Figura 2.7, o refrigerante é separado do absorvente através de dois geradores que são operados a diferentes temperaturas. Isto significa que, além dos componentes básicos (comuns ao *chiller* de simples efeito), este processo inclui um gerador e um condensador adicionais. Por norma, este tipo de máquinas opera entre três níveis de pressão e tal como para as de simples efeito, podem ou não ser produzidas com regenerador.

O nível de temperatura da fonte de energia para um *chiller* de duplo efeito tem de ser muito maior do que para um *chiller* de simples efeito. Deste modo, o calor é fornecido ao gerador de alta pressão, onde ocorre a primeira separação de refrigerante da solução. De seguida, o vapor de refrigerante escoar até ao condensador de alta pressão onde o calor libertado durante o processo de condensação é utilizado para acionar o gerador à pressão intermédia. O refrigerante condensado, em ambos os condensadores, desloca-se através das válvulas de laminagem até ao evaporador (ao nível de pressão mais baixo), onde o efeito de arrefecimento é produzido da mesma forma ao processo de simples efeito (Labus, 2011).

Normalmente, o escoamento dos fluidos de trabalho em paralelo e em série são as configurações possíveis deste tipo de ciclo. A Figura 2.7a) mostra um ciclo de absorção de duplo efeito em paralelo, enquanto que a Figura 2.7b) e Figura 2.7c) representam configurações em série e em série invertida, respetivamente. A principal diferença entre estas duas configurações (série e série invertida) é o número de bombas que estão instaladas no ciclo. Assim, ao contrário da configuração em série invertida, na configuração em série a solução é primeiramente bombeada para o gerador de alta pressão. Em ambos os casos, a temperatura do condensador de alta pressão deve ser alta o suficiente para, através da transferência de calor, ativar o gerador a pressão intermédia (Chen e Jaruwongwittaya, 2010).

Os sistemas de arrefecimento com potências elevadas são atualmente produzidos com os fluidos  $H_2O/LiBr$ . Uma das razões é o aumento da aplicação de máquinas absorção de duplo efeito que funcionam a gás, nas quais o refrigerante é primeiro separado (desorvido) a altas temperaturas e depois o calor da condensação é utilizado para nova separação a mais baixas temperaturas e pressões.

Apesar de existirem máquinas de duplo efeito a funcionar a  $NH_3/H_2O$ , este tipo de configuração é mais adequado aos fluidos  $H_2O/LiBr$ , uma vez que com o par  $NH_3/H_2O$  se atingem pressões muito mais elevadas.



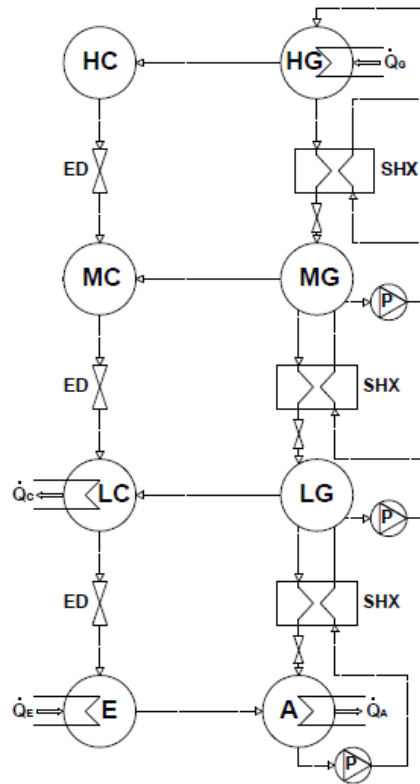
**Figura 2.7.** Ciclo de refrigeração por absorção de duplo efeito: a) em paralelo; b) em série; c) em série invertida (Labus, 2011).

Do ponto de vista energético, o conceito de duplo efeito é interessante, já que permite atingir COP's superiores a 1, utilizando calor com temperaturas possíveis de serem fornecidas através de energia solar (Borges, 2015).

### 2.3.3. Triplo efeito

Os ciclos de triplo efeito têm ganho um interesse significativo no esforço que tem sido feito para melhorar ainda mais o desempenho dos sistemas de arrefecimento ativados termicamente. Tal como para os ciclos de duplo efeito, também os de triplo efeito apresentam escoamento em paralelo ou em série. No entanto, os resultados de estudos realizados por Grossman *et al.* (1992 e 1994) sugerem que o ciclo de triplo efeito com configuração em paralelo apresenta um maior COP.

A forma mais fácil de explicar o ciclo de triplo efeito, Figura 2.8, é analisá-lo como uma extensão do ciclo de duplo efeito, que opera entre quatro níveis de pressão. O ciclo de triplo efeito possui três geradores e inclui dois processos internos de troca de calor (condensador de alta pressão/gerador à pressão intermédia e condensador à pressão intermédia/gerador de baixa pressão). O vapor de refrigerante proveniente dos geradores a alta e intermédia pressão é condensado e esse calor é utilizado para ativar os geradores a mais baixas pressões. À semelhança dos ciclos de simples e duplo efeito, o refrigerante dos três condensadores escoam até o evaporador onde ocorre o efeito de arrefecimento (Labus, 2011).



**Figura 2.8.** Ciclo de refrigeração por absorção de triplo efeito em paralelo (Labus, 2011).



### 3. ANÁLISE DE FUNCIONAMENTO DO CICLO DE SIMPLES EFEITO

Uma modelação numérica de um sistema térmico apresenta várias vantagens, onde se destacam as mais importantes: a eliminação da despesa de construção de protótipos, a otimização dos componentes do sistema, a estimativa da quantidade de energia fornecida a partir do sistema, a previsão das variações de temperatura do sistema, a viabilidade económica, etc.

Neste capítulo, procede-se a uma breve descrição do EES, *software* através do qual se realizou uma análise de funcionamento de um ciclo de refrigeração por absorção de simples efeito. É desenvolvido um estudo paramétrico do ciclo em questão, adaptado de Herold *et al.* (2016), em regime estacionário e baseado nos balanços de massa e de energia a cada componente. O par de trabalho escolhido foi  $H_2O/LiBr$  uma vez que apresenta um melhor desempenho comparando com os fluidos  $NH_3/H_2O$  (Somers, 2009).

É relevante salientar que se realizou a modelação do ciclo com e sem regenerador para perceber a influência deste no desempenho do ciclo. No entanto, na presente dissertação, apenas se apresentam os resultados obtidos sem regenerador para, posteriormente, comparar os resultados com os obtidos no TRNSYS, já que a modelação do *chiller* de absorção neste *software* está feita na ausência de regenerador.

O EES é um *software* de resolução numérica de uma série de equações, podendo também ser aplicado ao cálculo integral e diferencial, análises de incerteza ou regressões lineares e não lineares. O programa pode ser também utilizado para fazer otimizações, converter unidades, verificar a consistência das unidades e gerar gráficos com qualidade de publicação. Uma característica importante do EES é a base de dados de propriedades termodinâmicas de alta precisão que é fornecida para centenas de substâncias, permitindo que o utilizador recorra a ela para a resolução das equações.

Apesar de se fazer uma abordagem aos processos externos de transferência de calor (no capítulo 4), o presente trabalho foca-se, sobretudo, na compreensão do ciclo interno de simples efeito e do seu desempenho nas condições propostas.

### 3.1. Estudo paramétrico

De seguida, é feito um estudo paramétrico ao ciclo de absorção de simples efeito (sem regenerador) a  $H_2O/LiBr$ , Figura 3.1, onde estão representados oito pontos no total, correspondendo a cada um deles uma temperatura, pressão, entalpia, caudal mássico, etc. Estes pontos (1 a 8) correspondem a pontos internos ao próprio ciclo.

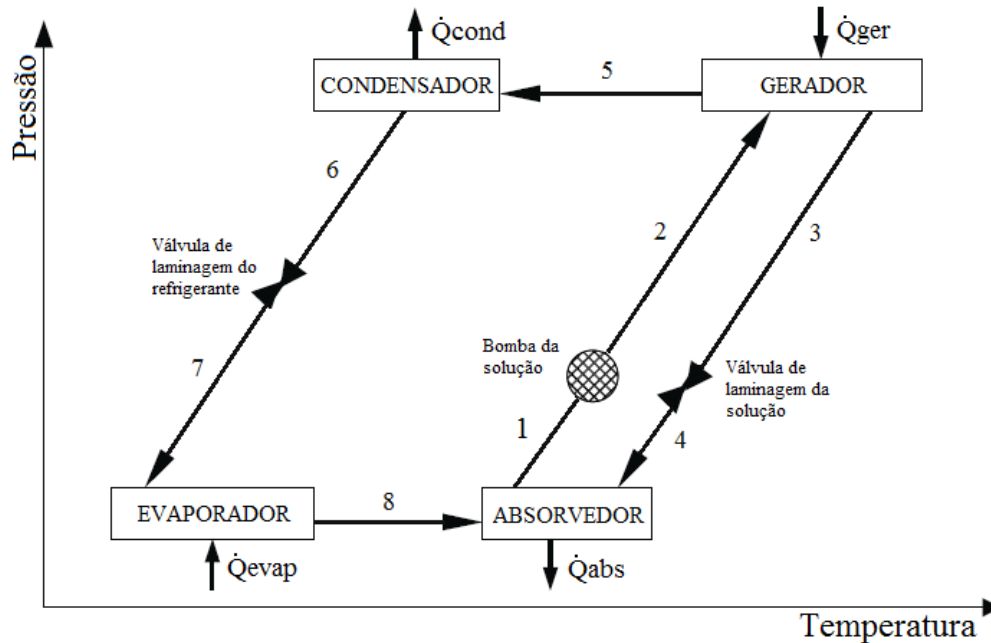


Figura 3.1. Esquema do ciclo de refrigeração por absorção de simples efeito (Adaptado de Florides *et al.*, 2002).

Para a modelação do ciclo de absorção de simples efeito, consideram-se as seguintes hipóteses:

- Regime permanente;
- Existem duas pressões,  $p_{alta}$  e  $p_{baixa}$ , no sistema: a pressão no gerador e no condensador é  $p_{alta}$ , enquanto que no evaporador e no absorvedor é  $p_{baixa}$ ;
- As quedas de pressão são consideradas desprezáveis à exceção da bomba da solução e das válvulas de laminagem (da solução e do refrigerante);
- As perdas de calor são, igualmente, consideradas desprezáveis;
- Ambas as válvulas de laminagem são consideradas isentálpicas;
- A bomba da solução é considerada isentrópica.

A tabela abaixo, Tabela 3.1, apresenta o estado termodinâmico a que se encontra cada ponto (1 a 8) representados na Figura 3.1.



**Tabela 3.1.** Resumo do estado termodinâmico de cada ponto do ciclo.

Ponto	Estado
1	Solução líquida saturada
2	Solução líquida sub-arrefecida
3	Solução líquida saturada
4	Mistura bifásica
5	Vapor de água sobreaquecido
6	Água saturada
7	Mistura bifásica
8	Vapor de água saturado

Através das hipóteses consideradas e do estado termodinâmico para cada ponto acima definidos, é possível escrever as equações dos balanços de massa e de energia para cada componente.

### Absorvedor

O balanço de massa ao absorvedor é dado pela equação (3.1):

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_4 + \dot{m}_8 \quad (3.1)$$

e pela equação (3.2) que traduz a conservação de LiBr no absorvedor:

$$\dot{m}_1 \cdot x_1 = \dot{m}_4 \cdot x_4 \quad (3.2)$$

Uma vez que as concentrações em LiBr  $x_1$  e  $x_4$  ( $x_4 = x_3$ ), são valores de entrada, bem como o caudal mássico  $\dot{m}_1$ , é possível calcular  $\dot{m}_4$ . Tal como representado na equação (3.3), a taxa de transferência de calor no absorvedor pode ser determinada através de um balanço de energia:

$$\begin{aligned} \dot{m}_8 \cdot h_8 + \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{Q}_{abs} - \dot{m}_1 \cdot h_1 &= 0 \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow \dot{Q}_{abs} &= \dot{m}_8 \cdot h_8 + \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_1 \cdot h_1 \end{aligned} \quad (3.3)$$

As entalpias dos pontos 1 a 8 (à exceção dos pontos 4 e 7 que, como referido anteriormente, se encontram num estado vapor-líquido) são determinadas fazendo uso da biblioteca externa do EES tanto para a solução de  $H_2O/LiBr$  como para a água (refrigerante). No entanto, a entalpia no ponto 4 é igual à do ponto 3 uma vez que se considera a válvula de laminagem da solução (forte em LiBr) isentálpica, ou seja,  $h_4 = h_3$ . Também o caudal mássico no ponto 4 é igual a 3, isto é,  $\dot{m}_4 = \dot{m}_3$ .

### Bomba da solução

Considerando a igualdade apresentada na equação (3.4):

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \quad (3.4)$$

a potência da bomba da solução pode ser calculada através de um balanço de energia feito à mesma, como a equação (3.5) exhibe:

$$\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{W}_{bomba} - \dot{m}_2 \cdot h_2 = 0 \Leftrightarrow \dot{W}_{bomba} = \dot{m}_1 (h_2 - h_1) \quad (3.5)$$

Por outro lado, a potência da bomba pode ainda ser expressa através da equação (3.6), uma vez que é considerada isentrópica, tal como admitido acima:

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_1 \cdot v_1 \cdot (p_{alta} - p_{baixa}) \quad (3.6)$$

É importante referir que a bomba da solução apenas provoca um aumento de pressão (de  $p_{baixa}$  para  $p_{alta}$ ). Assim, na equação admite-se que o volume específico  $v_1$ , não se altera do ponto 1 para o ponto 2 e recorrendo à base de dados das propriedades termodinâmicas que o EES dispõe, foi possível obter o valor desse parâmetro. Da igual forma se considera que  $x_2 = x_1$ .

### Gerador

O balanço de massa ao gerador é dado pela equação (3.7):

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 + \dot{m}_5 \quad (3.7)$$

e pela equação (3.8) que traduz a conservação de LiBr no gerador:

$$\dot{m}_2 \cdot x_2 = \dot{m}_3 \cdot x_3 \quad (3.8)$$

Uma vez que as frações mássicas  $x_2$  ( $x_2 = x_1$ ) e  $x_3$  são valores de entrada no modelo, bem como o caudal mássico  $\dot{m}_2$  ( $\dot{m}_2 = \dot{m}_1$ ), é possível calcular  $\dot{m}_3$ . A taxa de transferência de calor no gerador pode ser determinada através de um balanço de energia ao mesmo, dado pela equação (3.9):

$$\begin{aligned} \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{Q}_{ger} - \dot{m}_3 \cdot h_3 - \dot{m}_5 \cdot h_5 &= 0 \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow \dot{Q}_{ger} &= \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_5 \cdot h_5 - \dot{m}_2 \cdot h_2 \end{aligned} \quad (3.9)$$

### Condensador

A taxa de transferência de calor no condensador pode ser determinada através do balanço de energia que é dado pela equação (3.10):

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_5(h_5 - h_6) \quad (3.10)$$

O caudal mássico no ponto 6 considera-se igual ao do ponto 5, ou seja,  $\dot{m}_6 = \dot{m}_5$ . O fornecimento de energia sob a forma de calor no gerador promove a separação da solução (como já abordado no capítulo 2). Deste modo, a concentração em LiBr no ponto 5,  $x_5$ , é considerada nula uma vez que o fluido é apenas água (refrigerante) e  $x_6 = x_5$ .

### Evaporador

Da mesma forma que se considerou para a válvula de laminagem da solução (forte), a válvula de laminagem do refrigerante apenas provoca alteração da pressão (agora de  $p_{alta}$  para  $p_{baixa}$ ). Assim,  $\dot{m}_7 = \dot{m}_6$ ,  $x_7 = x_6$  e  $h_7 = h_6$ .

O balanço de energia ao evaporador é dado pela expressão (3.11):

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_7(h_8 - h_7) \quad (3.11)$$

O caudal mássico no ponto 8 considera-se igual ao do ponto 7, ou seja,  $\dot{m}_8 = \dot{m}_7 = \dot{m}_6 = \dot{m}_5$ . A concentração em LiBr no ponto 8,  $x_8$ , é igual a  $x_7$  que por sua vez é igual a  $x_6$  e  $x_5$ , como referido acima.

### Coefficiente de desempenho, COP

Tal como definido no capítulo 2, o coeficiente de desempenho é definido através da equação (3.12):

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{bomb} + \dot{Q}_{ger}} \approx \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{ger}} \quad (3.12)$$

Os valores correspondentes aos parâmetros de entrada do ciclo de absorção em causa estão listados na Tabela 3.2. O valor definido para o caudal mássico  $\dot{m}_1$  foi baseado no estudo de Florides *et al.* (2002). Por outro lado, e, tal como mencionado no capítulo 2, os valores de pressão,  $p_{alta}$  e  $p_{baixa}$ , considerados foram 6 kPa e 0,7 kPa, respetivamente, de acordo com a ASHRAE (2006). Já as temperaturas,  $T_1$  e  $T_3$ , foram otimizadas do código de

Herold *et al.* (2016) enquanto que  $T_5$  e as concentrações em LiBr,  $x_1$  e  $x_3$ , foram introduzidas com recurso às funções que devolvem os respetivos valores.

**Tabela 3.2.** Dados de entrada para o ciclo de absorção de simples efeito.

<b>Parâmetro</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Valor</b>
Caudal mássico à saída do absorvedor [kg/s]	$\dot{m}_1$	0,05
Pressão alta [kPa]	$p_{alta}$	6
Pressão baixa [kPa]	$p_{baixa}$	0,7
Temperatura à saída do absorvedor [°C]	$T_1$	30
Temperatura à saída do gerador (solução forte) [°C]	$T_3$	90
Temperatura à saída do gerador (refrigerante) [°C]	$T_5$	68,69
Concentração de LiBr à saída do absorvedor	$x_1$	0,5463
Concentração de LiBr à saída do gerador (solução forte)	$x_3$	0,6429
Qualidade à saída do absorvedor	$Q_1$	0
Qualidade à saída do gerador (solução forte)	$Q_3$	0
Qualidade à saída do condensador	$Q_6$	0
Qualidade à saída do evaporador	$Q_8$	1

No Apêndice A apresenta-se o código utilizado para a modelação do ciclo de absorção abordado neste capítulo e a biblioteca de propriedades termodinâmicas do EES que foi utilizada está contida no Anexo A.

### 3.2. Resultados obtidos

Na Tabela 3.3 apresentam-se os resultados obtidos para as propriedades termodinâmicas em cada ponto. Os valores a sublinhado representam os valores de entrada e os restantes valores de saída.

Outros resultados obtidos (como as taxas de transferência de calor) para a modelação do ciclo de absorção de simples efeito estão apresentados na Tabela 3.4.

**Tabela 3.3.** Resultados obtidos para as propriedades termodinâmicas em cada ponto do ciclo.

	<b>Caudal mássico [kg/s]</b>	<b>Pressão [kPa]</b>	<b>Temperatura [°C]</b>	<b>Entalpia [kJ/kg]</b>	<b>Concentração em LiBr</b>	<b>Estado</b>
<b>1</b>	<u>0,05</u>	<u>0,7</u>	<u>30</u>	75,52	<u>0,5463</u>	Solução líquida saturada
<b>2</b>	0,05	<u>6</u>	30	75,52	0,5463	Solução líquida sub-arrefecida
<b>3</b>	0,0425	<u>6</u>	<u>90</u>	236,2	<u>0,6429</u>	Solução líquida saturada
<b>4</b>	0,0425	<u>0,7</u>	53,31	236,2	0,6429	Mistura bifásica
<b>5</b>	0,00751	<u>6</u>	<u>68,69</u>	2628	0	Vapor de água sobreaquecido
<b>6</b>	0,00751	<u>6</u>	36,17	151,5	0	Água saturada
<b>7</b>	0,00751	<u>0,7</u>	1,88	151,5	0	Mistura bifásica
<b>8</b>	0,00751	<u>0,7</u>	1,88	2504	0	Vapor de água saturado

**Tabela 3.4.** Resultados obtidos da modelação do ciclo de absorção de simples efeito.

<b>Parâmetro</b>	<b>Unidades</b>	<b>Valor</b>
$\dot{Q}_{abs}$	kW	25,06
$v_1$	$m^3/kg$	0,001
$\dot{W}_{bomb}$	kW	$1,646 \times 10^{-4}$
$\dot{Q}_{ger}$	kW	25,99
$\dot{Q}_{cond}$	kW	18,59
$\dot{Q}_{evap}$	kW	17,66
COP	-	0,68

Como foi abordado no capítulo 2, verifica-se que a temperatura à saída do gerador tem influência no desempenho do ciclo. No entanto, por mais que se tente aumentar esta temperatura, a partir de certo ponto (aproximadamente 100°C) esta deixa de provocar um aumento do COP, tendendo este a permanecer constante. Este facto está traduzido graficamente na Figura 3.2 e é semelhante ao que foi apresentado na Figura 2.3.

Um grande aumento de temperatura no gerador também seria inviável não só pelo fato de coletores solares (por exemplo) não conseguirem atingir temperaturas tão elevadas, mas sobretudo por estarmos a aumentar a concentração de LiBr em demasia, que poderia provocar cristalização.

Da mesma forma, na Figura 3.3, um aumento da temperatura à saída do absorvedor, promove um aumento da concentração da solução (fraca em LiBr). Por outro lado (e ao contrário do que se verificou na Figura 3.2), observa-se uma redução do

desempenho do ciclo aquando de um aumento de  $T_1$ , por ocorrer uma diminuição da concentração de água na solução e, conseqüentemente, da capacidade de refrigeração.

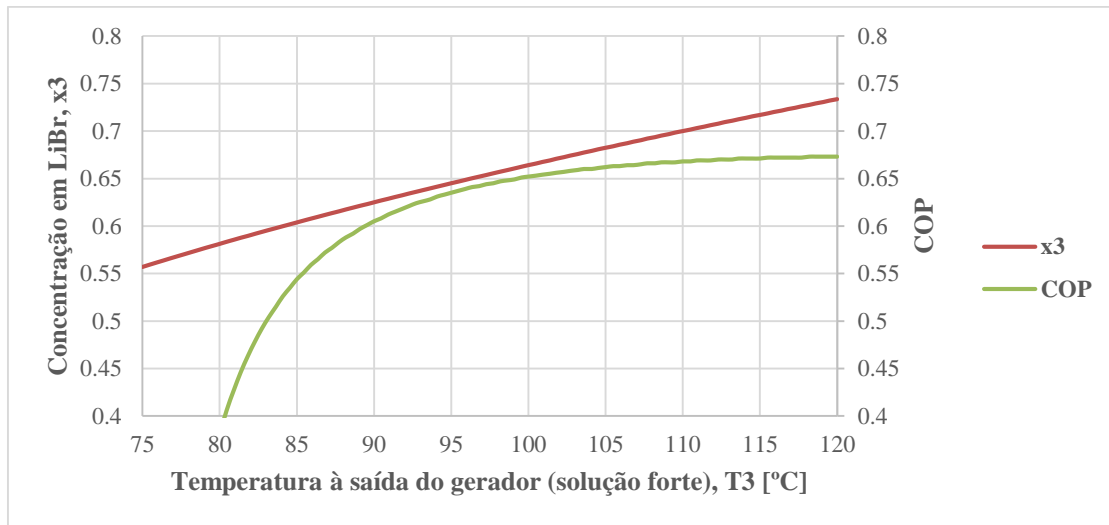


Figura 3.2. Evolução da concentração em LiBr,  $x_3$ , e do COP em função da temperatura  $T_3$ .

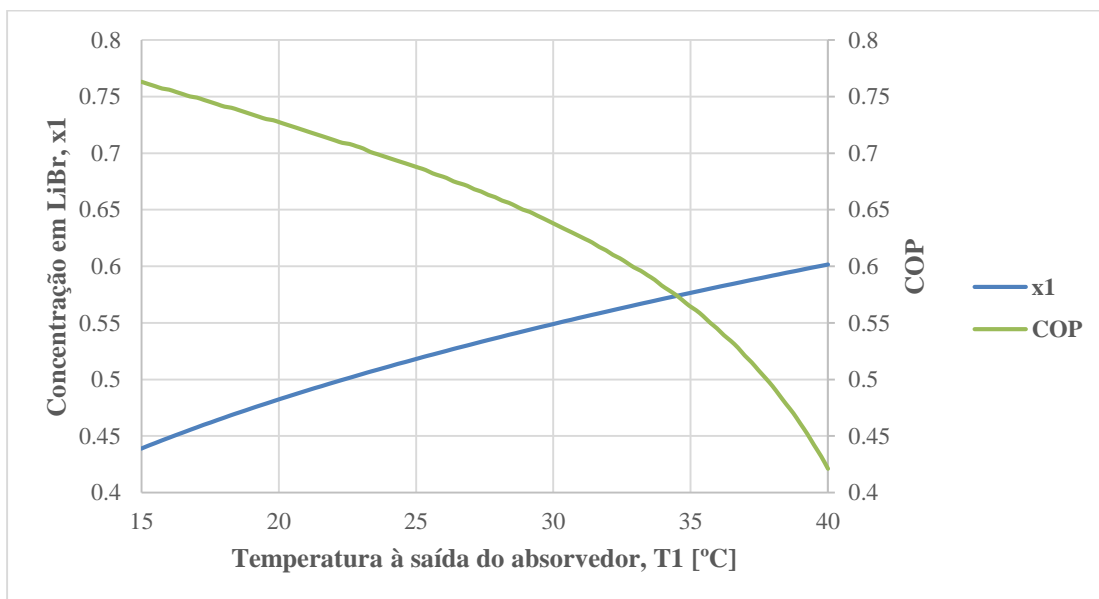


Figura 3.3. Evolução da concentração em LiBr,  $x_1$ , e do COP em função da temperatura  $T_1$ .

O gráfico da Figura 3.4, Diagrama Pressão-Temperatura-Concentração para soluções  $H_2O/LiBr$ , permite saber qual a pressão e a temperatura do vapor de água no gerador em função da temperatura e da concentração da solução e, ainda, a que temperatura o absorvedor deve operar para atingir uma determinada concentração, tendo em conta uma determinada pressão de vapor da água. Assim, para que ocorra o processo de absorção de

água é necessário que a concentração em LiBr diminua e isto é conseguido à custa do arrefecimento da solução.

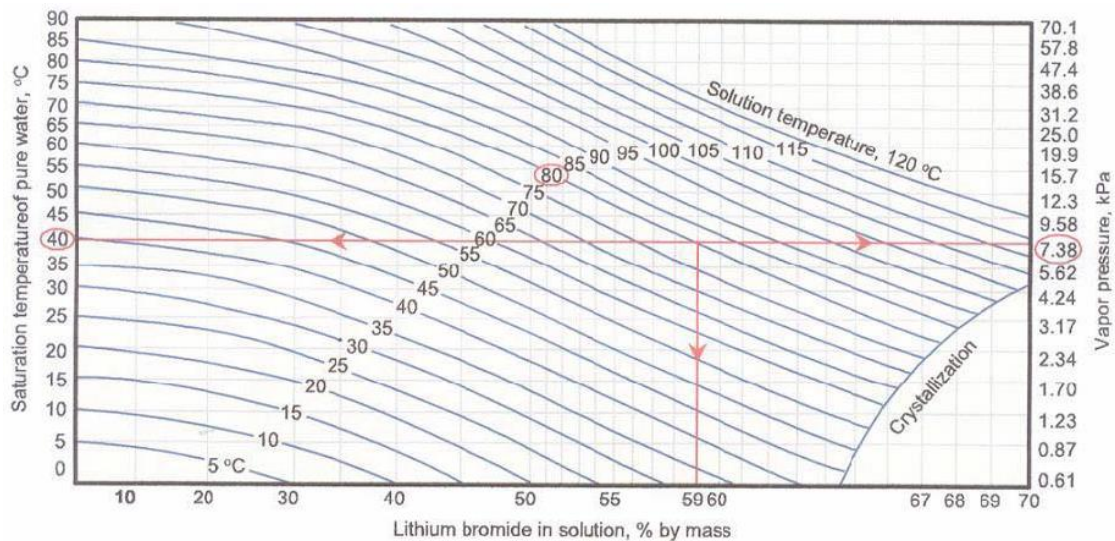


Figura 3.4. Diagrama Pressão-Temperatura-Concentração para soluções  $H_2O/LiBr$  (Hariz, 2013).

O gráfico apresentado na Figura 3.5, muito semelhante ao apresentado na Figura 3.4, foi obtido por intermédio da biblioteca de propriedades termodinâmicas do EES (a mesma que foi utilizada para o desenvolvimento do código do ciclo de absorção de simples efeito), levando a poder afirmar que os resultados obtidos através desta biblioteca são fidedignos. Por limitação do Excel, a principal diferença que se verifica entre as figuras trata-se da escala utilizada na Figura 3.5 não ser a mesma da Figura 3.4.

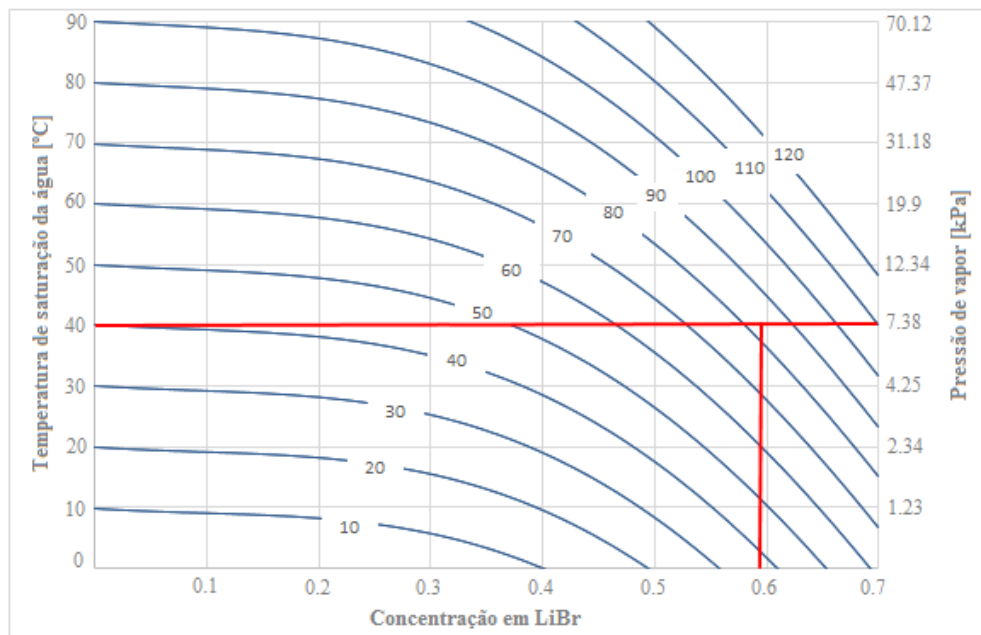


Figura 3.5. Diagrama Pressão-Temperatura-Concentração para soluções  $H_2O/LiBr$  obtido no EES.

O código utilizado para a construção deste gráfico (Figura 3.5) está apresentado no Apêndice B.

Como se disse anteriormente, a bomba da solução apenas provoca um aumento de pressão (de  $p_{baixa}$  para  $p_{alta}$ ). Assim, na Figura 3.6, facilmente se percebe que um aumento da pressão alta exige uma potência da bomba superior. Por outro lado, as taxas de transferência de calor associadas a cada componente sofrem uma redução. É de esperar, portanto, que o desempenho do ciclo seja diminuído com o aumento de  $p_{alta}$ , tal como se observa na Figura 3.7.

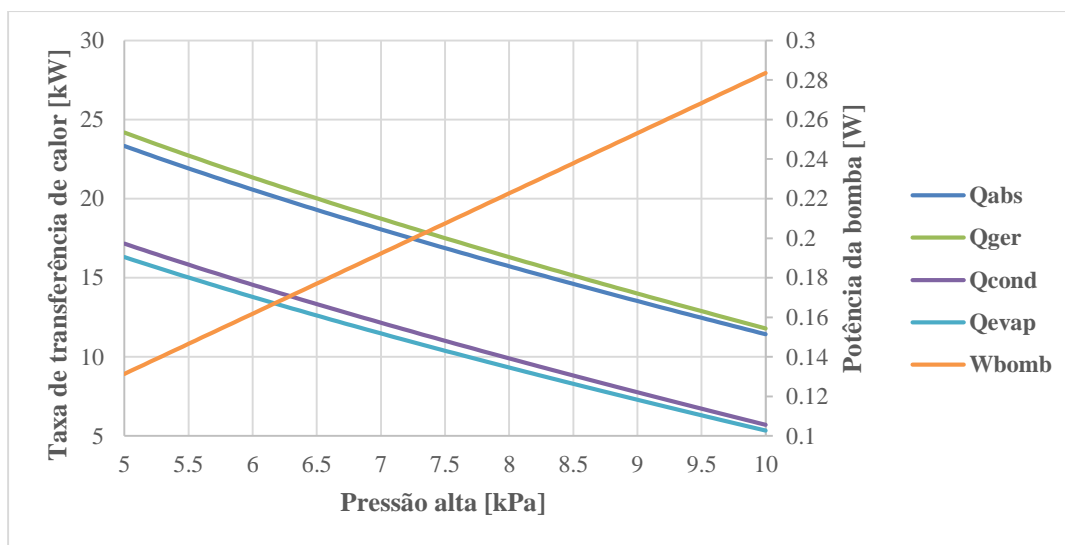


Figura 3.6. Evolução das taxas de transferência de calor e da potência da bomba em função da pressão alta.

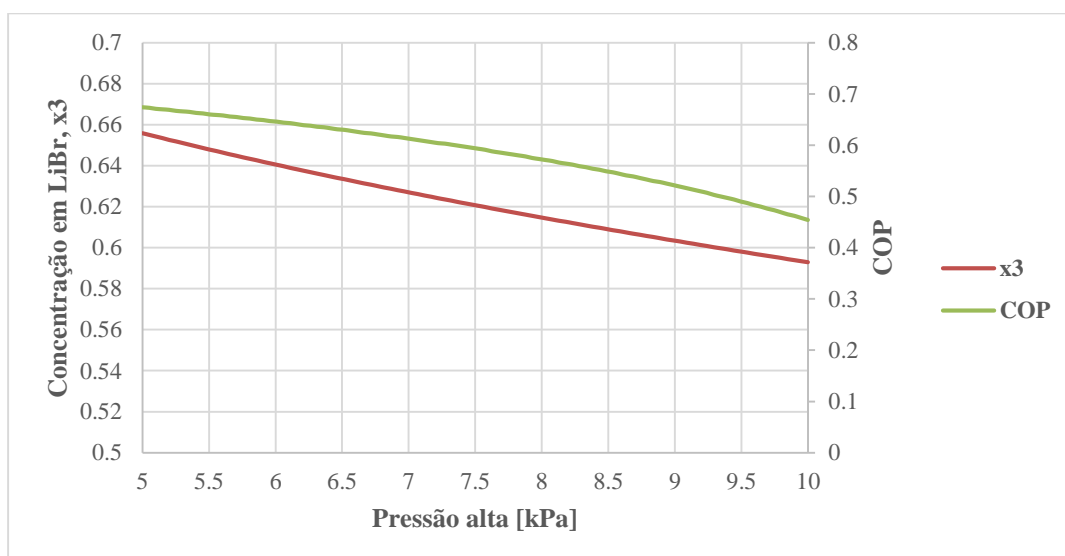


Figura 3.7. Evolução da concentração em LiBr,  $x_3$ , e do COP em função da pressão alta.



Inversamente, observa-se que o COP sofre um aumento aquando do aumento da pressão baixa, Figura 3.8, podendo ser explicado pelo facto da concentração em LiBr,  $x_1$ , diminuir com o aumento da pressão baixa. Verifica-se ainda que o aumento da pressão baixa tem associado também um aumento das taxas de transferência de calor e que se “facilita o trabalho” da bomba (ainda a sua potência associada se mantenha praticamente constante), Figura 3.9.

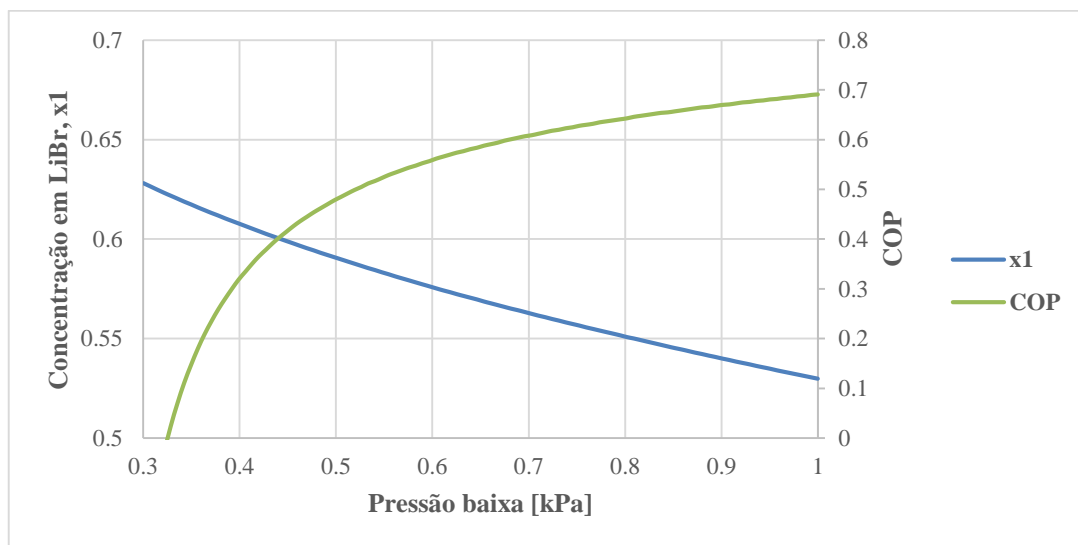


Figura 3.8. Evolução da concentração em LiBr,  $x_1$ , e do COP em função da pressão baixa.

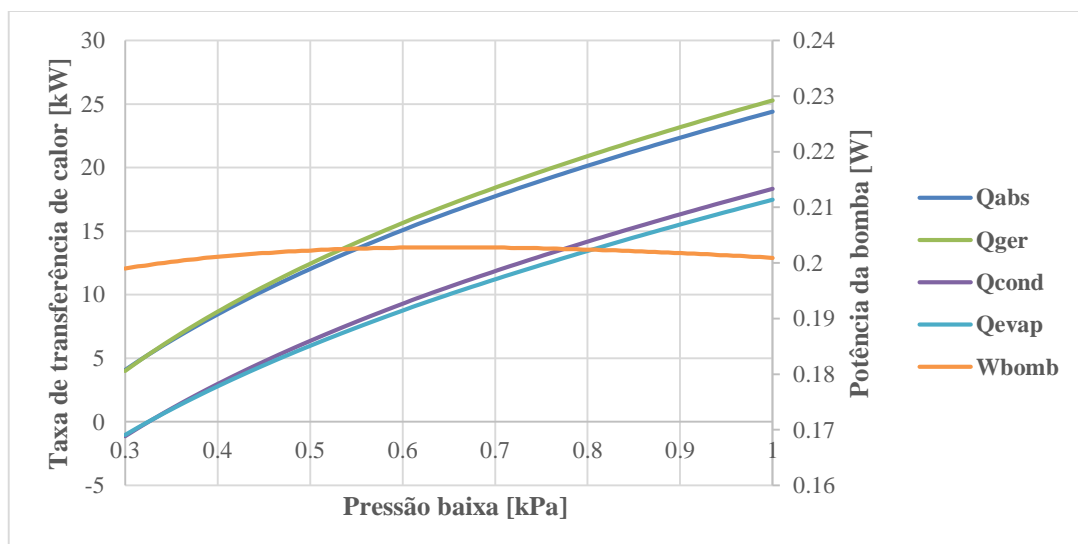
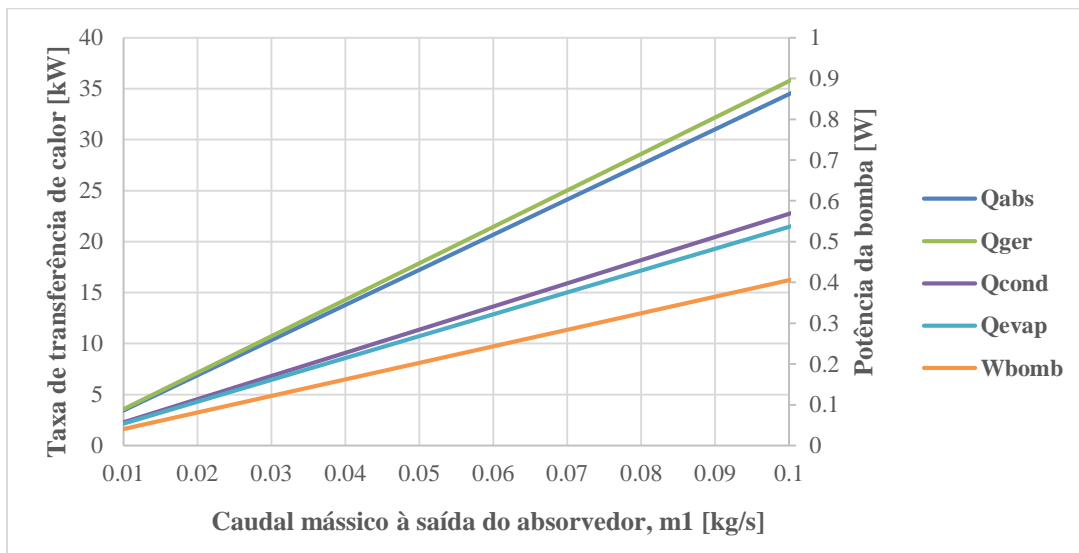


Figura 3.9. Evolução das taxas de transferência de calor e da potência da bomba em função da pressão baixa.

Na Figura 3.10, verifica-se que as taxas de transferência de calor bem como a potência da bomba da solução são diretamente proporcionais ao caudal mássico à saída do absorvedor. Ou seja, o que se observa é um aumento linear destes parâmetros aquando do aumento de  $\dot{m}_1$ .

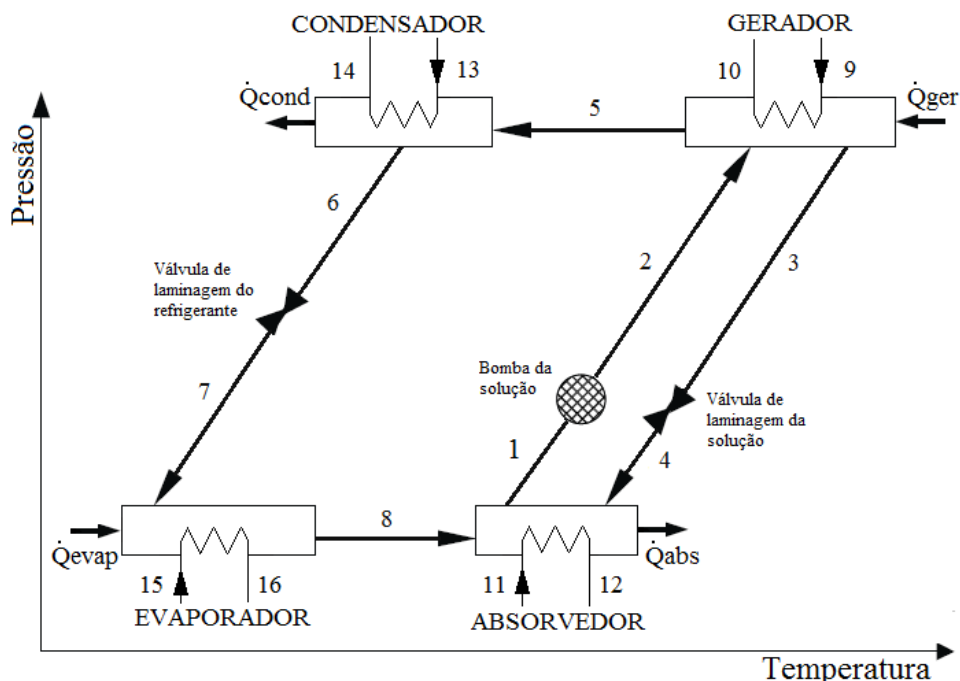


**Figura 3.10.** Evolução das taxas de transferência de calor e da potência da bomba em função do caudal mássico  $\dot{m}_1$ .

## 4. ANÁLISE DE FUNCIONAMENTO DO CICLO DE SIMPLES EFEITO COM PERMUTADORES DE CALOR EXTERNOS

Como referido anteriormente (no capítulo 3), o presente trabalho foca-se, sobretudo, na compreensão e modelação do ciclo de absorção de simples efeito e do seu desempenho nas condições propostas. No entanto, a posterior comparação dos resultados obtidos entre EES e TRNSYS (abordada no capítulo 5), exigiu a que o ciclo de refrigeração por absorção fosse também modelado com permutadores de calor (com água como fluido) externos.

Deste modo, a Figura 4.1 apresenta um do ciclo de absorção de simples efeito com permutadores de calor externos. O par de trabalho é, igualmente,  $H_2O/LiBr$ . Os pontos de 1 a 8 correspondem a pontos internos ao próprio ciclo. Os restantes (9 a 16) dizem respeito ao escoamento do fluido externo.



**Figura 4.1.** Esquema do ciclo de refrigeração por absorção de simples efeito com permutadores de calor externos (Adaptado de Florides *et al.*, 2002).

## 4.1. Estudo paramétrico

Antes de apresentar os resultados obtidos, é importante introduzir algumas equações em que se baseiam os processos de transferência externos (e que não estavam presentes na modelação abordada no capítulo anterior). É de salientar que não se trata de uma abordagem exaustiva deste tema, uma vez que vai para além do âmbito da presente dissertação.

O coeficiente global de transmissão de calor,  $U$ , é a quantidade de calor por unidade de tempo que atravessa uma dada área de superfície de um elemento por unidade de diferença de temperatura entre os ambientes que ele separa. Observa-se que este coeficiente é definido em termos de resistência térmica total à transferência de calor entre os dois fluidos. A sua expressão está definida na equação (4.1):

$$UA = \frac{1}{R_{tot}} = \frac{1}{\sum_i R_{t_i}} \quad (4.1)$$

Interessa também relacionar a taxa de transferência de calor,  $\dot{Q}$ , com uma diferença entre as temperaturas dos fluidos quente e frio. No entanto, como tal diferença de temperatura varia com a posição ao longo do permutador, deverá usar-se um valor médio apropriado (como se abordará de seguida). Esta relação está expressa na equação (4.2):

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml} \quad (4.2)$$

Este valor médio apropriado para a diferença de temperatura é a diferença média-logarítmica da temperatura,  $\Delta T_{ml}$ , expressa pela equação (4.3):

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left( \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left( \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (4.3)$$

em que  $\Delta T_1 = (T_{q,in} - T_{f,in})$ ,  $\Delta T_2 = (T_{q,out} - T_{f,out})$ .

Deste modo, a equação (4.2) toma a forma da equação (4.4):

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left( \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)} = U \cdot A \cdot \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left( \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (4.4)$$

As velocidades de transporte de capacidade calorífica dos fluidos quente e frio,  $C_q$  e  $C_f$ , são dadas pelas equações (4.5) e (4.6), respetivamente:

$$C_q = \frac{d\dot{Q}}{dT_q} \quad (4.5)$$

$$C_f = \frac{d\dot{Q}}{dT_f} \quad (4.6)$$

A efetividade de um permutador de calor é a razão entre a potência térmica efetivamente transferida no permutador e a máxima potência térmica possível, definida através da equação (4.7):

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (4.7)$$

De forma mais particular, pode ser definida também através da equação (4.8), se  $C_q < C_f$ :

$$\varepsilon = \frac{T_{q,in} - T_{q,out}}{T_{q,in} - T_{f,in}} \quad (4.8)$$

Ou ainda através da equação (4.9), se  $C_f < C_q$ :

$$\varepsilon = \frac{T_{f,out} - T_{f,in}}{T_{q,in} - T_{f,in}} \quad (4.9)$$

Os valores correspondentes aos parâmetros de entrada do ciclo de absorção de simples efeito com permutadores de calor externos estão listados na Tabela 4.1. A explicação para a introdução dos parâmetros de entrada, neste caso, é semelhante à dada no capítulo 3. Quanto aos valores dos parâmetros respeitantes ao circuito do fluido externo (água) foram adotados de Herold *et al.* (2016).

**Tabela 4.1.** Dados de entrada para o ciclo de absorção de simples efeito com permutadores de calor externos.

Parâmetro	Símbolo	Valor
Caudal mássico à saída do absorvedor [kg/s]	$\dot{m}_1$	0,05
Pressão alta [kPa]	$p_{alta}$	6
Pressão baixa [kPa]	$p_{baixa}$	0,7
Temperatura à saída do gerador (refrigerante) [°C]	$T_5$	73,1
Temperatura à entrada do gerador [°C]	$T_9$	100
Caudal mássico no ponto 9 [kg/s]	$\dot{m}_9$	1
Temperatura à entrada do absorvedor [°C]	$T_{11}$	25

Caudal mássico no ponto 11 [kg/s]	$\dot{m}_{11}$	0,28
Temperatura à entrada do condensador [°C]	$T_{13}$	25
Caudal mássico no ponto 13 [kg/s]	$\dot{m}_{13}$	0,28
Temperatura à entrada do evaporador [°C]	$T_{15}$	10
Caudal mássico no ponto 15 [kg/s]	$\dot{m}_{15}$	0,4
Concentração de LiBr à saída do absorvedor	$x_1$	0,5689
Concentração de LiBr à saída do gerador (solução forte)	$x_3$	0,628
Qualidade à saída do absorvedor	$Q_1$	0
Qualidade à saída do gerador (solução forte)	$Q_3$	0
Qualidade à saída do condensador	$Q_6$	0
Qualidade à saída do evaporador	$Q_8$	1
Coeficiente global de transferência de calor no absorvedor [kW/K]	$UA_{abs}$	1,8
Coeficiente global de transferência de calor no gerador [kW/K]	$UA_{ger}$	1
Coeficiente global de transferência de calor no condensador [kW/K]	$UA_{cond}$	1,2
Coeficiente global de transferência de calor no evaporador [kW/K]	$UA_{evap}$	2,25

No Apêndice C apresenta-se o código utilizado para a modelação do ciclo de absorção abordado neste capítulo.

## 4.2. Resultados obtidos

Na Tabela 4.2 apresentam-se os valores obtidos para as variáveis em cada ponto do ciclo.

Outros resultados obtidos (como as taxas transferências de calor) para a modelação do ciclo de absorção de simples efeito com permutadores de calor externos estão apresentados na Tabela 4.3.

**Tabela 4.2.** Resultados obtidos para as propriedades termodinâmicas em cada ponto do ciclo.

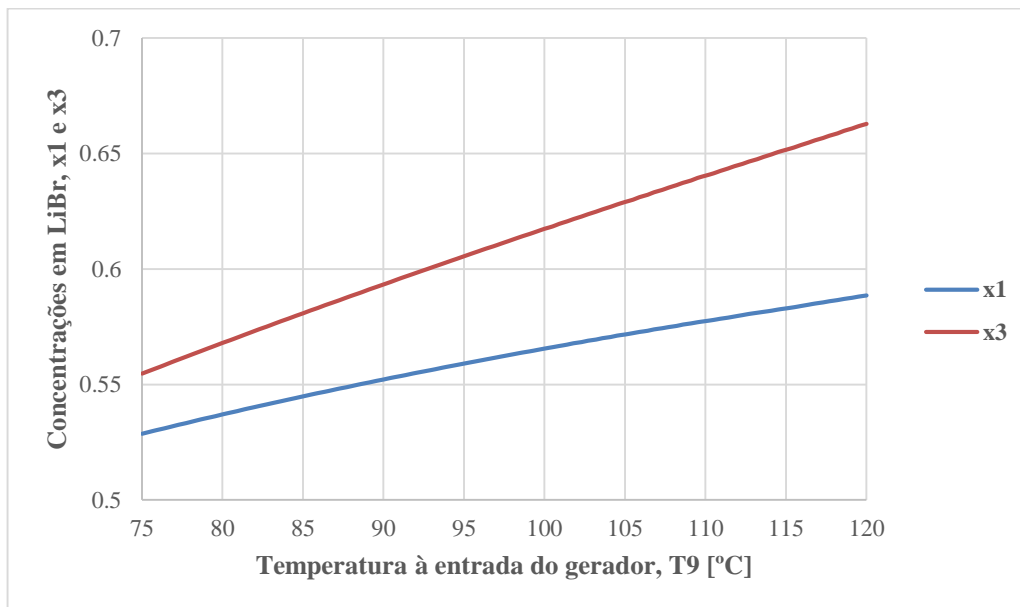
	<b>Caudal mássico [kg/s]</b>	<b>Pressão [kPa]</b>	<b>Temperatura [°C]</b>	<b>Entalpia [kJ/kg]</b>	<b>Concentração em LiBr</b>	<b>Estado</b>
<b>1</b>	<u>0,05</u>	<u>0,7</u>	34,02	91,98	<u>0,5689</u>	Solução líquida saturada
<b>2</b>	0,05	<u>6</u>	34,02	91,99	0,5689	Solução líquida sub-arrefecida
<b>3</b>	0,0453	<u>6</u>	86,31	220,9	<u>0,628</u>	Solução líquida saturada
<b>4</b>	0,0453	<u>0,7</u>	49,75	220,9	0,628	Mistura bifásica
<b>5</b>	0,00470	<u>6</u>	<u>73,1</u>	2636	0	Vapor de água sobreaquecido
<b>6</b>	0,00470	<u>6</u>	40,46	169,4	0	Água saturada
<b>7</b>	0,00470	<u>0,7</u>	1,88	169,4	0	Mistura bifásica
<b>8</b>	0,00470	<u>0,7</u>	1,143	2503	0	Vapor de água saturado
<b>9</b>	<u>1</u>	-	<u>100</u>	419,1	-	Água
<b>10</b>	1	-	95,78	401,3	-	Água
<b>11</b>	<u>0,28</u>	-	<u>25</u>	104,8	-	Água
<b>12</b>	0,28	-	39,66	166,1	-	Água
<b>13</b>	<u>0,28</u>	-	<u>25</u>	104,8	-	Água
<b>14</b>	0,28	-	34,91	146,2	-	Água
<b>15</b>	<u>0,4</u>	-	<u>10</u>	41,99	-	Água
<b>16</b>	0,4	-	3,46	14,55	-	Água

**Tabela 4.3.** Resultados obtidos da modelação do ciclo de absorção de simples efeito com permutadores de calor externos.

<b>Parâmetro</b>	<b>Unidades</b>	<b>Valor</b>
$\dot{Q}_{abs}$	kW	17,18
$v_1$	$m^3/kg$	0,001
$\dot{W}_{bomb}$	kW	$1,606 \times 10^{-4}$
$\dot{Q}_{ger}$	kW	17,81
$\dot{Q}_{cond}$	kW	11,6
$\dot{Q}_{evap}$	kW	10,98
COP	-	0,616
$\Delta T_{ml,abs}$	-	9,543
$\varepsilon_{abs}$	-	0,5926
$\Delta T_{ml,ger}$	-	17,81
$\varepsilon_{ger}$	-	0,157
$\Delta T_{ml,cond}$	-	9,671

$\epsilon_{cond}$	-	0,641
$\Delta T_{ml, evap}$	-	4,878
$\epsilon_{evap}$	-	0,7383

O gráfico da Figura 4.2 mostra que (à semelhança do que foi abordado no capítulo 3), o aumento de temperatura do fluido externo (água) à entrada do gerador, provoca um aumento da concentração em LiBr na solução, tanto à saída do gerador (solução forte) como do absorvedor.



**Figura 4.2.** Evolução da concentração em LiBr,  $x_1$  e  $x_3$ , em função da temperatura  $T_9$ .

Do mesmo modo se percebe que este aumento de  $T_9$  impõe um aumento nas taxas de transferência de calor de cada componente, tal como a Figura 4.3 sugere.

O gráfico da Figura 4.4 exhibe o inverso do que se observa na Figura 4.2. Ou seja, o aumento de temperatura do fluido externo (água) à entrada do evaporador, obriga a uma redução da concentração em LiBr na solução (tanto à saída do gerador como do absorvedor).



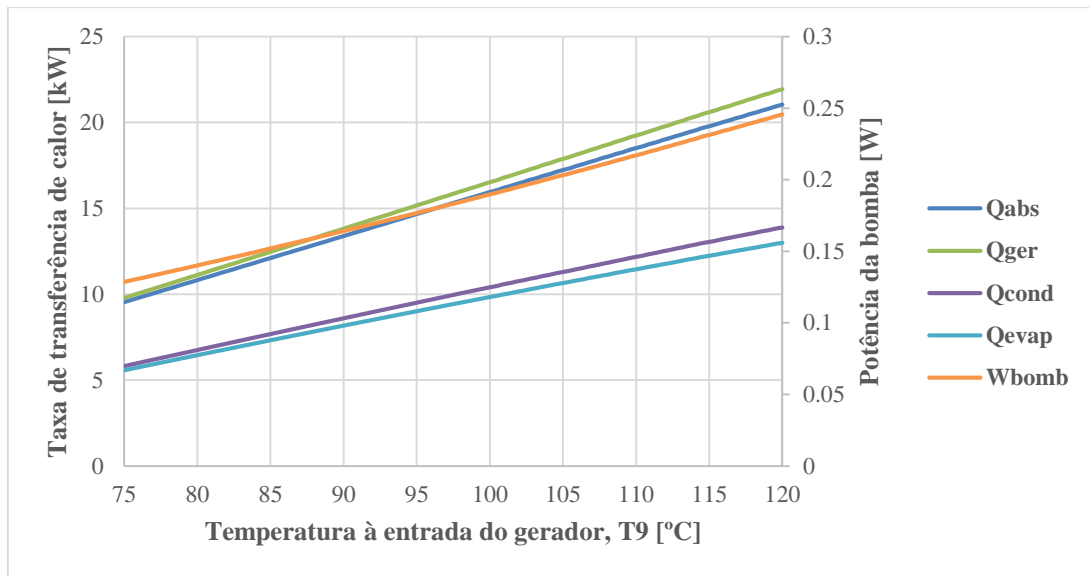


Figura 4.3. Evolução das taxas de transferência de calor e da potência da bomba em função da temperatura  $T_9$ .

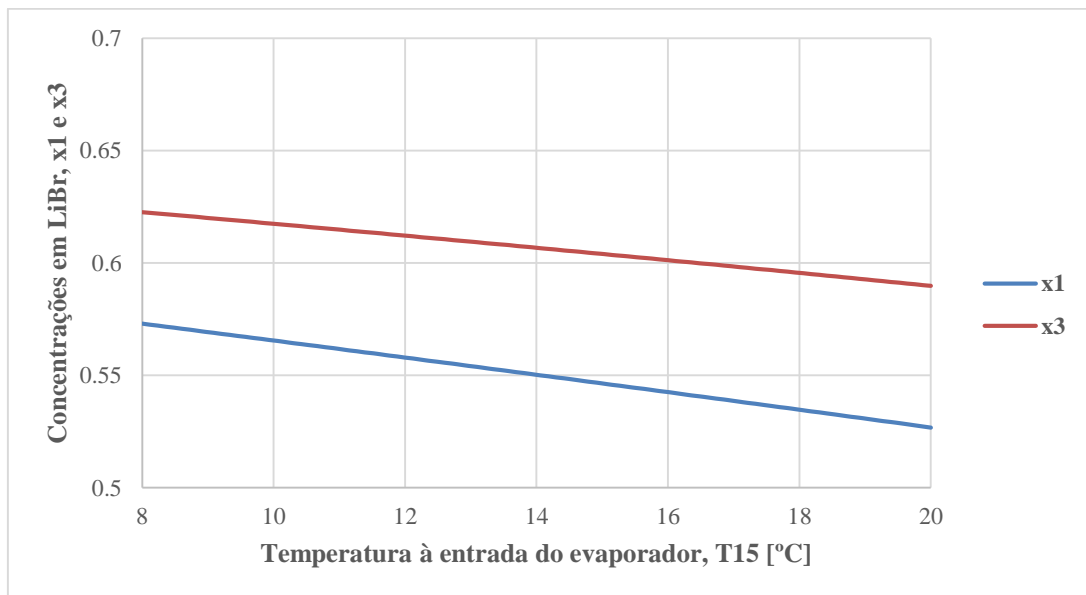


Figura 4.4. Evolução da concentração em LiBr,  $x_1$  e  $x_3$ , em função da temperatura  $T_{15}$ .



## 5. TRANSIENT SYSTEM SIMULATION

O presente capítulo é referente ao programa de simulação TRNSYS, onde se começa por fazer uma breve descrição do conceito deste *software*. Posteriormente, apresenta-se o sistema de refrigeração por absorção desenvolvido, os dados de entrada utilizados e faz-se ainda uma comparação dos resultados deste programa com os obtidos no ciclo de simples efeito com permutadores de calor externos (abordado no capítulo 4).

É importante referir que, apesar deste programa ser utilizado sobretudo para simulações dinâmicas (que vai além do objetivo da presente dissertação), neste caso foi utilizado em regime estacionário. Um dos objetivos deste trabalho é perceber se a modelação do *chiller* de absorção do TRNSYS (*type 107*) bem como os resultados são semelhantes aos obtidos no EES.

O TRNSYS é um *software* baseado num ambiente gráfico extremamente flexível utilizado para simular o comportamento de sistemas transientes. Este programa está disponível comercialmente desde 1975 e é maioritariamente utilizado para fazer a simulação e a avaliação do desempenho dos sistemas de energia térmica e elétrica, podendo igualmente ser usado para modelar outros sistemas dinâmicos, como o fluxo de tráfego, ou processos biológicos.

O TRNSYS é composto por duas partes. A primeira é uma ferramenta (chamada de *kernel*) que lê e processa os dados de entrada (*input*), resolve o sistema de forma iterativa e determina a convergência e as variáveis do sistema. O *kernel* também fornece utilitários que (entre outras coisas) determinam propriedades termofísicas, invertem matrizes, realizam regressões lineares e fazem a interpolação de ficheiros externos. A segunda parte do TRNSYS trata-se de uma vasta biblioteca de componentes (*types*) que inclui muitos dos que são frequentemente utilizados em sistemas térmicos. Isto permite ao utilizador especificar os componentes que constituem o sistema e a forma como estes estão interligados, bastando fornecer os parâmetros que caracterizam cada um desses componentes e o programa resolve as equações algébricas e diferenciais que descrevem o sistema.

A Figura 5.1 apresenta sistema de refrigeração por absorção que foi desenvolvido e estudado no TRNSYS.

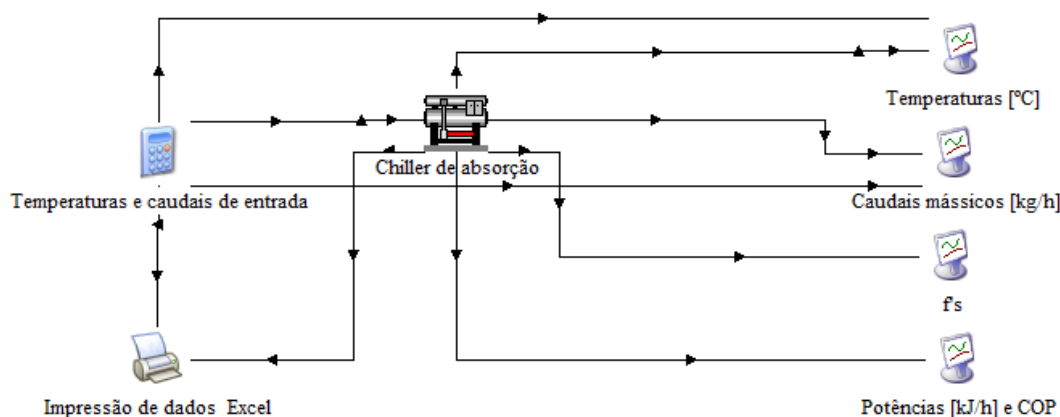


Figura 5.1. Sistema de refrigeração por absorção implementado no TRNSYS.

## 5.1. Descrição dos componentes

### Dados de entrada: *Equation*

Uma ferramenta muito útil no TRNSYS é a capacidade de definir dados de entrada, que não estão disponíveis em certos componentes (*types*). Estes dados de entrada podem ser funções de saídas de outros componentes, valores numéricos ou equações e, para os inserir no sistema, basta fazer a conexão entre esta ferramenta e o componente em estudo (neste caso, o *chiller* de absorção).

De modo a comparar os resultados deste *software* com os obtidos no EES, foram introduzidos os valores correspondentes a  $T_{chw,in}$ ,  $T_{cw,in}$ ,  $T_{hw,in}$ ,  $\dot{m}_{chw,in}$ ,  $\dot{m}_{cw,in}$  e  $\dot{m}_{hw,in}$ . É de salientar que o *type* 107 (*chiller* de absorção) permite a introdução destes parâmetros de entrada, contudo, optou-se pela inserção desta ferramenta uma vez esta possibilita uma posterior conexão aos *outputs*.

A Figura 5.2 apresenta um exemplo de como é efetuada a conexão entre componentes (*types*) no TRNSYS.

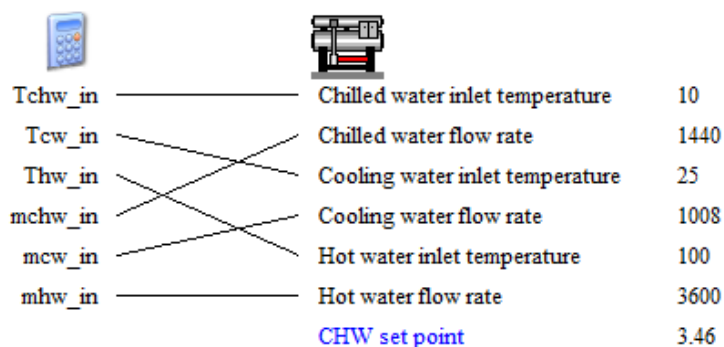


Figura 5.2. Conexão entre componentes no TRNSYS.

**Chiller de absorção: type 107**

O *type107* utiliza uma abordagem de pesquisa de dados de um catálogo para modelar o desempenho do *chiller* de absorção de simples efeito. Neste componente, o calor necessário para separar o refrigerante do absorvente é fornecido através de água quente (no gerador). A energia do processo de absorção de refrigerante é rejeitada para um caudal de água de arrefecimento e a máquina é projetada para operar a uma temperatura de referência definida pelo utilizador. Uma vez que a modelação deste componente é feita através de um catálogo de dados, o *type 107* não é aplicável a todas as condições de entrada. Tal como acontece com outros componentes do TRNSYS, que se baseiam em dados do catálogo, o desempenho da máquina pode ser previsto e interpolado dentro da faixa de dados disponíveis, mas não pode ser extrapolado para além do limite. A forma como estes ficheiros de dados foram criados para este componente permite ao utilizador modelar *chillers* com a mais diversa dimensão. Usando dados normalizados e os dois primeiros parâmetros do modelo (capacidade de projeto e coeficiente de desempenho de projeto), o utilizador pode ajustar o tamanho da máquina que está a ser modelada de acordo com o sistema que está a ser simulado (Klein *et al.*, 2006).

Na Tabela 5.1 e na Tabela 5.2 apresentam-se alguns dos dados de entrada requeridos pelo *type 107* (*chiller* de absorção de simples efeito). Em ambas as tabelas, os valores considerados para os respetivos parâmetros foram os obtidos da modelação em EES.

**Tabela 5.1.** Parâmetros requeridos pelo *type 107*: *chiller* de absorção de simples efeito

Parâmetro	Símbolo	Unidades	Valor
1	$Capacity_{Rated}$	kJ/h	5380000
2	$COP_{Rated}$	-	0,616
3	$Cp_{hw}$	kJ/kg.K	4,19
4	$Cp_{chw}$	kJ/kg.K	4,19
5	$Cp_{cw}$	kJ/kg.K	4,19
6	$\dot{W}_{bomb}$	kJ/h	0,57816 (= $1,606 \times 10^{-4} kW$ )

**Tabela 5.2.** Dados de entrada requeridos pelo *type* 107: *chiller* de absorção de simples efeito

Dados de entrada	Símbolo	Unidades	Valor
1	$T_{chw,in}$	°C	10
2	$\dot{m}_{chw,in} = \dot{m}_{chw,out}$	kg/h	1440 (= 0,4 kg/s = $\dot{m}_{15}$ )
3	$T_{cw,in}$	°C	25
4	$\dot{m}_{cw,in} = \dot{m}_{cw,out}$	kg/h	1008 (= 0,28 kg/s = $\dot{m}_{11}$ )
5	$T_{hw,in}$	°C	100
6	$\dot{m}_{hw,in} = \dot{m}_{hw,out}$	kg/h	3600 ( $\dot{m}_9 = 1 \text{ kg/s}$ )
7	$T_{chw,set}$	°C	3,46

A Tabela 5.3 apresenta a correspondência entre as variáveis relativas ao *software* TRNSYS e ao EES.

**Tabela 5.3.** Correspondência entre parâmetros no TRNSYS e EES.

Parâmetros TRNSYS	Parâmetros EES
$T_{chw,in}$	$T_{15}$
$T_{cw,in}$	$T_{11} = T_{13}$
$T_{hw,in}$	$T_9$
$T_{chw,out} = T_{chw,set}$	$T_{16}$
$T_{cw,out}$	$T_{12} = T_{14}$
$T_{hw,out}$	$T_{10}$
$\dot{m}_{chw,in} = \dot{m}_{chw,out}$	$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16}$
$\dot{m}_{cw,in} = \dot{m}_{cw,out}$	$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12}$
$\dot{m}_{hw,in} = \dot{m}_{hw,out}$	$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$
$\dot{Q}_{chw}$	$\dot{Q}_{evap}$
$\dot{Q}_{cw}$	$\dot{Q}_{abs} + \dot{Q}_{cond}$
$\dot{Q}_{hw}$	$\dot{Q}_{ger}$
$COP_{Rated}$	$COP$

É relevante salientar que  $\dot{m}_{chw} = \dot{m}_{chw,in} = \dot{m}_{chw,out}$ , que  $\dot{m}_{cw} = \dot{m}_{cw,in} = \dot{m}_{cw,out}$  e que  $\dot{m}_{hw} = \dot{m}_{hw,in} = \dot{m}_{hw,out}$ .

Assim, o *type107* começa por determinar, através da equação (5.1), a quantidade de energia que deve ser removida à água para que esta passe da temperatura de entrada (dado de entrada 1) para a temperatura de referência (dado de entrada 7).

$$\dot{Q}_{remove} = \dot{m}_{chw} C_{pchw} (T_{chw,in} - T_{chw,set}) \quad (5.1)$$

Posteriormente, determina a carga de projeto a que deve operar, definida como a fração entre a energia removida e a capacidade de projeto (parâmetro 1), tal como representado pela equação (5.2):

$$f_{DesignLoad} = \frac{\dot{Q}_{remove}}{Capacity_{Rated}} \quad (5.2)$$

O *type107* chama a subrotina do TRNSYS, *Dynamic Data*, com os dados de entrada especificados pelo utilizador (apresentados na Tabela 5.2). Seguidamente, a *Dynamic Data* lê estes dados de entrada e devolve valores da fração da capacidade de projeto da máquina que estão disponíveis para uma dada temperatura da água quente à entrada do gerador. Esta reduzida capacidade é chamada de capacidade nominal, em oposição à capacidade de projeto. A capacidade da máquina a cada instante é dada pela equação (5.3):

$$Capacity = f_{FullLoadCapacity} \cdot f_{NominalCapacity} \cdot Capacity_{Rated} \quad (5.3)$$

A *Dynamic Data* também devolve a fração da energia de entrada de projeto da máquina para as condições de funcionamento. Quando esta opera na capacidade de projeto, deve ser fornecida a energia de projeto para que o *chiller* funcione. Quando a máquina está a operar em carga parcial, apenas uma fração da energia de entrada de projeto é necessária. Como este valor é devolvido pela subrotina *Dynamic Data*, a potência térmica associada ao caudal de água quente no gerador, pode ser calculada através da equação (5.4).

$$\dot{Q}_{hw} = \frac{Capacity_{Rated}}{COP_{Rated}} f_{DesignEnergyInput} \quad (5.4)$$

A temperatura da água quente à saída (do gerador) é dada pela equação (5.5):

$$T_{hw,out} = T_{hw,in} - \frac{\dot{Q}_{hw}}{\dot{m}_{hw} C_{p_{hw}}} \quad (5.5)$$

A temperatura da água arrefecida à saída do evaporador deve corresponder à temperatura de referência (tal como acontece neste caso). No entanto, esta pode ser maior se a máquina está a operar em capacidade limitada, sendo calculada pela equação (5.6):

$$T_{chw,out} = T_{chw,in} - \frac{MIN(\dot{Q}_{remove}, Capacity)}{\dot{m}_{chw}Cp_{chw}} \quad (5.6)$$

Um balanço de energia pode ser realizado à máquina, representado pela equação (5.7):

$$\dot{Q}_{cw} = \dot{Q}_{chw} + \dot{Q}_{hw} + \dot{W}_{bomb} \quad (5.7)$$

O termo  $\dot{W}_{bomb}$  representa a energia consumida pela bomba da solução. A exigência de energia auxiliar do dispositivo está definida no parâmetro 6 da Tabela 5.1. O *type107* assume que toda a necessidade de energia auxiliar é utilizada sempre que o aparelho está em funcionamento (independentemente de ser necessário ou não).

Por último, a temperatura da água arrefecida à saída do absorvedor pode ser calculada através da equação (5.8):

$$T_{cw,out} = T_{cw,in} + \frac{\dot{Q}_{cw}}{\dot{m}_{cw}Cp_{cw}} \quad (5.8)$$

De forma análoga ao modelado em EES, o COP é definido através da equação (5.9):

$$COP = \frac{\dot{Q}_{chw}}{\dot{W}_{bomb} + \dot{Q}_{hw}} \quad (5.9)$$

### Dados de saída: *type 65d*

O *type 65d* é utilizado para exibir as variáveis do sistema seleccionadas à medida que a simulação progride. Este componente é amplamente utilizado, uma vez que fornece não só informações valiosas sobre as variáveis em questão, como permite aos utilizadores ver imediatamente se o sistema está ou não a funcionar como desejado.

### Impressão de dados: *type 25c*

O *type 25c* permite que, enquanto o programa corre e cria gráficos, envie simultaneamente os dados de saída para um ficheiro externo (folha de cálculo Excel, neste caso). Este componente exige que se especifique o intervalo de tempo em que os dados sejam



enviados (esta característica é realmente relevante no caso de se estar a modelar um sistema em regime transiente).

## 5.2. Resultados obtidos

Nas tabelas seguintes (Tabela 5.4, Tabela 5.5 e Tabela 5.6), apresentam-se os resultados obtidos através do TRNSYS.

Analisando os valores para as temperaturas de entrada e de saída em cada componente (absorvedor, gerador, condensador e evaporador), exibidos na Tabela 5.4, percebe-se que os resultados são muito próximos dos obtidos no EES. A única discrepância que se regista é a diferença nas temperaturas de saída do absorvedor.

**Tabela 5.4.** Comparação entre os resultados obtidos para as temperaturas no TRNSYS e EES.

TRNSYS	$T_{chw,in}$	$T_{cw,in}$	$T_{hw,in}$	$T_{chw,out}$	$T_{cw,out}$	$T_{hw,out}$
[°C]	10	25	100	3,46	49,36	95,80
EES	$T_{15}$	$T_{11} = T_{13}$	$T_9$	$T_{16}$	$T_{12}$	$T_{10}$
[°C]	10	25	100	3,46	39,66	95,78

Facilmente se percebe também, pela Tabela 5.5, que os caudais mássicos obtidos com um e outro *software* são iguais. Aliás, como apresentado anteriormente, os caudais mássicos foram valores de entrada e, como são iguais aos de saída, os valores obtidos para os de saída são os mesmos.

**Tabela 5.5.** Comparação entre os resultados obtidos para os caudais mássicos no TRNSYS e EES.

TRNSYS	$\dot{m}_{chw,in}$ (= $\dot{m}_{chw,out}$ )	$\dot{m}_{cw,in}$ (= $\dot{m}_{cw,out}$ )	$\dot{m}_{hw,in}$ (= $\dot{m}_{hw,out}$ )
[kg/s]	0,4	0,28	1
EES	$\dot{m}_{15}(= \dot{m}_{16})$	$\dot{m}_{11}(= \dot{m}_{12})$	$\dot{m}_9(= \dot{m}_{10})$
[kg/s]	0,4	0,28	1

Observando, por último (e talvez os mais importantes), os valores para as taxas de transferência de calor, exibidos na Tabela 5.6, são praticamente iguais aos valores obtidos no EES.

**Tabela 5.6.** Comparação entre os resultados obtidos para as taxas de transferência de calor no TRNSYS e EES.

<b>TRNSYS</b>	$\dot{Q}_{chw}$	$\dot{Q}_{cw}$	$\dot{Q}_{hw}$	$\dot{W}_{bomb}$	<b>COP</b>
[kW]	10,96	28,577	17,62	$1,606 \times 10^{-4}$	0,622
<b>EES</b>	$\dot{Q}_{evap}$	$\dot{Q}_{abs} + \dot{Q}_{cond}$	$\dot{Q}_{ger}$	$\dot{W}_{bomb}$	<b>COP</b>
[kW]	10,98	17,18+11,6 (=28,78)	17,81	$1,606 \times 10^{-4}$	0,616

Após a modelação do ciclo de absorção de simples efeito através deste *software*, percebeu-se que o aumento do coeficiente de desempenho de projeto (parâmetro 2), traduz-se num decréscimo de  $T_{cw,out}$  e de  $\dot{Q}_{cw}$ , de acordo com a equação (5.2). Este aumento causa também um aumento de  $\dot{Q}_{hw}$  e, conseqüentemente, do COP (de acordo com a equação (5.9)). É importante referir que, uma vez que o sistema está a funcionar em regime estacionário, o COP obtido será muito semelhante ao COP de projeto definido (parâmetro 2 da Tabela 5.2). Por outro lado, a diminuição de  $T_{chw,set}$  (dado de entrada 7), provoca um aumento das taxas de transferência de calor  $\dot{Q}_{chw}$ ,  $\dot{Q}_{cw}$  e  $\dot{Q}_{hw}$ .

Uma das diferenças identificadas no modelo *built-in* do TRNSYS, por comparação com o EES, foi no valor obtido para a temperatura de saída do absorvedor, 49.36°C, ao invés dos 39.66°C obtido no EES e referente a  $T_{12}$ . Uma outra limitação encontrada na modelação do TRNSYS prende-se com o facto de esta ser algo “fechada” (ao contrário da do EES, por exemplo), já que muitas vezes não se consegue perceber de forma clara o que está a acontecer exatamente ao longo da modelação e os valores que tomam algumas variáveis, nomeadamente,  $f_{DesignLoad}$  e  $f_{FullLoadCapacity}$ .

## 6. CONCLUSÕES E TRABALHO FUTURO

Neste capítulo final apresentam-se as principais conclusões desta dissertação e algumas sugestões para trabalhos de investigação futuros.

### 6.1. Conclusões

A presente dissertação teve como principal objetivo a análise de funcionamento de sistemas de refrigeração por absorção nas configurações mais utilizadas e posterior desenvolvimento através das capacidades de simulação do *software* EES. Deste modo, foram apresentadas as equações dos balanços de massa e de energia de forma a avaliar o desempenho do ciclo de absorção de simples efeito a  $H_2O/LiBr$ . Após realizada esta modelação, foi apresentada um estudo paramétrico bem com uma comparação com os resultados obtidos através do modelo (*chiller* de absorção) *built-in* do TRNSYS.

Deste trabalho pode concluir-se que o EES se revelou uma boa ferramenta na simulação de ciclos de refrigeração por absorção (de simples efeito, neste caso), pela facilidade de introdução das equações que estão na base da modelação (e na ordem que o utilizador entender). A análise ao ciclo em causa, permitiu perceber que o aumento da temperatura no gerador provoca um aumento na concentração de LiBr na solução. No entanto, um grande aumento de temperatura neste componente é inviável. Em primeiro lugar porque a partir de certo valor de temperatura (aproximadamente 100°C) não se verifica acréscimo no coeficiente de desempenho (como se percebeu através dos resultados obtidos) e, em segundo, porque o tipo de ativação térmica (água quente) pode não conseguir atingir tão altas temperaturas. Um aumento de temperatura no gerador (em excesso) poderá também provocar o fenómeno de cristalização.

Por outro lado, a temperatura à saída do absorvedor deve ser controlada já que uma redução leva a que a solução opere fora do intervalo de concentrações recomendadas (dentro do qual não ocorre cristalização) e um grande aumento provoca uma redução significativa do COP. Esta redução significativa do COP é explicada pelo fato de existir menos água na solução (aquando do aumento de  $T_1$ ) e, por conseguinte, ocorrer uma

diminuição da capacidade de refrigeração. Por isto, entende-se que o valor adotado foi aceitável (30°C).

Por último, a comparação dos resultados entre o EES e o TRNSYS, levam a poder afirmar que os resultados obtidos através do segundo se aproximam muito do que era esperado. Apesar da modelação no TRNSYS ser mais “fechada” e limitada (do ponto de visto do utilizador), este mostra-se capaz de modelar de forma muito aceitável o *chiller* de absorção (*type* 107), ainda que em regime estacionário. Pelo anteriormente mencionado, tudo leva a crer que este componente terá, igualmente, um bom desempenho quando aplicado a sistemas transientes.

Por o que está supra descrito, conclui-se que a presente dissertação cumpriu os objetivos à qual se propôs.

## 6.2. Perspetivas de desenvolvimento futuro

Os sistemas de refrigeração por absorção necessitam ainda de investigação e desenvolvimento de forma a serem economicamente competitivos com o mercado atual. Deste modo, no desenrolar dos trabalhos desta dissertação, outras vias de investigação surgiram, algumas das quais poderão ser temas interessantes para trabalhos futuros.

Com a intenção de melhorar o desempenho dos sistemas de refrigeração por absorção, sugerem-se os seguintes estudos a desenvolver no futuro:

- Introdução de um regenerador no ciclo de absorção de simples efeito. Isto permitiria um aproveitamento energia ainda disponível à saída do gerador, para pré-aquecer o fluido de trabalho à entrada deste;
- Desenvolvimento de uma modelação numérica para analisar o ciclo de absorção de duplo ou até de triplo efeito;
- Avaliação do potencial de outros fluidos de trabalho;
- Criação de um sistema de refrigeração por absorção, em regime transiente (ciclo solar térmico, ciclo intermédio de transferência de energia e ciclo de absorção), através da integração dos *softwares* TRNSYS e EES, que permitiria a aplicação de um sistema de caso de estudo;
- Avaliação do desempenho energético bem como da viabilidade económica deste sistema de caso de estudo.

---

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Abdulateef, J.M., Sopian, K., Alghoul, M.A. e Sulaiman, M.Y. (2009), “Review on solar-driven ejector refrigeration technologies”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13(6-7): p. 1338-1349.
- Andrade, A. F. P. (2014). “Análise e dimensionamento de um sistema de arrefecimento solar por ejeção”. Tese de Mestrado em Energia Térmica. Faculdade de Engenharia - Universidade do Porto, Porto.
- Aphornratan, S. (1995), “Theoretical and experimental investigation of a combined ejector-absorption refrigerator”. PhD thesis, University of Sheffield, UK.
- ASHRAE (1997), *Handbook of Fundamentals*. Atlanta.
- ASHRAE (2006), *Handbooks. Refrigeration*. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- ASHRAE (2013), *Handbook Fundamentals*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta.
- Bansal, N.K., Blumenberg, J., Kavasch, H.J. e Roettinger T. (1997), “Performance testing and evaluation of solid absorption solar cooling unit”, *Solar Energy*, 61:127–40.
- Boer, D., Valles, M. e Coronas, A. (1998), “Performance of double effect absorption compression cycles for air-conditioning using methanol–TEGDME and TFE–TEGDME systems as working pairs”, *International Journal of Refrigeration*, 21(7):542–55.
- Borges, C.M.d.C.P. (2015), “Climatização solar de edifícios residenciais”. Tese de Doutorado. Faculdade de Ciências e Tecnologia – Universidade de Coimbra, Coimbra.
- Cardoso, J.P. (2008). “Optimização Termoeconómica de uma Máquina de Absorção de Pequena Potência Alimentada a Energia”. Tese de Mestrado em Engenharia Física Tecnológica. Instituto Superior Técnico – Universidade Técnica de Lisboa, Lisboa.
- Castro, J., Pérez-Segarra, C.D., Oliva, A. e Oliet, C. (2008), “Recent developments in the design of a new air-cooled, hot-water-driven  $H_2O/LiBr$  absorption chiller”, *ASHRAE Transactions*, 114(1):288–299.
- Chaves, F.D. (2009), “Estudo Experimental e Desenvolvimento de um Modelo de Simulação de um Refrigerador por Absorção de Pressão Única”. Tese de Doutorado apresentada ao programa de pós-graduação do curso de Engenharia Mecânica. Escola de Engenharia - Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, Brasil.
- Chen, G. e Jaruwongwittaya, T. (2010), “A review: Renewable energy with absorption chillers in Thailand”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 1439-1440.

- Chidambaram, L.A., Ramana, A.S., Kamaraj, G. e Velraj, R. (2011), “Review of solar cooling methods and thermal storage options”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(6), 3220-3228.
- Chua, H.T., Toh, H.K. e Ng, K.C. (2002), “Thermodynamic modeling of an ammonia-water absorption chiller”, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 25, pp. 896-906.
- Decreto-Lei n.º 29/2011 de 28 de Fevereiro de 2011. “Diário da República n.º41 - I Série”. Ministério da Economia da Inovação e do Desenvolvimento. Lisboa.
- Eicker, U. (2009), “Low energy cooling for sustainable buildings”, John Wiley & Sons.
- Erhard, A. e Hahne, E. (1997), “Test and simulation of a solar-powered absorption cooling machine”, *Solar Energy*, 59:155–62.
- Florides, G.A., Kalogirou, S.A., Tassou, S.A., e Wrobel, L.C. (2002), “Design and construction of a LiBr–water absorption machine”, *Energy Conversion and Management*, 44(2003), 2483–2508.
- Foley, G., DeVault, R. e Sweetser, R. (2000). “The future of absorption technology in America: a critical look at the impact of BCHP and innovation”, *Advanced Building Systems Conference*.
- Grossman, G. e Wilk, M. (1992), “Advanced modular simulation of absorption systems”, Presented at the ASME Winter Annual Meeting, Anaheim, CA: ASME; 1992. p. 15–26.
- Grossman, G., Wilk, M. e DeVault, R.C. (1994), “Simulation and performance analysis of triple-effect absorption cycles”, *ASHRAE Transactions*, 100(2):452–462.
- Grossman, G. (2001), “Solar-powered systems for cooling, dehumidification and air-conditioning”, pp. 57.
- Hariz, Z. (2013), “Analysis of absorption chiller for Heat recovery purpose”. Final Year Project. Faculty of Engineering-Branch III - Lebanese University, Lebanon.
- Hassan, H.Z. e Mohamad, A.A. (2012), “A review on solar cold production through absorption technology”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 5331–5348.
- Herold, K.E., Radermacher, R. e Klein, S.A. (2016), “Absorption Chillers and Heat Pumps, Second Edition”, 2nd Edition.
- Hundy, G., Trott, A. e Welch, T. (2008), “Refrigeration and Air-Conditioning”, 4th Edition, Oxford: Butterworth-Heinemann – Elsevier.
- Jaruwongwittaya, T. e Chen, G. (2010), “A review: renewable energy with absorption chillers in Thailand”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(5), 1437-1444.
- Joudi, K.A. e Abdul-Ghafour, Q.J. (2003), “Development of design charts for solar cooling systems. Part I: computer simulation for a solar cooling system and development of solar cooling design charts”, *Energy Conversion and Management*, 44(2): p. 313-339.

- Kim, D.S. (2007), “Solar Absorption Cooling”. PhD Thesis. Technische Universiteit Delft: Mechanical Engineering and Marine Technology.
- Kim, D.S. e Infante Ferreira, C.A. (2007), “Solar refrigeration options a state-of-the-art review”, *International Journal of Refrigeration*.
- Klein, S.A., Beckman, W.A., Mitchell, J.W., Duffie, J.A., Duffie, N.A., Freeman, T.L., Mitchell, J.C., Braun, J.E., Evans, B.L., Kummer, J.P., Urban, R.E., Fiksel, A., Thomson, J.W., Blair, N.J., Williams, P.M., Bradley, D.E., McDowell, T.P., Kummert, M., e Arias, D.A. (2006), “TRNSYS, A Transient Simulation Program”. User’s Manual, version 16, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison, USA.
- Labus, J. (2011), “Modelling of small capacity absorption chillers driven by solar thermal energy or waste heat”. PhD thesis. Departament D’Enginyeria Mecànica – Universitat Rovira I Virgili, Tarragona.
- Lamp, P. e Ziegler, F. (1998), “European research on solar-assisted air conditioning”, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 21, No. 2, 89-99.
- Lebre, P.M.d.S. (2012), “Estudo da importância de um ejetor de geometria variável para aplicação em ciclos de refrigeração”. Tese de Mestrado. Faculdade de Engenharia - Universidade do Porto, Porto.
- Le Lostec, B., Galanis, N. e Millette, J. (2013), “Simulation of an ammonia-water absorption chiller”, *Renewable Energy*, Vol. 60, pp. 269-283.
- Mateus, T.C. (2007), “Estudo de Sistemas Solares de Arrefecimento Usando Bombas de Calor de Absorção”. Tese de Mestrado em Perfil de Energias Renováveis. Faculdade de Engenharia - Universidade do Porto, Porto.
- Medrano, M., Bourouis, M. e Coronas, A. (2001), “Double-lift absorption refrigeration cycles driven by low-temperature heat sources using organic fluid mixtures as working pairs”, *Applied Energy*, 68:173–85.
- Mortal, A. (2005), “Optimização da Rectificação num Micro Sistema Frigorífico de Absorção a Água-Amónia”. Dissertação apresentada para obtenção do grau de Doutor em Engenharia Mecânica. Universidade Técnica de Lisboa, Lisboa
- Perez-Blanco, H. (1984), “Absorption heat pump performance for different types of solution”, 7(2):115–22.
- Pridasawas, W. (2006), “Solar-Driven Refrigeration Systems with Focus on the Ejector Cycle”, School of Industrial Engineering and Management.
- Pridasawas, W. e Lundqvisti, P. (2007), “A year-round dynamic simulation of a solar-driven ejector refrigeration system with iso-butane as a refrigerant”, *International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid*, 30(5): p. 840-850.
- Ren, J., Zhao, Z. e Zhang, X. (2011), “Vapor pressures, excess enthalpies and specific heat capacities of the binary working pairs containing the ionic liquid 1-ethyl-3-methylimidazolium dimethylphosphate”, *Journal of Chemical Thermodynamics*, 43(4):576–83.

- Rivera, C.O. e Rivera, W. (2003), “Modeling of an intermittent solar absorption refrigeration system operating with ammonia/lithium nitrate mixture”, *Solar Energy Materials and Solar Cells*; 76:417–27.
- Romero, R.J., Rivera, W., Pilatowsky, I. e Best, R. (2001), “Comparison of the modelling of a solar absorption system for simultaneous cooling and heating operating with an aqueous ternary hydroxide and with water/lithium bromide”, *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 70:301–8.
- Romero, R.J., Guillen, L. e Pilatowsky, I. (2005), “Monomethylamine–water vapour absorption refrigeration system”, *Applied Thermal Engineering*, 25(5–6):867–76.
- Roriz, L.F. (2006), “Climatização - Concepção, Instalação e Condução de Sistemas”, Edições Orion, Alfragide.
- Santos, F.H.C.C. (2012), “Estudo da Aplicação de um Sistema Frigorífico de Absorção Movido a Energia Solar na Ilha do Príncipe”. Tese de Mestrado em Energias Renováveis e Gestão de Energia - Universidade do Algarve, Faro.
- Seara, J. (1999), “Diseño, Simulación, Construcción y Evaluación de un Protótipo de Sistema de Refrigeración por Absorción con  $NH_3/H_2O$  para la Producción de Frio en Barcos de Pesca, Accionado Energia Residual Recuperada de los Motores”. Tese de Doutoramento em Engenharia Industrial. Escola Técnica Superior de Engenheiros Industriais e de Minas - Universidade de Vigo, Vigo.
- Somers, C.M. (2009), “Simulation of absorption cycles for integration into refining”. Masters of Science. University of Maryland, College Park.
- Steiu, S., Salavera, D., Bruno, J.C. e Coronas, A. (2009), “A basis for the development of new ammonia–water–sodium hydroxide absorption chillers”, *International Journal of Refrigeration*, 32(4):577–87.
- Srikhirin, P., Aphornratan, S. e Chungpaibulpatana, S. (2001), “A review of absorption refrigeration technologies”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 343–372.
- Thermally activated technologies, technology roadmap, EERE/DOE, May 2003
- Thévenot, R. (1979). “A history of refrigeration throughout the world”, *International Institute of Refrigeration*, Paris, traduzido do Francês por Fidler, J.C.
- Varga, S. e Oliveira, A.C. (2011), “Arrefecimento com Sistemas Solares Térmicos de Ejeção”, *Renováveis Magazine*.
- Worsøe-Schmidt, P. (1979), “A solar-powered solid-absorption refrigeration system”, *International Journal of Refrigeration*, 2:75–82.
- Wang, K., Abdelaziz, O., Kisari, P. e Vineyard, E.A. (2011), “State-of-the-art review on crystallization control technologies for water/LiBr absorption heat pumps”, *International Journal of Green*, 1325-1337.
- Zhang, X. e Hu, D. (2011), “Performance simulation of the absorption chiller using water and ionic liquid 1-ethyl-3-methylimidazolium dimethylphosphate as the working pair”, *Applied Thermal Engineering*, 31(16):3316–21.



## ANEXO A – BIBLIOTECA DE PROPRIEDADES EES

### LiBrSSC (aqueous lithium bromide) Property Routines

The property routines described here are for the aqueous salt mixture LiBr/H<sub>2</sub>O. These routines were developed primarily as a part of the Sorption Systems Consortium at the University of Maryland.

The basic routines are provided in an external library named LiBrSSC.dll. The routines available in this library are listed in Table 1. The units of the properties must be as specified.

**Table 1.** Summary of LiBrSSC Routines

Functions	OutputUnits	
Thermal conductivity	W/m-K	$k = \text{LiBrSSCCond}(T_c, X)$
Dynamic viscosity	cP	$\mu = \text{LiBrSSCVisc}(T_c, X)$
Specific heat	J/g-K	$c_p = \text{LiBrSSCCp}(T_c, X, P)$ or $cp\_sat = \text{LiBrSSCCp}(T_c, X)$
Enthalpy	J/g	$h = \text{LiBrSSCh}(T_c, X, P)$ or $h\_sat = \text{LiBrSSCh}(T_c, X)$
Chemical potential of water	J/g	$\mu_w = \text{LiBrSSCuw}(T_c, X, P)$
Chemical potential of LiBr	J/g	$\mu_{LiBr} = \text{LiBrSSCus}(T_c, X, P)$
Volume	m <sup>3</sup> /kg	$v = \text{LiBrSSCv}(T_c, X)$
Entropy	J/g-K	$s = \text{LiBrSSCs}(T_c, X, P)$ or $s\_sat = \text{LiBrSSCs}(T_c, X)$
Saturation pressure	kPa	$P_{sat} = \text{LiBrSSCp}(T_c, X)$
Saturation temperature	°C	$T_{sat} = \text{LiBrSSCT}(P, X)$
Saturation mass fraction	-	$X_{sat} = \text{LiBrSSCX}(T_c, P)$
Crystallization temperature	°C	$T_{cryst} = \text{LiBrSSCTCryst}(X)$
Index of refraction	-	$N = \text{LiBrSSCRefIndex}(T_c, X)$
<b>Procedures</b>		
Partial mass Gibbs function	J/g	CALL LiBrSSCpart_g(Tc, X, P : g, dgdX, mu_w, mu_s)
Partial mass enthalpy	J/g	CALL LiBrSSCpart_h(Tc, X, P : h, dhdx, h_w, h_s)
Partial mass entropy	J/g-K	CALL LiBrSSCpart_s(Tc, X, P : s, dsdx, s_w, s_s)
Partial mass volume	m <sup>3</sup> /kg	CALL LiBrSSCpart_v(Tc, X : v, dvdx, v_w, v_s)
Flashing process	**	CALL LiBrSSCflash(h, P, x_in : q, T, x, hl, hv)
*** - See details on units in procedure description Input Units: Tc - °C, X – mass fraction of LiBr, P – kPa Overloading – LiBrSSCCp, LiBrSSCCh, LiBrSSCCs all employ overloading such that if you do not input a value for pressure, the saturation pressure is assumed.		

There is also a set of functions listed in Table 2 that can call the routines in LiBrSSC.dll using the units set in EES with the \$UnitSystem directive of the Unit System dialog. These functions simply call the appropriate routine in Table 1, converting units as needed.

**Table 2.** Summary of LiBrSSC Helper Functions

Function	Example
Thermal conductivity	$k = \text{Cond\_LiBrSSC}(T,X)$
Dynamic viscosity	$\mu = \text{Visc\_LiBrSSC}(T,X)$
Specific heat	$c_p = \text{Cp\_LiBrSSC}(T,X)$
Enthalpy	$h = \text{h\_LiBrSSC}(T,X)$
Volume	$v = \text{v\_LiBrSSC}(T,X)$
Entropy	$s = \text{s\_LiBrSSC}(T,X)$
Saturation pressure	$P_{\text{sat}} = \text{Psat\_LiBrSSC}(T,X)$
Saturation temperature	$T_{\text{sat}} = \text{Tsat\_LiBrSSC}(P,X)$
Saturation mass fraction	$x = \text{xsat\_LiBrSSC}(T,P)$
Crystallization temperature	$T_{\text{cryst}} = \text{Tcryst\_LiBrSSC}(X)$
Flash calculation	Call $\text{Flash\_LiBrSSC}(h,P,x;Q,T)$

The units of the properties for these functions are as selected with the \$UnitSystem Directive or the Unit System dialog. The units of properties are converted as needed to the unit system required by the LiBrSSC routine in Table 1.

### Transport Properties

The transport property correlations included were derived from an examination of available data. This was done as part of the SSC efforts but was unpublished [1]. Details of the correlations are summarized here

#### Viscosity

$$\ln \mu = A_0 + A_1 X^2 + \frac{B_0}{T} + \frac{B_1 X^2}{T} + \frac{C_0}{T^2} + \frac{C_1 X^2}{T^2}$$

where the units are  $\mu$  (cP),  $T$  (K),  $X$  (mass fraction LiBr) and the constants are

$$\begin{array}{ll} A_0 = -2.3212641667148 & A_1 = 3.190587778753 \\ B_0 = -609.44957160372 & B_1 = 963.16370163469 \\ C_0 = 372994.85578423 & C_1 = -35211.99698739 \end{array}$$

This equation yields a  $R^2$  value of 0.984073 across all of the data sets used. Example calculation:  $T = 25^\circ\text{C}$  (298.15 K),  $X = 0.5 \rightarrow \mu = 3.807$  cP.

**Thermal Conductivity**

$$k = A_0 + A_1X + B_0T + B_1TX + C_0T^2 + C_1T^2X + D_0T^3 + D_1T^3X$$

where  $k = \text{W/m-K}$ ,  $T = \text{K}$  &  $X = \text{mass fraction LiBr}$

$$\begin{array}{ll} A_0 = -0.880453887702949 & A_1 = 0.883985046484968 \\ B_0 = 0.00898659269884302 & B_1 = -0.007666522227789178 \\ C_0 = -1.55427759660091E-05 & C_1 = 1.38873506415764E-05 \\ D_0 = 7.3203107999836E-09 & D_1 = -6.31953452062666E-09 \end{array}$$

Our “best fit” produced an  $R^2$  value of 0.9844 and the most well behaved curve over a broad range of the independent parameters. There were equations that had higher  $R^2$  values but the one shown above had the best combination of properties. Example calculation:  $T = 25^\circ\text{C}$  (298.15 K),  $X = 0.5 \rightarrow k = 0.444 \text{ W/m-K}$ .

**Index of Refraction**

The index of refraction of aqueous lithium bromide can be calculated from the correlation of Bostick et al. [2]

$$N = N_1x^2 + N_2x + N_3T + N_4$$

where

i	$N_i$
1	0.0000241
2	0.00108
3	-0.000106
4	1.3348

Units:  $T - ^\circ\text{C}$ ,  $x - \text{mass fraction LiBr in \%}$

**Crystallization Temperature**

The crystallization temperature is calculated from a curve fit to the data of Boryta [3].

$$x = A_0 + A_1T + A_2T^2$$

i	$A_i$		
	65.05 < x < 71.91	57.08 < x < 65.05	48.47 < x < 57.08
0	62.63716	56.95202	56.55952
1	0.04810823	0.05205944	0.2337275
2	0.00024301	0.00346278	0.00141297

Units:  $T - ^\circ\text{C}$ ,  $x - \text{mass fraction LiBr in \%}$

**Thermodynamic Properties**

The thermodynamic properties include volume, enthalpy, specific heat, entropy and chemical potential as well as the saturation properties temperature and pressure. All of these properties are derived from a Gibbs function fitted to a broad set of data for the mixture. The advantage of this approach is that any thermodynamic property of interest can be easily derived from the Gibbs function. And a corollary is that all of the derived properties will be

thermodynamically consistent (up to the precision of the calculation). The details of the Gibbs function are available in the literature [4, 5]. It provides excellent fidelity with the available data over the full concentration range from pure water up to crystallization and from 0 – 300°C.

#### Enthalpy of Aqueous Lithium Bromide

$$h = \text{LiBrSSCh}(T,x) \quad \text{or} \quad h = \text{LiBrSSCh}(T,x,P)$$

In general, we expect three independent properties to be required to specify state for a binary mixture such as aqueous lithium bromide. However, because the pressure effect is usually small, it is often omitted from property correlations for this mixture. The SSC routines retain and calculate pressure effects. However, to simplify routine use where the pressure effects can be ignored, the SSC enthalpy routine has an overload feature which calculates (and uses) the saturation pressure for cases where the user does not input a pressure value. Example calculation:  $T = 25^\circ\text{C}$  (298.15K),  $X = 0.5 \rightarrow h = 52.92 \text{ J/g}$ .

#### Entropy of Aqueous Lithium Bromide

$$s = \text{LiBrSSCs}(T,x) \quad \text{or} \quad s = \text{LiBrSSCs}(T,x,P)$$

Example calculation:  $T = 25^\circ\text{C}$  (298.15K),  $X = 0.5 \rightarrow s = 0.1853 \text{ J/g-K}$ .

#### Specific Heat of Aqueous Lithium Bromide

$$cp = \text{LiBrSSCcp}(T,x) \quad \text{or} \quad cp = \text{LiBrSSCcp}(T,x,P)$$

Example calculation:  $T = 25^\circ\text{C}$  (298.15K),  $X = 0.5 \rightarrow cp = 2.151 \text{ J/g-K}$ .

#### Specific Volume of Aqueous Lithium Bromide

$$v = \text{LiBrSSCv}(T,x)$$

Example calculation:  $T = 25^\circ\text{C}$  (298.15K),  $X = 0.5 \rightarrow v = 0.0006523 \text{ m}^3/\text{kg}$

#### Chemical Potential in Aqueous Lithium Bromide

CALL LiBrSSCpart\_g(Tc, X, P : g, dgdX, mu\_w, mu\_s)

$\mu_w = \text{LiBrSSCuw}(Tc, X, P)$

$\mu_s = \text{LiBrSSCus}(Tc, X, P)$

$$g_w = \mu_w = g - x \left( \frac{\partial g}{\partial x} \right)_{p,T}$$

$$g_s = \mu_s = g + (100 - x) \left( \frac{\partial g}{\partial x} \right)_{p,T}$$

Example calculation:  $T = 25^\circ\text{C}$  (298.15K),  $X = 0.5 \text{ LiBr}$ ,  $P = 0.8071 \text{ kPa} \rightarrow g = -2.337 \text{ J/g}$ ,  $dg/dx = 3.785 \text{ J/g}$ ,  $g_w = -191.6 \text{ J/g}$ ,  $g_s = 186.9 \text{ J/g}$ .

One of the aspects of partial properties is that you can sum them up to obtain the mixture property as

$$g = \frac{(100 - x)g_w + xg_s}{100}$$

**Partial Enthalpy in Aqueous Lithium Bromide**

CALL LiBrSSCpart\_h(Tc, X, P : h, dhdx, h\_w, h\_s)

$$h_w = h - x \left( \frac{\partial h}{\partial x} \right)_{p,T}$$

$$h_s = h + (100 - x) \left( \frac{\partial h}{\partial x} \right)_{p,T}$$

Example calculation: T = 25°C (298.15K), X = 0.5 LiBr, P = 0.8071 kPa → h = 52.92 J/g, dh/dx=1.944 J/g, h\_w = -44.25 J/g, h\_s = 150.1 J/g.

One of the aspects of partial properties is that you can sum them up to obtain the mixture property as

$$h = \frac{(100 - x)h_w + xh_s}{100}$$

**Partial Entropy in Aqueous Lithium Bromide**

CALL LiBrSSCpart\_s(Tc, X, P : s, dsdx, s\_w, s\_s)

$$s_w = s - x \left( \frac{\partial s}{\partial x} \right)_{p,T}$$

$$s_s = s + (100 - x) \left( \frac{\partial s}{\partial x} \right)_{p,T}$$

Example calculation: T = 25°C (298.15K), X = 50 % LiBr, P = 0.8071 kPa → s = 0.1853 J/g-K, ds/dx=-0.006176 J/g-K, h\_w = 0.4942 J/g-K, s\_s = -0.1235 J/g-K.

One of the aspects of partial properties is that you can sum them up to obtain the mixture property as

$$s = \frac{(100 - x)s_w + xs_s}{100}$$

**Partial Volume in Aqueous Lithium Bromide**

CALL LiBrSSCpart\_v(Tc, X : v, dvdx, v\_w, v\_s)

$$v_w = v - x \left( \frac{\partial v}{\partial x} \right)_{p,T}$$

$$v_s = v + (100 - x) \left( \frac{\partial v}{\partial x} \right)_{p,T}$$

Example calculation: T = 25°C (298.15K), X = 0.5 LiBr → v = 0.6523 cm<sup>3</sup>/g, dv/dx=-0.006976 cm<sup>3</sup>/g, v\_w = 1.001 cm<sup>3</sup>/g, v\_s = 0.3033 cm<sup>3</sup>/g.

One of the aspects of partial properties is that you can sum them up to obtain the mixture property as

$$v = \frac{(100 - x)v_w + xv_s}{100}$$

#### Saturation Properties of Aqueous Lithium Bromide

$$\begin{aligned}P_{\text{sat}} &= \text{LiBrSSCP}(T,x) \\T_{\text{sat}} &= \text{LiBrSSCT}(P,X) \\X_{\text{sat}} &= \text{LiBrSSCX}(Tc,P)\end{aligned}$$

Example calculation:  $T = 25\text{C}$ ,  $X = 0.5 \rightarrow P = 0.8071 \text{ kPa}$

#### Flashing of Aqueous Lithium bromide

CALL LiBrSSCflash(h, P, x\_in : q, T, x, hl, hv)

This is a utility routine to automate the mass and energy balances involved in flashing through a valve or other pressure restriction. It assumes an adiabatic process. Inputs are enthalpy (h), LiBr mass fraction and the pressure at the outlet of the restriction. Outputs are the vapor quality (q), temperature (T), liquid mass fraction (x), liquid enthalpy (hl) and vapor enthalpy (hv).

Example calculation:  $h = 74.54 \text{ J/g}$ ,  $P = 0.5 \text{ kPa}$ ,  $x_{\text{in}} = 0.5 \rightarrow q = 0.0137$ ,  $T = 18.55^\circ\text{C}$ ,  $x_l = 0.507$ ,  $hl = 40.66 \text{ J/g}$ ,  $hv = 2536 \text{ J/g}$ .

Note: The overall mass, LiBr mass and energy balances are all satisfied.

#### References

1. SSC, *Transport Property Data for Aqueous Lithium Bromide*, in SSC Unpublished Report1998.
2. Bostick, D.A., Klatt, L.N., Perez-Blanco, H., *Fiber optics refractometer for absorption machines*, 1987.
3. Boryta, D.A., *Solubility of Lithium Bromide in Water Between -50°C and 100°C (45 to 70% Lithium Bromide)*. J. Chem. Eng. Data,, 1970. **15**(1): p. 142-144.
4. Yuan, Z. and K.E. Herold, *Thermodynamic properties of aqueous lithium bromide using a multiproperty free energy correlation*. HVAC&R Research, 2005. **11**(3): p. 377-393.
5. Yuan, Z. and K.E. Herold, *Specific heat measurements on aqueous lithium bromide*. HVAC&R Research, 2005. **11**(3): p. 361-375.

## APÊNDICE A

### "ICICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE SIMPLES EFEITO A H2O/LiBr"

#### "!Dados de entrada"

$m_{\dot{1}}=.05$ absorvedor"	"Caudal mássico à saída do
$p_{\text{alta}}=6$ condensador)"	"Pressão alta (gerador e
$p_{\text{baixa}}=0.7$ evaporador)"	"Pressão baixa (absorvedor e
$T[1]=30$	"Temperatura à saída do absorvedor"
$T[3]=90$ (solução forte)"	"Temperatura à saída do gerador
$T[5]=T_{\text{sat\_LiBrSSC}}(p_{\text{alta}},x[2])$ gerador (refrigerante)"	"Temperatura de saturação à saída do
$x[1]=\text{LiBrSSCX}(T[1],p_{\text{baixa}})$ absorvedor"	"Concentração de LiBr à saída do
$x[3]=\text{LiBrSSCX}(T[3],p_{\text{alta}})$ gerador (solução forte)"	"Concentração de LiBr à saída do
$Q[1]=0$	"Qualidade à saída do absorvedor"
$Q[3]=0$ (solução forte)"	"Qualidade à saída do gerador
$Q[6]=0$	"Qualidade à saída do condensador"
$Q[8]=1$	"Qualidade à saída do evaporador"
<b>"!Pressões"</b>	
$p[1]=p_{\text{baixa}}$	
$p[2]=p_{\text{alta}}$	
$p[3]=p_{\text{alta}}$	
$p[4]=p_{\text{baixa}}$	
$p[5]=p_{\text{alta}}$	
$p[6]=p_{\text{alta}}$	
$p[7]=p_{\text{baixa}}$	
$p[8]=p_{\text{baixa}}$	
$p_{\text{alta}}=\text{pressure}(\text{WATER},T=T[6],x=Q[6])$	"Pressão à saída do condensador"
$p_{\text{baixa}}=\text{pressure}(\text{WATER},T=T[8],x=Q[8])$	"Pressão à saída do evaporador"
<b>"!Absorevdor"</b>	
$m_{\dot{8}}*h[8]+h[4]*m_{\dot{4}}-Q_{\dot{\text{abs}}}-m_{\dot{1}}*h[1]=0$	"Balanço de energia"
<b>"!Bomba da solução"</b>	
$m_{\dot{2}}=m_{\dot{1}}$	"Balanço de massa"
$x[2]=x[1]$	"Balanço da solução fraca"
$h[2]=h[1]+W_{\dot{\text{bomb}}}/m_{\dot{1}}$	"Balanço de energia"
$v1=v_{\text{LiBrSSC}}(T[1],x[1])$	"Volume específico da solução"

```

W_dot_bomb=m_dot[1]*v1*(p_alta-p_baixa)                                "Bomba isentrópica"

"!Gerador"
m_dot[2]=m_dot[3]+m_dot[5]                                           "Balanço de massa"
m_dot[2]*x[2]=m_dot[3]*x[3]                                         "Balanço ao LiBr"
h[2]*m_dot[2]-h[3]*m_dot[3]-h[5]*m_dot[5]+Q_dot_ger=0              "Balanço de energia"

"!Válvula de laminagem da solução"
m_dot[4]=m_dot[3]                                                    "Balanço de massa"
x[4]=x[3]                                                            "Balanço ao LiBr"
h[4]=h[3]                                                            "Balanço de energia (válvula de
laminagem isentálpica)"
Call Flash_LiBrSSC(h[4],p_baixa,x[4]:Q[4],T[4])                       "Cálculo Flash"

"!Condensador"
m_dot[6]=m_dot[5]                                                    "Balanço de massa"
x[5]=0                                                                "Concentração de LiBr (só
refrigerante)"
x[6]=x[5]                                                            "Balanço ao LiBr"
Q_dot_cond=m_dot[5]*(h[5]-h[6])                                       "Balanço de energia"

"!Válvula de laminagem do refrigerante"
m_dot[7]=m_dot[6]                                                    "Balanço de massa"
x[7]=x[6]                                                            "Balanço ao LiBr"
h[7]=h[6]                                                            "Balanço de energia (válvula de
laminagem isentálpica)"
Q[7]=quality(water,h=h[7],P=p_baixa)                                   "Qualidade do vapor"

"!Evaporador"
m_dot[8]=m_dot[7]                                                    "Balanço de massa"
x[8]=x[7]                                                            "Balanço ao LiBr"
Q_dot_evap=m_dot[7]*(h[8]-h[7])                                       "Balanço de energia"

"!COP"
COP=Q_dot_evap/(W_dot_bomb+Q_dot_ger)

"!Propriedades termodinâmicas"
duplicate i=1,3
    h[i]=h_LiBrSSC(T[i],x[i])
end
h[5]=enthalpy(WATER,T=T[5],P=p_alta)
h[6]=enthalpy(WATER,T=T[6],x=0)
T[7]=temperature(WATER,h=h[7],P=p_baixa)
h[8]=enthalpy(WATER,T=T[8],x=1)

```



## APÊNDICE B

$T=5$

$psat = p\_sat(\text{Water}, T=T)$

$Tsat = t\_sat(\text{Water}, P=pLiBr)$

$pLiBr = LiBrSSCp(T, X)$



## APÊNDICE C

### "ICICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE SIMPLES EFEITO A H<sub>2</sub>O/LiBr COM PERMUTADORES DE CALOR EXTERNOS"

function LMTD(T1,T2,T3,T4) DMLT" dTa=T1-T2 dTb=T3-T4 if (dTa=dTb) then LMTD=dTa else if (dTa < 0) or (dTb < 0) then LMTD=0 else LMTD=(dTa-dTb)/LN(dTa/dTb) endif endif end	"Rotina de estabilização do cálculo da
"!Dados de entrada"	
m_dot[1]=.05	"Caudal mássico à saída do absorvedor"
p_alta=6 p_baixa=0.7 evaporador"	"Pressão alta (gerador e condensador)" "Pressão baixa (absorvedor e
T[5]=Tsat_LiBrSSC(p_alta,x[2]) gerador (refrigerante)" T[9]=100 [C] m_dot[9]=1.0 [kg/s] m_dot[10]=m_dot[9] T[11]=25 [C] m_dot[11]=.28 [kg/s] m_dot[12]=m_dot[11] T[13]=25 [C] m_dot[13]=.28 [kg/s] m_dot[14]=m_dot[13] T[15]=10 [C] m_dot[15]=.4 [kg/s] m_dot[16]=m_dot[15]	"Temperatura de saturação à saída do "Temperatura no ponto 9" "Caudal mássico no ponto 9" "Temperatura no ponto 11" "Caudal mássico no ponto 11" "Temperatura no ponto 13" "Caudal mássico no ponto 13" "Temperatura no ponto 15" "Caudal mássico no ponto 15"
x[1]=LiBrSSCX(T[1],p_baixa) absorvedor" x[3]=LiBrSSCX(T[3],p_alta) gerador (solução forte)"	"Concentração de LiBr à saída do "Concentração de LiBr à saída do
Q[1]=0 Q[3]=0 Q[6]=0 Q[8]=1.0	"Qualidade à saída do absorvedor" "Qualidade à saída do gerador" "Qualidade à saída do condensador" "Qualidade à saída do evaporador"

UAabs=1.8 [kW/K] calor no absorvedor"	"Coeficiente global de transferência de
UAger=1 [kW/K] calor no gerador"	"Coeficiente global de transferência de
UAcond=1.2 [kW/K] calor no condensador"	"Coeficiente global de transferência de
UAevap=2.25 [kW/K] calor no evaporador"	"Coeficiente global de transferência de
<b>"!Pressões"</b>	
p[1]=p_baixa	
p[2]=p_alta	
p[3]=p_alta	
p[4]=p_baixa	
p[5]=p_alta	
p[6]=p_alta	
p[7]=p_baixa	
p[8]=p_baixa	
<b>"!Absorevdor"</b>	
m_dot[8]*h[8]+h[4]*m_dot[4]-Q_dot_abs-m_dot[1]*h[1]=0	"Balanço de energia ao fluido de trabalho"
Q_dot_abs=m_dot[11]*(h[12]-h[11])	"Balanço de energia ao fluido externo"
Eff_abs=(T[12]-T[11])/(T[4]-T[11])	"Eficácia do absorvedor"
<b>"!Bomba da solução"</b>	
m_dot[2]=m_dot[1]	"Balanço de massa"
x[2]=x[1]	"Balanço da solução fraca"
h[2]=h[1]+W_dot_bomb/m_dot[1]	"Balanço de energia"
v1=v_LiBrSSC(T[1],x[1])	"Volume específico da solução"
W_dot_bomb=m_dot[1]*v1*(p_alta-p_baixa)	"Bomba isentrópica"
<b>"!Gerador"</b>	
m_dot[2]=m_dot[3]+m_dot[5]	"Balanço de massa"
m_dot[2]*x[2]=m_dot[3]*x[3]	"Balanço ao LiBr"
h[2]*m_dot[2]-h[3]*m_dot[3]-h[5]*m_dot[5]+Q_dot_ger=0	"Balanço de energia"
Q_dot_ger=m_dot[9]*(h[9]-h[10])	"Balanço de energia ao fluido externo"
Eff_ger=(T[9]-T[10])/(T[9]-T[5])	"Eficácia do gerador"
<b>"!Válvula de laminagem da solução"</b>	
m_dot[4]=m_dot[3]	"Balanço de massa"
x[4]=x[3]	"Balanço ao LiBr"
h[4]=h[3]	"Balanço de energia (válvula de laminagem isentálpica)"
Call Flash_LiBrSSC(h[4],p_baixa,x[4]:Q[4],T[4])	"Cálculo Flash"
<b>"!Condensador"</b>	
m_dot[6]=m_dot[5]	"Balanço de massa"
x[5]=0	"Concentração de LiBr (só refrigerante)"
x[6]=x[5]	"Balanço ao LiBr"
Q_dot_cond=m_dot[5]*(h[5]-h[6])	"Balanço de energia ao fluido de trabalho"
Q_dot_cond=m_dot[13]*(h[14]-h[13])	"Balanço de energia ao fluido externo"
Eff_cond=(T[13]-T[14])/(T[13]-T[6])	"Eficácia do condensador"
<b>"!Válvula de laminagem do refrigerante"</b>	

```

m_dot[7]=m_dot[6]
x[7]=x[6]
h[7]=h[6]
laminagem isentálpica"
Q[7]=quality(water,h=h[7],P=p_baixa)

"!Evaporador"
m_dot[8]=m_dot[7]
x[8]=x[7]
Q_dot_evap=m_dot[7]*(h[8]-h[7])
trabalho"
Q_dot_evap=m_dot[15]*(h[15]-h[16])
Eff_evap=(T[15]-T[16])/(T[15]-T[8])

"!COP"
COP=Q_dot_evap/(W_dot_bomb+Q_dot_ger)

"!Método da diferença média-logarítmica da temperatura (DMLT)"
DMLT_abs=LMTD(T[4],T[12],T[1],T[11])
DMLT_ger=LMTD(T[9],T[3],T[10],T[5])
DMLT_cond=LMTD(T[6],T[13],T[6],T[14])
DMLT_evap=LMTD(T[15],T[8],T[16],T[8])

"!Taxa de transferência de calor dos permutadores de calor externos"
Q_dot_abs=DMLT_abs*UAabs
absorvedor"
Q_dot_ger=DMLT_ger*UAger
gerador"
Q_dot_cond=DMLT_cond*UAcond
condensador"
Q_dot_evap=DMLT_evap*UAevap
evaporador"

"!Propriedades termodinâmicas"
duplicate i=1,3
  h[i]=h_LiBrSSC(T[i],x[i])
end
h[5]=enthalpy(WATER,T=T[5],P=p_alta)
h5s=enthalpy(WATER,T=T[6],x=1)
h[6]=enthalpy(WATER,T=T[6],x=0)
T[7]=temperature(WATER,h=h[7],P=p_baixa)
h[8]=enthalpy(WATER,T=T[8],x=1)
duplicate i=9,16
  h[i]=enthalpy(WATER,T=T[i],x=0)
end

```