



**UNIVERSIDADE DE ÉVORA**

**ESCOLA DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA**

DEPARTAMENTO DE FÍSICA

**Análise Comparativa de um Sistema de  
Refrigeração Solar**

**Ricardo Filipe Alves da Silva**

Orientação: António Heitor Reis

**Mestrado em Engenharia da Energia Solar**

Dissertação

Évora, Maio de 2016





**UNIVERSIDADE DE ÉVORA**

**ESCOLA DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA**

DEPARTAMENTO DE FÍSICA

**Análise Comparativa de um Sistema de  
Refrigeração Solar**

**Ricardo Filipe Alves da Silva**

Orientação: António Heitor Reis

**Mestrado em Engenharia da Energia Solar**

Dissertação

Évora, Maio de 2016



## Resumo

Nesta dissertação são comparadas duas tecnologias de refrigeração. Uma tecnologia é um sistema que usa a energia elétrica para fazer funcionar um ciclo de compressão de vapor, sistema comum em instalações de refrigeração. A outra solução é um sistema de absorção, em que a energia necessária para o funcionamento do sistema é energia térmica obtida através de coletores solares térmicos.

Estas tecnologias são estudadas e comparadas para a refrigeração de um armazém de produtos agrícolas à temperatura constante de 5°C para a região de Alqueva, região onde estão a ser desenvolvidos projetos hortofrutícolas a que estão associadas necessidades de preservação dos produtos que envolvem refrigeração e em que a acessibilidade à rede elétrica é reduzida.

É mostrado que a tecnologia do sistema de absorção com os coletores se apresenta a médio prazo mais vantajosa em termos económicos e ambientais.

Palavras-chave: Refrigeração, Energia solar térmica



# **Abstract**

## **Comparative analysis of a solar refrigeration system**

In this dissertation two refrigeration technologies are compared when used for the same objective. One is a technology using the electric energy to operate a vapour compression cycle, commonly used in refrigerated installations. The alternative technology is an absorption system driven by thermal energy, provided by solar thermal collectors.

Both technologies are studied and compared for the refrigeration of an agricultural products warehouse at a constant temperature of 5°C in the Alqueva region, where horticultural projects are being developed with associated needs of preservation of the products involving refrigeration, and where accessibility to the electrical grid is reduced.

In the referred conditions it was shown that the absorption technology with collectors in the medium term surpasses the usual compression system, both from economic and environmental viewpoints.

Keywords: Refrigeration, Solar thermal energy





## **Agradecimentos**

Como em qualquer trabalho desenvolvido nunca estamos sós e rodeamo-nos de pessoas que ajudamos e nos ajudam diariamente. Por esse motivo, gostaria de deixar agradecimentos às pessoas que me foram ajudando de alguma forma ao longo da escrita desta dissertação.

Gostaria de agradecer ao meu orientador António Heitor Reis por me ter acompanhado nesta jornada guiando-me da melhor forma e por ter partilhado comigo a sua experiência dando-me conselhos fundamentais ao longo deste período de escrita.

Agradecer ao professor Paulo Canhoto, por me ter fornecido os dados para poder utilizar na minha modelação e pelo esclarecimento de algumas dúvidas.

Agradecer aos meus colegas e companheiros com quem aprendi, discuti opiniões e senti sempre apoio.

Por último agradecer à minha mãe, que sempre me apoiou e proporcionou as condições necessárias para que pudesse concluir a minha formação académica.



# Índice

Lista de figuras .....	IX
Lista de tabelas.....	X
Nomenclatura .....	XI
1. Introdução .....	1
1.1. Motivação .....	2
1.2. Estado da arte .....	3
2. Descrição do problema em análise .....	5
2.1. Introdução ao caso em estudo- Alqueva .....	5
2.1.1. Descrição da região de Alqueva.....	6
2.1.2. Clima.....	6
2.1.3. Barragem de Alqueva.....	7
2.2. Necessidade de armazenamento de produtos agrícolas .....	8
3. Caso de estudo. Metodologia adotada .....	11
3.1. Descrição estrutural do armazém.....	11
3.1.1. Paredes .....	12
3.1.2. Teto .....	13
3.1.3. Chão.....	13
3.2. Cargas térmicas externas .....	14
3.2.1. Trocas de calor por condução.....	15
3.2.2. Convecção.....	15
3.3. Resistência térmica total.....	18
3.4. Cálculo das trocas de calor .....	21
4. Tecnologias de refrigeração.....	25
4.1. Tecnologias de refrigeração térmicas .....	26
4.1.1. Refrigeração por absorção .....	26
4.1.2. Refrigeração por adsorção .....	31
4.1.3. Sistema de refrigeração dessecante.....	32
4.1.4. Sistema de refrigeração com ejetor .....	35
4.2. Tecnologias de refrigeração elétricas .....	37
4.2.1. Refrigeração por compressão de vapor.....	37
4.2.2. Ciclo de refrigeração por compressão a gás.....	41
4.2.3. Sistemas de refrigeração termoelétricos.....	43
5. Necessidades de energia dos sistemas de refrigeração em estudo.....	45

<b>5.1. Refrigeração com o ciclo de absorção água/brometo de lítio .....</b>	<b>45</b>
<b>5.1.1. Cálculos da potência térmica a fornecer pelo sistema .....</b>	<b>45</b>
<b>5.1.2. Uso da energia solar térmica .....</b>	<b>47</b>
<b>5.1.3. Dimensionamento do parque de coletores solares térmicos .....</b>	<b>49</b>
<b>5.1.4. Armazenamento .....</b>	<b>54</b>
<b>5.2. Refrigeração com o ciclo de compressão de vapor .....</b>	<b>57</b>
<b>5.2.1. Cálculos da potência elétrica a fornecer pelo sistema .....</b>	<b>57</b>
<b>6. Análise de custos comparados .....</b>	<b>59</b>
<b>6.1. Custos do sistema de absorção .....</b>	<b>59</b>
<b>6.2. Custos do sistema de compressão de vapor .....</b>	<b>60</b>
<b>6.3. Comparação de custos .....</b>	<b>61</b>
<b>7. Conclusões .....</b>	<b>65</b>
<b>Referências .....</b>	<b>67</b>

## Lista de figuras

Figura 1- Vistas do armazém com medidas (m).....	12
Figura 2-Estrutura das paredes .....	12
Figura 3-Estrutura do teto.....	13
Figura 4-Estrutura do chão.....	13
Figura 5-Trocas de calor na parede que são significativas.....	15
Figura 6- Fluxograma do cálculo da resistência total para uma superfície do armazém.....	20
Figura 7- Temperaturas médias horárias mensais registadas na estação de Portel.....	22
Figura 8- Média horária mensal da potência térmica que penetra no armazém ao longo do ano ....	23
Figura 9-Ciclo de absorção [23].....	28
Figura 10-Ciclo de absorção duplo efeito [23] .....	30
Figura 11-Refrigeração por adsorção: A- refrigeração ou adsorção; B- regeneração [2] .....	32
Figura 12-Refrigerador dessecante com dessecante sólido [23] .....	33
Figura 13-Refrigerador dessecante com dessecante líquido [26].....	34
Figura 14-Refrigeração com ciclo ejetor [2] .....	36
Figura 15-Refrigeração com compressão de vapor [21] .....	38
Figura 16-Refrigeração por compressão em cascata [21].....	39
Figura 17- Refrigeração por compressão em dois estados [21].....	40
Figura 18-Ciclo de compressão a gás [21] .....	42
Figura 19-Ciclo de refrigeração a gás regenerativo [21] .....	43
Figura 20-Sistema de refrigeração termoelétrico [6].....	44
Figura 21- Potência térmica necessária ao funcionamento do sistema de absorção ao longo do dia .....	46
Figura 22- Dados de radiação solar global .....	50
Figura 23- Potência térmica absorvida pelos coletores .....	54
Figura 24- Potência elétrica que é necessário fornecer ao sistema de compressão de vapor .....	58
Figura 25- Custos (€) para os sistemas de refrigeração .....	62
Figura 26- Custos para os sistemas de refrigeração (análise a 20 anos).....	63

## Lista de tabelas

Tabela 1- Medidas estruturais dos materiais .....	13
Tabela 2- Condutividade térmica dos materiais [12] [13].....	14
Tabela 3- Propriedades termofísicas do ar à pressão atmosférica [14].....	18

## Nomenclatura

A	área (m <sup>2</sup> )
AhS	ângulo azimutal (°)
Ef <sub>glob</sub>	eficiência global
C	custos (€)
CE	custo energia (€)
Ci	custo inicial (€)
cj	custo de juros (€)
Cl	calor latente (kJ/kg)
CM	custo de manutenção (€)
Cp	calor específico (J/kg.K)
CR	necessidade de refrigeração (kW)
CT	custo total (€)
d	dia juliano
D	declinação (°)
ET	equação do tempo (min)
g	aceleração da gravidade (m/s <sup>2</sup> )
h	coeficiente de transferência térmica (W/m <sup>2</sup> K)
H	ângulo horário (°)
inc	inclinação do coletor (°)
k	condutividade térmica (W/m.K)
l	espessura da camada (m)
L	altura (m)

Lat	latitude ( $^{\circ}$ )
Long	longitude ( $^{\circ}$ )
m	massa (kg)
$\dot{m}$	caudal mássico (kg/s)
Nu	número de Nusselt
P	potência térmica (W)
p	perímetro (m)
pc	preço coletores (€)
Pr	número de Prandtl
Q	potência térmica (W)
R	resistência (K/W)
Ra	número de Rayleigh
Rad	irradiação solar ( $W/m^2$ )
Rb	fator de correção do ângulo de inclinação
t	tempo (anos)
T	temperatura ( $^{\circ}C$ )
tol	tolerância
TSV	tempo solar verdadeiro (h)
Z	ângulo solar zenital ( $^{\circ}$ )



### Símbolos gregos

$\alpha$	difusidade térmica ( $m^2/s$ )
$\beta$	coeficiente de expansão térmica ( $K^{-1}$ )
$\Delta$	variação (-)
$\Theta$	ângulo de incidência ( $^\circ$ )
$\nu$	viscosidade cinemática ( $m^2/s$ )
$\Psi$	azimute da superfície ( $^\circ$ )

### Índices inferiores

abs	absorção
amb	ambiente
ar	ar
BC	bomba de calor
c	coletor
cond	condução
conv	convecção
CV	compressão de vapor
el	elétrico
f	filme
ft	fluido de trabalho
G	global
in	entrada
max	dia crítico de verão

out saída  
PCM *phase change material*  
R refrigeração  
SI superfície inclinada  
s superfície  
se superfície externa  
si superfície interna  
t total  
u útil

# 1. Introdução

Os combustíveis fósseis assumem ainda uma posição de relevo no setor da energia, havendo uma grande dependência dos mesmos a nível global. É previsto que o cenário de escassez de reservas de combustíveis fósseis seja uma realidade a médio prazo, mantendo-se o consumo atual destes recursos, tornando-se assim a cada dia que passa uma realidade mais próxima [1]. A emissão de gases de efeito de estufa associados ao uso dos combustíveis fósseis tem consequências devastadoras que já são possíveis de observar nos dias que correm, como o aquecimento do planeta e conseqüente degelo das calotes polares [1]. Um outro problema relativo aos combustíveis fósseis é a instabilidade política associada aos maiores produtores do mundo destes recursos, como é o caso do médio oriente.

Torna-se fundamental encontrar alternativas às fontes energéticas tradicionais tendo em conta a escassez, emissão de gases poluentes e instabilidade política associada aos combustíveis fósseis. Sendo a substituição dos combustíveis fósseis por energias renováveis fundamental para atingir um desenvolvimento sustentável [1].

Na área da refrigeração, temática abordada nesta dissertação, a energia solar térmica é uma opção interessante como fonte de energia para um ciclo de absorção, tendo como uma das grandes vantagens o facto do período de maior necessidade de refrigeração estar em fase com o período de maior disponibilidade do recurso solar, quando está mais calor [2].

As tecnologias de refrigeração podem ser divididas em duas categorias, relacionadas com a fonte de energia utilizada, térmica ou elétrica [2]. As tecnologias mais representativas dos refrigeradores térmicos são absorção, adsorção, dessecante e refrigeração com ejetor [2]. Nos refrigeradores elétricos algumas das tecnologias mais usuais são compressão de vapor, compressão a gás e sistemas de refrigeração termoelétricos [2]. Todas estas tecnologias serão

abordadas, com especial ênfase no sistema de compressão de vapor e de absorção.

Esta dissertação tem como objeto de estudo a refrigeração de um armazém para produtos agrícolas na região de Alqueva, sendo comparada a tecnologia mais utilizada, compressão de vapor, com a tecnologia de absorção, para a qual será estudada a sua viabilidade como alternativa.

Nesta dissertação é apresentada uma descrição do local em estudo, Alqueva, sendo abordadas temáticas referentes ao mesmo, como o clima característico e a produção agrícola. Posteriormente é apresentada a caracterização do armazém bem como os cálculos relativos às cargas térmicas associadas ao mesmo. São descritas algumas das tecnologias mais importantes, tanto térmicas como elétricas, que poderiam ser utilizadas. São calculadas as necessidades de energia para o funcionamento dos sistemas de refrigeração de compressão e de absorção, e posteriormente apresentada uma análise económica para ambos. É importante referir que para o sistema de absorção foi ainda estudada a utilização de coletores solares térmicos e uma solução de armazenamento térmico, utilizando materiais de mudança de fase. Para o sistema de compressão foi considerada a utilização da energia elétrica ao preço a que é disponibilizada na rede nacional.

## **1.1. Motivação**

Nascendo nos anos 90 e sendo o aquecimento global uma realidade e um problema que acompanha a minha geração e as gerações que se seguem, não consigo ficar indiferente a este tema ao ver cada dia que passa as consequências associadas ao mesmo.

Como Alentejano nascido e criado, é para mim uma motivação participar no desenvolvimento da região e que esse desenvolvimento seja sustentável e o menos prejudicial possível para o nosso planeta.

Tendo-me sido apresentado o tema da refrigeração solar para o caso de estudo do Alqueva, uma área que tem crescido e desenvolvido ao longo dos últimos anos, o interesse no tema foi automático.

Esta dissertação permitiu-me desenvolver competências na área pela qual mais tenho interesse, energia solar térmica, e fazer um estudo para uma região que me é familiar. Tendo sido a minha maior motivação poder estudar e propor uma solução mais sustentável e amiga do ambiente em comparação com as soluções usualmente encontradas no âmbito da refrigeração de produtos agrícolas.

## **1.2. Estado da arte**

Em [3], é afirmado que o aquecimento global é um dos problemas ambientais mais graves do nosso planeta, sendo este resultado da emissão de gases de efeito de estufa, que formam uma camada na atmosfera. Foi registado um aumento da temperatura média do planeta de 0.7°C desde o período pré-industrial. As alterações climáticas causaram a devastação de ecossistemas, sendo que a maior problemática registada é o degelo das calotes polares, que pode contribuir para o aumento do nível do mar, submergindo algumas zonas costeiras densamente povoadas.

Assim a prioridade do setor energético é reduzir o aquecimento global com ênfase no uso eficiente de energia e na aposta em energias renováveis, diminuindo a emissão de gases poluentes [4]. No caso da indústria da refrigeração, onde a demanda está em fase com o recurso solar abrem-se portas à aposta na refrigeração solar [5].

Em [2], é apresentada uma divisão dos sistemas de refrigeração em duas categorias, consoante o tipo de energia utilizada, elétrica ou térmica. O sistema mais representativo dos sistemas elétricos é o sistema de compressão de vapor e o sistema mais representativo dos sistemas térmicos, é o sistema de absorção.

Em [6], é afirmado que desde a década de 30 que os sistemas de compressão de vapor dominam o mercado das tecnologias de refrigeração no setor da alimentação, devido ao seu baixo custo e alta eficiência.

Em [5], é afirmado que nos sistemas de refrigeração térmicos, os sistemas de absorção e adsorção são comparáveis em termos de performance, mas os sistemas de adsorção são mais caros e mais volumosos que os chillers de

absorção. O custo total de um sistema de absorção de simples efeito usando o par água/ brometo de lítio é considerado o mais baixo, nos sistemas de refrigeração térmicos.

As tecnologias de refrigeração são descritas mais detalhadamente no capítulo 4.

## **2. Descrição do problema em análise**

Zonas como o Alentejo e mediterrâneo, nomeadamente sul de Espanha, têm uma cultura de produção agrícola, sendo zonas caracterizadas por uma abundante disponibilidade de radiação solar e vastos terrenos adequados para tal prática. Estas zonas são caracterizadas por um inverno moderado e verão quente e seco, criando-se assim necessidade de refrigeração dos produtos agrícolas, para que estes preservem as suas qualidades ao ser armazenados enquanto não forem recolhidos na zona de produção pelos distribuidores.

Estas produções agrícolas estão muitas vezes em locais que se encontram isolados dos centros populacionais e da rede de energia, sendo uma dificuldade acrescida fazer chegar energia aos armazéns de refrigeração. O uso de energia solar resolve o problema pelo facto da radiação solar estar em fase com os períodos de maior necessidade de refrigeração, pelo facto destes sistemas necessitarem de pouca manutenção e sobretudo por poderem ser utilizados em locais remotos, uma vez que a sua fonte de energia é o Sol.

### **2.1. Introdução ao caso em estudo- Alqueva**

Após o grande investimento na barragem de Alqueva, a produção agrícola de regadio da região tem evoluído de forma notável, tornando-se bastante competitiva e uma enorme fonte de variados produtos agrícolas para o país. Em ordem a aumentar a qualidade e disponibilidade dos produtos agrícolas, estes devem ser armazenados e refrigerados após a sua colheita, para tal é necessário recorrer a tecnologias de refrigeração. A região de Alqueva é árida, com um bom recurso solar, mas também é isolada. Qualquer tecnologia de refrigeração necessita de energia, seja ela elétrica ou térmica. Tendo em conta o isolamento da região e o facto de não haver facilidade de acesso à rede elétrica, para instalar um sistema de refrigeração elétrico seria necessário investir, preferencialmente, em linhas de média tensão para fazer chegar eletricidade, uma vez que as linhas de baixa tensão são caracte-

rizadas por sofrerem grandes perdas na distribuição. Assim, investir num sistema de refrigeração elétrico pode tornar-se, em alguns casos, extremamente dispendioso, devido aos custos de investimento em linhas de média tensão. Uma solução face ao problema de isolamento da região e à dificuldade em fazer chegar eletricidade, seria apostar em módulos de energia fotovoltaica para fornecer a energia elétrica, no entanto a energia fotovoltaica no nosso país ainda tem um custo acima da energia elétrica gerada pelas vias convencionais. Tendo em conta o investimento em linhas de média tensão e o preço da energia fotovoltaica, analisa-se um sistema de refrigeração térmico com o fornecimento de energia térmica proveniente de coletores solares, comparativamente com um sistema de compressão de vapor alimentado por energia elétrica a preços de venda ao público.

### **2.1.1. Descrição da região de Alqueva**

O estudo feito nesta dissertação é dirigido à região do Alqueva, local que se destaca principalmente pela barragem de Alqueva ser o maior lago artificial da Europa, com uma albufeira de 250 km<sup>2</sup> e mais de 1100 km de margens, abrangendo e alongando-se 83 km por 5 concelhos alentejanos, sendo eles: Portel, Moura, Reguengos de Monsaraz, Mourão e Alandroal [7].

### **2.1.2. Clima**

Portugal tem entre 2300 a 3000 horas de irradiação solar por ano. O Alentejo é caracterizado por ter um recurso solar bastante favorável, exemplo disso é o investimento feito na central solar da Amareleja, situada no distrito de Beja, que em tempos foi considerada a maior do mundo [8].

A região do Alqueva é caracterizada por um clima mediterrâneo, com uma temperatura média anual de 17°C e uma média anual de 3000 horas de sol [9]. No que diz respeito à humidade relativa do ar é predominantemente húmido nas áreas mais próximas da margem da albufeira e predominantemente seco nas restantes, em relação à precipitação é moderadamente chuvoso com algumas zonas semiáridas [10].



### **2.1.3. Barragem de Alqueva**

A barragem de Alqueva foi inaugurada em 2004, tendo sido feito um investimento de mais de 2.5 mil milhões de euros na barragem e no sistema de regadio, com o objetivo de zonas de sequeiro darem lugar às zonas de regadio nas áreas abrangidas pelo sistema global de rega de Alqueva [11].

O sistema global de rega é constituído por um conjunto de 69 barragens, reservatórios e açudes, interliga barragens e garante disponibilidade de água, mesmo em períodos de seca extrema, tendo uma área de influência de aproximadamente 10 000 km<sup>2</sup> divididos pelos distritos de Beja, Évora, Portalegre e Setúbal, abrangendo um total de 20 concelhos [12].

Dado que o Alqueva é caracterizado por um clima mediterrâneo os meses quentes são caracterizados pela ausência de chuva, limitando enormemente o crescimento de coberto vegetal natural, assim como a atividade agrícola, por estes motivos antes da existência da barragem e do sistema de rega de Alqueva a agricultura era predominantemente de sequeiro [10].

Pelo facto de durante muitos anos ter sido feita apenas agricultura para cereais de sequeiro, o Alqueva tornou-se uma terra praticamente virgem e livre de químicos e fungos, tendo os solos grande aptidão para a prática agrícola de regadio [9]. Este conjunto de variáveis oferece à região vantagens competitivas únicas diferenciando o Alqueva de outros projetos. Os valores médios de precipitação são cerca de 572 mm por ano, sendo caracterizados por uma distribuição irregular ao longo do ano, essa fraca pluviosidade anual e irregularidade são contornadas pela disponibilidade de água da barragem [9].

O desenvolvimento impulsionado pelo Alqueva torna a sua região num dos maiores, senão o maior potencial agrícola de Portugal, trazendo oportunidades únicas do ponto de vista agrícola e agroindustrial [9].

Uma notícia de Janeiro de 2015 avança que “as terras regadas com água do Alqueva produzem mais milho, beterraba, tomate, azeitona, melão, uva de mesa, brócolos e luzerna por hectare, que qualquer outra zona agrícola do mundo” [13].

O Alqueva faz chegar os produtos aos mercados abastecedores duas a três semanas antes da concorrência, comparando com outras zonas do país, e esta vantagem aumenta em relação a outros países europeus à medida que se caminha para norte. Muitos dos produtos noutros países são obtidos em estufas com climatização artificial, o que traz custos energéticos acrescidos que acabam por ser refletidos no preço final para o consumidor [13].

As condições favoráveis desta região, bem como a sua produtividade já testada têm trazido investidores de vários países, como África do Sul, Marrocos, França, Itália e Escócia, para além de Espanha que lidera em relação aos outros países que estão a investir no Alentejo [13].

## **2.2. Necessidade de armazenamento de produtos agrícolas**

Em países caracterizados por um clima temperado a produção de frutos e vegetais ocorre durante um período relativamente curto, assim para que esses produtos estejam disponíveis fora da sua época é necessário o seu armazenamento. Mesmo nos países tropicais onde a produção é muitas vezes estendida, o armazenamento continua a ser necessário para estender os períodos de fornecimento do produto [14].

Para além dos já referidos, existem vários motivos para aumentar o tempo de vida dos produtos agrícolas, não haver comprador imediato, devido ao transporte, para estender o período de marketing e aumentar as vendas ou simplesmente para esperar que o preço aumente [14].

Muitas das frutas tropicais e vegetais de folhas têm um amadurecimento rápido, e por consequência um curto período de vida, pelo facto de terem uma grande área de superfície e daí terem um grande índice de respiração, este índice de respiração aumenta com a temperatura, por isso é necessário o arrefecimento dos produtos agrícolas para aumentar a sua validade. Baixas temperaturas oferecem ainda uma vantagem adicional de reduzirem a perda de água com a redução da transpiração. Humidade relativa alta reduz as perdas de água e aumenta o tempo de armazenamento do produto [14].

De uma forma geral, refrigerar os produtos agrícolas após a sua recolha é uma necessidade, porque reduz a deterioração do produto, ao reduzir o crescimento de bactérias, reduz a atividade enzimática e respiratória e reduz ainda a perda de humidade, o que permite manter a qualidade do produto, bem como aumentar a sua validade. [15] [16]

Alguns dos produtos para os quais a refrigeração deve ser feita o mais brevemente possível após a colheita são espargos, feijão-verde, brócolos, couve-flor, milho doce, melão, abóbora, tomates, alcachofras, couve-de-bruxelas, repolho, aipo, cenouras, ervilhas e rabanetes [16].

Tendo em conta a importância do armazenamento dos produtos agrícolas foi modelado um armazém para refrigeração.



### **3. Caso de estudo. Metodologia adotada**

O armazém projetado tem como objetivo servir de espaço de controlo no cálculo das necessidades energéticas para suprir a necessidade de refrigeração para as duas tecnologias estudadas, compressão de vapor e absorção. Assim foram calculados os ganhos térmicos do armazém em função da temperatura ambiente exterior, para posteriormente calcular a quantidade de energia necessária para ambas tecnologias manterem a temperatura interior do armazém a 5°C, que é uma temperatura fixa que foi estipulada como um valor que seria aceitável para o armazenamento de vários tipos de produtos agrícolas.

Uma vez que este é um armazém de refrigeração de produtos agrícolas, cujo objetivo é manter o seu interior a 5°C, projetou-se o armazém no sentido de haver um bom isolamento dos seus componentes para que os ganhos térmicos não sejam elevados.

A estrutura do armazém não foi estudada exaustivamente, uma vez que é apenas uma estrutura de controlo, o grande objetivo é fazer o estudo comparativo entre duas soluções de refrigeração para o mesmo armazém e concluir qual é mais vantajosa e economicamente apetecível do ponto de vista do investimento.

#### **3.1. Descrição estrutural do armazém**

A figura 1 representa o armazém visto de cima, à esquerda, e visto de lado, à direita.

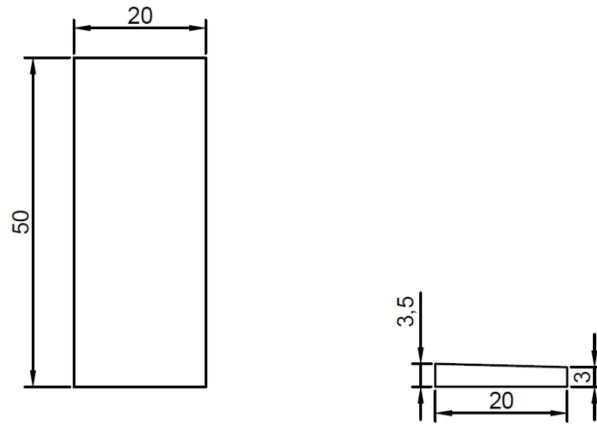


Figura 1- Vistas do armazém com medidas (m)

### 3.1.1. Paredes

As paredes laterais têm 20 metros de comprimento, 3 metros de altura para a parte da frente e 3.5 metros de altura para a parede de trás.

A parede frontal tem 50 metros de comprimento e 3 metros de altura.

A parede traseira tem 50 metros de comprimento e 3.5 metros de altura.

A estrutura das paredes é apresentada na Figura 1.

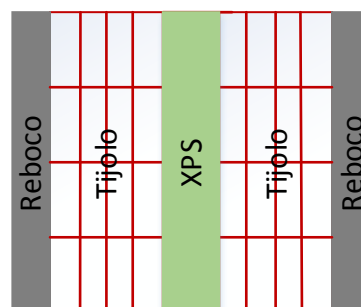


Figura 2-Estrutura das paredes

Nota: O XPS é a designação pela qual é conhecido o poliestireno extrudido, um produto sintético proveniente do petróleo, cuja principal função é servir de componente isolante térmico em edifícios. [17]

### 3.1.2. Teto

O teto tem 50 metros de comprimento e aproximadamente 20 metros de largura.

A estrutura do teto é apresentada na Figura 2.

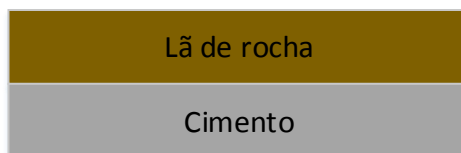


Figura 3-Estrutura do teto

### 3.1.3. Chão

O chão tem 50 metros de comprimento e 20 metros de largura.

A estrutura do chão é apresentada na Figura 3.

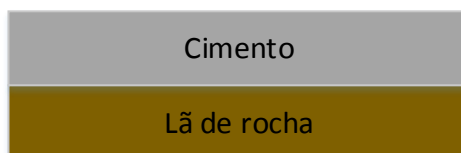


Figura 4-Estrutura do chão

As medidas estruturais dos materiais são apresentadas na Tabela 1.

Tabela 1- Medidas estruturais dos materiais

Material	Paredes			Teto		Chão	
	Reboco	Alvenaria	XPS	Cimento	Lã de rocha	Cimento	Lã de rocha
Espessura (m)	0,02	0,15	0,03	0,10	0,10	0,10	0,10
Camadas	2	2	1	1	1	1	1

A condutividade térmica dos materiais [18] [19] é apresentada na Tabela 2.

Tabela 2- Condutividade térmica dos materiais [18] [19]

	Material				
	Reboco	Alvenaria	XPS	Cimento	Lã de rocha
Condutividade térmica (W/m.K)	0,17	0,65	0,035	0,15	0,04

### 3.2. Cargas térmicas externas

Para poder calcular a energia necessária para refrigerar o armazém a determinada temperatura, neste caso 5°C, primeiro deve-se calcular a potência térmica proveniente do exterior que passa para o armazém através das paredes, chão e teto.

Nos cálculos referentes às trocas de calor foram apenas consideradas as trocas de energia por convecção e condução. As trocas por radiação podem ser desprezadas usando uma pintura branca para as paredes, pelo facto da diferença das temperaturas na parede exterior e no ambiente em volta ser muito pequena e por serem pouco significativas em comparação com as trocas de calor por convecção e condução, podendo assim serem consideradas dispensáveis nestes cálculos.

As trocas de calor que são significativas são apresentadas na Figura 4.



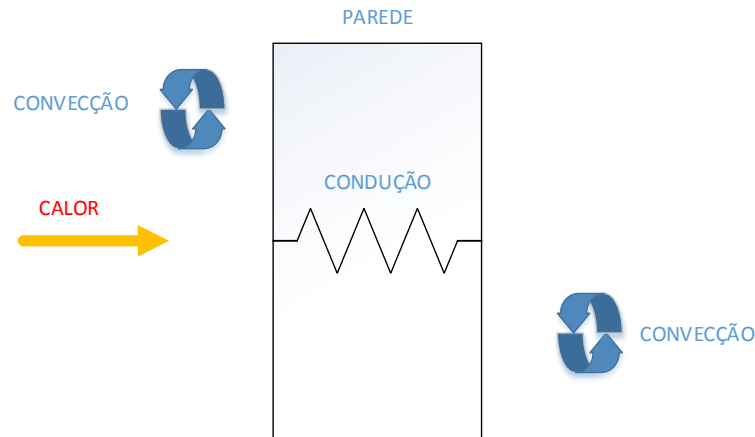


Figura 5-Trocas de calor na parede que são significativas

### 3.2.1. Trocas de calor por condução

A propagação de calor por condução resume-se pela troca de energia entre uma região a uma temperatura superior e uma região a uma temperatura inferior através de materiais diferentes ou ao longo do mesmo material, por contacto direto [16].

A resistência térmica de condução,  $R_{cond}$ , é dada por:

$$R_{cond} = \frac{l}{kA} \quad (1)$$

sendo  $l$  a espessura da camada (m),  $k$  é a condutividade térmica (W/m.K) e  $A$  área (m<sup>2</sup>).

### 3.2.2. Convecção

Convecção, neste caso define-se como a transmissão de energia térmica através do deslocamento de ar, de uma zona de alta temperatura para uma zona de temperatura inferior [16]. Para o caso em estudo a convecção é natural.

A resistência térmica de convecção,  $R_{conv}$ , é dada por:

$$R_{conv} = \frac{1}{hA} \quad (2)$$

sendo  $h$  o coeficiente de transferência térmica ( $W/m^2K$ ).

### Cálculo do coeficiente de transferência térmica

O coeficiente de convecção que está relacionado com o número de Nusselt,  $Nu$ , [20], é dado por:

$$Nu = \frac{h \times L}{k_{ar}} \Leftrightarrow h = \frac{Nu \times k_{ar}}{L} \quad (3)$$

sendo  $L$  a altura da parede (m) e  $k_{ar}$  a condutividade térmica do ar ( $W/m.K$ ).

Em (3) para calcular o coeficiente de convecção é necessário primeiro calcular o número de Nusselt.

O número de Nusselt [20], para as paredes de placas verticais é dado por:

$$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387Ra^{\frac{1}{6}}}{\left[ 1 + \left( \frac{0,492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad (4)$$

sendo  $Ra$  o número de Rayleigh e  $Pr$  o número de Prandtl.

O número de Nusselt [20], para chão e teto, placas horizontais ou inclinadas, é dado por:

$$Nu = 0,15Ra^{\frac{1}{3}} \quad (5)$$

O número de Rayleigh para este caso específico deve inserir-se no intervalo  $10^7 \leq Ra \leq 10^{11}$ .

A expressão (5) é utilizada para representar o comportamento da superfície superior da placa de aquecimento ou superfície inferior da placa de arrefecimento.

É de referir que número de Nusselt tanto para paredes verticais, como placas horizontais ou inclinadas, é calculado num regime laminar.

Para o caso do chão e do teto, placa horizontal e vertical, respetivamente,  $L$  [20] que relaciona a área da superfície,  $A_S$ , com o perímetro, é dado por:

$$L = \frac{A_S}{p} \quad (6)$$

sendo  $p$  o perímetro (m).

Em (4) e (5), para calcular o número de Nusselt é necessário calcular o número de Rayleigh,  $Ra$  [20], dado por:

$$Ra = \frac{g\beta(T_S - T_{amb})L^3}{\nu\alpha} \quad (7)$$

sendo  $T_S$  e  $T_{amb}$  temperatura da superfície e ambiente, respetivamente,  $g$  representa aceleração da gravidade ( $m/s^2$ ),  $\beta$ , coeficiente de expansão térmica ( $K^{-1}$ ),  $\nu$ , viscosidade cinemática ( $m^2/s$ ) e  $\alpha$ , difusividade térmica ( $m^2/s$ ).

Para o cálculo do número de Rayleigh é necessário calcular o coeficiente de expansão térmica,  $\beta$  [20], dado por:

$$\beta = \frac{1}{T_f} = \frac{1}{\frac{T_s + T_{amb}}{2}} \quad (8)$$

sendo  $T_f$  a temperatura de filme (K).

Os valores das características do ar necessárias ao cálculo dos parâmetros anteriores são apresentados na Tabela 3.

Nota: Foi feita uma aproximação nas características do ar utilizadas, uma vez que foram consultadas para uma temperatura ambiente de 300 K.

As propriedades termofísicas do ar à pressão atmosférica [20] são apresentadas na Tabela 3.

Tabela 3- Propriedades termofísicas do ar à pressão atmosférica [20]

Temperatura, T (K)	Condutividade térmica, k (W/m.K)	Viscosidade cinemática, $\nu$ (m <sup>2</sup> /s)	Difusidade térmica, $\alpha$ (m <sup>2</sup> /s)	Número de Prandtl
300	$26.3 \times 10^{-3}$	$15.89 \times 10^{-6}$	$22.5 \times 10^{-6}$	0.707

### 3.3. Resistência térmica total

A resistência térmica total,  $R_t$ , é calculada pelo somatório das resistências condutivas,  $R_{cond}$ , dos materiais constituintes do espaço, e o somatório da resistência convectiva,  $R_{conv}$ , externa e interna.

$$R_t = \sum R_{cond} + \sum R_{conv} \quad (9)$$

## Metodologia

Para calcular a resistência total de cada componente do armazém, foram usadas as equações anteriores, cujo *input* variável é a temperatura ambiente, sendo a temperatura interna fixada em 5°C. As temperaturas ambiente utilizadas são as temperaturas de uma estação meteorológica em Portel, relacionada com a Universidade de Évora. As temperaturas registadas nesta estação são representativas de um possível local de instalação do armazém a ser estudado no Alqueva.

A Figura 5 é um fluxograma representativo do método para calcular a resistência total para uma superfície do armazém, de modo a mostrar o trabalho de simulação computacional realizado.

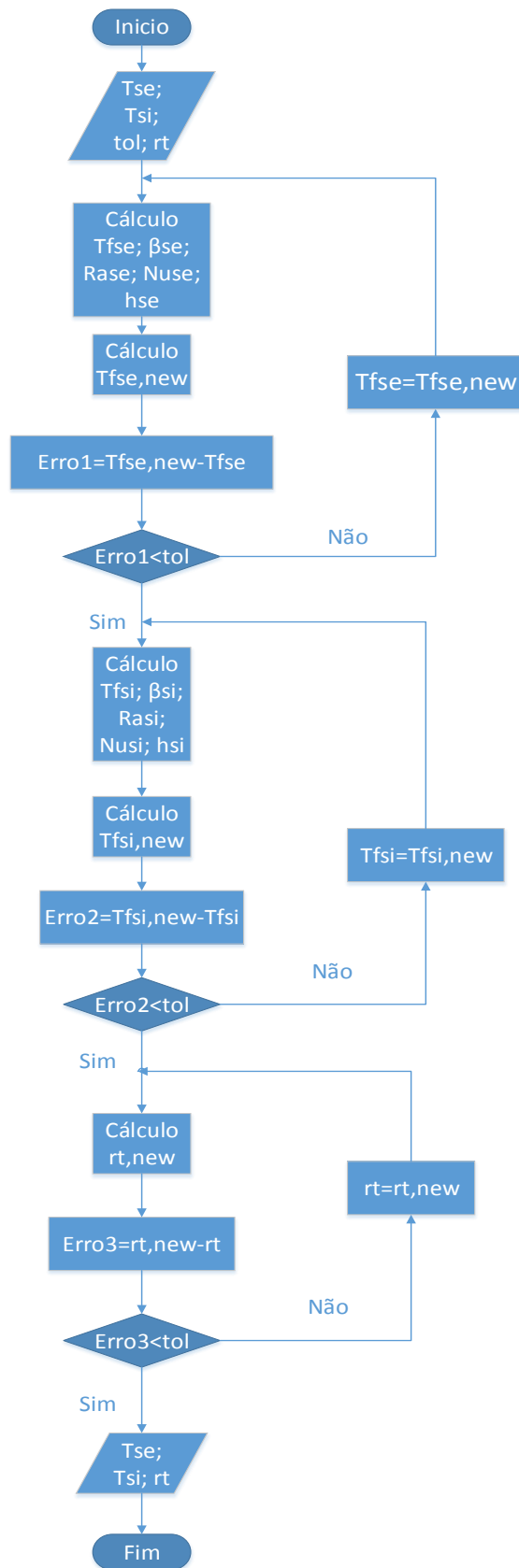


Figura 6- Fluxograma do cálculo da resistência total para uma superfície do armazém

Onde  $T_{se}$  e  $T_{si}$  são a temperatura da superfície externa e interna (K), respetivamente,  $tol$  é a tolerância,  $T_{f_{se}}$  e  $T_{f_{si}}$  são a temperatura de filme (K),  $\beta_{se}$  e  $\beta_{si}$  são o coeficiente de expansão térmica ( $K^{-1}$ ),  $Ra_{se}$  e  $Ra_{si}$  são o número de Rayleigh,  $Nu_{se}$  e  $Nu_{si}$  são o número de Nusselt,  $h_{se}$  e  $h_{si}$  são o coeficiente de transferência térmica ( $W/m^2K$ ).

O valor de temperatura da superfície externa,  $T_{se}$ , é dado pela temperatura ambiente menos  $5^{\circ}C$ , o valor da temperatura da superfície interna,  $T_{si}$ , é dado pela temperatura de refrigeração escolhida para o armazém mais  $5^{\circ}C$ , o valor da tolerância,  $tol$ , utilizado é 0.1, que é um valor usualmente utilizado neste tipo de simulações e o valor da resistência total dado inicialmente é de 0.04 K/W. Estes valores são estimativas necessárias ao funcionamento do ciclo representado pelo fluxograma que têm de ser dadas inicialmente, no entanto o ciclo tem como função aproximar esta estimativa da realidade com uma tolerância de 0.1.

### 3.4. Cálculo das trocas de calor

O cálculo das trocas de calor,  $Q$ , entre o exterior e o interior do armazém é obtido pela diferença de temperatura,  $\Delta T$ , exterior (ambiente) e interior (desejada para refrigeração), diferença ao qual se divide a resistência térmica equivalente,  $R$ , das resistências de convecção e condução, em série.

$$Q = \frac{\Delta T}{R} \quad (10)$$

Assim obtém-se a potência térmica média diária (mensal) que o armazém ganha ao longo do dia em função da temperatura ambiente.

As temperaturas médias ambiente utilizadas foram registadas no período de 01/10/1997 a 31/08/2013, numa estação meteorológica em Portel operada pela Universidade de Évora.

As temperaturas médias são apresentadas na Figura 5.

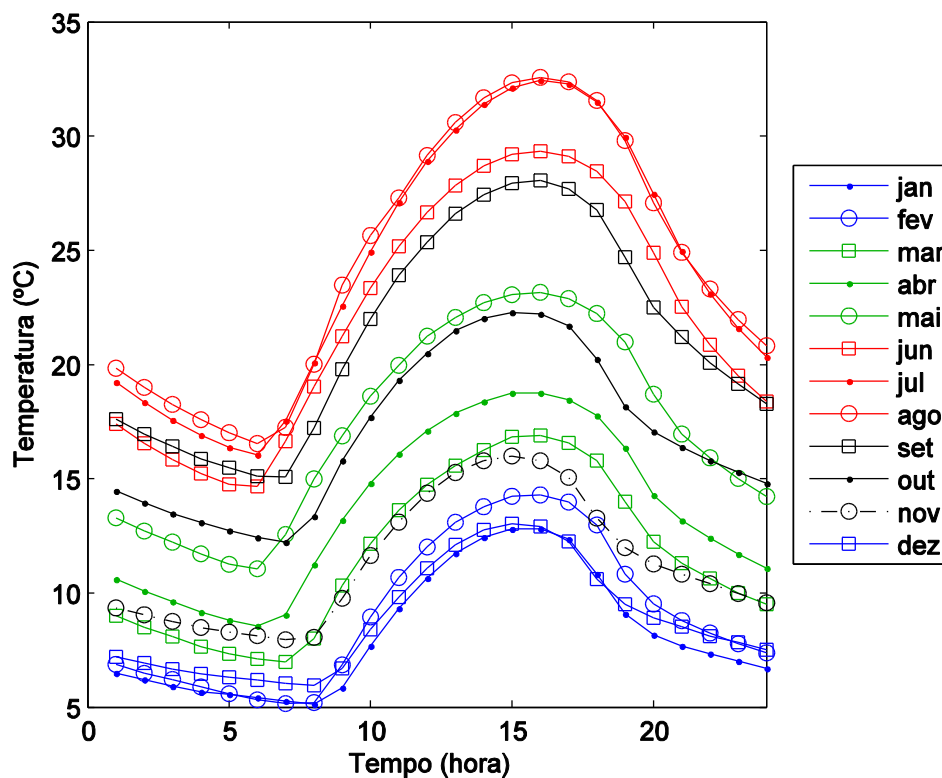


Figura 7- Temperaturas médias horárias mensais registadas na estação de Portel

Estes dados de temperatura exemplificam bem o regime meteorológico de uma localidade Alentejana na região do Alqueva, registando-se temperaturas acima dos 30°C para os meses de Verão e temperaturas abaixo de 15°C para os meses de Inverno, havendo por isso uma diferenciação bastante visível entre estações.

A Figura 6 representa a potência térmica que penetra o armazém ao longo do dia, para todos os meses durante o ano, numa média horária mensal.



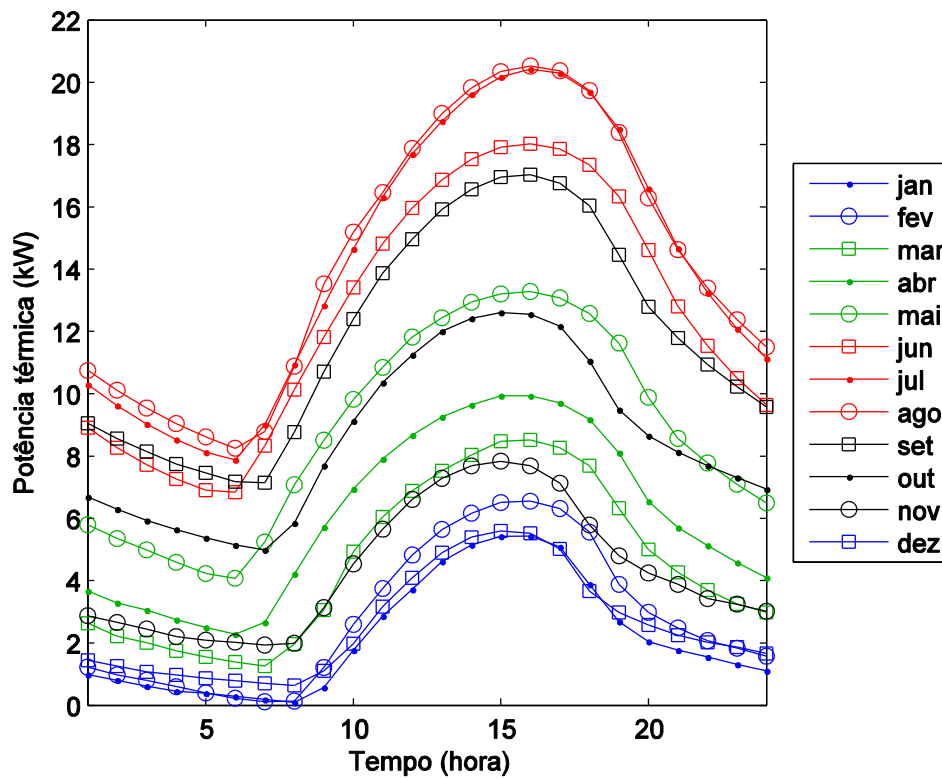


Figura 8- Média horária mensal da potência térmica que penetra no armazém ao longo do ano

Como seria de esperar a potência térmica ganha pelo armazém é a mais elevada nos meses quentes, sendo registados valores máximos para os meses de Julho e Agosto de cerca de 21 kW, por volta das 16 horas que é quando se registam as temperaturas mais altas do dia.

Para arrefecer o armazém é necessária a utilização de um sistema de refrigeração.



## 4. Tecnologias de refrigeração

Designam-se por refrigeradores os dispositivos que operam sob ciclos de refrigeração com o propósito de transferir calor de uma região com temperatura mais baixa para outra de temperatura superior. Para tal propósito é utilizado um fluido de trabalho, que está a uma temperatura inferior à região fria, de maneira a que seja transferido calor do espaço frio para o fluido de trabalho. O fluido de trabalho num refrigerador designa-se refrigerante [21].

O funcionamento de um refrigerador, de forma geral, é em tudo semelhante ao funcionamento de uma bomba de calor, onde o calor é transferido de um meio de baixa temperatura para um meio de alta temperatura. A diferença entre os dois está no objetivo final, enquanto no refrigerador o objetivo é manter a temperatura baixa no espaço refrigerado, sendo que remover o calor desse espaço e rejeitá-lo para um meio a uma temperatura superior é uma necessidade, na bomba de calor a finalidade é manter aquecido o espaço que está a uma temperatura superior.

Num refrigerador a eficiência do sistema designa-se por COP (*coefficient of performance*) [21], é dada por:

$$COP_R = \frac{\text{Resultado desejado}}{\text{Entrada necessária}} = \frac{\text{Calor retirado no arrefecimento}}{\text{Energia fornecida ao sistema}} \quad (11)$$

No caso da bomba de calor o resultado desejado seria aquecimento em vez de arrefecimento.

Os refrigeradores podem ser divididos em duas categorias, consoante a fonte de energia utilizada, podendo ser refrigeradores térmicos ou elétricos, utilizando energia térmica ou elétrica, respetivamente. A tecnologia apropriada para cada situação depende de diversos fatores, desde a temperatura da fonte quente, passando pela temperatura desejada, bem como do ambiente.

Para aplicações ligadas ao condicionamento do ar acima de 0°C sistemas que usam energia térmica como o de absorção, adsorção, dessecantes e ciclo ejetor podem ser usados. Para casos de armazenamento de alimentos a temperatura acima de 0°C e menores que 8°C são utilizados sistemas de absorção e adsorção, bem como sistemas de compressão de vapor e termoelétricos. Abaixo dos 0°C, ou seja, para produção de gelo, sistemas de compressão de vapor e termoelétricos também são utilizados. Sistemas de absorção de efeito duplo capazes de atingir temperaturas mais baixas, também podem ser utilizados para produção de gelo em larga escala [2].

Embora o objetivo desta dissertação seja comparar a tecnologia de compressão de vapor e a tecnologia de absorção, fonte de energia elétrica e térmica, respetivamente, serão apresentadas outras tecnologias de refrigeração relevantes, para ambas as fontes de energia, para dar alguma noção do estado da arte deste tópico. O foco principal será apresentar em detalhe as duas tecnologias que serão comparadas para o armazém.

## **4.1. Tecnologias de refrigeração térmicas**

### **4.1.1. Refrigeração por absorção**

O início da utilização desta tecnologia remonta ao trabalho de William Cullen, quando em 1755 através da evaporação de éter a baixa pressão conseguiu obter gelo [22].

Michael Faraday em 1823, demonstrou que o gás de amónia pode ser usado para tal efeito. O primeiro sistema de refrigeração por absorção lançado no mercado foi um sistema água-amónia criado por Ferdinand Carre [23].

O trabalho realizado por Willis Carrier [23] no sentido de utilizar o par água/brometo de lítio, H<sub>2</sub>O/LiBr, para além do desenvolvimento rápido de sistemas de absorção de efeito simples de grande capacidade contribuiu largamente para a introdução desta tecnologia no mercado dos Estados Unidos, atingindo o seu pico em 1969. No entanto a crise de petróleo em 1973 e o desenvolvimento de máquinas de compressão de vapor com COP superior conduziram à perda de interesse na tecnologia de absorção [23].

Num ciclo de absorção existe uma mistura de dois fluidos, um refrigerante e um absorvente. O fluido absorvente tem como função principal absorver o fluido refrigerante. Os pares refrigerante-absorvente mais usuais nos sistemas de refrigeração são amónia-água,  $\text{NH}_3$  e  $\text{H}_2\text{O}$ , respetivamente, e água-brometo de lítio,  $\text{H}_2\text{O}$  e  $\text{LiBr}$ , sendo a água o refrigerante no segundo caso [21].

Os componentes principais de um sistema de refrigeração por absorção são o evaporador, condensador, gerador, absorvedor, bomba de circulação e válvula de expansão [21]:

Condensador – onde o refrigerante condensa ao libertar calor para o ambiente;

Válvula de expansão – destinada a reduzir a pressão do fluxo de refrigerante, do nível do condensador para o nível do evaporador;

Evaporador – onde é realizada refrigeração, pela passagem do refrigerante, a uma temperatura inferior à do espaço a ser refrigerado, da fase líquida para a fase de vapor, devido ao calor retirado ao espaço a ser refrigerado;

Absorvedor – onde o refrigerante, em estado gasoso, é absorvido pelo absorvente, ocorrendo a libertação de calor para o ambiente;

Bomba – responsável pelo transporte da mistura, rica em refrigerante, do absorvedor para o gerador;

Gerador – há uma entrada de calor de uma fonte quente para evaporar parte da solução e o vapor resultante, rico em refrigerante, dirige-se para o condensador, separando-se assim o refrigerante do absorvente no gerador.

Normalmente, ainda existe um permutador de calor entre o gerador e o absorvedor, tendo uma função importante no ciclo. A quantidade de refrigerante que pode ser dissolvido pelo absorvente é inversamente proporcional à temperatura, assim quanto menor a temperatura no absorvedor, maior é a quantidade de refrigerante que é absorvida. Sendo assim, a solução pobre em refrigerante proveniente do gerador, ainda a elevada temperatura transfere o seu calor no permutador de calor contracorrente para a solução forte que é bombeada do absorvedor para o gerador. Devido à permuta de calor, diminui-se a temperatura da solução fraca para que esta absorva mais refrigerante.

É apresentado na Figura 7 um esquema que exemplifica o funcionamento, de uma forma geral, de um ciclo de absorção.

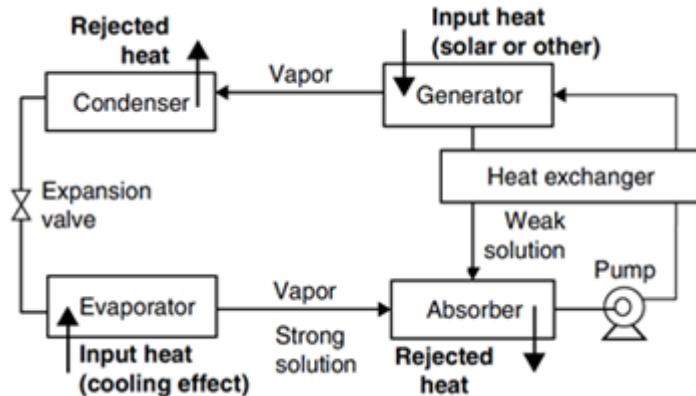


Figura 9-Ciclo de absorção [23]

### Retificador

A Figura 7 representa um ciclo de absorção, de uma forma geral, mas por exemplo, para um ciclo em que é usado o par amónia/água, em que o absorvente, água, é muito volátil é necessário o uso de um componente extra, um retificador. O facto de a água ser altamente volátil faz com que seja evaporada juntamente com o refrigerante, amónia, no gerador ao receber calor e por isso o retificador é colocado antes do condensador com o intuito de purificar o refrigerante. Sem o retificador a água condensaria e ficaria acumulada no evaporador, baixando a performance do sistema [24].

Pela primeira lei da termodinâmica e desprezando o calor perdido para o ambiente e o trabalho da bomba de circulação, o balanço de energia no sistema em regime estacionário é dado por:

$$Q_{absorvedor} + Q_{condensador} = Q_{evaporador} + Q_{gerador} \quad (12)$$

O COP de arrefecimento de um sistema refrigeração por absorção é definido como o rácio entre o calor absorvido no evaporador pelo calor fornecido no gerador, é dado por:

$$COP = \frac{Q_{evaporador}}{Q_{gerador}} \quad (13)$$

### Outras configurações

#### Múltiplo efeito

A diferença relativamente ao sistema de simples efeito é que estes têm mais que um gerador. Nesta configuração o calor rejeitado de um estado de alta temperatura é usado como fonte de calor para efeito de arrefecimento adicional num estado de menor temperatura [24].

De uma forma geral, o COP é aumentado devido ao facto de haver vários geradores e vários permutadores de calor, possibilitando que o calor seja utilizado várias vezes em diferentes fases do ciclo. Claro que esta melhoria implica maior complexidade e custo dos sistemas [23].

Os sistemas de absorção múltiplo efeito podem melhorar significativamente o COP dos sistemas de refrigeração por absorção, sendo exigida uma temperatura mais alta da fonte de calor, no caso da fonte térmica ser solar é necessário recorrer a coletores solares mais eficientes que os coletores planos.

Os sistemas múltiplo efeito mais usuais são duplo e triplo efeito.

#### Duplo efeito

Neste tipo de configuração o refrigerante sofre duas vezes separação, o que significa que para além dos componentes básicos de um sistema de absorção de efeito simples é adicionado um gerador e um permutador. Esta configuração opera

a três níveis de pressão diferentes, sendo que são necessárias temperaturas superiores na fonte de calor em relação à configuração de efeito simples [24].

O calor é fornecido ao primeiro gerador, a alta pressão, onde o refrigerante evapora, separando-se do absorvente. O refrigerante em forma de vapor condensa a alta pressão no segundo gerador, o calor rejeitado neste processo é utilizado para evaporar mais refrigerante do primeiro gerador [23].

A Figura 8 representa o funcionamento de um ciclo de absorção duplo efeito.

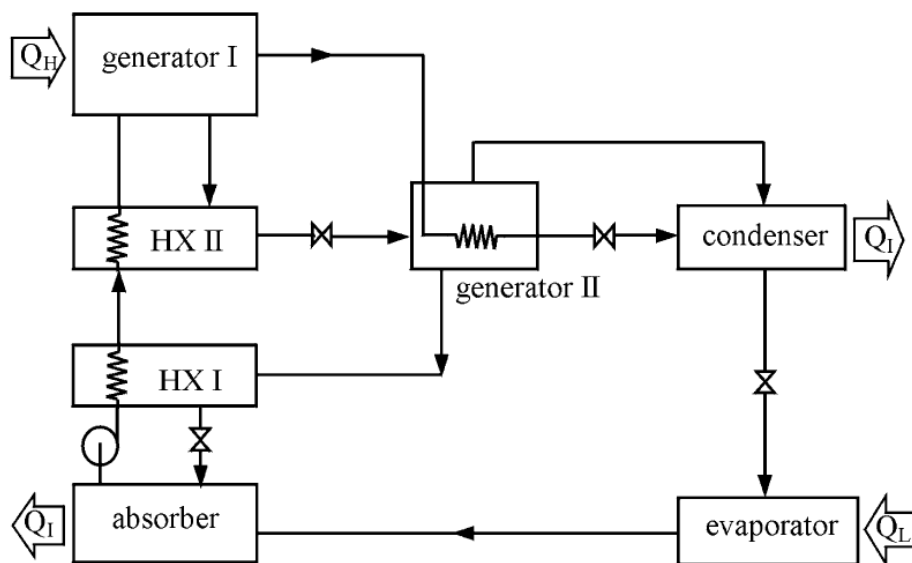


Figura 10-Ciclo de absorção duplo efeito [23]

### Triplo efeito

A configuração de triplo efeito opera com mais um estado de pressão que a de duplo efeito, ou seja tem 4 estados de pressão. Como o nome indica nesta configuração são utilizados três geradores, o refrigerante em fase de vapor dos geradores de temperaturas superiores condensa em estados inferiores e o calor libertado do processo é utilizado como entrada de calor para o gerador seguinte [23].

É de notar que o COP não aumenta diretamente com o número de estados, uma vez que aumentar um estado não significa que cada um terá um COP tão alto



quanto o de simples efeito, para além disso um maior número de efeitos acrescenta complexidade ao sistema [25].

#### **4.1.2. Refrigeração por adsorção**

Adsorção é a acumulação de uma substância numa interface. Ocorre com todos os tipos de interface, tais como gás-sólido, solução-sólido, solução gás. A adsorção é o fenómeno pelo qual, colocando-se em contacto um sólido com uma mistura de fluidos, um deles é retido pelo sólido. Isto provoca um aumento de concentração do fluido não adsorvido. Sólidos porosos, também chamados adsorventes, podem fisicamente e de forma reversível adsorver grandes quantidades de vapor.

A adsorção ocorre devido ao facto de gases (ou líquidos) ficarem sequestrados por adesão na superfície dos sólidos cujas superfícies estão em contacto com esses gases (ou líquidos). A quantidade de gás adsorvida depende da pressão a que se encontra. Isto leva a que uma substância adira à superfície deste sólido. Normalmente este processo não deve provocar alterações macroscópicas na substância, exceto na sua massa. A concentração de vapor adsorvido num adsorvente sólido é dada em função da temperatura do par. A dependência da concentração de fluido adsorvido da temperatura, submetida a diversas condições de pressão, torna possível adsorver e libertar o fluido adsorvido, variando as temperaturas da mistura.

Num ciclo de adsorção o vapor refrigerante não é comprimido a alta temperatura nem a alta pressão, não sendo necessário uma bomba para este processo. Ocorrem dois processos principais, a adsorção, quando se dá a refrigeração e a libertação, quando se dá a regeneração do refrigerante.

O refrigerante, normalmente a água, é vaporizado no evaporador, por meio do calor retirado ao local a ser refrigerado, enquanto ao mesmo tempo o gerador, onde se encontra o adsorvente, é arrefecido libertando calor para o ambiente. Depois de evaporado, o refrigerante é conduzido para o gerador onde é adsorvido pelo adsorvente. No processo de regeneração o adsorvente é aquecido a alta temperatura por uma fonte de calor para que o fluido adsorvido seja libertado, seguindo para o condensador no reservatório de água, onde é condensado [2].

Os pares adsorvente-refrigerante mais comuns são: zeólito-água, zeólito-metanol e carvão ativado-metanol. Este último é considerado o melhor entre os demais [2].

A Figura 9 representa como ocorre a refrigeração por adsorção.

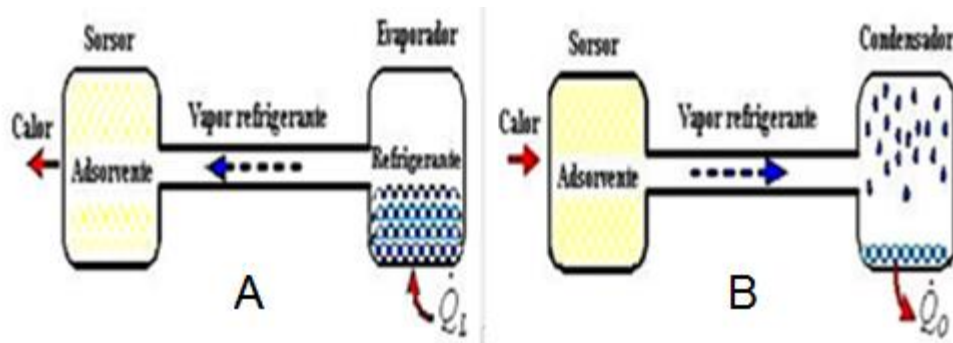


Figura 11-Refrigeração por adsorção: A- refrigeração ou adsorção; B- regeneração [2]

#### 4.1.3. Sistema de refrigeração dessecante

Um sistema dessecante é um sistema de tratamento de ar projetado não só para arrefecer o ar como para desumidificá-lo. Um sistema de refrigeração dessecante baseia-se num processo de desumidificação com ciclo aberto. Existem vários dessecantes disponíveis como líquidos ou sólidos. Praticamente todas as substâncias que absorvem ou atraem a água podem ser usadas como materiais dessecantes, tais como sílica gel, zeólito, brometo de lítio e cloreto de lítio. A água normalmente é o refrigerante, sendo barata e amiga do ambiente [26].

#### Refrigeração dessecante (com dessecante sólido)

Durante um ciclo deste tipo, ocorrem processos de secagem, transferência de calor e humidificação. Os componentes principais de um sistema deste tipo são o desumidificador, um refrigerador, um regenerador e um permutador de calor.

O processo de desumidificação pode ser realizado por um uma roda dessecante giratória, quando o material dessecante é um sólido, como a sílica gel. A transferência de calor é feita por meio de um permutador, funcionado a alta

temperatura, utilizando energia térmica. O processo de humidificação é feito por um humidificador com arrefecimento evaporativo.

A Figura 10 mostra como funciona um sistema de refrigeração dessecante, utilizando um dessecante sólido.

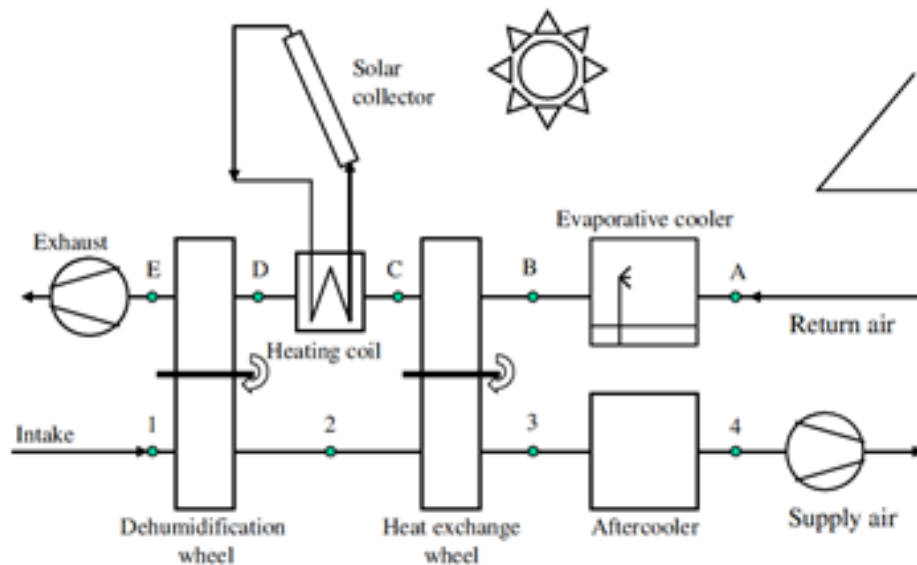


Figura 12-Refrigerador dessecante com dessecante sólido [23]

O ar ambiente é desumidificado com um dessecante sólido (1-2), onde perde parte da sua humidade, resultando ao mesmo tempo num aumento da sua temperatura. O ar é arrefecido por um permutador de calor, que é uma roda giratória (2-3). A temperatura do ar é diminuída por um humidificador ou um sistema de arrefecimento evaporativo e de seguida entra no ambiente a ser climatizado (3-4). O ar do ambiente climatizado sai e entra num humidificador evaporativo, onde é humidificado para diminuir a sua temperatura (A-B). O ar arrefecido entra no permutador de calor giratório, aumentando a sua temperatura (B-C). Ao sair do permutador giratório entra no aquecedor e depois entra no dispositivo dessecante para reativá-lo (C-D). A fonte de calor no aquecedor pode ser a energia solar. Depois o ar é dirigido para o ambiente (D-E).

Neste sistema uma pequena quantidade de energia eléctrica é necessária para girar o permutador de calor e a roda dessecante [26].

## Refrigeração dessecante (com dessecante líquido)

Num sistema de refrigeração dessecante, utilizando um líquido como dessecante, o líquido circula entre um absorvedor e um regenerador, tal como num sistema de absorção. A principal diferença é que a temperatura de equilíbrio de um líquido dessecante é determinada não pela pressão total, mas pela pressão parcial da água no ar húmido pelo qual a solução é exposta.

A Figura 11 mostra como funciona um sistema de refrigeração dessecante, utilizando um dessecante líquido.

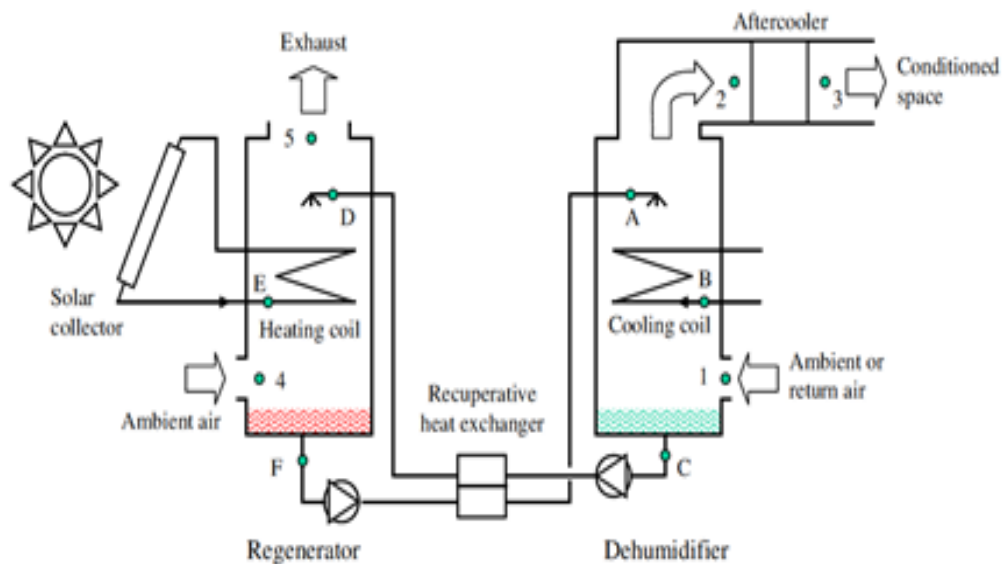


Figura 13-Refrigerador dessecante com dessecante líquido [26]

No desumidificador de um sistema com dessecante líquido, uma solução concentrada é pulverizada no ponto A sobre uma serpentina a baixa temperatura no ponto B, enquanto o ar ambiente no ponto 1 é dirigido em sentido contrário ao da solução concentrada. A solução absorve a humidade do ar, sendo ao mesmo tempo arrefecido pela serpentina. Como resultado deste processo obtém-se ar frio e seco no ponto 2 e uma solução diluída no ponto C. Na maior parte das vezes só a serpentina a baixa temperatura não é suficiente para garantir o ar a baixa temperatura que se deseja, sendo necessário um sistema auxiliar para o arrefecer. Por outro lado, no regenerador, a solução diluída proveniente do desumidificador é

pulverizada sobre uma serpentina a alta temperatura no ponto E que está conectado a um coletor solar e o ar ambiente no ponto 4 é dirigido no sentido contrário da solução a ser pulverizada. Parte da água contida na solução diluída é retirada pelo ar, enquanto a solução é aquecida pela serpentina a alta temperatura. Desse processo uma solução concentrada é obtida e coletada no ponto F e o ar húmido é rejeitado para o ambiente no ponto 5.

Um permutador de calor entre o regenerador e o desumidificador é utilizado para pré-aquecer a solução diluída proveniente do desumidificador, utilizando o restante calor ainda contido na solução concentrada que vem do regenerador, melhorando desta forma o COP do sistema [26].

#### **4.1.4. Sistema de refrigeração com ejetor**

O ejetor é utilizado como um compressor mecânico para comprimir o refrigerante na forma de vapor para o condensador.

O ejetor consiste essencialmente em duas partes principais, um bocal primário convergente-divergente e um bocal secundário [2].

O sistema de refrigeração é composto essencialmente por um gerador, que utiliza energia térmica, um ejetor, um condensador, um evaporador, uma válvula de expansão e uma bomba de circulação [2].

O sistema de refrigeração com ejetor é ilustrado na Figura 12.

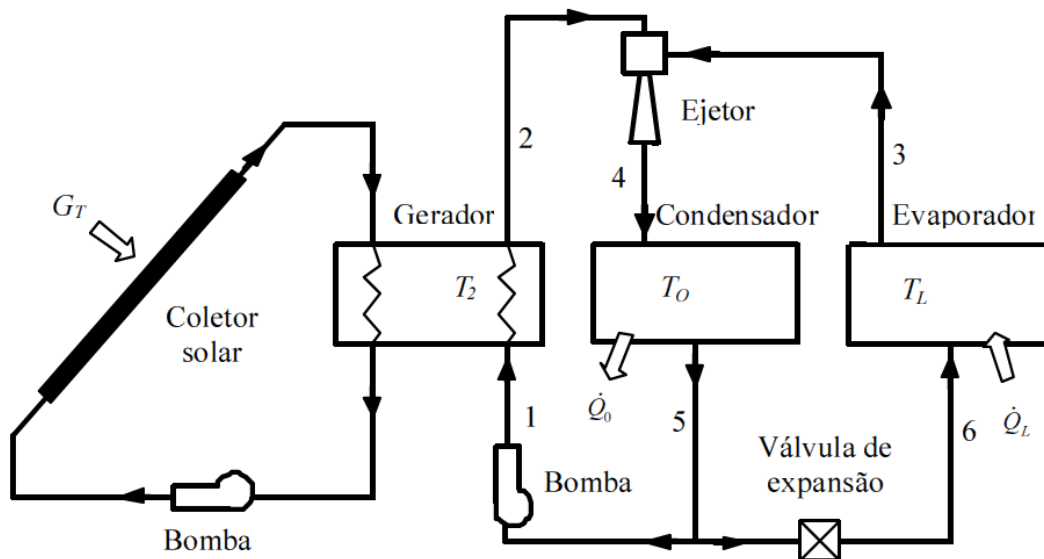


Figura 14-Refrigeração com ciclo ejetor [2]

No gerador o refrigerante é aquecido, passando a vapor e aumentando a sua pressão. O vapor é então expandido no bocal convergente-divergente do ejetor. A baixa pressão causada por essa expansão provoca a sucção do fluido refrigerante já em estado líquido proveniente do evaporador. Os dois fluxos misturam-se dando origem a uma pressão intermediária, na secção de difusão do ejetor. O fluxo resultante da mistura escoar em direção ao condensador, onde condensa, libertando calor para o ambiente. O líquido resultante é dividido em dois fluxos, sendo que parte entra no evaporador, passando antes pela válvula de expansão onde a sua pressão é diminuída, e outra parte retorna para o gerador por meio de uma bomba de circulação.

O ciclo de refrigeração com ejetor é visto como um dos mais promissores dispositivos para a refrigeração solar, tendo um baixo custo de instalação. O maior problema deste sistema é o baixo COP de cerca de 0.3, embora já tenham sido feitos estudos onde se atingiu valores de 0.5 [2].

Os refrigerantes normalmente usados são a água, o R141b, o R113, o R114 ou ainda o R717 (amoníaco) [2].

## **4.2. Tecnologias de refrigeração elétricas**

### **4.2.1. Refrigeração por compressão de vapor**

Esta tecnologia inicialmente utilizava éter como refrigerante, tendo sido utilizada em cervejarias e produção de gelo com essa configuração, até aparecer mais tarde o dióxido de carbono e amoníaco, como alternativas. O uso do amoníaco como refrigerante foi mesmo o maior avanço desta tecnologia, pela sua baixa temperatura de evaporação sendo desde então entre os mais utilizados nesta tecnologia, juntamente com os CFCs (clorofluorcarbonetos). No entanto, a nível de usos domésticos tem sido feita uma transição para os HFCs (hidrofluorcarbonetos) e PFCs (perfluorcarbonetos) devido aos problemas de depleção da camada de ozono causados pelos CFCs [27].

Esta é uma tecnologia estabelecida e madura na indústria de refrigeração de alimentos, é por isso o ciclo de refrigeração mais comum, os frigoríficos em nossas casas são um exemplo de um refrigerador que utiliza esta tecnologia [6].

O ciclo é constituído por um evaporador, um condensador, um compressor e uma válvula de estrangulamento. A função do evaporador é retirar calor da zona fria, enquanto a função do condensador é rejeitar calor para um espaço quente [21].

A Figura 13 representa um ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

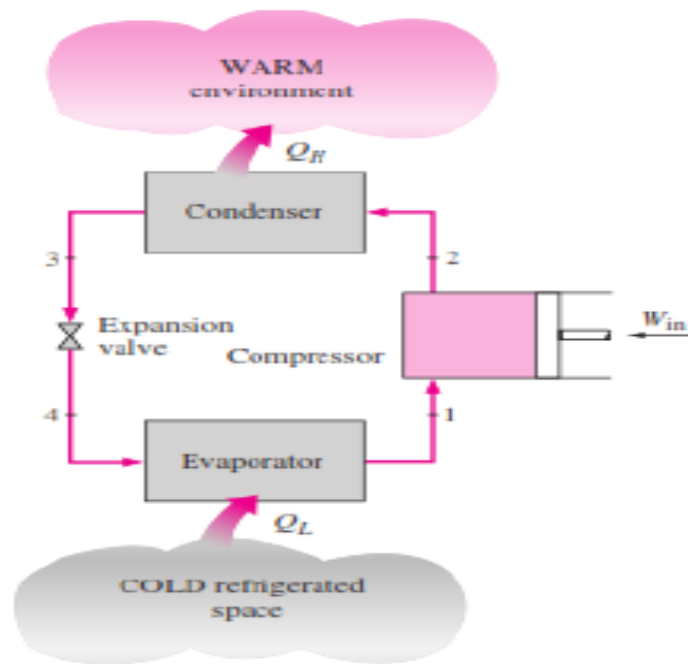


Figura 15-Refrigeração com compressão de vapor [21]

O funcionamento do ciclo de compressão de vapor pode ser explicado em 4 passos [21]:

- 1- O refrigerante entra no compressor na forma de vapor saturado e é comprimido até atingir a pressão do condensador, sofrendo um aumento de temperatura, acabando por registar uma temperatura consideravelmente superior em relação à vizinhança (espaço quente).
- 2- No condensador o refrigerante entra como vapor superaquecido, mas devido à rejeição de calor para a vizinhança passa à forma de líquido, encontrando-se o refrigerante nesta fase a uma temperatura superior ao exterior.
- 3- Após sair do condensador o refrigerante, agora como líquido saturado, a alta pressão passa por uma válvula de expansão, sendo laminado até à pressão do evaporador, evaporando parte do líquido. Durante o processo a sua temperatura desce para valores inferiores ao do espaço refrigerado.
- 4- O refrigerante entra no evaporador como mistura saturada, com baixo título de vapor e evapora completamente pelo calor que é absorvido do espaço refrigerado, voltando de novo ao compressor como vapor saturado.

Neste tipo de sistemas o único *input* de energia necessário, para fazer funcionar o compressor, é elétrico.



## Outras configurações

### Sistemas de refrigeração por compressão em cascata

Por vezes, nalgumas aplicações industriais são exigidas temperaturas relativamente baixas e o intervalo de temperatura a que pertencem pode ser demasiado grande para que um único ciclo de refrigeração por compressão de vapor seja suficiente ou prático. Assim, uma forma de resolver o problema é executar o processo em várias fases, ou seja, dois ou mais ciclos de refrigeração operando em série. Esses ciclos denominam-se ciclos de refrigeração em cascata [21].

Num ciclo de refrigeração em cascata de dois estados, os ciclos estão em contacto através de um permutador de calor que fica no meio e serve como o evaporador para o ciclo superior e o condensador para o ciclo inferior. Considerando que o permutador de calor está bem isolado, a transferência de calor do fluido do ciclo inferior deve ser igual à transferência de calor para o fluido superior.

A Figura 14 mostra como funciona a refrigeração por compressão em cascata.

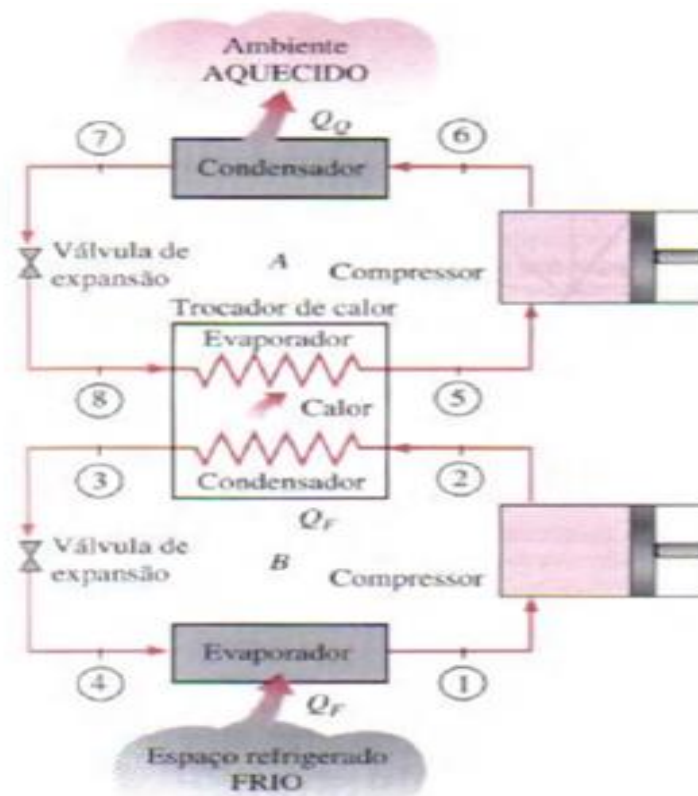


Figura 16-Refrigeração por compressão em cascata [21]

Uma vez que no permutador não ocorre mistura de fluidos, é possível usar refrigerantes diferentes em cada ciclo, com características que se adequem melhor a cada um.

O sistema em cascata resulta numa diminuição do trabalho do compressor, aumentando a quantidade de calor absorvida do espaço refrigerado, aumentando assim o COP do sistema de refrigeração. Existem ainda sistemas que utilizam três ou quatro estados [21].

### Sistemas de refrigeração de compressão em múltiplos estados

Quando o fluido utilizado em todo o sistema de refrigeração em cascata é o mesmo, o permutador entre estados pode ser substituído por uma câmara de mistura, uma vez que esta apresenta características de transferência de calor melhores.

Na Figura 15 é apresentada como funciona a refrigeração por compressão em 2 estados.

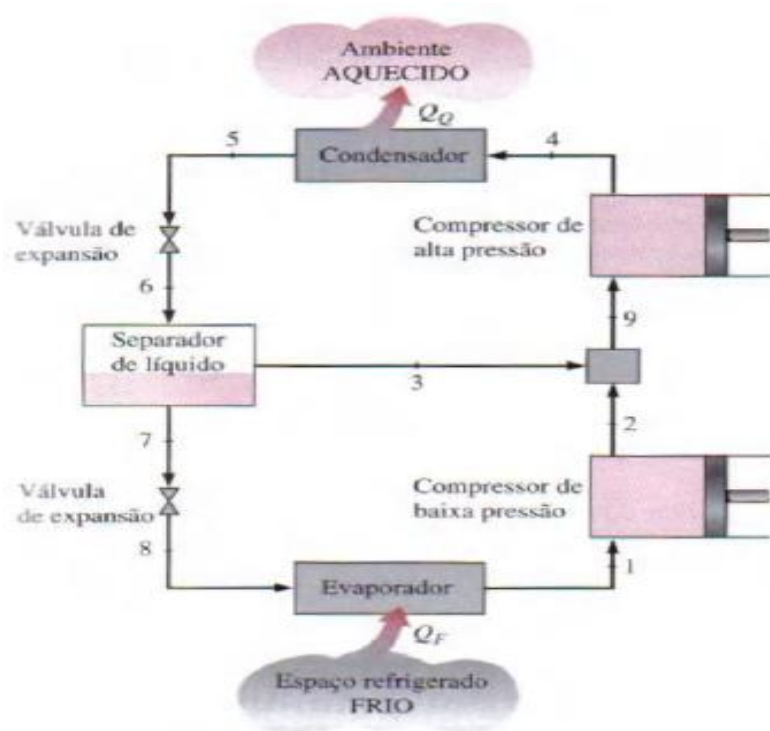


Figura 17- Refrigeração por compressão em dois estados [21]

Num sistema de refrigeração de compressão em dois estados, o refrigerante no estado líquido expande-se na primeira válvula de expansão (parte do líquido vaporiza durante o processo) até à pressão do separador de líquido, que é igual à pressão entre estados do compressor. O vapor saturado, estado 3, é misturado com o vapor superaquecido do compressor de baixa pressão, estado 2, a mistura entra no compressor de alta pressão no estado 9. Este é essencialmente um processo de regeneração. O líquido saturado, estado 7, expande-se através da segunda válvula de expansão até ao evaporador, no qual é retirado calor do espaço refrigerado [21].

O processo de compressão do sistema é semelhante com uma compressão de dois estados com arrefecimento intermediário, diminuindo o trabalho do compressor.

#### **4.2.2. Ciclo de refrigeração por compressão a gás**

Estes sistemas utilizam ar como refrigerante, sendo que o ciclo real de compressão a gás é o ciclo de Brayton inverso. Nos ciclos deste tipo o refrigerante permanece na fase gasosa ao longo de todo o processo [6].

O gás é comprimido ao passar pelo compressor. Posteriormente, no condensador, o gás a alta pressão e alta temperatura é arrefecido pela rejeição de calor para a vizinhança. Segue-se um processo de expansão na turbina onde a temperatura do gás baixa para uma temperatura inferior à do espaço refrigerado, de seguida o gás frio absorve o calor do espaço refrigerado e o ciclo repete-se.

O ciclo de compressão a gás é apresentado na Figura 16.

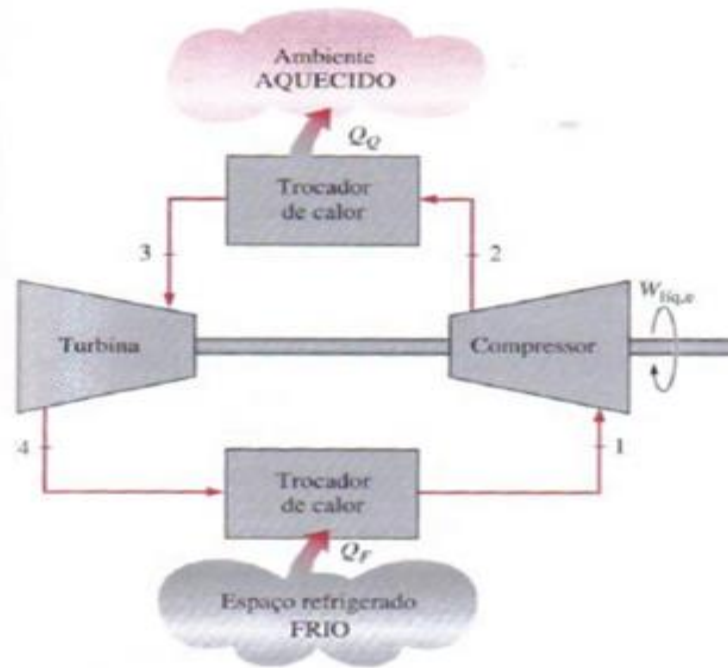


Figura 18-Ciclo de compressão a gás [21]

Apesar destes sistemas apresentarem um COP inferior em relação aos ciclos de compressão de vapor, apresentam vantagens, normalmente são mais leves (tornando-os adequados para refrigeração em aviões, por exemplo) e não são limitados pela pressão de vapor onde existe equilíbrio entre o vapor e líquido, podendo estes sistemas baixar a temperatura do espaço refrigerado de forma significativa. Estes sistemas podem ainda incorporar regeneração, o que os torna adequados para liquefação de gases e aplicações criogénicas [21].

O ciclo de refrigeração por compressão a gás regenerativo é uma outra configuração possível que trás algumas vantagens.

Para se conseguir este sistema é inserido um permutador contracorrente no ciclo, este *design* faz com que o gás a alta pressão sofra um maior arrefecimento antes da expansão na turbina. Uma vez que a temperatura à entrada da turbina é diminuída regista-se também uma temperatura inferior à saída da turbina, o que permite uma maior e melhor extração de calor do espaço refrigerado. Pela repetição do processo podem ser atingidas temperaturas mais baixas [21].

O ciclo de refrigeração a gás regenerativo é apresentado na Figura 17.

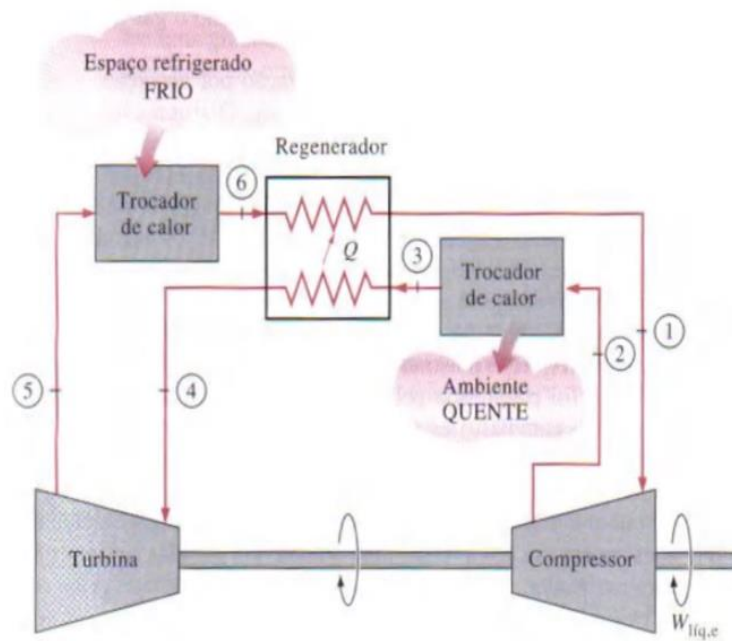


Figura 19-Ciclo de refrigeração a gás regenerativo [21]

#### 4.2.3. Sistemas de refrigeração termoelétricos

Este tipo de sistemas utiliza o efeito Peltier (ou Seebeck inverso), em que o arrefecimento é conseguido passando uma corrente elétrica através de um circuito elétrico contendo junções de diferentes metais condutores e estes aquecem ou arrefecem, dependendo do sentido da corrente [6].

O sistema consiste em duas placas metálicas diferentes conectadas numa ponta através de uma faixa metálica condutora de modo a formar uma junção. Eletricamente as placas (elétrodo e cátodo) estão ligadas em série, no entanto termicamente estão em paralelo. Esta unidade denomina-se par termoelétrico e é o bloco de construção básico para um sistema de refrigeração termoelétrico.

Quando uma corrente é aplicada há um decréscimo da temperatura na junção, calor é absorvido do lado “frio” na junção e os eletrões movimentam-se do cátodo (positivo) para o ânodo (negativo), transportando o calor e rejeitando-o para o lado “quente”.

Este ciclo de refrigeração não contém partes móveis nem fluido de trabalho, é um sistema pequeno e por isso adequado para refrigeradores móveis, para além disso não produz ruído ou vibrações [6].

O funcionamento do sistema de refrigeração termoelétrica é apresentado na Figura 18.

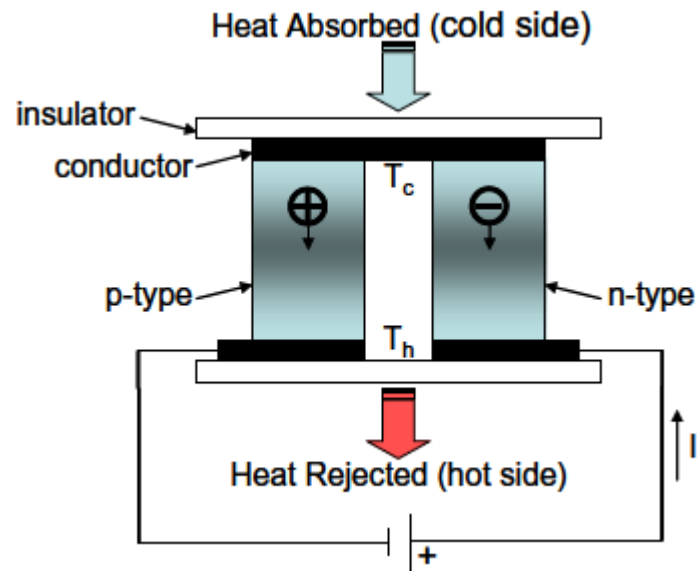


Figura 20-Sistema de refrigeração termoelétrica [6]

## **5. Necessidades de energia dos sistemas de refrigeração em estudo**

### **5.1. Refrigeração com o ciclo de absorção água/brometo de lítio**

Existem vários pares refrigerante/absorvente possíveis, havendo várias sugestões na literatura, no entanto o sistema água/brometo de lítio é o mais comum, sendo a configuração de efeito simples a mais usual [28].

De uma forma geral para o sistema água/brometo de lítio os valores típicos do COP para refrigeração andam em torno de 0.58-0.8 e no modo de aquecimento 1.5-1.8 [29].

Para o caso em estudo, temperatura desejada no armazém 5°C, o valor de COP para o sistema de simples efeito, atingindo temperaturas na ordem dos 116°C no gerador, é cerca de 0.70 [30], estando por isso dentro dos valores típicos.

Estes sistemas são muito interessantes hoje em dia devido às poupanças no consumo energético possíveis, pelo facto de usarem uma fonte de energia térmica. Como fonte de energia térmica pode ser usado calor desperdiçado de outros processos industriais ou energia solar térmica.

#### **5.1.1. Cálculos da potência térmica a fornecer pelo sistema**

No capítulo 3 foi calculada a potência térmica média que penetra no armazém ao longo do ano. Para saber a quantidade de energia que terá de ser fornecida a um sistema de refrigeração para que este refrigere o armazém é necessário analisar a fórmula de cálculo do COP para refrigeração.

Na literatura foi também encontrado um valor de COP de 0.7 [31] (que está dentro dos valores típicos de COP destes sistemas, referenciado anteriormente) para um

sistema de absorção simples usando o par água/brometo de lítio, da mesma fonte onde posteriormente se aplicarão as referências de custos do sistema.

Assim de modo a conseguir chegar aos valores da quantidade de potência térmica necessária para fornecer ao sistema de refrigeração utilizou-se a seguinte fórmula no programa matlab de modo a obter essa quantidade ao longo do dia, para cada mês ao longo do ano.

$$Q_{in} = \frac{Q_{ganho}}{COP} \quad (14)$$

A Figura 19 representa a quantidade de potência térmica necessária fornecer ao sistema de refrigeração por absorção ao longo do dia, para cada mês, ao longo do ano.

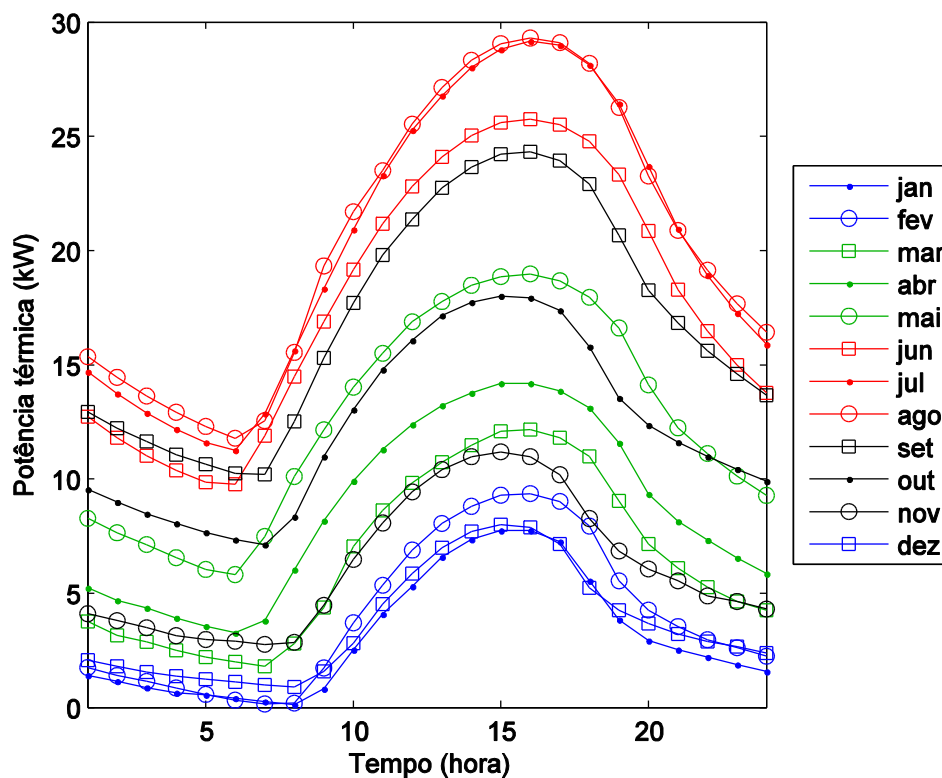


Figura 21- Potência térmica necessária ao funcionamento do sistema de absorção ao longo do dia



### **5.1.2. Uso da energia solar térmica**

A grande vantagem de usar energia solar térmica tem a ver com facto dos períodos de maior demanda de arrefecimento estarem em fase com os períodos de maior radiação solar e por consequência disponibilidade de energia térmica, dado que é nos dias mais quentes que a carga de arrefecimento é superior, tornando assim este tipo de sistemas bastante interessantes

A utilização de coletores solares térmicos como fonte para o funcionamento do sistema de refrigeração por absorção é adequada sobretudo para zonas em que há uma irradiação solar acima da média, como o caso em estudo e as zonas do Norte de África e Médio Oriente, por exemplo.

Estudos indicam que um protótipo deste sistema utilizando energia solar tem um valor médio de COP de 0.70, como exemplificado pelo protótipo na referência [29].

#### Coletores solares planos

Os coletores solares planos são o tipo de coletores mais comuns e baratos, tendo uma manutenção reduzida. Este tipo de coletores não é só importante a nível residencial, onde uma temperatura menor é requerida, como também é fundamental em aplicações industriais, sobretudo em países caracterizados por climas quentes.

Os coletores solares planos são constituídos por três camadas fundamentais, sendo elas, uma cobertura transparente, uma placa absorsora e uma camada isolante.

A cobertura transparente tem a função de transmitir a radiação solar que chega à sua superfície até à placa absorvedora, enquanto cria um efeito de estufa por evitar que o calor gerado pela absorção de radiação por parte da placa absorsora escape. Esta cobertura transparente pode ser constituída por vidro ou plástico, sendo o vidro um material preferencial, por apresentar melhores caraterísticas de transmissão.

A placa absorsora ou absorvedora é a parte da configuração que ao receber a irradiação solar absorve e transmite esta energia a um fluido de trabalho (usualmente óleo ou água, sendo utilizado por vezes anticongelante), que circula através de tu-

bos. O grande objetivo, em termos de propriedades termodinâmicas, desta placa é absorver o máximo possível de radiação solar e refletir o mínimo, em resumo, o comportamento de um corpo negro ideal, assim sendo a cor preta é indispensável.

A caixa isoladora ou camada isolante tem como objetivo isolar o coletor em termos de trocas energéticas, isto é, perder o menos possível de calor absorvido para o ambiente.

### Temperaturas de operação dos coletores solares térmicos planos

Tipicamente os coletores solares térmicos planos operam numa gama de temperaturas inferior a 90°C [32]. Para o funcionamento próximo da capacidade máxima dos sistemas de refrigeração de absorção tipicamente é necessário atingir uma temperatura no gerador de 116°C [21]. Temperaturas superiores podem ser conseguidas nos coletores para atingir a temperatura exigida no gerador.

A taxa de transferência de calor, potência térmica, do coletor para o fluido de trabalho é dada por [33]:

$$Q = \dot{m} C_{p_{ft}} (T_{out} - T_{in}) \quad (15)$$

sendo  $T_{in}$  e  $T_{out}$  temperatura de entrada e saída, respetivamente.  $\dot{m}$  representa o caudal mássico (kg/s) e  $C_{p_{ft}}$  calor específico (J/kg.K) do fluído de trabalho.

A temperatura de saída do fluido está diretamente relacionada com o caudal, variando inversamente, ou seja uma diminuição do caudal permite obter temperaturas mais elevadas no fluido. Assim controlando o caudal através de uma válvula é possível obter as temperaturas desejadas no gerador para o funcionamento do ciclo de absorção.

Uma vez que a temperatura que se pretende atingir no fluido de trabalho é superior a 100°C não seria aconselhável utilizar água como fluído de trabalho no coletor, porque com o aumento da temperatura aumentaria também a pressão de vapor

dentro dos tubos o que se tornaria perigoso. Assim o fluido de trabalho escolhido para este tipo de aplicações deve ter uma pressão de vapor baixa às temperaturas de funcionamento em causa. Nestas situações como alternativa à água normalmente são utilizados óleos que têm as características desejadas mencionadas anteriormente.

### 5.1.3. Dimensionamento do parque de coletores solares térmicos

Para determinação da radiação global que chega à superfície do coletor a uma determinada inclinação ( $Rad_{G,SI}$ ) a radiação global recebida no plano perpendicular ( $Rad_G$ ) é multiplicada por um fator de correção,  $Rb$  [34].

$$Rad_{G,SI} = Rad_G Rb \quad (16)$$

Esta fórmula, originalmente, é utilizada para a radiação direta, mas uma vez que os dados que foram disponibilizados para os cálculos são dados de radiação global e sendo a radiação direta a componente maioritária da radiação global, enquanto a radiação difusa representa uma parte reduzida, esta é uma simplificação válida.

#### Dados de radiação

Os dados de radiação utilizados são dados de radiação global coletados no período de 01/10/1997 a 31/08/2013, através de um piranómetro horizontal numa estação meteorológica em Portel explorada pela Universidade de Évora. Uma vez que estes foram os dados disponibilizados e dada a proximidade da estação à região do Alqueva, estes foram considerados representativos do comportamento climático da região de Alqueva.

Os dados são mensais horários, isto significa que representam a média horária de cada mês ao longo do dia.

Os dados de radiação solar global são apresentados na Figura 20.

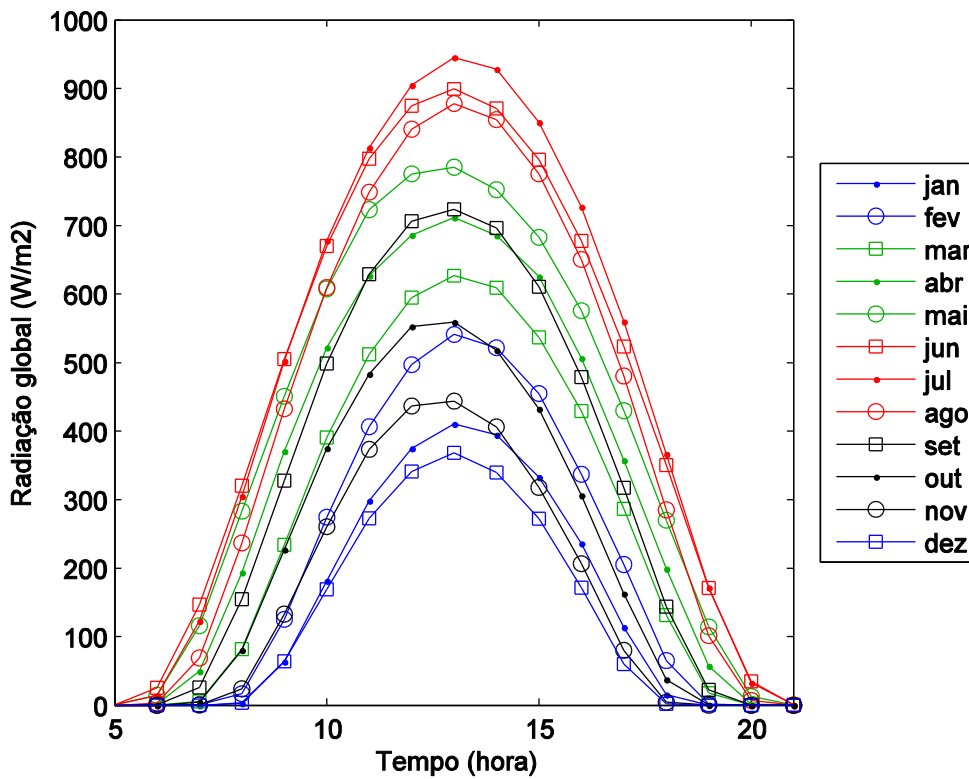


Figura 22- Dados de radiação solar global

O fator de correção [34] é dado por:

$$R_b = \frac{\cos(\theta)}{\cos(Z)} \quad (17)$$

sendo  $\theta$  o ângulo de incidência ( $^\circ$ ) e  $Z$  o ângulo solar zenital ( $^\circ$ ).

A expressão (18) [35] permite calcular o ângulo de incidência da radiação no coletor. Sendo que o valor da inclinação do coletor é a latitude do local menos  $5^\circ$  de modo a maximizar a produção do coletor ao longo do ano [36].

O latitude para o local onde foram coletados os dados de radiação, Portel, é de  $38^\circ$ , assim a inclinação do coletor de modo a maximizar a sua produção ao longo do ano é de  $33^\circ$ .

O  $\cos \theta$  é dado por:

$$\cos(\theta) = \cos(Z)\cos(inc) + \text{sen}(Z)\text{sen}(inc)\cos(AhS - \psi) \quad (18)$$

sendo  $inc$  a inclinação do coletor ( $^\circ$ ),  $AhS$  o ângulo azimutal ( $^\circ$ ) e  $\Psi$  o azimute da superfície ( $^\circ$ ).

Em (18) o azimute da superfície,  $\Psi$ , que é o ângulo entre a projeção da normal à superfície no plano horizontal e a direção Sul, é considerado 0, uma vez que em Portugal os coletores solares geralmente são virados a Sul de modo a conseguir captar mais radiação e produzir mais.

O ângulo solar zenital,  $Z$ , que corresponde ao ângulo entre os raios solares e a vertical [37], é dado por:

$$\cos(Z) = \text{sen}(D)\text{sen}(Lat) + \cos(D)\cos(Lat)\cos(H) \quad (19)$$

sendo  $D$  a declinação ( $^\circ$ ),  $Lat$  a latitude ( $^\circ$ ) e  $H$  ângulo horário ( $^\circ$ ).

O ângulo solar azimutal, ou simplesmente azimute, ângulo entre a projeção dos raios solares no plano horizontal e a direção sul [37], é dado por:

$$\cos(AhS) = \frac{\cos(D)\text{sen}(Lat)\cos(H) - \text{sen}(D)\cos(Lat)}{\text{sen}(Z)} \quad (20)$$

Em (21) [35] é calculada a declinação, que é o ângulo entre a linha no plano da eclíptica que une a Terra e o Sol e o Equador.

$$\text{sen}(D) = \text{sen}(23,45) \times \text{sen} \left[ \left( \frac{360}{365} \right) (284 + d) \right] \quad (21)$$

Os dados de radiação disponíveis são médias mensais horárias, assim o dia juliano,  $d$ , utilizado, representa a radiação média que chega à superfície da atmosfera para cada mês. Esses dias são os seguintes [38]: Janeiro:17; Fevereiro: 47; Março: 76; Abril: 106; Maio: 136; Junho: 163; Julho: 199; Agosto: 229; Setembro: 259; Outubro: 289; Novembro: 319; Dezembro: 345

O ângulo horário,  $H$ , que é o ângulo entre a projeção dos raios solares no plano equatorial e o meridiano local [35] é calculado pela expressão (22).

O ângulo é negativo antes do meio-dia solar e positivo depois do meio-dia solar.

Em (22) é utilizado tempo solar verdadeiro,  $TSV$ , uma vez que os dados utilizados são sujeitos à hora do local verdadeira do sítio onde foram feitas as medições.

O tempo solar verdadeiro é representativo da posição real do Sol em cada instante, neste caso na posição real do sol no momento em que os dados foram recolhidos.

$$H = -\frac{360}{24} (12 - TSV) \quad (22)$$

O tempo solar verdadeiro,  $TSV$ , é calculado da seguinte forma [35]:

$$TSV = \text{hora} + \frac{ET}{60} + \frac{Long}{15} \quad (23)$$

sendo  $Long$  a longitude do local ( $^{\circ}$ ) e  $ET$  (minutos) a equação do tempo.

A equação do tempo,  $ET$ , (24) permite determinar a diferença entre o tempo solar verdadeiro e o tempo solar médio (posição que o sol ocuparia se o eixo da Terra fosse perpendicular à eclíptica e a órbita da Terra fosse circular) [35].

$$ET = 9.87\text{sen}(2B) - 7.53 \cos(B) - 1.5\text{sen}(B) \quad (24)$$

O valor de  $B$  [35] é dado por:

$$B = \left(\frac{360}{364}\right) (d - 81) \quad (25)$$

### Cálculo da quantidade de coletores necessários

A potência térmica útil,  $P_u$ , fornecida pelos coletores para o funcionamento do sistema de refrigeração por absorção [33], é dada por:

$$P_u = (A_c \text{Rad}_{G,SI}) Ef_{glob} \quad (26)$$

sendo  $A_c$  a área de coletores total e  $Ef_{glob}$  a eficiência global.

As curvas horárias mensais estão representadas na Figura 21.

O coletor escolhido é um coletor solar plano da marca SOTECNISOL e o modelo tem uma área de  $1,92 \text{ m}^2$  e uma eficiência global,  $Ef_{glob}$ , de 75,5%.

É necessário sobredimensionar a quantidade de coletores para que estes estejam projetados de modo a superar flutuações. Outro motivo é produzir em excesso nas horas de maior radiação, para que esse excesso seja armazenado e mais tarde utilizado, nomeadamente nos períodos onde não há radiação solar.

O sobredimensionamento é de cerca de duas vezes e meia a quantidade de energia mínima diária necessária fornecer para que o sistema de refrigeração consiga a

temperatura de 5°C no armazém. São necessários 50 coletores para atingir tal número, perfazendo uma área de coletores total,  $A_c$ , de 96 m<sup>2</sup>.

A Figura 21 apresenta a potência térmica absorvida pelos coletores solares térmicos.

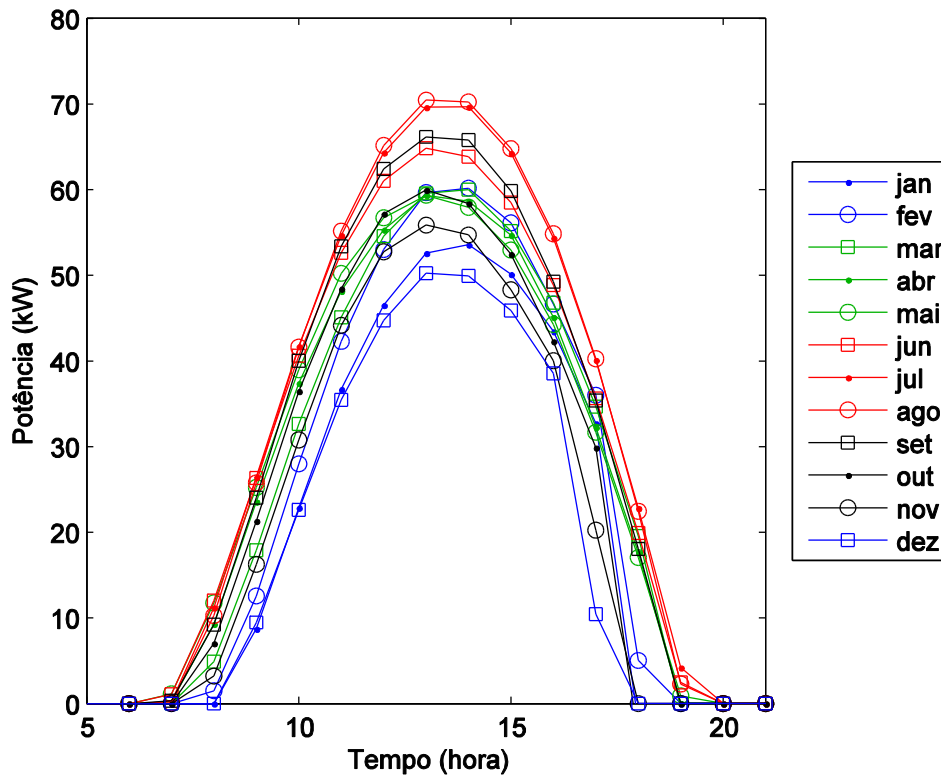


Figura 23- Potência térmica absorvida pelos coletores

#### 5.1.4. Armazenamento

A necessidade de armazenamento deve-se ao facto de durante as horas de ausência de sol ou mesmo naquelas em que a radiação é mais fraca, início e final do dia, a demanda energética por parte do sistema de refrigeração não consegue ser suprida. Por isso é necessário produzir em excesso durante as horas de maior radiação para que esse “excesso” possa ser armazenado e permita que o sistema continue a funcionar nas horas em que os coletores solares não produzem o suficiente.

Foi escolhido como meio de armazenamento um material de mudança de fase, uma vez que estes materiais são um dos meios de armazenamento térmico mais



eficiente pelo facto do armazenamento de calor latente oferecer uma maior densidade de armazenamento em comparação com calor sensível, para além de apresentar um ponto de fusão um pouco acima da temperatura do gerador do sistema de absorção [39].

### Materiais de mudança de fase

Os materiais de mudança de fase, ou PCMs (*phase change materials*), são caracterizados por serem materiais com um elevado calor de fusão, sendo capazes de armazenar ou libertar grandes quantidades de energia, calor latente, durante o processo de mudança de fase. A absorção de calor ocorre quando acontece uma mudança de fase de sólido para líquido, e a sua libertação na mudança de líquido para sólido (fusão e solidificação, respetivamente) [40].

Estas são algumas das principais características que os PCM devem assegurar:

- Temperatura de mudança de fase adequada
- Elevado calor latente
- Boa condutividade térmica
- Elevada densidade
- Baixo sub-arrefecimento
- Baixa pressão de vapor
- Pequena variação de volume
- Estabilidade química

Sub-arrefecimento é o efeito em que é necessária uma temperatura significativamente abaixo do ponto de fusão para que o material comece a solidificar e libertar calor. Se não for atingida essa temperatura o sistema não libertará calor, apenas armazenará [41].

Quanto ao tipo de material os PCMs podem ser divididos em três grupos, orgânicos, inorgânicos e misturas eutéticas. Os PCMs orgânicos podem ser divididos em parafínicos e não parafínicos, e os compostos inorgânicos podem ser divididos em sais hidratados ou metálicos [42].

No que diz respeito à temperatura do ponto de fusão do material os PCMs podem ser divididos em dois grupos, temperatura de fusão alta, acima de 100°C e temperatura de fusão baixa, abaixo de 100°C [43].

### PCM escolhido

Uma vez que se pretendem temperaturas na ordem dos 116°C no gerador como já foi mencionado, espera-se que o fluido de trabalho opere a uma temperatura superior, entre outras razões, para contar com as perdas térmicas nos tubos desde o momento que o fluido ganha calor no coletor até à “entrega” desse calor no gerador, por exemplo.

Tendo em conta a informação anterior foi escolhido como PCM anidrido succínico, que é uma não-parafina com um ponto de fusão de 119°C, calor latente 204 kJ/kg e uma densidade de 1104 kg/m<sup>3</sup> [44].

### Massa de PCM necessária para armazenamento

Para calcular a massa de PCM,  $m_{PCM}$ , necessária para o armazenamento, divide-se as necessidades de arrefecimento para o dia crítico de verão,  $Q_{in,max}$ , em kJ, pelo calor latente do PCM,  $Cl_{PCM}$ , escolhido [45].

$$m_{PCM} = \frac{Q_{in,max}}{Cl_{PCM}} \quad (27)$$

O objetivo dos PCMs é fornecer e suprimir as necessidades nos períodos em que os coletores solares não conseguem, por haver pouca irradiação ou simplesmente

ausência de irradiação solar. Assim olhando para a figura que ilustra a potência térmica absorvida pelos coletores, é possível concluir que esse período acontece entre as 18 e as 8 horas. Deste modo a necessidade de arrefecimento a ser suprida pelos PCMs, para o dia crítico de verão, será o somatório do *input* de energia para o sistema de refrigeração por absorção, durante o período mencionado.

Feitos os cálculos, a massa de PCM necessária para armazenamento é de 4 594,8 kg.

## **5.2. Refrigeração com o ciclo de compressão de vapor**

Esta é a tecnologia mais madura no campo da refrigeração, sendo a sua fonte energética elétrica e estando a tecnologia bem estabelecida em produtos como os frigoríficos domésticos, por exemplo. Sendo esta a tecnologia mais usual nesta área foi a escolhida como meio de comparação neste estudo que visa comprovar que a solução com o ciclo de absorção faz mais sentido em armazéns de refrigeração.

### **5.2.1. Cálculos da potência elétrica a fornecer pelo sistema**

Para saber a quantidade de potência elétrica necessária fornecer ao sistema de compressão de vapor, é tida em conta a quantidade de potência térmica que penetra no armazém e o COP deste sistema.

Na literatura da mesma fonte [31] onde posteriormente se aplicarão as referências de custos do sistema é dito que o COP para a o sistema funcionando como bomba de calor é de 2.8, apesar de poder chegar aos 3.5, dado que o COP de refrigeração é uma unidade inferior, considerou-se plausível utilizar um COP de 2 para os cálculos feitos.

O COP da bomba de calor é dado por:

$$COP_{BC} = COP_R + 1 \quad (28)$$

A expressão para determinar a potência que é necessária fornecer pelo sistema de compressão de vapor é a mesma utilizada para o sistema de absorção, dada em (11).

A Figura 22 apresenta a potência elétrica que é necessário fornecer ao sistema de compressão de vapor.

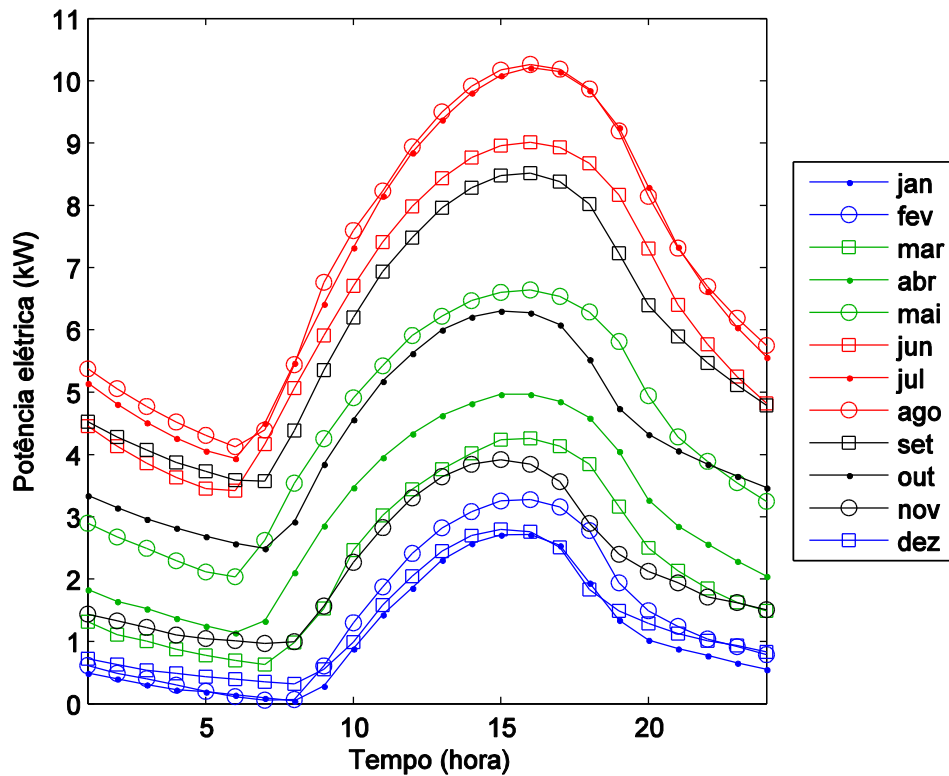


Figura 24- Potência elétrica que é necessário fornecer ao sistema de compressão de vapor

O sistema de compressão de vapor exige menor potência para funcionar, dado que as necessidades de refrigeração para o armazém são comuns em ambos os sistemas, no entanto o COP do sistema de compressão é consideravelmente superior ao do sistema de absorção. No entanto a potência a fornecer é elétrica, pelo que a qualidade da energia a ser utilizada é superior, uma vez que a eletricidade tem uma exergia superior à energia térmica.

## 6. Análise de custos comparados

A análise de custos recai essencialmente sobre o investimento feito inicialmente em ambos os sistemas ao qual se adiciona o custo do preço da energia em cada um ao longo de um determinado período de tempo.

### 6.1. Custos do sistema de absorção

Para este sistema o preço de investimento diz respeito ao custo do *chiller* de absorção que supra as necessidades de refrigeração do armazém, o preço dos coletores solares térmicos necessários para suprir a necessidade energética (térmica) do sistema de refrigeração e o preço dos PCMs. O custo da energia elétrica associada à bomba de circulação não é considerado por ser pouco significativo.

O custo total do sistema de absorção,  $CT_{abs}$ , ao fim de um dado ano,  $t$ , é dado pelo custo inicial do sistema de refrigeração a que se adiciona o preço total dos coletores. Este investimento é anualmente atualizado de acordo com a taxa de juro vigente, acrescentando-se a tal investimento o preço também atualizado da energia consumida em cada ano.

O custo total do sistema de absorção é dado por:

$$CT_{abs}(t) = (Ci_{abs} CR + pc + C_{PCM}) (1 + cj)^t + CE + CM \quad (29)$$

sendo  $Ci_{abs}$  o custo do sistema de absorção,  $CR$  a necessidade de refrigeração máxima,  $pc$  o preço total dos coletores,  $C_{PCM}$  o custo total dos PCMs,  $cj$  a taxa de juro,  $t$  o número de anos,  $CE$  o preço da energia e  $CM$  o custo de manutenção.

É usada uma taxa de juro (ou taxa de atualização),  $cj$ , de 3% sobre o preço inicial dos equipamentos, uma vez que este tipo de investimentos ao imobilizarem dinhei-

ro têm também o custo referente aos juros não recebidos por referência a um normal depósito bancário.

O sistema *chiller* de absorção tem um custo,  $Ci_{abs}$ , de 175 €/kW [31]. No caso em estudo o armazém tem um ganho de potência térmica, máximo de cerca de 21kW, no entanto de forma a contar com flutuações em dias extremamente quentes, esse máximo foi considerado 25 kW, implicando que o *chiller* tenha tal capacidade para suprir tal necessidade de refrigeração. Assim o investimento no caso do *chiller* de absorção, para suprir a necessidade de refrigeração máxima de 25 kW,  $CR$ , é de 4375 €.

Cada coletor tem um preço de 453€, são necessários 50 coletores, como referenciado anteriormente, sendo o preço total dos coletores,  $pc$ , de 22 650€.

O custo para o PCM é de 6.15 €/kg [46], contabilizando um custo total em PCM,  $C_{PCM}$ , de 28 258 €.

Somando os custos mencionados, perfaz-se um investimento inicial em tecnologia de 55 283 €.

Para este sistema o preço da energia,  $CE$ , é considerado nulo, uma vez que esta provém da radiação solar.

Como nota adicional, os custos de manutenção,  $CM$ , foram considerados idênticos em ambos os sistemas e por isso nulos.

## **6.2. Custos do sistema de compressão de vapor**

O custo total deste sistema de compressão de vapor,  $CT_{CV}$ , calcula-se através da expressão (30) e é representado pelo custo inicial do sistema de compressão de vapor,  $Ci_{CV}$ , ao qual é aplicada uma taxa de atualização em cada ano, somado com o custo da energia gasta pelo sistema, neste caso energia elétrica.

$$CT_{CV}(t) = (Ci_{CV} \times CR)(1 + cj)^t + \left( \sum Q_{in,CV} CE_{el} \right) (1 + cj) \frac{(1 + cj)^t - 1}{cj} \quad (30)$$

$$+ CM$$

Sendo  $Ci_{CV}$  o custo inicial do sistema de compressão de vapor,  $Q_{in,CV}$  o *input* energético do sistema de refrigeração por compressão de vapor ao longo do ano e  $CE_{el}$  o preço da eletricidade.

O sistema de compressão de vapor tem um custo de 650 €/kW, sendo o investimento calculado para a capacidade de refrigeração de 25kW de 16 250€ [31].

O custo da energia elétrica é dado pelo somatório do *input* energético do sistema de refrigeração por compressão de vapor ao longo do ano,  $Q_{in,CV}$ , multiplicado pelo preço da eletricidade,  $CE_{el}$ .

Por uma questão de simplificação, o preço da eletricidade utilizado nesta análise é o preço registado em Portugal em 2015 para utilizadores industriais, 0.1402 €/kWh, ou seja, um preço constante, algo que na realidade não acontece, uma vez que o custo da eletricidade está constantemente sujeito a alterações.

### 6.3. Comparação de custos

Na Figura 23 é apresentado o custo total anual para investimento em cada um dos sistemas de refrigeração, não sendo considerados os custos de manutenção, CM, idênticos nos dois sistemas.

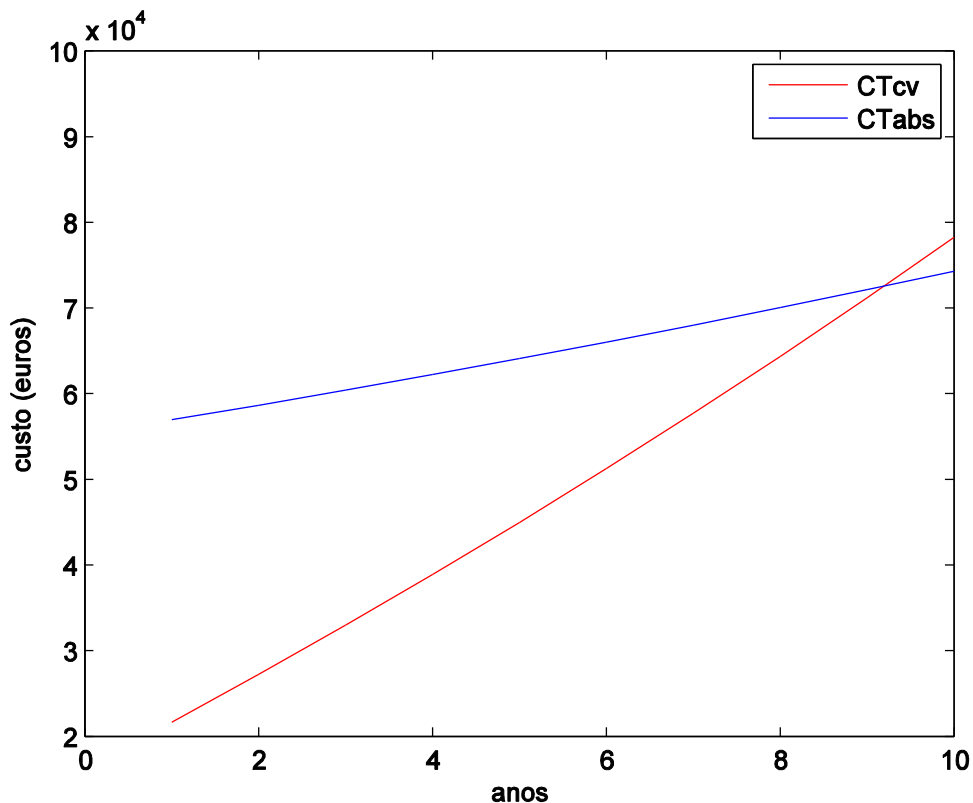


Figura 25- Custos (€) para os sistemas de refrigeração

O sistema de absorção tem um investimento total no primeiro ano avultado, superior em 35 000€ ao sistema de compressão, porque apesar do investimento no *chiller* ser ligeiramente inferior é necessário um grande investimento nos coletores e nos PCMs para armazenamento.

Pelo facto de no sistema de absorção a fonte de energia provir dos coletores solares, o aumento do custo de investimento em cada ano resulta apenas da atualização do investimento, uma vez que se podem considerar nulos os custos de energia para este caso. No entanto no sistema de compressão de vapor é necessário pagar a eletricidade, para além da atualização dos custos de investimento e de funcionamento, sendo que a determinada altura o custo total sobre este sistema é superior.

Podemos observar a partir do gráfico que pouco antes de 10 anos o custo total do sistema de compressão se torna superior ao de absorção.



Na Figura 24 é representada a variação dos custos para o tempo médio de vida dos coletores, 20 anos.

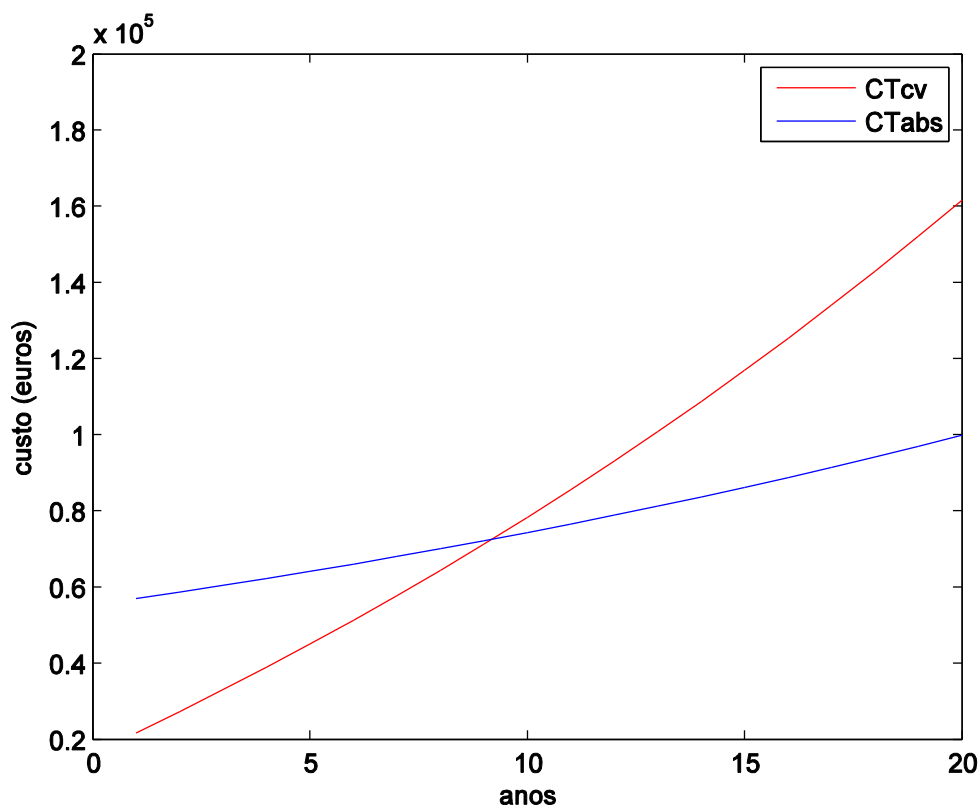


Figura 26- Custos para os sistemas de refrigeração (análise a 20 anos)

Na evolução de custos representada na Figura 24, observa-se que devido ao facto do custo do sistema de compressão aumentar de forma mais acentuada, enquanto o custo do sistema de absorção está sujeito a uma menor amplitude de variação, as poupanças verificadas a partir de 10 anos tornam-se significativas. Passados 5 anos, aos 15 anos temos uma poupança de cerca de 20 000 € e passados 10 anos, aos 20 anos regista-se que é possível poupar cerca de 60 000 €.

O sistema de compressão de vapor parte nesta análise com grande vantagem em relação ao sistema de absorção, uma vez que não foram considerados os preços de instalação de rede elétrica no local, partindo-se assim de uma comparação em que se considera a energia elétrica à disposição. Este fator, a ser considerado,

numa análise mais rigorosa reforçaria a vantagem económica do sistema de absorção a médio prazo superior à já apresentada, tornando o tempo de retorno mais curto.

É importante mencionar a parte ambiental e a vantagem óbvia que a solução utilizando o sistema de absorção estudada oferece, uma vez que a utilização de energia térmica local terá um impacto ambiental deveras inferior à utilização de energia elétrica da rede. No caso do uso dos coletores solares térmicos está a utilizar-se uma energia 100% renovável, enquanto no caso da eletricidade da rede existe uma percentagem ainda considerável de cerca de 25% no nosso país que provém do uso de combustíveis fósseis [47]. Assim quando se utiliza eletricidade da rede elétrica existe uma contribuição direta no que diz respeito à emissão de gases poluentes provenientes da queima de combustíveis fósseis, como é o caso do carvão e gás natural.

## 7. Conclusões

Na área da produção agrícola a refrigeração é parte integrante fundamental, uma vez que a conservação dos alimentos após a colheita é de extrema importância para que a qualidade dos mesmos se mantenha por mais tempo. Um outro aspecto tem a ver com o mercado, uma vez que a possibilidade de expandir o período de armazenamento, quando há produção em excesso e os preços estão mais baixos, por exemplo, permite mais tarde a venda dos produtos quando os preços de mercado sobem, devido à menor disponibilidade de produto nessa altura.

A tecnologia mais madura e utilizada à escala global, na área de refrigeração, é o sistema de compressão de vapor, sendo comum a utilização de eletricidade da rede como fonte de energia. A utilização de energia da rede pode ser um entrave para refrigeração de produtos agrícolas nas zonas de produção isoladas, como é o caso em estudo, Alqueva. Assim, foi estudada uma alternativa ao sistema de refrigeração comum, considerando o uso de uma fonte de energia térmica adequada a localizações remotas, distantes da rede.

Uma vez que os períodos de maior necessidade de refrigeração são também os períodos de maior disponibilidade de radiação solar, faz sentido o estudo de uma solução de refrigeração térmica, utilizando como fonte energética a conversão de energia solar em energia térmica através de coletores solares térmicos. O sistema de refrigeração térmico escolhido foi o sistema de absorção utilizando o par água/brometo de lítio, que é a tecnologia mais madura entre as tecnologias de refrigeração térmica.

Foi modelado um armazém e calculada a potência térmica que penetra as paredes, sendo assim possível saber a quantidade de energia que é necessária fornecer por cada sistema de refrigeração, através do seu COP. Foi utilizado um COP de 2 e 0.7 para o sistema de compressão de vapor e absorção, respetivamente. Como seria de esperar, tendo em conta o COP para cada sistema, é necessário fornecer uma maior potência, embora de natureza térmica, ao sistema de absorção.

Os coletores solares térmicos foram modelados para satisfazer a potência térmica do sistema de absorção, tendo em conta dados de radiação global para a estação meteorológica de Portel, que está situada relativamente perto do local em estudo, sendo assim uma aproximação válida, uma vez que a temperatura terá valores semelhantes.

Tendo em conta que os coletores apenas conseguiam suprir a demanda do sistema de absorção entre as 8 e as 18 horas, foi necessário estudar uma forma de armazenamento, apresentando-se o PCM anidrido sucínico como uma alternativa adequada.

Os cálculos revelaram que eram necessários 50 coletores solares térmicos e seria necessário para armazenamento 4 594,8 kg de anidrido sucínico que é caracterizado por ter um calor latente de 204 kJ/kg.

As necessidades de potência média diária de refrigeração são máximas para o mês de Julho e Agosto, atingindo um máximo de cerca de 21 kW.

A análise económica revelou que para manter em 5°C a temperatura de um armazém na região de Alqueva o investimento no primeiro ano para o sistema de absorção era superior ao sistema de compressão de vapor em 35 000 €, o que é justificado pelo investimento nos coletores e nos PCMs, no entanto o investimento em ambos os sistemas, tendo em conta o investimento inicial e os custos da energia, equivalia-se antes dos 10 anos. Numa análise a 20 anos, que é uma perspetiva adequada tendo em conta o tempo de vida dos coletores, conclui-se que é possível poupar cerca de 20 000€ aos 15 anos e 60 000€ aos 20.

Tendo em conta os aspetos referidos conclui-se que o sistema de absorção é uma alternativa viável ao sistema de compressão de vapor, indicando a necessidade de aprofundamento de estudos que considerem esta alternativa.

Numa perspetiva de continuação deste trabalho seria interessante colocar um protótipo no terreno para obter dados reais em relação às temperaturas dos componentes envolvidos na solução apresentada para o sistema de absorção e também para perceber os desafios e custos relativos à manutenção do mesmo ao ser integrado com os coletores solares térmicos e a solução de armazenamento.

## Referências

- [1] “<http://www.artigos.com/artigos/17985-o-uso-dos-combustiveis-fosseis-e-os-impactos-ambientais-associados-catastrofes-vantagens-desvantagens-e-fontes-alternativas-viaveis>,” 2005. [Online]. [Acedido em 8 Janeiro 2016].
- [2] W. Pridasawas, “Solar-driven Refrigeration Systems with Focus on the Ejector Cycle,” Royal Institute of Technology, KTH , Stockholm, 2006.
- [3] L. Lau, K. Lee e A. Mohamed, “Global warming mitigation and renewable energy policy development from the Kyoto Protocol to the Copenhagen Accord—A comment,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, p. 5280–5284, 2012.
- [4] S. Poberznik, D. Goricanec e J. Krope, “Traditional vs. alternative energy house heating source,” Faculty of Chemistry and Chemical Engineering, University of Maribor, SLOVENIA, 2007.
- [5] D. Kim, “Solar refrigeration options – a state-of-the-art review,” *International Journal of refrigeration*, vol. 31, p. 3–15, 2007.
- [6] S. Tassou, “A review of emerging technologies for food refrigeration applications,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, p. 263–276, 2010.
- [7] “<http://www.roteirodoalqueva.com/barragem-do-alqueva>,” 2011. [Online]. [Acedido em 20 Setembro 2015].
- [8] “<http://apren.pt/pt/noticias/detalhes.php?id=278>,” 2011. [Online]. [Acedido em 20 Setembro 2015].
- [9] “<http://www.alqueva.com.pt/pt/#/oportunidades/potencial-productivo/6>,” 2013. [Online]. [Acedido em 20 Setembro 2015].
- [10] “Caracterização da zona de Alqueva, PLANO DE INTERVENÇÃO PARA A ZONA DE ALQUEVA,” Agrícola, GPAa – Grupo de Projecto Alqueva, 2004.
- [11] “<http://economico.sapo.pt/noticias/em-alqueva-a-agua-mudou-a-paisagem-e->

- a-agricultura\_220400.html,” 2015. [Online]. [Acedido em 20 Setembro 2015].
- [12] “<http://www.alqueva.com.pt/pt/#/regadio/sistema-global-de-rega/3>,” 2013. [Online]. [Acedido em 20 Setembro 2015].
- [13] “<http://expresso.sapo.pt/economia/alqueva-bate-records-mundiais-de-productividade-por-hectare=f908819>,” 2015. [Online]. [Acedido em 20 Setembro 2015].
- [14] S. Harris, *Production is only half the battle - A training manual in fresh produce*, Bridgetown, 1988.
- [15] R. Beard, “Solar Desalination for the 21st Century,” *Springer*, 2007.
- [16] InovEnergy, “Estado da Arte do sector do Frio por fileira,” UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR, Covilhã, 2012.
- [17] “<http://www.obras360.pt/pt/espaa7o360%20BA/categorias/dicas/item/7-porquaa-isolar-com-xps-poliestireno-extrudido.html>,” 2014. [Online]. [Acedido em 5 Abril 2016].
- [18] “<http://www.areas.pt/download/diversos/Resistencia%20termica%20de%20materiais%20isolantes.pdf>,” 2011. [Online]. [Acedido em 10 Outubro 2015].
- [19] “<http://www.protolab.com.br/Tabela-Conductividade-Material-Construcao.htm>,” 2008. [Online]. [Acedido em 10 Outubro 2015].
- [20] T. Bergman, A. Lavine, F. Incropera e D. Dewitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John Wiley & Sons, 1981.
- [21] Y. Çengel e M. Boles, *Thermodynamics An Engineering Approach*, McGraw-Hill College, 1989.
- [22] W. Gosney, *Principles of refrigeration*, Cambridge University Press, 1982.
- [23] J. Labus, “MODELLING OF SMALL CAPACITY ABSORPTION CHILLERS DRIVEN BY SOLAR THERMAL ENERGY OR WASTE HEAT,” Tarragona,

2011.

- [24] P. Srihirin, "A review of absorption refrigeration Technologies," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 5, p. 343–372, 2001.
- [25] F. Ziegler, "Multi-effect absorption chillers," *International Journal of Refrigeration*, vol. 16, pp. 301-311, 1993.
- [26] A. Al-Zubbaydi, "Solar air conditioning and refrigeration with absorption chillers technology in AustraliaSolar air conditioning and refrigeration with absorption chillers technology in Australia," *Journal of Advanced Science and Engineering Research*, vol. 1, pp. 23-41 , 2011.
- [27] A. Rosa, "Projecto e Dimensionamento de um protótipo de uma instalação de Fabrico de Gelo com Energia Solar," Instituto Politécnico de Setúbal, Setúbal, 2012.
- [28] Z. Crepinsek, D. Goricanec e J. Krope, "Comparison of the performances of absorption refrigeration cycles," University of Maribor , Maribor, 2009.
- [29] M. Labus, J. Bruno e A. Coronas, "Review on absorption technology with emphasis on small capacity absorption machines," *Thermal Science*, vol. 17, pp. 739-762, 2013.
- [30] D. Kim e C. A. Infante Ferreira, "A Gibbs energy equation forLiBr/H<sub>2</sub>O solutions," Proceedings of the 6th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural, Glasgow (U.K.), 2004.
- [31] N. Garcia, K. Vatopoulos, A. Riekkola, A. Lopez e L. Olsen, "Best available technologies for the heat and cooling market in the European Union," JRC Scientific and Policy Reports, 2012.
- [32] A. Saleh, "Optimization study of a single-effect water–lithium bromide absorption refrigeration system powered by flat-plate collector in hot regions," *Energy Conversion and Management*, vol. 87, p. 29–36, 2014.

- [33] F. Struckmann, "Analysis of a Flat-plate Solar Collector," Lund University, Sweden, 2008.
- [34] "[http://www.scielo.br/scielo.php?script=sci\\_arttext&pid=S0102-261X2003000300004](http://www.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0102-261X2003000300004)," 2003. [Online]. [Acedido em 7 Fevereiro 2016].
- [35] A. Falcão, "Movimento e posicionamento relativos Terra-Sol," Instituto Superior Técnico, Lisboa, 2008.
- [36] "[http://www.cenfim.pt/artigos/2009/energia\\_solar.pdf](http://www.cenfim.pt/artigos/2009/energia_solar.pdf)," 2009. [Online]. [Acedido em 6 Janeiro 2016].
- [37] M. Iqbal, *An Introduction to Solar Radiation*, Academic Press, 1983.
- [38] S. Kalogirou, *Solar Energy Engineering, Processes and Systems*, Academic Press, 2009.
- [39] S. Shalaby, "Solar dryers with PCM as energy storage medium: A review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 33, p. 110–116, 2014.
- [40] D. Oliveira, "Identificação do tipo e quantidade de PCM adequado ao clima Português," 2012.
- [41] H. Mehling, *Heat and cold storage with PCM: An up to date introduction into basics and applications*, Springer, 2008.
- [42] A. Sharma, "Review on thermal energy storage with phase change materials and applications," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 13, p. 318–345, 2009.
- [43] A. Papadimitratos, "Evacuated tube solar collectors integrated with phase change materials," *Solar Energy*, vol. 129, p. 10–19, 2016.
- [44] S. Sharma, H. Kitano e K. Sagara, "Phase Change Materials for Low Temperature Solar Thermal Applications," *Research Reports of the Faculty of Engineering, Mie University*, vol. 29, pp. 31-64, 2004.



- [45] A. Santos, “Estudo da Eficiência Energética de um Sistema de Arrefecimento com Materiais de Mudança de Fase,” Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto, 2013.
- [46] S. Vaswani, “BIO-BASED SUCCINIC ACID,” Process Economics, California, 2010.
- [47] “<http://www.edpsu.pt/pt/origemdaenergia/Pages/OrigensdaEnergia.aspx>,” 2011. [Online]. [Acedido em 17 Fevereiro 2016].