



UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR
Engenharia

**Arrefecimento Solar:
Análise da Viabilidade do Arrefecimento de uma
Garrafeira Comercial por Intermédio de um *Chiller* de
Absorção**

Samuel Fernandes Proença

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Electromecânica
(2.º ciclo de estudos)

Orientador: Prof. Doutor Alexandre Borges de Miranda

Covilhã, Junho de 2011

Dedicatória

Dedico esta dissertação aos meus pais, ao meu irmão e a todos aqueles que me ajudaram de alguma forma, quer durante o desenvolvimento deste trabalho, quer noutras alturas do meu percurso académico, especialmente nas alturas mais difíceis.

Lembrei-me de ti

Agradecimentos

Durante a elaboração desta dissertação, foram vários os contratempos e dificuldades próprias deste tipo de trabalhos que provocaram muitas vezes algum desânimo e decepção. Contudo, para superar tais adversidades, houve pessoas que me apoiaram, incentivaram e deram motivação para continuar. Quero agradecer em primeiro lugar à minha família, nomeadamente aos meus pais e ao meu irmão, que foram naturalmente as pessoas que mais tiveram de lidar com as minhas frustrações e dificuldades, dando-me sempre toda a ajuda que precisei.

Agradeço também ao Professor Doutor Alexandre Borges de Miranda que, como orientador desta dissertação, me prestou todo o auxílio científico, técnico e pessoal com competência, empenho e amizade, esclarecendo as minhas dúvidas, procurando criticar construtivamente e disponibilizando os recursos necessários ao longo das várias etapas do trabalho.

Outra das pessoas que merecem a minha gratidão é o Eng.º Henrique Teixeira. Como recém-formado nesta mesma área, disponibilizou-se amavelmente para ajudar em tudo aquilo que pudesse, perdendo inúmeras horas do seu tempo para acompanhar o meu trabalho e dar informações preciosas para resolver alguns dos problemas com que me deparei. É, sem dúvida, alguém a quem devo uma palavra de grande agradecimento!

Como não podia deixar de ser, cabe-me ainda retribuir aos meus amigos, colegas e outros professores da Faculdade a força, ânimo e confiança que me manifestaram ao longo do tempo em que este trabalho se desenrolou, dando-lhes aqui uma palavra de grande apreço e agradecimento. A troca de ideias, a motivação que me foram dando e até mesmo os momentos de lazer e convívio revelaram-se muito importantes para conseguir manter a boa disposição e recuperar dos momentos menos positivos...

A todas as pessoas mencionadas e a todas aquelas que, de alguma maneira, contribuíram para a minha formação pessoal e académica, muito obrigado!

Resumo

A crescente preocupação com as questões ambientais e a sustentabilidade energética tem levado ao desenvolvimento de sistemas cada vez mais eficientes e que façam o máximo uso das chamadas energias renováveis. Neste âmbito, esta dissertação visa o estudo da utilização de um sistema de arrefecimento solar numa garrafeira comercial em vez de um sistema de arrefecimento eléctrico convencional. O sistema estudado é composto por um *chiller* de absorção que é alimentado por água quente proveniente de um sistema solar térmico com o apoio de uma caldeira a gás natural, sendo o arrefecimento do *chiller* efectuado por uma torre de arrefecimento. A implementação deste sistema na garrafeira foi simulada no programa de simulação computacional “EnergyPlus” com os dados climáticos característicos da região do Porto, que fornece um relatório detalhado com as informações pretendidas, destacadamente as temperaturas exterior e interior da garrafeira, o consumo eléctrico dos componentes e o consumo de gás. Analogamente, foi simulado um sistema de arrefecimento eléctrico convencional nas mesmas condições que o anterior, a fim de comparar os resultados obtidos. Verifica-se que o sistema de arrefecimento solar consegue uma poupança de 1180,60 €/ano (24 %/ano) relativamente ao sistema convencional. Contudo, após contabilizar os custos relativos ao investimento inicial de cada um dos sistemas, observa-se que o sistema de arrefecimento solar apresenta um custo inicial bastante maior (cerca de 41.620 € mais elevado) do que o sistema convencional. Fazendo uma análise económica simplificada, conclui-se que o tempo de retorno do investimento inicial ronda os 35 anos, o que é demasiado face ao tempo de vida útil habitual de um *chiller* de absorção (até 25 anos). Nas actuais condições, conclui-se que o sistema de arrefecimento solar não é economicamente viável, podendo no entanto tornar-se uma solução interessante dentro de algum tempo, caso os preços da electricidade aumentem consideravelmente ou os *chillers* de absorção venham a impor-se no mercado, tornando-se mais baratos do que actualmente.

Palavras-chave

Arrefecimento solar; Energia solar; *Chiller* de absorção; Coeficiente de desempenho; EnergyPlus; Simulação computacional; Análise económica.

Abstract

The growing concern about the environmental issues and sustainable energy has led to the development of more efficient systems and that make the maximum use of renewable energy. In this context, this work aims at the study of a solar cooling system in a commercial cellar instead of a conventional electric cooling system. The studied system is composed of an absorption chiller that is fed by hot water from a solar thermal system with the support of a natural gas-fired boiler. The chiller is cooled by a cooling tower. The implementation of this system in the cellar was simulated in a computer simulation program called “EnergyPlus” with weather data from Oporto region, which provides a detailed report with the information requested, especially the temperatures outside and inside the cellar, the electrical consumption of the components and the gas consumption. Similarly, a conventional electric cooling system was simulated under the same conditions as above, in order to compare the results. We can see that the solar cooling system can save 1180.60 € per year (24 % per year) compared to the conventional system. However, after accounting for the cost of the initial investment of each system, it is apparent that the solar cooling system has a substantially higher initial cost (about 41620 € higher) than the conventional system. By doing a simplified economic analysis, we conclude that the payback time of the initial investment is around 35 years, which is too long compared to the usual absorption chiller’s lifetime (up to 25 years). Under present conditions, it can be inferred that the solar cooling system is not economically feasible, but may become an interesting solution within some time, if electricity prices increase significantly, or if absorption chillers impose themselves on the market, making it cheaper than now.

Keywords

Solar cooling; Solar energy; Absorption chiller; Coefficient of performance; EnergyPlus; Computer simulation; Economic analysis.

Índice

DEDICATÓRIA.....	iii
AGRADECIMENTOS.....	v
RESUMO	vii
PALAVRAS-CHAVE	vii
ABSTRACT	ix
KEYWORDS	ix
ÍNDICE.....	xi
LISTA DE FIGURAS.....	xiii
LISTA DE TABELAS	xvii
NOMENCLATURA.....	xix
LISTA DE ACRÓNIMOS	xxi
CAPÍTULO 1 INTRODUÇÃO	1
1.1. Enquadramento.....	1
1.2. Objectivos e metodologia.....	4
1.3. Estado da arte	4
1.4. Organização do texto.....	20
CAPÍTULO 2 CHILLERS DE ABSORÇÃO	23
2.1. Descrição	23
2.1.1. História.....	24
2.1.2. Vantagens e desvantagens.....	25
2.2. Princípio de funcionamento	25
2.3. Coeficiente de desempenho (COP).....	28
2.4. <i>Chillers</i> de duplo e triplo efeito.....	30
CAPÍTULO 3 O SOFTWARE ENERGYPLUS	33
3.1. O que é e para que serve o programa	33
3.2. Como funciona.....	34
3.3. Simulação da garrafeira no EnergyPlus.....	37
3.3.1. Caracterização geométrica da garrafeira.....	37
3.3.2. Definição das <i>schedules</i>	38
3.3.3. Os diferentes tipos de circuitos.....	39
CAPÍTULO 4 SISTEMAS ESTUDADOS	45
4.1. Sistema de arrefecimento solar	45
4.1.1. <i>Chiller</i> de absorção	45
4.1.2. Colectores solares.....	46

4.1.3.	Depósito acumulador	47
4.1.4.	Caldeira	48
4.1.5.	Torre de arrefecimento	49
4.1.6.	Descrição do sistema	50
4.2.	Sistema de arrefecimento eléctrico existente	52
4.2.1.	<i>Chiller</i> eléctrico	52
4.2.2.	Torre de arrefecimento	52
4.2.3.	Descrição do sistema	52
CAPÍTULO 5	RESULTADOS OBTIDOS.....	55
5.1.	Efeito da radiação solar.....	55
5.2.	Determinação das cargas térmicas.....	57
5.3.	Sistema de arrefecimento solar	59
5.4.	Sistema de arrefecimento eléctrico convencional	64
5.5.	Análise de resultados	66
5.6.	Análise económica	70
CAPÍTULO 6	CONCLUSÃO.....	73
6.1.	Desenvolvimentos futuros	74
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	77
ANEXOS	81
	Anexo A: Esquema global do sistema de arrefecimento solar	81
	Anexo B: Especificações técnicas do <i>chiller</i> Yazaki WFC-SC5.....	83
	Anexo C: Especificações técnicas dos colectores BaxiRoca PS 2.4.....	85
	Anexo D: Especificações técnicas do depósito acumulador BaxiRoca ASA 2000-IN	87
	Anexo E: Especificações técnicas da caldeira BaxiRoca NORA 28/28 F	89
	Anexo F: Especificações técnicas da torre de arrefecimento Rhoss CEHV 46 ...	91
	Anexo G: Especificações técnicas do <i>chiller</i> eléctrico Rhoss TCHEY 115	93
	Anexo H: Temperaturas ao longo do ano sem sistemas de arrefecimento.....	95
	Anexo I: Temperaturas ao longo do ano com um sistema de arrefecimento ideal	97
	Anexo J: Potência de arrefecimento necessária ao longo do ano para um sistema de arrefecimento ideal	99
	Anexo K: Temperaturas ao longo do ano com o sistema de arrefecimento solar	101
	Anexo L: Temperaturas ao longo do ano com o sistema de arrefecimento eléctrico convencional	103
	Anexo M: Diferença entre a temperatura obtida com o sistema de arrefecimento solar e a faixa de temperaturas recomendadas.....	105

Lista de Figuras

Fig. 1.1: Incidência de radiação solar na Europa [1].	1
Fig. 1.2: Capacidades de um sistema de arrefecimento e aquecimento solar ao longo do ano (adaptado de [3]).	2
Fig. 1.3: Distribuição do mercado solar térmico europeu em 2008 (adaptado de [4]).	3
Fig. 1.4: Esquema representativo das várias possibilidades de processos de arrefecimento solar (adaptado de [2]).	6
Fig. 1.5: Ciclo de refrigeração por dessecação convencional, usando um rotor desumidificador com a energia solar térmica como fonte de calor (em cima); alterações das propriedades do ar ao longo do processo (em baixo) [2].	7
Fig. 1.6: Esquema de um sistema de arrefecimento evaporativo de uma estufa com dessecação do ar de entrada [5].	9
Fig. 1.7: Esquema do interior de um <i>chiller</i> de adsorção [6].	11
Fig. 1.8: Princípio de funcionamento de um <i>chiller</i> de absorção de simples efeito (adaptado de [8]).	13
Fig. 1.9: Sistema de arrefecimento solar numa garrafeira em Banyuls, no Sul de França [27].	19
Fig. 1.10: Sistema de climatização com apoio solar do edifício da sede da Vajra. Colectores solares térmicos (a); vista geral da instalação (b); torre de arrefecimento (c); caldeira (d) [28].	20
Fig. 2.1: Representação esquemática do interior do <i>chiller</i> de absorção Yazaki WFC-SC5 [29].	26
Fig. 2.2: Diagrama pressão-temperatura de um <i>chiller</i> de absorção de simples efeito [30].	26
Fig. 2.3: Esquema representativo do balanço energético do <i>chiller</i> da Yazaki WFC-SC5 [29].	28
Fig. 2.4: Eficiência dos colectores (η), COP dos <i>chillers</i> de absorção (COP) e eficiência global do sistema em função da temperatura do gerador (T_G) (adaptado de [6]).	30
Fig. 2.5: Diagrama pressão-temperatura de um <i>chiller</i> de absorção de duplo efeito [30].	31
Fig. 2.6: Diagrama pressão-temperatura de um <i>chiller</i> de absorção de triplo efeito [30].	32
Fig. 3.1: Esquema de funcionamento genérico do software EnergyPlus [33].	35
Fig. 3.2: Interligação entre os elementos internos do EnergyPlus [33].	36
Fig. 3.3: Visão geral da aplicação EP-Launch.	36
Fig. 3.4: Apresentação da aplicação IDF Editor.	37
Fig. 3.5: Perspectiva da garrafeira e da sua orientação geográfica.	38
Fig. 3.6: Esquema ilustrativo da estrutura de um <i>loop</i> [34].	40
Fig. 3.7: <i>Chilled Water Loop</i> .	40
Fig. 3.8: <i>Hot Water Loop</i> .	41

Fig. 3.9: <i>Collector Loop</i>	41
Fig. 3.10: <i>Chilled Water Condenser Loop</i>	42
Fig. 3.11: <i>Air Loop</i>	43
Fig. 4.1: <i>Chiller</i> de absorção Yazaki WFC-SC5 [29].	46
Fig. 4.2: Colectores solares planos BaxiRoca PS 2.4 [36].	47
Fig. 4.3: Depósito acumulador BaxiRoca ASA 2000-IN [37].	48
Fig. 4.4: Caldeira mural a gás BaxiRoca NORA 28/28 F [38].	49
Fig. 4.5: Torre de arrefecimento Rhoss CEHV 46 [39].	49
Fig. 4.6: <i>Chiller</i> eléctrico Rhoss TCHEY 115 [40].	52
Fig. 5.1: Evolução das temperaturas exterior e interior da garrafeira ao longo do ano sem sistemas de arrefecimento.	56
Fig. 5.2: Evolução das temperaturas exterior e interior da garrafeira ao longo do dia mais quente do ano (6 de Julho) sem sistemas de arrefecimento.	57
Fig. 5.3: Evolução das temperaturas exterior e interior da garrafeira ao longo do ano com um sistema de arrefecimento ideal (<i>Ideal Loads Air System</i>).	58
Fig. 5.4: Potência de arrefecimento necessária ao longo do ano para um sistema de arrefecimento ideal (<i>Ideal Loads Air System</i>).	59
Fig. 5.5: Evolução das temperaturas exterior e interior da garrafeira ao longo do ano com o sistema de arrefecimento solar.	60
Fig. 5.6: Evolução dos valores médios mensais das temperaturas exterior e interior da garrafeira ao longo do ano com o sistema de arrefecimento solar.	61
Fig. 5.7: Calor transferido do ar interior da garrafeira para a água gelada que circula dentro da serpentina de arrefecimento.	61
Fig. 5.8: Consumo eléctrico do sistema de arrefecimento solar, evidenciando o contributo de cada componente.	62
Fig. 5.9: Consumo energético do sistema de arrefecimento solar, mostrando o consumo de electricidade, de gás e da energia térmica captada pelos colectores solares.	63
Fig. 5.10: Distribuição percentual dos consumos energéticos anuais do sistema de arrefecimento solar.	64
Fig. 5.11: Evolução das temperaturas exterior e interior da garrafeira ao longo do ano com o sistema de arrefecimento eléctrico convencional.	65
Fig. 5.12: Consumo eléctrico do sistema de arrefecimento eléctrico convencional, evidenciando o contributo de cada componente.	66
Fig. 5.13: Diferença entre a temperatura obtida com o sistema de arrefecimento solar e a faixa de temperaturas recomendadas (de 10 a 14 °C).	67
Fig. 5.14: Comparação do consumo energético do sistema de arrefecimento solar (electricidade + gás) com o do sistema de arrefecimento eléctrico convencional (só electricidade).	68
Fig. 5.15: Comparação do consumo monetário do sistema de arrefecimento solar com o do sistema de arrefecimento eléctrico convencional.	70

Fig. A.1: Esquema global do sistema de arrefecimento solar.	81
Fig. C.1: Especificações técnicas dos colectores solares planos BaxiRoca PS 2.4 [36].	85
Fig. D.1: Especificações técnicas do depósito acumulador BaxiRoca ASA 2000-IN [37].	87
Fig. E.1: Dimensões e curvas características referentes à caldeira mural a gás BaxiRoca NORA 28/28 F [38].	89
Fig. F.1: Especificações técnicas da torre de arrefecimento Rhoss CEHV 46 [39].	91
Fig. G.1: Especificações técnicas do <i>chiller</i> eléctrico Rhoss TCHEY 115 [40].	93
Fig. H.1: Evolução das temperaturas exterior e interior da garrafeira ao longo do ano sem sistemas de arrefecimento - gráfico expandido.	95
Fig. I.1: Evolução das temperaturas exterior e interior da garrafeira ao longo do ano com um sistema de arrefecimento ideal (<i>Ideal Loads Air System</i>) - gráfico expandido.	97
Fig. J.1: Potência de arrefecimento necessária ao longo do ano para um sistema de arrefecimento ideal (<i>Ideal Loads Air System</i>) - gráfico expandido.	99
Fig. K.1: Evolução das temperaturas exterior e interior da garrafeira ao longo do ano com o sistema de arrefecimento solar - gráfico expandido.	101
Fig. L.1: Evolução das temperaturas exterior e interior da garrafeira ao longo do ano com o sistema de arrefecimento eléctrico convencional - gráfico expandido.	103
Fig. M.1: Diferença entre a temperatura obtida com o sistema de arrefecimento solar e a faixa de temperaturas recomendadas (de 10 a 14 °C) - gráfico expandido.	105

Lista de Tabelas

Tab. 2.1: Comparação dos COPs dos <i>chillers</i> eléctricos e de absorção [30].	29
Tab. 5.1: Tarifas de venda de gás natural da EDP Gás Serviço Universal a clientes finais em baixa pressão com consumos anuais até 10.000 m ³ [42].	69
Tab. 5.2: Custos da implementação do sistema de arrefecimento solar.	71
Tab. 5.3: Custos da implementação do sistema de arrefecimento eléctrico convencional. ..	71
Tab. B.1: Especificações técnicas do <i>chiller</i> de absorção Yazaki WFC-SC5 [29].	83
Tab. E.1: Especificações técnicas da caldeira mural a gás BaxiRoca NORA 28/28 F [38].	90

Nomenclatura

H_2O	Água
$LiBr$	Brometo de Lítio
NH_3	Amoníaco (amónia)
\dot{P}_{el}	Potência eléctrica fornecida ao <i>chiller</i>
\dot{Q}_{abs}	Fluxo de calor libertado pelo absorvedor do <i>chiller</i> de absorção
\dot{Q}_{cond}	Fluxo de calor libertado pelo condensador do <i>chiller</i>
\dot{Q}_{evap}	Fluxo de calor absorvido no evaporador do <i>chiller</i>
\dot{Q}_{ger}	Fluxo de calor fornecido ao gerador do <i>chiller</i> de absorção
SiO_2	Dióxido de Silício (sílica)
T_G	Temperatura do gerador do <i>chiller</i> de absorção
$\eta_{colector}$	Eficiência dos colectores solares térmicos

Lista de Acrónimos

AQS	Águas quentes sanitárias
AVAC	Aquecimento, ventilação e ar condicionado
BTN	Baixa tensão normal
CFC	Clorofluorcarboneto
COP	<i>Coefficient of performance</i> (coeficiente de desempenho)
EDP	Energias de Portugal
EUA	Estados Unidos da América
HVAC	O equivalente em inglês a “AVAC”
IEA	<i>International Energy Agency</i> (Agência Internacional de Energia)
NIST	<i>National Institute of Standards and Technology</i> (Instituto Nacional de Normalização e Tecnologia)

Capítulo 1

Introdução

Este capítulo começa pelo enquadramento do tema desta dissertação, no que diz respeito às potencialidades da utilização da energia solar, particularmente para o arrefecimento de edifícios. Posteriormente, são apresentados os objectivos e a metodologia do trabalho. Em seguida, é apresentado o estado da arte, onde é feita uma descrição daquilo que já foi investigado e desenvolvido na área do arrefecimento solar, abordando sobretudo três tecnologias: o arrefecimento evaporativo com dessecação, a adsorção e a absorção (esta última tem um maior realce, dado o contexto deste trabalho). A fechar o capítulo é descrita a forma como o trabalho está estruturado, em termos da organização dos seus capítulos.

1.1. Enquadramento

Devido à sua localização geográfica, Portugal é um dos países europeus com maior radiação solar incidente (Fig. 1.1), tendo 2200 a 3000 horas de sol por ano. Apesar deste elevado potencial solar, só nos últimos anos se tem apostado no aproveitamento desta forma de energia para diversas finalidades. Este crescimento recente, para além de ser consequência do próprio avanço científico e tecnológico do país, deriva também do aumento das preocupações ambientais decorrentes das alterações climáticas e do aquecimento global. Além disso, a utilização das energias renováveis reduz a utilização dos combustíveis fósseis e, conseqüentemente, a emissão de gases com efeito de estufa. Ao reduzir a utilização e a dependência dos combustíveis fósseis, consegue-se uma maior autonomia energética.

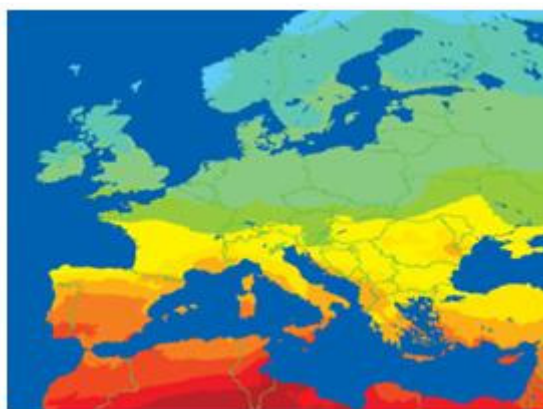


Fig. 1.1: Incidência de radiação solar na Europa [1].

Face à evolução das tecnologias de captação e utilização da energia solar, quer para a produção de energia eléctrica, quer para a produção de energia térmica (calor), têm-se investigado novas maneiras de aproveitar esta energia com diversas finalidades. Uma das mais

interessantes é, sem dúvida, o aproveitamento da energia solar térmica para produzir frio. De facto, à primeira pode soar estranho, mas existem formas de arrefecer um edifício utilizando o Sol como principal fonte de energia. A melhor forma de aproveitar ao máximo um sistema solar térmico é através da conjugação do “arrefecimento solar” com a produção de águas quentes sanitárias (AQS) e com o aquecimento do mesmo edifício, consoante a época do ano. Este aproveitamento conjunto permite maximizar a viabilidade económica de um sistema deste tipo [2]. Como se observa na Fig. 1.2, a energia solar térmica pode satisfazer uma parte substancial das necessidades de aquecimento e arrefecimento de um edifício típico da Europa Central. Num país como Portugal consegue-se tirar ainda maior partido destes sistemas, dado que a radiação solar incidente é superior.

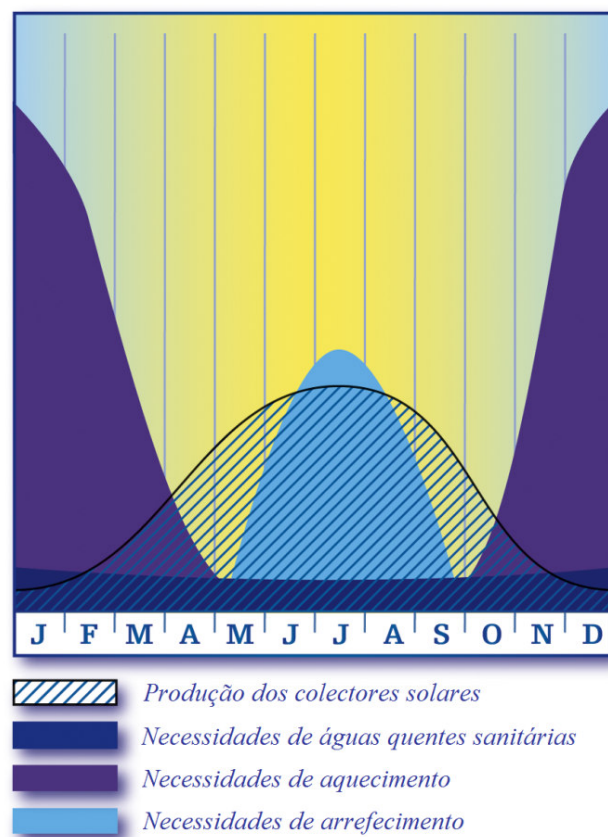


Fig. 1.2: Capacidades de um sistema de arrefecimento e aquecimento solar ao longo do ano (adaptado de [3]).

O mercado europeu tem vindo a apostar cada vez mais na utilização de tecnologias de aproveitamento da energia solar térmica. Como se pode verificar através da Fig. 1.3 (cujos dados se reportam ao ano de 2008 e englobam os países da União Europeia juntamente com a Suíça), a Alemanha é claramente o país com a maior quota de mercado, representando cerca de 44 % da totalidade do mercado solar térmico europeu. Espanha, Itália, França, Áustria e Grécia representam também fatias consideráveis, sendo que, ao todo, estes seis países totalizam 83 % do mercado solar térmico europeu. A título de comparação, estes países

representam apenas 54 % da população da Europa e 61 % do seu produto interno bruto [4]. O enorme crescimento deste mercado na Alemanha, aliado à sua posição dominante no sector, esconde o facto de alguns dos mercados mais pequenos terem tido também desenvolvimentos bastante positivos. Pode-se observar que Portugal conta com uma fatia de 2 % o que, não sendo mau tendo em conta a dimensão do nosso país, revela que ainda nos encontramos numa fase de expansão e desenvolvimento deste mercado e que podem e devem fazer-se mais investimentos neste sector.

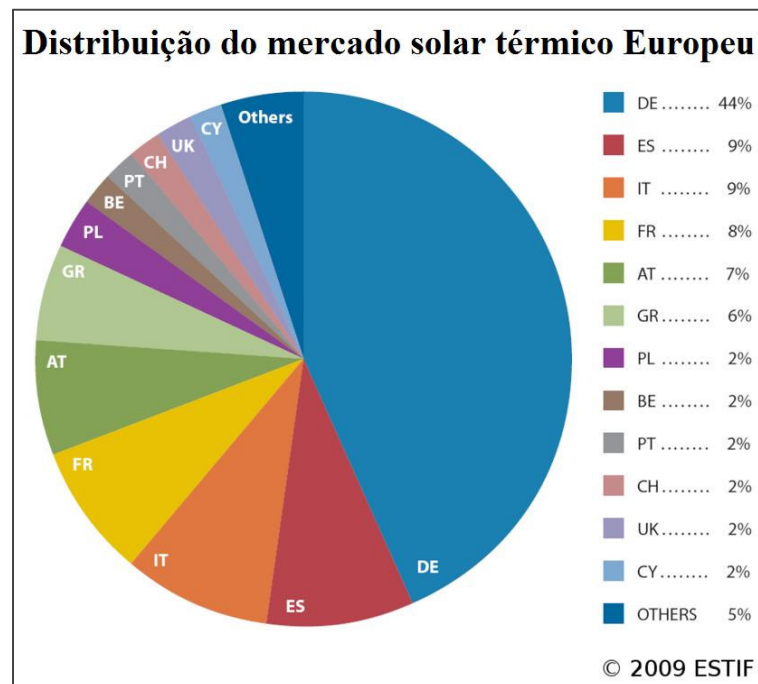


Fig. 1.3: Distribuição do mercado solar térmico europeu em 2008 (adaptado de [4]).

O aproveitamento da energia solar para arrefecer edifícios tem sido bastante investigado, procurando-se desenvolver e otimizar tecnologias que permitam uma refrigeração o mais eficiente possível. Já existem vários sistemas de arrefecimento solar instalados em diversos países, mas os seus elevados custos iniciais são um obstáculo à expansão desta tecnologia. Todavia, o facto de o pico das necessidades de arrefecimento no Verão estar associado à grande disponibilidade de energia solar oferece-nos a oportunidade de explorar as capacidades da energia solar para o arrefecimento. As inúmeras vantagens que estes sistemas proporcionam fazem deles um alvo aliciante para novas investigações, na procura de melhorar o seu desempenho e desenvolver novos equipamentos que se venham a revelar viáveis.

Esta dissertação surge no âmbito de uma necessidade concreta de um produtor de vinhos que necessita de arrefecer a sua garrafeira, localizada na região vitivinícola do Douro, durante os meses de Verão. Este produtor já utiliza um sistema de arrefecimento convencional, designadamente dois *chillers* eléctricos, mas que apresentam um grande consumo energético, principalmente durante as alturas de maior necessidade de arrefecimento da garrafeira.

Perante este cenário, este trabalho apresenta-se como uma tentativa de verificar se o arrefecimento solar da garrafeira em questão, através de um *chiller* de absorção e de um sistema de colectores solares e uma caldeira de apoio, é economicamente viável e vantajoso para o proprietário da garrafeira, comparado com o sistema já existente naquele espaço.

1.2. Objectivos e metodologia

O presente trabalho tem como objectivo analisar a viabilidade e verificar o desempenho de um sistema de arrefecimento solar composto por um *chiller* de absorção, um conjunto de colectores solares térmicos, um depósito acumulador de água quente e uma caldeira a gás para servir de apoio quando a energia solar não é suficiente para alimentar o *chiller*.

Inicialmente, pretende-se fazer um levantamento do estado da arte para conhecer as investigações e desenvolvimentos já efectuados no sector do arrefecimento solar, designadamente nas tecnologias de *chillers* de absorção e tecnologias alternativas para o arrefecimento de espaços.

Posteriormente, deve ser feita a avaliação das cargas térmicas do edifício e da sua implicação na temperatura interior do mesmo. Nesta fase é necessário identificar os parâmetros que caracterizam o edifício, i.e., as suas dimensões, os materiais usados nas paredes e na cobertura, a sua orientação geográfica, entre outros...

Dado que o produto que se pretende preservar no interior da garrafeira é o vinho, há que pesquisar quais são as condições térmicas ideais que devem ser mantidas naquele espaço. É necessário ter em conta que a qualidade do vinho depende fortemente da pouca oscilação das temperaturas para além dos limites adequados, pelo que este é um ponto fundamental que deve ser preservado.

Através do programa de simulação computacional EnergyPlus, é feita a modelação térmica do sistema de arrefecimento solar proposto e de um sistema de arrefecimento eléctrico convencional. Estas simulações computacionais são efectuadas utilizando os dados de um ano típico com as condições climatéricas da região do Porto.

O próprio *software* EnergyPlus fornece os relatórios com todas as informações pretendidas, nomeadamente temperaturas, consumos energéticos, cargas térmicas, etc.. Com base nestas informações, é feita a comparação dos dois sistemas num contexto termo-económico, a fim de verificar qual é o mais vantajoso e de avaliar a viabilidade do sistema proposto.

1.3. Estado da arte

As tecnologias de aproveitamento da energia solar têm sofrido uma grande evolução nas últimas décadas. A procura pelo desenvolvimento de tecnologias que aproveitem a energia solar para produzir frio de forma eficiente tem levado a diversas investigações nesta área,

pelo que foram sendo desenvolvidos diversos sistemas que aproveitam a energia solar térmica para arrefecer edifícios.

Estão disponíveis no mercado várias tecnologias de arrefecimento solar para sistemas de grande capacidade (50 kW ou mais). No entanto, os principais obstáculos à sua aplicação em grande escala são os elevados custos iniciais e a falta de conhecimentos práticos no projecto, controlo e operação destes sistemas. No caso dos sistemas de pequena capacidade, durante muitos anos não havia tecnologia apropriada disponível no mercado. No entanto, várias empresas começaram recentemente a desenvolver *chillers* com capacidades inferiores a 50 kW, descendo mesmo até 5 kW, e existem já sistemas comerciais no mercado. Contudo, os sistemas de pequena capacidade ainda carecem de maior desenvolvimento e investigação, a fim de aumentar o seu desempenho.

Durante os anos 80 do século passado houve muitas actividades de desenvolvimento de sistemas de arrefecimento solar, particularmente nos Estados Unidos da América (EUA) e no Japão. Foram dados passos importantes no desenvolvimento de componentes e sistemas, mas as actividades acabaram por parar, principalmente por razões económicas. Recentemente, surgiram novas actividades neste sector e têm sido desenvolvidos projectos de investigação e demonstração em diversos países. Segundo Henning (2007) [2], o desenvolvimento do mercado dos colectores solares térmicos de alta eficiência será um bom ponto de partida para a evolução destas tecnologias.

Do ponto de vista termodinâmico, existem muitos processos capazes de “produzir frio” a partir da energia solar. A Fig. 1.4 ilustra esquematicamente as possibilidades existentes. Os processos indicados a cinzento são as tecnologias de arrefecimento solar disponíveis no mercado; os processos indicados a azul-claro são as tecnologias em fase de testes ou com projectos-piloto. Importa salientar que, embora o aproveitamento da energia solar através de painéis fotovoltaicos para produção de electricidade e posterior utilização dessa electricidade num *chiller* eléctrico de compressão de vapor seja tecnicamente possível, este conceito não é muito utilizado. Nos países industrializados, que têm uma rede eléctrica bem desenvolvida, o máximo proveito dos painéis fotovoltaicos obtém-se através do fornecimento da electricidade por eles produzida para a rede eléctrica pública. Este facto ganha ainda maior importância numa perspectiva económica, dado que existem países (e.g., Portugal, Espanha ou Alemanha) em que o preço da electricidade gerada a partir da energia solar é maior do que o da electricidade produzida a partir das fontes convencionais, pelo que é vantajoso vender a electricidade produzida pelos painéis fotovoltaicos para a rede eléctrica pública, em vez de utilizá-la para consumo próprio.

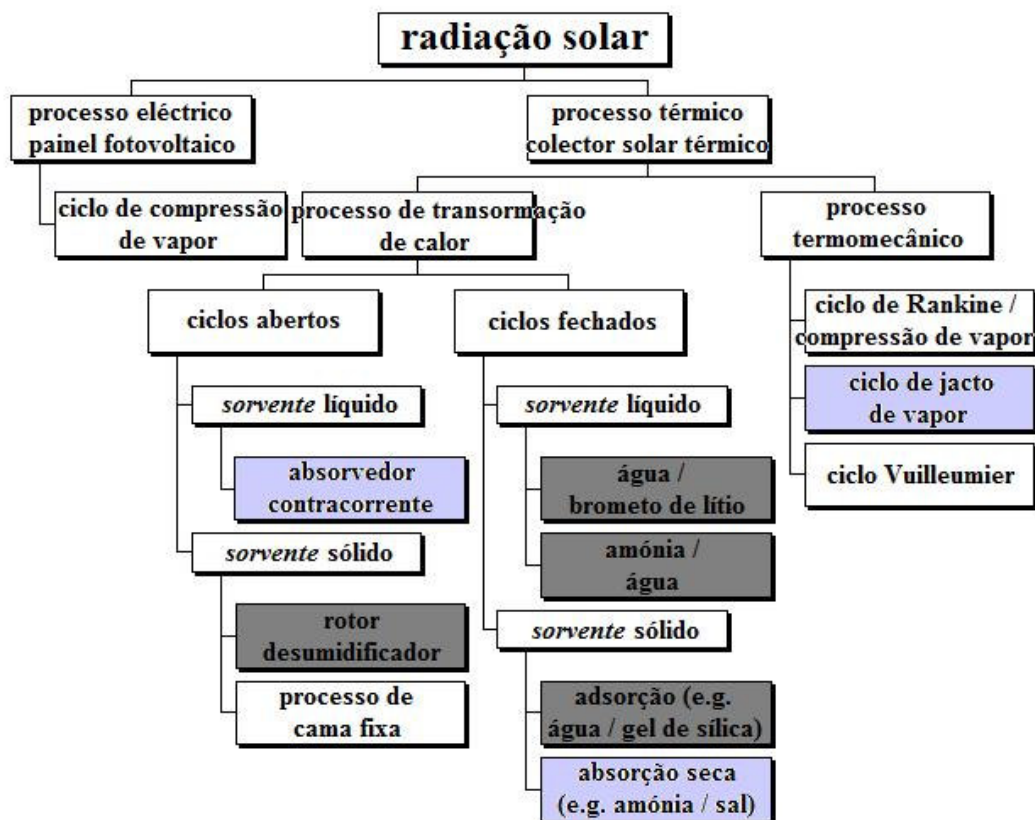


Fig. 1.4: Esquema representativo das várias possibilidades de processos de arrefecimento solar (adaptado de [2]).

Uma das formas de arrefecer um espaço é através do arrefecimento evaporativo, que consiste em pulverizar o ar com gotículas de água, de forma a que estas pequenas gotas retirem calor do ar para passarem ao estado gasoso. Como consequência, o ar fica mais húmido, mas também mais frio. Uma maneira de melhorar a eficiência deste processo é através da desumidificação prévia do ar através de um agente dessecante, i.e., um material higroscópico. Podem ser usados materiais líquidos ou sólidos, sendo que o sistema mais utilizado consiste num rotor dessecante que contém gel de sílica ou cloreto de lítio. Este ciclo aberto de refrigeração ilustra-se esquematicamente na Fig. 1.5. Também é possível observar na figura as alterações das propriedades do ar (nomeadamente a temperatura e a humidade absoluta) ao longo do processo.

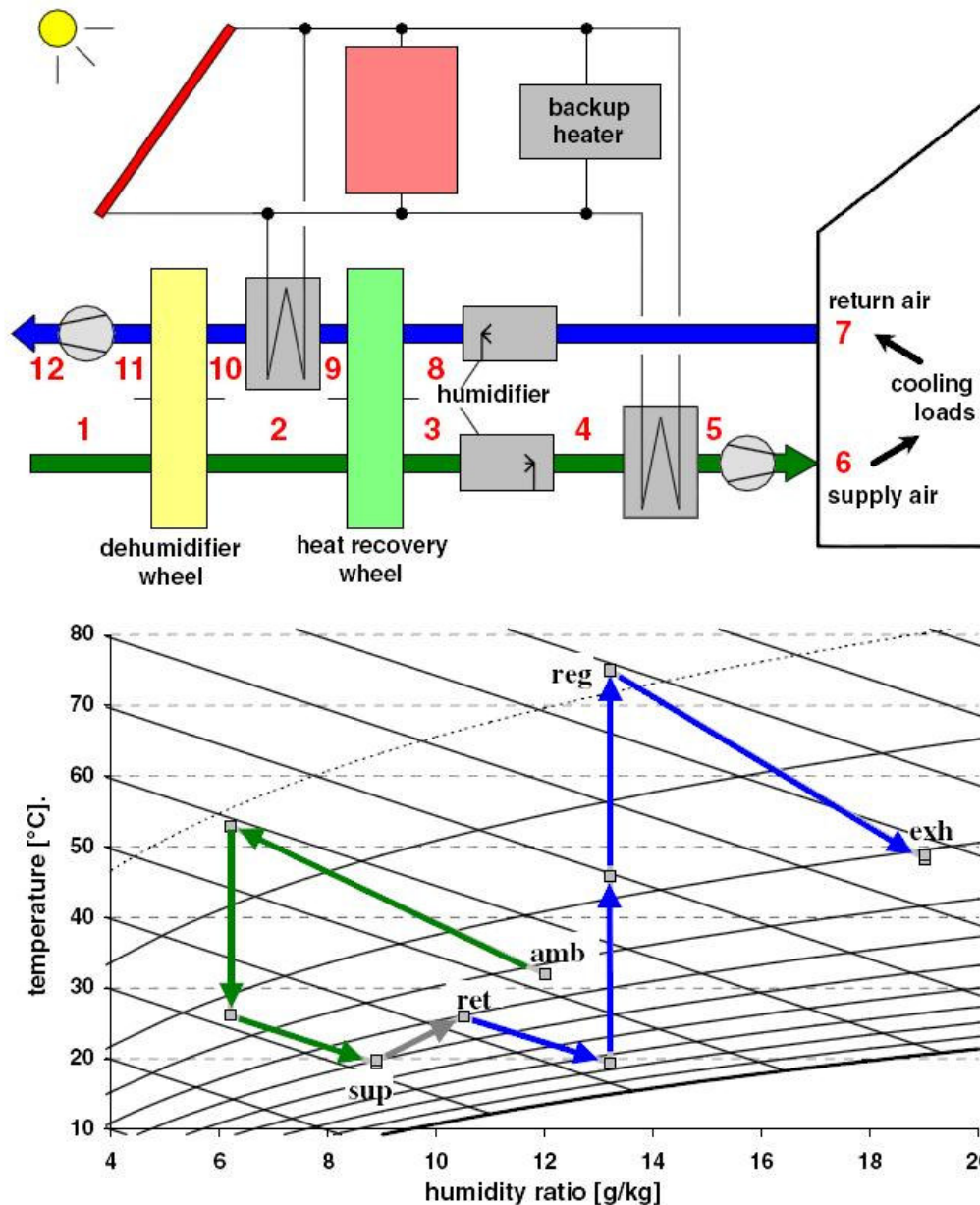


Fig. 1.5: Ciclo de refrigeração por dessecação convencional, usando um rotor desumidificador com a energia solar térmica como fonte de calor (em cima); alterações das propriedades do ar ao longo do processo (em baixo) [2].

Desde a sua entrada no sistema de arrefecimento, passando pelo interior do edifício, até à sua rejeição para o ambiente exterior, o ar passa pelas seguintes etapas:

- 1 → 2: desumidificação do ar fornecido; nesta fase o ar é ligeiramente aquecido no rotor desumidificador;
- 2 → 3: pré-arrefecimento do ar fornecido num permutador de calor ar-ar, aproveitando a mais baixa temperatura do ar extraído do edifício;

3 → 4: arrefecimento evaporativo do ar fornecido até à humidade pretendida, através de um humidificador;

4 → 5: a serpentina de aquecimento é usada apenas durante a época de aquecimento para aquecer o ar fornecido;

5 → 6: a temperatura do ar fornecido aumenta ligeiramente, devido ao ventilador;

6 → 7: dá-se um aumento da temperatura e da humidade do ar fornecido, devido às cargas internas do edifício;

7 → 8: o ar extraído do edifício é arrefecido através do arrefecimento evaporativo até perto da saturação;

8 → 9: pré-aquecimento do ar extraído num permutador de calor ar-ar, aproveitando a mais alta temperatura do ar fornecido ao edifício;

9 → 10: o calor de regeneração pode ser fornecido, por exemplo, por um sistema de colectores solares térmicos;

10 → 11: a água infiltrada nos poros do material dessecante do rotor desumidificador é removida através do ar quente que o atravessa;

11 → 12: o ar extraído é rejeitado para o ambiente através de um ventilador.

Henning (2007) [2] apresenta outras configurações possíveis deste sistema base, acrescentando numa das configurações um rotor que permite transferências de calor sensível e humidade para aumentar a eficiência do pré-arrefecimento e da pré-desumidificação do ar fornecido e acrescentando noutra configuração duas serpentinas de arrefecimento alimentadas com água fria proveniente de um *chiller* convencional ou até mesmo de um rio, permitindo que o ar ambiente seja pré-arrefecido e pré-desumidificado antes de entrar no rotor desumidificador. Estas variações da configuração convencional revelam-se mais ou menos vantajosas consoante o tipo de clima em que o sistema se insere, nomeadamente os níveis de temperatura e humidade característicos dessa zona.

Ainda dentro da área do arrefecimento evaporativo com dessecação, Davies (2005) [5] fez a análise de um sistema de arrefecimento com dessecação líquida e regeneração solar para o arrefecimento evaporativo de estufas agrícolas localizadas em países quentes. A dessecação líquida permite uma maior desumidificação do ar, dentro do mesmo intervalo de temperaturas, comparada com a dessecação sólida. Neste estudo considerou-se que a estufa se situava na região do Golfo Pérsico, tendo sido utilizados os dados meteorológicos de Abu Dhabi. O objectivo era tentar alargar as épocas de crescimento das culturas produzidas na estufa. Como se observa na Fig. 1.6, o sistema consiste numa primeira placa de dessecação porosa à entrada da estufa onde é feita a desumidificação prévia do ar, através da solução dessecante que absorve parte da humidade nele existente; de seguida é feito o arrefecimento evaporativo do ar, pulverizando-o com água; posteriormente o ar atravessa a estufa e, antes de ser extraído pelo ventilador, atravessa outra placa de evaporação, com a finalidade de a arrefecer. A placa de dessecação tem de ser arrefecida, pois o processo de remoção de

humidade do ar de entrada liberta calor (calor latente de condensação e calor de diluição do dessecante). Para remover este calor utilizam-se serpentinas com água fria proveniente precisamente da última placa de evaporação, situada à saída da estufa. A solução dessecante necessita de ser regenerada para manter as suas propriedades. Para tal, é necessário fornecer calor à solução, fazendo com que alguma da água evapore e mantendo a concentração de sal na solução. Neste sistema, o regenerador é aquecido pela radiação solar e está situado no topo da estufa, promovendo algum sombreamento, o que ajuda no arrefecimento da mesma.

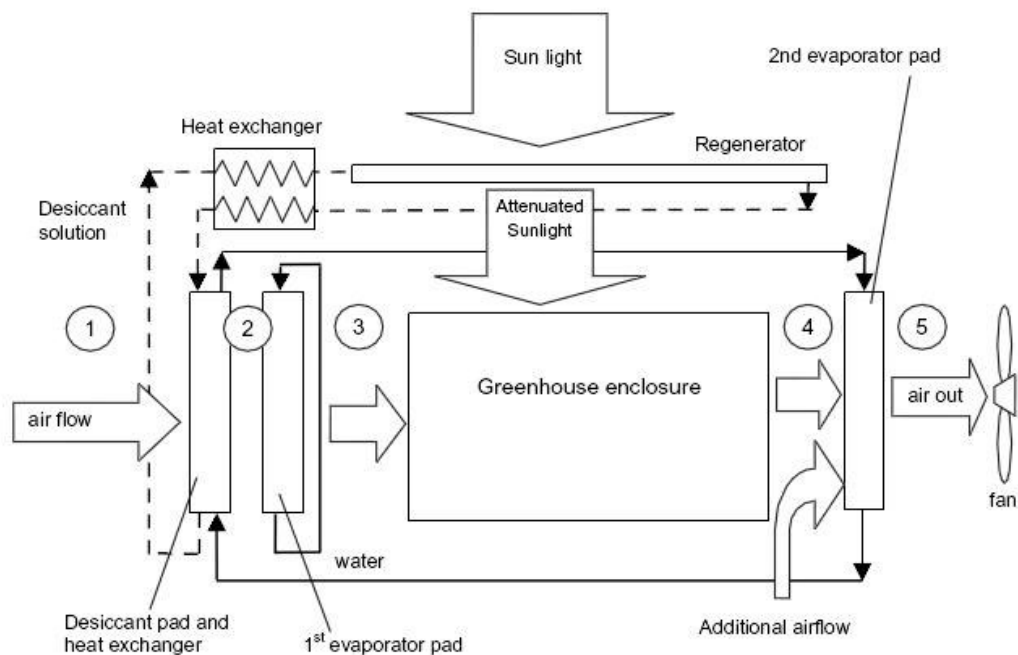


Fig. 1.6: Esquema de um sistema de arrefecimento evaporativo de uma estufa com dessecação do ar de entrada [5].

Com este sistema conseguiu-se alargar consideravelmente as épocas de crescimento das culturas, que são fortemente condicionadas pela temperatura no interior da estufa, alcançando-se uma redução de 5 °C na temperatura interior relativamente aos sistemas convencionais de arrefecimento evaporativo. Ainda que os custos associados a este sistema sejam elevados, conseguem ser inferiores aos dos sistemas de climatização das estufas do Norte da Europa, que necessitam de aquecimento e iluminação artificial, incorrendo em grandes custos económicos e energéticos.

Passando agora aos processos de arrefecimento solar em ciclo fechado, existem duas tecnologias predominantes: a adsorção e a absorção. Começando pela primeira, os *chillers* de adsorção são equipamentos que funcionam com *sorventes* sólidos e trabalham geralmente numa gama de temperaturas entre 60 e 95 °C. Um parâmetro importante para avaliar o desempenho dos equipamentos de arrefecimento é o coeficiente de desempenho (em inglês,

coefficient of performance, COP) que, neste caso concreto, é dado pelo quociente entre o calor transferido no evaporador e o calor necessário para a regeneração (normalmente, o consumo de energia eléctrica é desprezado). O COP dos *chillers* de adsorção pode variar entre 0,3 e 0,7 [6]. A adsorção é um processo de adesão reversível, do qual resulta a acumulação de um fluido na superfície de um corpo sólido, tipicamente uma superfície constituída por um material poroso. Quando as moléculas da substância são fixadas à superfície sólida libertam energia - a adsorção é, portanto, um processo exotérmico. A diferença entre a adsorção e a absorção reside no facto de, neste último processo, o fluido se misturar com o absorvente para formar uma solução. Além de serem porosos, os materiais adsorventes são insolúveis em água e têm grandes áreas de superfície por unidade de massa, onde conseguem atrair água ou outras moléculas.

Geralmente, os *chillers* de adsorção utilizam água como refrigerante (ou fluido frigorigénio) e um gel de sílica como adsorvente. Os *chillers* de adsorção com gel de sílica podem funcionar com temperaturas inferiores a 80 °C, o que os torna mais interessantes do que os *chillers* de absorção em aplicações onde fonte de calor é de baixa temperatura, como é o caso dos sistemas solares térmicos. Para obter uma grande capacidade de adsorção é necessário ter disponível uma grande superfície de adsorvente. Assim, a dimensão dos micro-poros determina a capacidade de adsorção do adsorvente. Os *chillers* de adsorção apresentam uma eficiência superior aos *chillers* de absorção para a gama de temperaturas entre 70 e 85 °C, mas estes últimos têm uma eficiência superior para temperaturas mais elevadas, entre 95 e 150 °C [7]. Neste caso, é possível usar um *chiller* de adsorção em série com um *chiller* de absorção para aproveitar mais calor da água quente. Os *chillers* de adsorção podem também ser usados com um *chiller* de compressão convencional, aumentando a capacidade de arrefecimento sem gastos de energia suplementar significativos.

Em termos funcionais, um *chiller* de adsorção consiste em duas câmaras de *sorção* separadas, um evaporador e um condensador (Fig. 1.7). Cada câmara contém o adsorvente e um permutador de calor. Ao contrário dos *chillers* de absorção, o adsorvente (no estado sólido) não pode circular pelo sistema, pelo que os *chillers* de adsorção funcionam descontinuamente. Durante o processo de adsorção é libertado calor de condensação; durante o processo inverso, a *dessorção* (em inglês, *desorption*), é necessário fornecer calor para a evaporação.

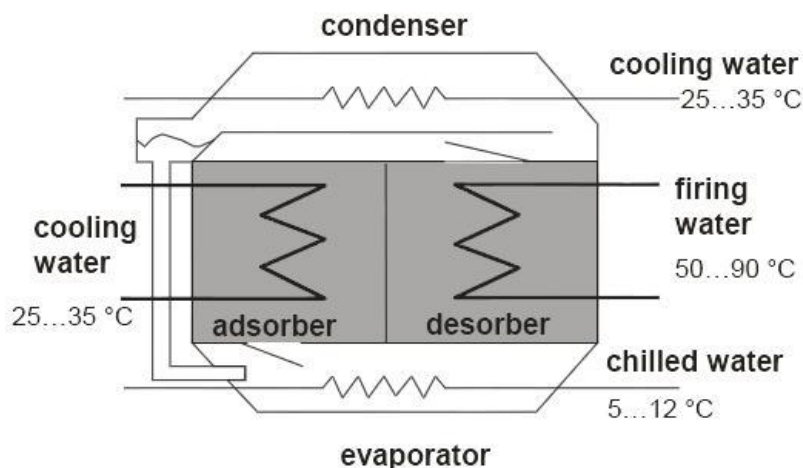


Fig. 1.7: Esquema do interior de um *chiller* de adsorção [6].

Os *chillers* de adsorção mais comuns são os que usam como fluidos de trabalho o par água/gel de sílica. Neste caso, a água é o fluido frigorígeno. Encontrando-se praticamente em vácuo, a água evapora à temperatura do ambiente interior, extraíndo calor desse ambiente e fazendo, conseqüentemente, com que a temperatura do espaço que se pretende arrefecer diminua. Ao contrário dos sistemas em ciclo aberto, o vapor de água não é libertado para o ambiente exterior, mas sim re-condensado no interior do *chiller*. A condensação directa do vapor de água é termodinamicamente impossível, dado que a sua temperatura é inclusivamente mais baixa do que a temperatura no condensador. Como tal, primeiro a água é adsorvida pelo gel de sílica, usado como adsorvente. Como o processo da adsorção é exotérmico, existe libertação de calor de condensação, pelo que é necessário que este calor seja dissipado através da água de arrefecimento, pois o máximo grau de adsorção depende da temperatura do adsorvente e da pressão no interior da câmara de adsorção - quanto maior for a temperatura do adsorvente, menor será a massa de água adsorvida por unidade de massa de adsorvente. Por outras palavras, com temperaturas elevadas do adsorvente, o nível de saturação é atingido mais facilmente, o que faz com que seja adsorvido menos vapor de água. Com o calor fornecido pela água quente, o vapor de água adsorvido pelo gel de sílica é *desorvido* (i.e., libertado) novamente e o gel de sílica é, desta forma, regenerado. O vapor de água *desorvido* já pode ser condensado directamente no condensador, uma vez que a temperatura resultante na câmara de *desorção* é superior à temperatura no condensador. A energia solar pode, portanto, ser usada para a regeneração do adsorvente: a regeneração é conseguida fazendo passar tubos de água quente (proveniente de um sistema solar térmico) ao longo da câmara de *desorção*.

As capacidades de arrefecimento mais comuns dos *chillers* de adsorção variam entre 70 e 400 kW. O processo da adsorção é possível graças a alguns factores muito importantes, nomeadamente:

- o gel de sílica tem a capacidade de reter facilmente a água sem sofrer alterações estruturais nem expandir o seu volume;
- o gel de sílica consegue libertar facilmente a água adsorvida através de um aumento da temperatura - este processo é reversível e pode ser repetido indefinidamente;
- a evaporação depende da temperatura e da pressão: à pressão atmosférica, a água evapora aos 100 °C, mas, se a pressão diminuir, a temperatura de evaporação também diminui;
- na presença de vácuo (ou perto disso), a água evapora a temperaturas relativamente baixas - no caso de um *chiller* de adsorção, pressões entre 13 e 26 mbar são suficientes;
- se se pulverizar ou injectar água num recipiente sob vácuo, ela evapora espontaneamente e extrai a energia de que necessita para evaporar do ambiente envolvente.

Actualmente, os *chillers* de adsorção ainda não estão muito difundidos, sendo produzidos por construtores asiáticos. Estes *chillers* podem utilizar-se mesmo com fontes de calor de baixa temperatura (55 °C), atingindo um COP de 0,5 a 0,6. Como tal, podem ser utilizados em aplicações com sistemas solares térmicos ou sistemas de cogeração de baixa temperatura. O consumo de energia eléctrica ronda apenas 6 % da capacidade do *chiller*. A sua manutenção é muito reduzida, pois os *chillers* de adsorção praticamente não têm peças móveis (apenas as bombas). O custo da manutenção de um *chiller* de adsorção representa apenas cerca de um décimo do que é necessário para um *chiller* de compressão convencional. Outra das vantagens dos *chillers* de adsorção, particularmente dos que usam gel de sílica, é o facto de não apresentarem riscos para o ambiente, pois este gel é quimicamente neutro (SiO₂). Um dos inconvenientes destes equipamentos reside no seu volume e peso relativamente elevados. Porém, como todas as novas tecnologias, a grande desvantagem dos *chillers* de adsorção reside no seu elevado custo. A título de exemplo, o preço de um *chiller* de adsorção com gel de sílica ronda os 500 €/kW [7].

Como já foi referido, além da adsorção existe outra tecnologia bastante promissora no mercado do arrefecimento solar: a absorção. À semelhança da anterior, esta tecnologia permite produzir “água gelada” a partir de uma fonte de calor. Contudo, o processo utilizado para o conseguir é diferente. Como o próprio nome indica, num *chiller* de adsorção o fluido frigorígeno é adsorvido e libertado repetidamente pelo adsorvente. Analogamente, num *chiller* de absorção o fluido frigorígeno é absorvido e libertado repetidamente pelo absorvente, mas neste processo o absorvente (que se encontra no estado líquido) mistura-se com o fluido frigorígeno e forma-se uma solução.

Estes sistemas estão divididos em dois níveis de pressão distintos. No andar de baixa pressão, um absorvente absorve o fluido frigorígeno no estado gasoso, libertando-o novamente no

andar de alta pressão. As combinações de fluidos mais comuns são brometo de lítio - água (LiBr-H₂O), onde o brometo de lítio é o absorvente e a água é o fluido refrigerante, e água - amônia (H₂O-NH₃), onde a água é o absorvente e a amônia é o fluido refrigerante. Como se observa na Fig. 1.8, existem basicamente quatro zonas principais de troca de calor e um permutador de calor auxiliar que serve para aumentar a eficiência do processo. No interior do absorvedor, o fluido refrigerante é dissolvido no absorvente, formando uma “solução forte” (designa-se assim porque a concentração do fluido refrigerante é elevada) que é bombeada para o andar de alta pressão, concretamente para o gerador. Ao fornecer calor ao gerador, o fluido refrigerante (que tem um ponto de ebulição mais baixo do que o absorvente) é separado do absorvente, passando ao estado gasoso. Desta forma, consegue-se comprimir o fluido refrigerante sem necessidade de grandes quantidades de energia mecânica, ao invés do que acontece com um sistema de arrefecimento por compressão de vapor. A “solução fraca” (solução com muito baixa concentração de fluido refrigerante) regressa ao absorvedor, onde volta a absorver o fluido refrigerante num novo ciclo de absorção. O funcionamento dos restantes componentes do sistema é semelhante ao de um sistema convencional de compressão de vapor e será explicado com maior detalhe no Capítulo 2.

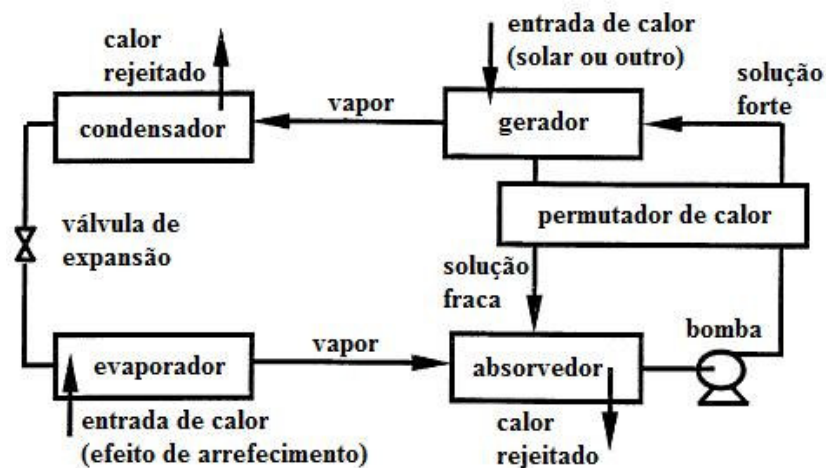


Fig. 1.8: Princípio de funcionamento de um *chiller* de absorção de simples efeito (adaptado de [8]).

A utilização do ciclo de refrigeração por absorção remonta ao século XVIII. Sabia-se que era possível produzir gelo através da evaporação de água pura a partir de um recipiente ligado a outro com ácido sulfúrico. Como o ácido absorvia vapor de água, provocando uma redução da temperatura, formavam-se camadas de gelo na superfície da água [9].

Em 1859, Ferdinand Carré desenvolveu e patenteou a primeira máquina de absorção, que usava o par água - amônia como fluido de trabalho. Este equipamento foi produzido na Europa e nos EUA e, em 1876, já tinham sido vendidos mais de 600 sistemas de absorção nos EUA, que eram usados principalmente para a produção de gelo. Durante o final do século XIX e

princípio do século XX foram testadas diversas combinações de fluidos de trabalho nas máquinas de absorção, sendo que os sistemas com o par brometo de lítio - água só começaram a ser usados a partir de 1940. Ao longo dos anos 60, tanto os *chillers* de absorção como os *chillers* eléctricos competiam pelo domínio do sector do arrefecimento de edifícios em grande escala. Porém, com a subida dos preços dos combustíveis fósseis nos anos 70, os *chillers* de absorção tornaram-se mais dispendiosos. Nos anos 80, com o aparecimento dos *chillers* de absorção de duplo efeito, mais eficientes, e com a redução dos preços do petróleo e do gás, os sistemas de absorção voltaram a ser uma opção competitiva para o arrefecimento de edifícios [10].

Ao longo dos tempos, muitos investigadores foram desenvolvendo sistemas de refrigeração por absorção alimentados a energia solar térmica. Foram construídos protótipos e desenvolveram-se códigos computacionais para simular os sistemas. Alguns desses modelos são apresentados de seguida.

Hammad e Audi (1992) [11] descreveram o desempenho de um ciclo de refrigeração por absorção, sem reservatório, alimentado a energia solar. Os resultados basearam-se na operação da instalação experimental quando a energia solar era suficiente para alimentar o gerador. Na prática, isto significa que funcionava durante 4 a 5 horas por dia durante os meses de Agosto e Setembro, em Amã, Jordânia. O COP ideal máximo calculado para o sistema foi de 1,6, ao passo que o COP real máximo foi de 0,55.

Haim *et al.* (1992) [12] simularam e analisaram dois sistemas de arrefecimento solar por absorção em ciclo aberto. Ambos os sistemas continham um absorvedor e um evaporador fechados, como nos *chillers* de absorção convencionais de simples efeito. O regenerador, usado para voltar a aumentar a concentração da solução absorvente através da energia solar, é a parte aberta do ciclo. Um dos sistemas em estudo usou regeneração directa num colector regenerador, expondo a solução simultaneamente ao sol e a uma corrente de ar. O outro sistema usou regeneração indirecta, fazendo a solução entrar em contacto com ar aquecido num colector plano. A análise foi realizada através de um código computacional desenvolvido para simular sistemas de absorção com configurações variáveis (ciclo aberto e ciclo fechado) e com fluidos de trabalho diferentes. Os resultados indicaram que o sistema de regeneração directa apresenta um desempenho superior ao de regeneração indirecta.

Hawlader *et al.* (1993) [13] desenvolveram um sistema de refrigeração por absorção com brometo de lítio, alimentado a energia solar, usando uma unidade de colector/regenerador com 11x11 m. Desenvolveram ainda um modelo computacional, que depois validaram com valores experimentais concordantes com os do modelo. Os resultados experimentais revelaram uma eficiência de regeneração entre 38 e 67 % e as correspondentes capacidades de refrigeração entre 31 e 72 kW.

Ameel *et al.* (1995) [14] fizeram previsões do desempenho de absorventes alternativos de baixo custo para absorção em ciclo aberto. Dos absorventes estudados, o absorvente mais promissor foi uma mistura composta por duas partes de cloreto de lítio e uma parte de cloreto de zinco. As capacidades estimadas por unidade de área de absorção foram 50 a 70 % inferiores às do brometo de lítio. Contudo, estimou-se que o custo do brometo de lítio para um sistema capaz de arrefecer uma área residencial de 190 m² seja oito vezes superior ao da mistura de cloreto de lítio/cloreto de zinco.

Ghaddar *et al.* (1997) [15] fizeram a modelação e simulação de um sistema de absorção solar com brometo de lítio para uma pequena aplicação residencial em Beirute, Líbano. Os resultados indicaram que, por cada “tonelada de refrigeração”,¹ é necessário ter uma área mínima de colectores de 23,3 m² com uma capacidade de acumulação de água entre 1000 e 1500 l, para que o sistema funcione unicamente com energia solar durante cerca de 7 horas por dia. A fracção solar mensal da energia total usada no arrefecimento é determinada como uma função da área de colectores solares e da capacidade do depósito acumulador. A análise económica efectuada permitiu verificar que o sistema de arrefecimento solar é minimamente competitivo se for combinado com a produção de AQS.

Hammad e Zurigat (1998) [16] descreveram o desempenho de uma unidade de arrefecimento por absorção alimentada a energia solar com uma capacidade de 1,5 toneladas de refrigeração. A unidade funcionava com um sistema com 14 m² de colectores solares planos e cinco permutadores de calor: o evaporador, o absorvedor, o permutador de calor entre as soluções, o gerador e o condensador. A unidade foi testada na Jordânia em Abril e Maio (o início da época de arrefecimento neste país). O valor máximo obtido para o COP real foi 0,85.

Bula *et al.* [17] realizaram uma simulação termodinâmica de um ciclo de refrigeração por absorção solar, sendo os fluidos de trabalho água e amónia. Esta simulação teve como objectivo estudar o efeito da temperatura do gerador do *chiller* de absorção e da eficiência do permutador de calor no coeficiente de desempenho. Concluiu-se que a eficiência do permutador de calor é um factor que deve ser tido em conta quando se selecciona a temperatura óptima de funcionamento do gerador. A eficiência do permutador de calor determina a temperatura máxima a que o gerador deve funcionar, de modo a maximizar o COP do sistema. Para uma eficiência constante do permutador de calor, existe uma temperatura ideal a ser usada no gerador do *chiller*, sendo que uma temperatura acima desse valor irá diminuir o valor do COP do sistema.

¹ Uma “tonelada de refrigeração” é a quantidade de calor extraída por um equipamento de refrigeração que derreteria uma tonelada de gelo a 0 °C em 24 horas, transformando-o em água à mesma temperatura. 1 ton = 3,517 kW.

Arun *et al.* (2001) [18] estudaram o desempenho de um sistema de arrefecimento por absorção de duplo efeito com brometo de lítio. Os resultados mostraram que o sistema de duplo efeito contribui para melhorar o desempenho do ciclo de arrefecimento e permite fazer uso das fontes de calor de alta temperatura, coisa que os ciclos de simples efeito não conseguem aproveitar. O artigo faz ainda uma comparação entre os sistemas de duplo efeito com fluxo em série e em paralelo e revela que o COP é superior para os sistemas com fluxo em paralelo. Comparado ao sistema com fluxo em série, o COP do sistema com fluxo em paralelo revelou-se mais sensível à variação da temperatura no evaporador e menos sensível à variação da temperatura no condensador e no absorvedor.

Talbi e Agnew (2002) [19] simularam um ciclo combinado diesel-absorção, utilizando o calor proveniente dos gases da combustão num sistema de arrefecimento por absorção de simples efeito, prevendo um COP de cerca de 0,8. Neste estudo, o efeito de arrefecimento foi utilizado para melhorar o desempenho do turbocompressor de um motor diesel, aumentando a eficiência do motor e, conseqüentemente, reduzindo o consumo de combustível.

Glebov e Setterwall (2002) [20] desenvolveram um estudo sobre a influência do aditivo para transferência de calor 2-metil-1-pentanol no desempenho de um *chiller* de absorção. Foram realizadas dois ensaios experimentais, num dos quais o aditivo foi injectado na solução de LiBr-H₂O. A capacidade de arrefecimento aumentou em 20 %. No outro ensaio experimental, o aditivo foi injectado no fluido frigorígeno e a capacidade de arrefecimento aumentou em 32 %, o que é consideravelmente melhor. Este novo aditivo tem sido usado para aumentar a capacidade de *chillers* de absorção comerciais. A capacidade tem sido aumentada em 30 a 35 %, o que está de acordo com os dados experimentais.

Martínez e Pinazo (2002) [21] desenvolveram um método estatístico que foi utilizado com a finalidade de melhorar o projecto de um *chiller* de absorção de simples efeito com brometo de lítio. Foram feitas várias análises em projectos experimentais para avaliar o efeito da variação da área dos permutadores de calor no desempenho de um *chiller* de absorção. As conclusões obtidas por este estudo permitiram uma redistribuição da transferência total de calor entre os permutadores de calor, o que conduz a um aumento do COP em quase 10 %, sem variar a capacidade nominal do sistema nem a área total de transferência de calor.

Florides *et al.* (2002) [8] modelaram e simularam um sistema de arrefecimento solar, utilizando um *chiller* de absorção com o par LiBr-H₂O alimentado a energia solar térmica. O sistema foi modelado através do código de simulação computacional TRNSYS e foram considerados os dados referentes às condições meteorológicas de Nicósia, Chipre. Inicialmente foi feita uma optimização do sistema, escolhendo os valores óptimos para o ângulo e área dos colectores, o tipo de colectores, a temperatura do termóstato da caldeira e a capacidade do depósito de acumulação. Posteriormente, a análise económica permitiu verificar que, para um ciclo de vida útil, se conseguem poupanças económicas significativas,

tendo em conta a tendência da evolução dos preços dos combustíveis. À data do artigo, os preços dos combustíveis ainda não permitiam que o sistema em questão fosse economicamente viável.

Park *et al.* (2004) [22] analisaram o desempenho característico de um *chiller* de absorção com uma capacidade de 210 toneladas de refrigeração (cerca de 740 kW) em operação com carga parcial e calcularam o consumo médio de energia. Foi avaliado o efeito da variação do caudal e da temperatura da água de arrefecimento do absorvedor e do condensador no desempenho do *chiller* e na economia de energia. Concluiu-se que o desempenho de um *chiller* de absorção é mais sensível às mudanças de temperatura do que à variação do caudal da água de arrefecimento do absorvedor e do condensador.

Argiriou *et al.* (2005) [23] fizeram a simulação numérica e análise do desempenho de um sistema de arrefecimento por absorção acoplado a um sistema de piso radiante para aquecimento/arrefecimento. Foi utilizado um *chiller* de absorção de simples efeito de baixa capacidade (10 kW) com brometo de lítio, tendo como fonte de calor um sistema de colectores solares térmicos planos. As simulações foram realizadas através do *software* TRNSYS, tendo sido consideradas três condições climáticas distintas: Atenas (Grécia), Limoges (França) e Wurtzburgo (Alemanha). As poupanças energéticas observadas face a um sistema de arrefecimento convencional por compressão de vapor são de 20 a 27 %. Não existe uma única solução para cada uma das três localidades. A escolha do sistema depende de vários parâmetros, descritos no artigo, nomeadamente o custo do investimento, a fracção solar desejável, entre outros... Este sistema possui a vantagem de conseguir fornecer aquecimento durante o Inverno e AQS, o que o torna mais viável em termos económicos.

Henning (2007) [2], na sua revisão sobre os sistemas de ar condicionado de edifícios alimentados a energia solar, insiste no facto de os sistemas de arrefecimento solar deverem também aproveitar a energia solar térmica para outros fins, nomeadamente a produção de AQS e aquecimento, a fim de maximizar a viabilidade económica. Defende que os novos desenvolvimentos nos *chillers* de baixa capacidade podem abrir novos segmentos de mercado. Um bom exemplo é o caso dos sistemas solares térmicos que fornecem AQS e aquecimento, que no Verão não conseguem explorar a totalidade da energia solar térmica que têm à disposição (pois a área dos colectores é demasiado grande para a produção de AQS apenas). Desta forma, a utilização de um *chiller* de absorção de baixa capacidade poder-se-ia ajustar ao sistema, aproveitando ao máximo a energia solar captada e aumentando o conforto térmico dentro do edifício. O autor afirma ainda que a experiência aponta para que estes sistemas de arrefecimento solar tenham uma configuração tão simples quanto possível. É preferível um desenho hidráulico simples e uma estratégia de controlo compreensível e transparente, reduzindo o risco de erros e avarias. Recomenda-se a monitorização das condições de funcionamento e desempenho através da Internet ou de redes de

telecomunicações para identificar rapidamente possíveis falhas ou avarias de componentes do sistema.

Sayegh (2007) [24] analisou o comportamento dos coeficientes e parâmetros térmicos num sistema de arrefecimento por absorção alimentado a energia solar, com um depósito de acumulação, um sistema de aquecimento auxiliar e colectores solares planos, para as condições climáticas de Aleppo, Síria. Os dados obtidos através da simulação computacional foram comparados com os resultados práticos e houve uma boa concordância entre eles. Concluiu-se que a intensidade da radiação solar em Aleppo é suficiente para satisfazer as necessidades de arrefecimento, conseguindo atingir-se valores para a fracção solar de até 80 %. Estas conclusões podem ser extrapoladas para regiões com condições climáticas semelhantes.

Lecuona *et al.* (2009) [25] determinaram a temperatura da água quente que maximiza a eficiência de um sistema de arrefecimento solar com um *chiller* de absorção de simples efeito utilizando o par LiBr-H₂O. O artigo apresenta uma equação explícita para a temperatura ideal para a geração de vapor em função das temperaturas exteriores do *chiller*. Para maximizar a eficiência do sistema é necessário controlar o caudal da água quente, pelo que foram também analisadas as variações de caudais para sistemas com e sem depósito acumulador.

Agyenim *et al.* (2010) [26] desenvolveram um sistema de arrefecimento solar experimental à escala doméstica e testaram-no durante os meses de Verão e Outono de 2007 na Universidade de Cardiff, no Reino Unido. O sistema consistia em 12 m² de colectores solares de tubos de vácuo, um *chiller* de absorção de LiBr-H₂O com uma capacidade de 4,5 kW, um depósito acumulador de água fria de 1000 l e um ventilador-convetor de 6 kW. O COP médio do sistema foi de 0,58. Os resultados experimentais provam a viabilidade do novo conceito do depósito acumulador de água fria a esta escala, conseguindo temperaturas da água gelada bastante baixas (até 7,4 °C).

Sendo esta tecnologia uma tecnologia emergente, há cada vez mais instalações deste tipo espalhadas pelo mundo industrializado. As caves de vinho e garrafeiras são edifícios que se adaptam bem aos sistemas de arrefecimento solar, pois possuem uma grande inércia térmica. Normalmente, a dimensão do sistema de arrefecimento solar é condicionada pelo perfil das cargas térmicas, que é fortemente dependente das condições climáticas e da arquitectura do edifício. A Fig. 1.9 ilustra um dos primeiros sistemas de arrefecimento solar com *chiller* de absorção a ser utilizados numa garrafeira. Está situado em Banyuls, no Sul de França, e possui uma área de captação solar de 130 m² de colectores solares de tubos de vácuo. O *chiller* de absorção utilizado tem uma capacidade de arrefecimento de 52 kW. Esta instalação não tem nenhum sistema auxiliar, funciona autonomamente e sem depósito de acumulação. É um dos sistemas mais antigos, tendo funcionado durante mais de 13 anos sem quaisquer problemas. O impacto em termos de *marketing* da instalação nesta garrafeira foi muito importante, uma

vez que os proprietários beneficiaram de numerosas entrevistas e reportagens televisivas desde 1991 [27].

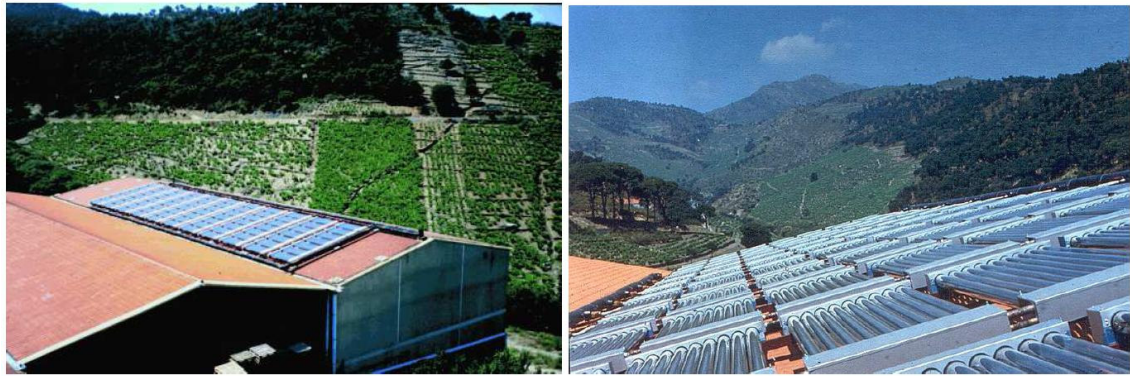


Fig. 1.9: Sistema de arrefecimento solar numa garrafeira em Banyuls, no Sul de França [27].

Entre muitos outros exemplos que poderiam ser dados, refira-se o caso de uma empresa em Portugal: a Vajra. Esta empresa, do ramo do aquecimento e dietética, tem no edifício da sua sede, em Loulé, um sistema de climatização com apoio solar responsável por climatizar a zona de escritórios e um armazém de produtos dietéticos, totalizando uma área de 670 m². Este sistema (Fig. 1.10) utiliza um *chiller* de absorção de LiBr-H₂O da Yazaki, com uma capacidade de 36,2 kW, a fonte de calor é um sistema solar térmico com 56 colectores planos, possui uma caldeira auxiliar a gasóleo com uma capacidade calorífica de 40,7 kW, um depósito acumulador de 12000 l e uma torre de arrefecimento em circuito aberto, com uma capacidade de 88 kW. O sistema de distribuição do ar é composto por 22 ventilo-convectores embutidos no tecto falso, alimentados por uma rede a dois tubos. Este sistema encontra-se em funcionamento desde Outubro de 2005 e tem apresentado fracções solares na época de aquecimento da ordem dos 80 %, na época de arrefecimento da ordem dos 51 % e uma fracção solar anual de 63 % [28].



(a)



(b)



(c)



(d)

Fig. 1.10: Sistema de climatização com apoio solar do edifício da sede da Vajra. Colectores solares térmicos (a); vista geral da instalação (b); torre de arrefecimento (c); caldeira (d) [28].

1.4. Organização do texto

O texto deste trabalho está organizado em seis capítulos. Os capítulos seguintes estão organizados sequencialmente, partindo de uma abordagem mais teórica e explicativa do problema e da tecnologia utilizada para uma componente mais prática no que diz respeito à simulação computacional e respectiva análise.

No Capítulo 2 é feita uma descrição da tecnologia dos *chillers* de absorção, aborda-se um pouco da sua história e as suas vantagens e desvantagens. Explica-se o seu princípio de funcionamento e a função de cada um dos seus componentes constituintes. É também abordada a eficiência deste tipo de *chillers*, avaliada através do seu coeficiente de desempenho e, a finalizar o capítulo, é feita uma alusão às novas tecnologias dos *chillers* de absorção: os *chillers* de duplo e de triplo efeito.

O Capítulo 3 incide sobre o programa de simulação computacional que é usado neste trabalho: o EnergyPlus. Neste capítulo é apresentado o programa, são descritos o seu funcionamento e as suas funcionalidades e, em particular, aquelas que são utilizadas no decorrer deste trabalho.

O Capítulo 4 trata dos dois sistemas de arrefecimento estudados ao longo deste trabalho. Aqui é feita a apresentação dos dois sistemas, identificando os principais componentes de cada um, e é explicado o funcionamento de ambos, com especial enfoque para o sistema de arrefecimento solar.

O Capítulo 5 é o âmago desta dissertação. É neste capítulo que são apresentados e analisados os resultados obtidos através das simulações computacionais no EnergyPlus. Inicialmente, é observado o efeito da radiação solar incidente na garrafeira, simulando o edifício sem qualquer sistema de arrefecimento. De seguida, é analisada a simulação da garrafeira com um sistema de arrefecimento ideal, permitindo desta forma determinar as necessidades energéticas para o seu arrefecimento. Posteriormente, apresentam-se e analisam-se os resultados das simulações do sistema de arrefecimento solar e do sistema de arrefecimento eléctrico convencional. Por fim, é feita uma análise económica simplificada aos dois sistemas, comparando-os de um ponto de vista económico a fim de concluir sobre a viabilidade do sistema estudado neste trabalho.

A finalizar esta dissertação, no Capítulo 6, surgem as conclusões e uma apreciação geral do trabalho, bem como algumas ideias e sugestões para futuros projectos relacionados com este tema. É interessante que este trabalho tenha continuidade, uma vez que é sempre possível melhorá-lo através, por exemplo, da optimização do sistema com base na configuração do sistema ou na escolha dos seus componentes constituintes.

Em anexo apresentam-se alguns dados técnicos de vários componentes, bem como uma versão expandida dos gráficos cuja leitura e interpretação é difícil ao longo do corpo do texto, devido ao detalhe elevado que apresentam para um espaço demasiado curto.

Capítulo 2

Chillers de Absorção

No Capítulo 1 já foi abordado o funcionamento básico de um *chiller* de absorção. Neste segundo capítulo é aprofundado um pouco mais este tema, dando especial enfoque ao *chiller* utilizado neste trabalho: um *chiller* de absorção de simples efeito com brometo de lítio, com uma capacidade de refrigeração de 17,6 kW, modelo WFC-SC5 da marca Yazaki.

2.1. Descrição

Os *chillers* são equipamentos que têm como função arrefecer um fluido que pode ser utilizado para arrefecer um espaço, através de um ciclo termodinâmico. Existem vários tipos de *chillers*:

- *chiller* de compressão ou eléctrico;
- *chiller* de adsorção;
- *chiller* de absorção.

Os *chillers* de compressão utilizam um compressor mecânico, usualmente accionado por um motor eléctrico, de forma a aumentar a pressão em determinada fase do ciclo termodinâmico do sistema. A desvantagem deste processo reside no seu consumo energético relativamente elevado.

O que distingue o funcionamento dos *chillers* de absorção dos *chillers* de compressão é o facto de os primeiros terem como princípio um “compressor termoquímico”. Os *chillers* de absorção permitem produzir água gelada a partir de uma fonte de calor, utilizando para tal uma solução de um sal (e.g. brometo de lítio) num processo termoquímico de absorção. Os *chillers* de absorção, por sua vez, subdividem-se em dois tipos:

- *chiller* de absorção de queima directa - nestes sistemas, o calor necessário ao processo é obtido queimando directamente um combustível, tipicamente o gás natural;
- *chiller* de absorção de queima indirecta - nestes sistemas, o calor necessário é fornecido na forma de vapor de baixa pressão, água quente ou de um processo de aproveitamento do calor rejeitado por outros sistemas existentes nas proximidades.

Os *chillers* de absorção são muitas vezes integrados em sistemas de cogeração, de forma a permitir o aproveitamento do calor que de outra forma seria desperdiçado. O *chiller* de absorção de queima indirecta que utiliza água quente como fonte de calor representa o tipo

de *chiller* mais apropriado para a integração com sistemas de micro-cogeração e de colectores solares térmicos, já que estes produzem água quente com temperaturas adequadas aos *chillers*. Existem essencialmente dois tipos distintos de *chillers* de absorção de queima indirecta:

- sistemas onde o absorvente é a água e o fluido frigorigénio é a amónia ($\text{H}_2\text{O}-\text{NH}_3$): estes sistemas representam um investimento relativamente elevado, sendo normalmente aplicados apenas em instalações de grande capacidade;
- sistemas onde o absorvente é o brometo de lítio e o fluido frigorigénio é a água ($\text{LiBr}-\text{H}_2\text{O}$): são os sistemas mais utilizados nos casos de integração com sistemas de micro-cogeração e de colectores solares térmicos, devido essencialmente a uma melhor relação entre o seu custo e a sua eficiência energética.

Os sistemas de $\text{H}_2\text{O}-\text{NH}_3$ são ligeiramente mais complexos do que os de $\text{LiBr}-\text{H}_2\text{O}$, dado que necessitam de um dispositivo que garanta que não entra vapor de água no evaporador, pois poderia congelar. Os sistemas de $\text{H}_2\text{O}-\text{NH}_3$ necessitam de temperaturas no gerador entre 125 e 170 °C com o absorvedor e o condensador arrefecidos a ar e entre 95 e 120 °C com arrefecimento a água. Estas temperaturas não se conseguem atingir com colectores solares planos. O COP destes sistemas varia entre 0,6 e 0,7 [8].

Os sistemas de $\text{LiBr}-\text{H}_2\text{O}$ funcionam com temperaturas no gerador entre 70 e 95 °C com o absorvedor e o condensador arrefecidos a água. Estes sistemas apresentam um COP ligeiramente superior ao dos sistemas de $\text{H}_2\text{O}-\text{NH}_3$, variando de 0,6 a 0,8. Uma desvantagem destes sistemas é o facto de o evaporador não poder funcionar a temperaturas muito abaixo de 5 °C, uma vez que o fluido frigorigénio é a água.

2.1.1. História

A Carrier Corporation foi a pioneira no desenvolvimento da tecnologia dos *chillers* de absorção de brometo de lítio nos EUA, com a introdução dos primeiros *chillers* de simples efeito por volta de 1945. Devido ao sucesso do produto, juntaram-se rapidamente outras empresas à produção destes equipamentos. A tecnologia da absorção prosperou até 1975. Então, a convicção de que as reservas de gás natural estavam a escassear levou o governo norte-americano a proibir o uso de gás nas construções novas o que, aliado ao facto de a electricidade ser relativamente barata, levou ao declínio do mercado do arrefecimento por absorção. Hoje em dia, o factor decisivo para a escolha do tipo de sistema a instalar numa determinada aplicação é o balanço económico entre as diferentes tecnologias de arrefecimento. Os *chillers* de absorção apresentam normalmente menos custos no seu funcionamento, mas o custo inicial destes equipamentos é superior ao dos sistemas de compressão de vapor. O tempo de retorno do investimento depende principalmente do preço do combustível e da electricidade.

Esta tecnologia foi exportada dos EUA para o Japão no início da década de 1960, onde os fabricantes japoneses levaram a cabo um programa de investigação e desenvolvimento para melhorar os sistemas de absorção. Este programa levou ao aparecimento dos sistemas de duplo efeito de queima directa, com uma eficiência térmica melhorada.

Hoje em dia, os *chillers* de absorção alimentados a gás são responsáveis por cerca de 50 % do arrefecimento dos espaços comerciais a nível mundial, mas representam apenas 5 % nos EUA, onde os equipamentos eléctricos de compressão de vapor representam a fatia maior dos sistemas de arrefecimento [8].

2.1.2. Vantagens e desvantagens

Os *chillers* de absorção apresentam, de facto, muitas vantagens. Têm uma vida útil que pode variar de 15 a 25 anos, sendo que a vida útil dos sistemas de LiBr-H₂O é normalmente superior à dos sistemas de H₂O-NH₃. Como o seu princípio base é um sistema termoquímico, não existem componentes móveis no sistema (para além das necessárias bombas hidráulicas). Como consequência, este tipo de *chillers* apresenta uma vida útil longa, exigindo muito pouca manutenção. Por outro lado, nos *chillers* onde se usa água como fluido frigorígeno não é utilizada nenhuma substância nociva para a camada de ozono (como os CFC, por exemplo).

O consumo eléctrico de um *chiller* de absorção é tipicamente cerca de 10 % do consumo dos *chillers* de compressão eléctricos [7]. Nas regiões onde existe uma forte procura de electricidade e/ou em que o preço é bastante elevado é possível reduzir a factura energética investindo num sistema de arrefecimento que praticamente não necessita de electricidade.

Os *chillers* de absorção de queima indirecta apresentam também a vantagem de funcionar com uma ampla gama de fontes de calor: vapor de baixa pressão, água quente, energia solar térmica e processo de purga quente.

A grande desvantagem dos *chillers* de absorção face aos de compressão reside na sua relativamente reduzida eficiência energética. Os *chillers* de absorção apresentam COPs que podem chegar a 1,2, ao passo que nos *chillers* de compressão o valor pode subir até cerca de 6. Por outro lado, os *chillers* de absorção representam um investimento inicial muito superior (entre 1,5 e 2,5 vezes mais caro) [7]. Uma solução alternativa consiste em usar um sistema híbrido, integrando os dois tipos de *chillers*: um *chiller* eléctrico como base e um *chiller* de absorção a funcionar durante os períodos de cheia e de ponta.

2.2. Princípio de funcionamento

O ciclo de arrefecimento de um *chiller* de absorção já foi ilustrado na Fig. 1.8. Todavia, a Fig. 2.1 permite compreender melhor a disposição real dos componentes de um *chiller*, neste caso do *chiller* da marca Yazaki, modelo WFC-SC5, utilizado para este trabalho.

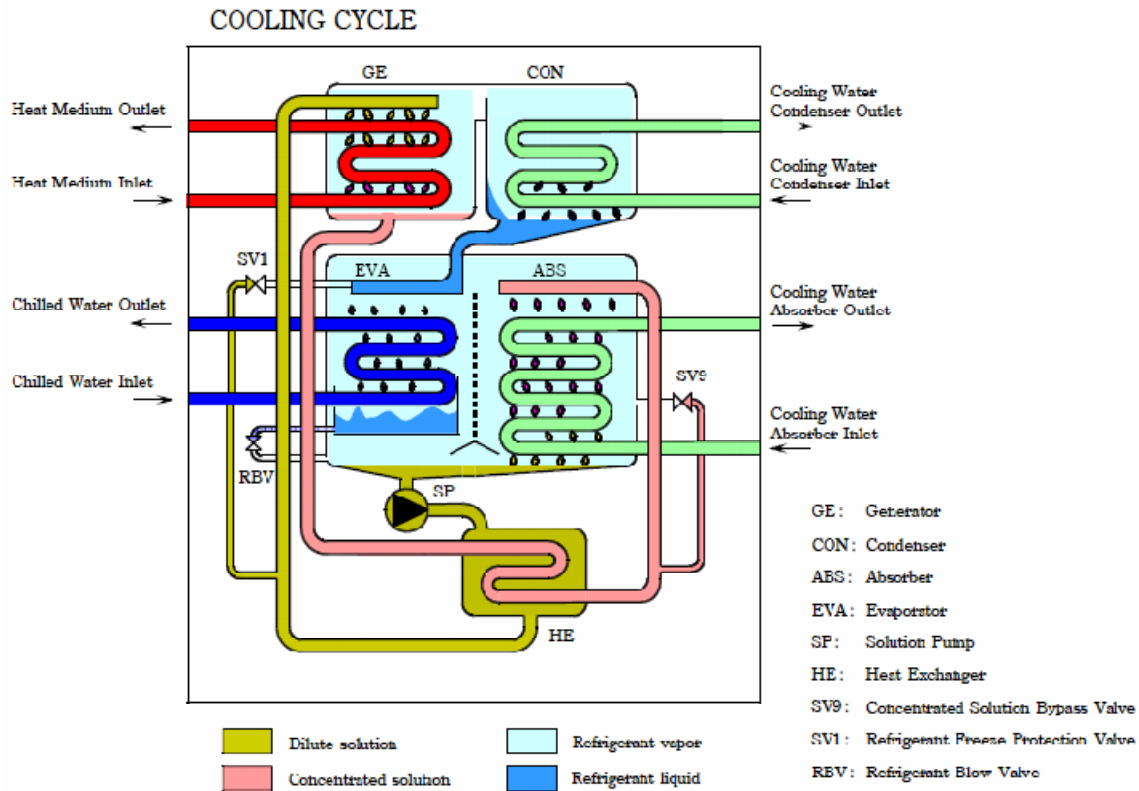


Fig. 2.1: Representação esquemática do interior do *chiller* de absorção Yazaki WFC-SC5 [29].

Neste caso concreto, trata-se de um *chiller* de simples efeito do tipo LiBr-H₂O. O *chiller* encontra-se “dividido” em dois andares: um andar de baixa pressão (8 milibares), composto pelo evaporador e pelo absorvedor, e um andar de alta pressão (88 milibares), constituído pelo gerador e pelo condensador (Fig. 2.2).

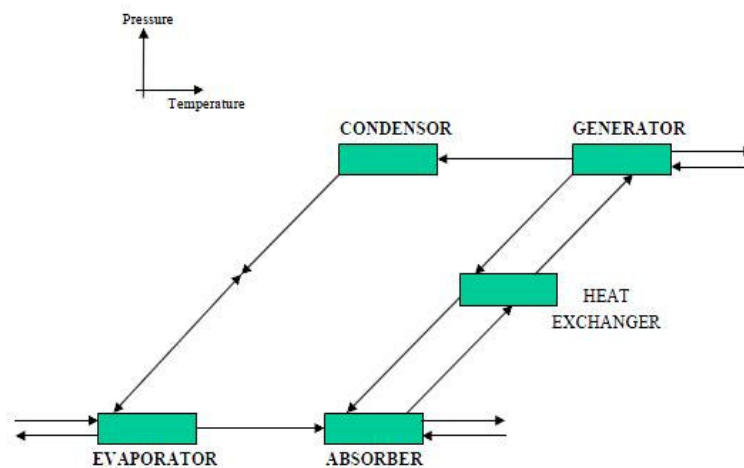


Fig. 2.2: Diagrama pressão-temperatura de um *chiller* de absorção de simples efeito [30].

Começando a explicar o ciclo a partir do gerador, é aqui que a solução $\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$ é aquecida pela fonte de calor (neste caso, água quente). Como o fluido frigorígeno, neste caso a água, tem um ponto de ebulição mais baixo do que o absorvente (o brometo de lítio), ao fornecer calor ao gerador a água passa ao estado gasoso, separando-se assim do brometo de lítio. Passamos então a ter uma solução de brometo de lítio altamente concentrada no gerador (designada por “solução fraca”, pois tem uma baixa concentração de fluido frigorígeno) e vapor de água, que se desloca para o condensador.

No condensador, o vapor de água vindo do gerador é condensado na superfície das serpentinas de arrefecimento e o calor da condensação é removido através da água de arrefecimento que circula entre o *chiller* e uma torre de arrefecimento. A água no estado líquido acumula-se no condensador, passando depois por um canal muito estreito até ao evaporador.

A pressão no evaporador é muito próxima do vácuo, forçando a água a deslocar-se do condensador para o evaporador. Aqui, a água evapora facilmente ao entrar em contacto com a superfície da serpentina da água gelada. A evaporação da água extrai calor do ambiente envolvente. O calor latente de evaporação da água é removido da água gelada, diminuindo a sua temperatura de $12\text{ }^\circ\text{C}$ para $7\text{ }^\circ\text{C}$. O vapor de água segue, então, para o absorvedor.

A solução fraca do gerador é enviada para o absorvedor, onde se junta ao vapor de água vindo do evaporador. Como a solução de brometo de lítio é altamente hidrófila, absorve água com facilidade. O vapor de água é então absorvido pela solução fraca à medida que se vai condensando na superfície da serpentina de arrefecimento do absorvedor. O calor da condensação e da diluição é removido pela água de arrefecimento que circula na serpentina do absorvedor.

Posteriormente, uma bomba hidráulica transporta a solução de brometo de lítio com água (designada por “solução forte”, já que tem uma elevada concentração de fluido frigorígeno) desde o absorvedor até ao gerador, onde o ciclo se repete continuamente. Neste percurso, a solução forte recebe calor da solução fraca que faz o trajecto inverso e que se encontra a uma temperatura superior. É como se houvesse um pré-arrefecimento da solução fraca antes de chegar ao absorvedor e um pré-aquecimento da solução forte antes de chegar ao gerador. Esta troca de calor é efectuada por meio de um permutador de calor e serve para aumentar a eficiência do processo, uma vez que se aproveita alguma energia que, de outra forma, seria rejeitada pelo sistema.

A Fig. 2.3 permite observar as transferências de calor associadas a cada um dos componentes do *chiller* de absorção utilizado neste trabalho.

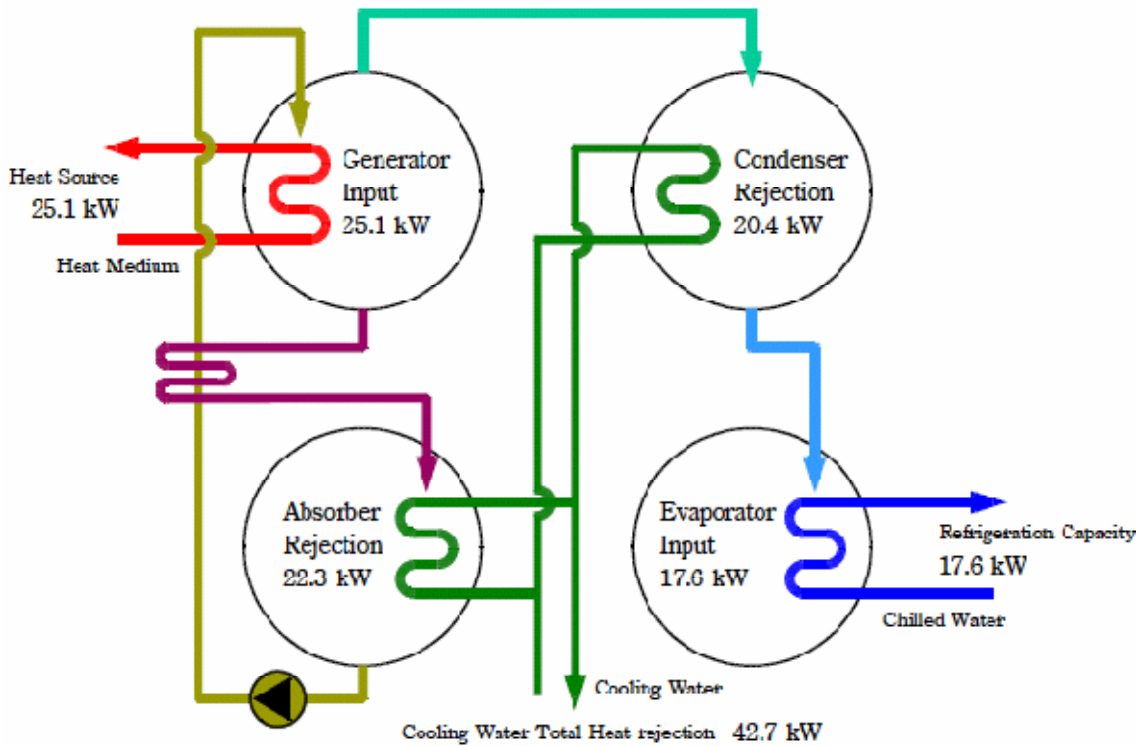


Fig. 2.3: Esquema representativo do balanço energético do *chiller* da Yazaki WFC-SC5 [29].

2.3. Coeficiente de desempenho (COP)

A eficiência dos *chillers* de absorção é descrita em termos do coeficiente de desempenho, conhecido como COP. Este coeficiente é definido como o quociente entre o fluxo de calor absorvido no evaporador, \dot{Q}_{evap} , (ou seja, a capacidade de arrefecimento) e o fluxo de calor fornecido ao gerador, \dot{Q}_{ger} . Neste caso particular dos *chillers* de absorção, o seu COP também se denomina por COP térmico (Eq. 2.1). Para este cálculo não se tem em conta a potência eléctrica consumida pela bomba de circulação do *chiller*, uma vez que esta é desprezável face às outras potências em jogo.

$$COP_{térmico} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{ger}} \quad (2.1)$$

Se aplicarmos a Primeira Lei da Termodinâmica no balanço energético ilustrado na Fig. 2.3 obtemos:

$$\dot{Q}_{evap} + \dot{Q}_{ger} = \dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{abs} \quad (2.2)$$

No caso dos *chillers* eléctricos, o coeficiente de desempenho é também conhecido por COP eléctrico e é calculado através do quociente entre a capacidade de arrefecimento do *chiller*, \dot{Q}_{evap} , e a potência eléctrica fornecida ao *chiller*, \dot{P}_{el} :

$$COP_{el\u00e9ctrico} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{P}_{el}} \quad (2.3)$$

Quando se pretende comparar um *chiller* el\u00e9ctrico com um *chiller* de absor\u00e7\u00e3o, a compara\u00e7\u00e3o dos seus COPs n\u00e3o \u00e9 um bom m\u00e9todo, uma vez que o COP \u00e9 baseado na energia dispon\u00edvel localmente. Uma boa maneira de fazer essa compara\u00e7\u00e3o \u00e9 atrav\u00e9s do COP relativo \u00e0 energia prim\u00e1ria, que tem em conta a efici\u00eancia da queima do combust\u00edvel na produ\u00e7\u00e3o da electricidade e as perdas no transporte da mesma. A Tab. 2.1 revela os valores t\u00edpicos para os *chillers* el\u00e9ctricos e os de absor\u00e7\u00e3o. Na verdade, considerando os valores do COP alcan\u00e7ados pelos *chillers* de absor\u00e7\u00e3o, verifica-se que esta tecnologia (os sistemas de absor\u00e7\u00e3o) necessita aproximadamente da mesma quantidade de energia prim\u00e1ria que a tecnologia de compress\u00e3o de vapor [31].

Tab. 2.1: Compara\u00e7\u00e3o dos COPs dos *chillers* el\u00e9ctricos e de absor\u00e7\u00e3o [30].

<i>Chiller</i>	<i>Site COP</i>	<i>Source-to-Site Factor</i>	<i>Resource COP</i>
<i>Electric</i>	2,0 - 6,1	0,27	0,54 - 1,65
<i>Absorption</i>	0,65 - 1,2	0,91	0,59 - 1,1

Quando um sistema de arrefecimento \u00e9 constitu\u00eddo por um *chiller* de absor\u00e7\u00e3o e por um sistema de colectores solares t\u00e9rmicos, o COP total do sistema \u00e9 dado por [6]:

$$COP_{total} = COP_{t\u00e9rmico} \times \eta_{colectores} \quad (2.4)$$

onde $\eta_{colector}$ \u00e9 a efici\u00eancia dos colectores solares t\u00e9rmicos. Como se observa na Fig. 2.4, quanto mais alta \u00e9 a temperatura fornecida pelos colectores solares t\u00e9rmicos, mais baixa \u00e9 a efici\u00eancia dos mesmos e, inversamente, mais alto \u00e9 o COP dos *chillers* de absor\u00e7\u00e3o. Como tal, a situa\u00e7\u00e3o mais vantajosa \u00e9 ter elevadas efici\u00eancias dos colectores a elevadas temperaturas, a fim de maximizar a efici\u00eancia global do sistema. A Fig. 2.4 permite observar que esta situa\u00e7\u00e3o se verifica para temperaturas do gerador pr\u00f3ximas dos 90 \u00b0C.

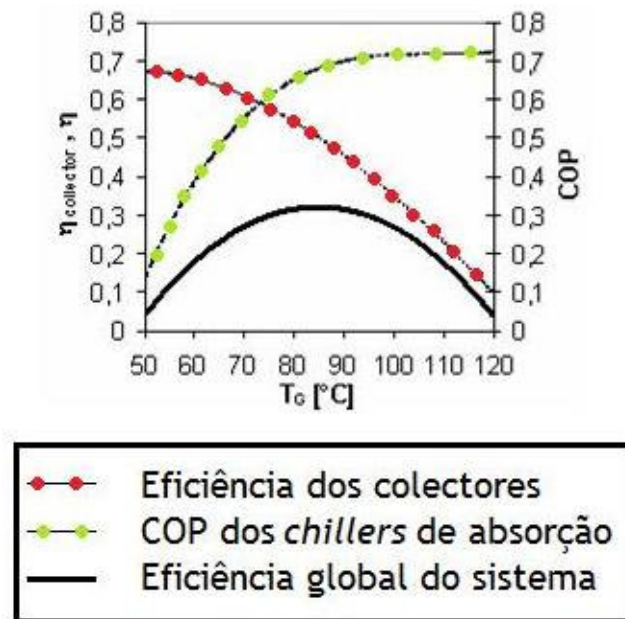


Fig. 2.4: Eficiência dos coletores (η), COP dos *chillers* de absorção (COP) e eficiência global do sistema em função da temperatura do gerador (T_g) (adaptado de [6]).

2.4. *Chillers* de duplo e triplo efeito

Com o evoluir da tecnologia dos *chillers* de absorção, além dos *chillers* de simples efeito surgiram os *chillers* de duplo e de triplo efeito. Esta evolução permitiu aumentar o COP dos *chillers*, aumentando assim a eficiência global do processo de arrefecimento.

Começando pelos *chillers* de duplo efeito, estes diferem dos *chillers* de simples efeito no facto de possuírem dois condensadores e dois geradores, o que permite uma melhor separação entre o fluido frigorígeno e o absorvente. A Fig. 2.5 representa o ciclo de absorção de duplo efeito num diagrama pressão-temperatura. O gerador de alta temperatura utiliza o vapor fornecido externamente para ferver o fluido frigorígeno e separá-lo do absorvente. O vapor do gerador de alta temperatura é condensado e o calor libertado é usado para aquecer o gerador de baixa temperatura.

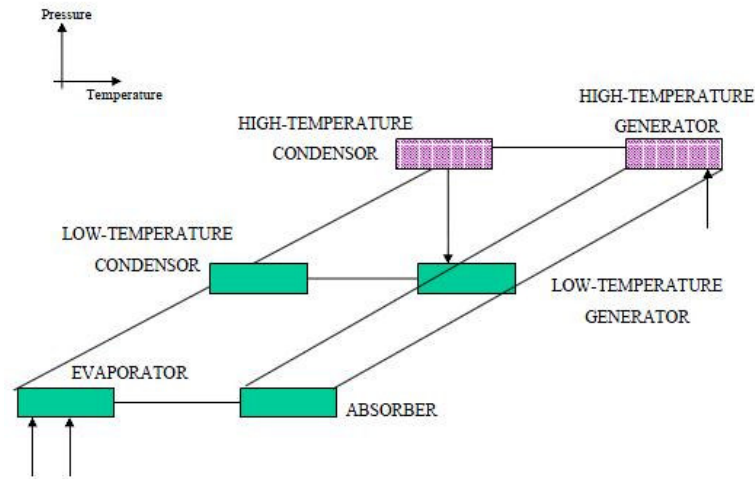


Fig. 2.5: Diagrama pressão-temperatura de um *chiller* de absorção de duplo efeito [30].

Estes sistemas usam queimadores a gás ou vapor a alta pressão como fonte de calor, pois necessitam de uma fonte de calor com uma temperatura mais elevada do que os *chillers* de simples efeito (varia entre 155 e 205 °C). São usados para o condicionamento de ar e produção de frio, principalmente em regiões onde o custo da electricidade é superior ao do gás natural. São ainda usados em aplicações em que está disponível vapor de alta pressão, como é o caso do aquecimento urbano (também conhecido por *district heating*). Apesar de os sistemas de duplo efeito serem mais eficientes do que os de simples efeito (o COP varia de 0,9 a 1,2), têm um custo inicial superior [8].

Os *chillers* de absorção de triplo efeito constituem uma tecnologia recente. Nestes equipamentos, o fluido frigorígeno no estado gasoso dos geradores de alta e média temperatura é condensado e o calor libertado é usado para aquecer o gerador de temperatura inferior imediatamente a seguir (Fig. 2.6). O fluido frigorígeno dos três condensadores flui para o evaporador onde recebe mais calor.

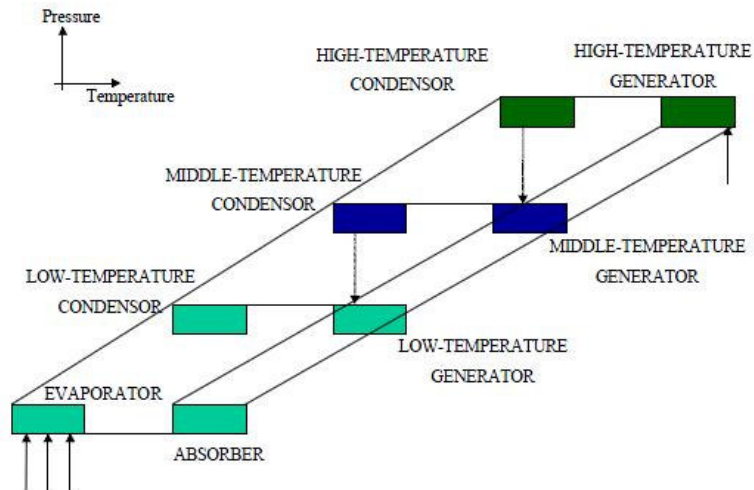


Fig. 2.6: Diagrama pressão-temperatura de um *chiller* de absorção de triplo efeito [30].

Os sistemas de triplo efeito permitem atingir eficiências semelhantes às dos *chillers* eléctricos. O custo, todavia, é superior, pelo que a viabilidade da instalação dos sistemas de triplo efeito tem de ser analisada caso a caso.

Capítulo 3

O Software EnergyPlus

Neste capítulo é apresentado o *software* utilizado para as simulações computacionais deste trabalho. O capítulo inicia-se pela descrição básica do programa e das suas finalidades, passando depois a abordar-se o seu modo de funcionamento. Posteriormente, o capítulo foca-se concretamente na simulação da garrafeira no EnergyPlus, onde são abordadas as principais classes de objectos do IDF Editor que foram utilizadas na construção do sistema que se pretende simular.

3.1. O que é e para que serve o programa

O cálculo das cargas térmicas e da eficiência energética dos edifícios tem levado ao desenvolvimento de programas de simulação computacional. O Directório de Ferramentas de Simulações Computacionais do Departamento de Energia dos Estados Unidos da América apresenta mais de 330 programas de simulação desenvolvidos em diversos países. O uso de programas como o BLAST, COMIS, DOE2.1E, EnergyPlus, Sunrel, TRNSYS, Tas, TRACE, eQUEST, ECOTECH, PowerDomus, entre outros, tem contribuído em grande escala para o desenvolvimento de novas soluções para a área energética [32].

O EnergyPlus é um programa internacionalmente conhecido que permite simular diversas tipologias arquitectónicas, sistemas construtivos e condicionamento de ar. Trata-se de um *software* de simulação de cargas térmicas e análise energética, desenvolvido pelo Departamento de Energia dos Estados Unidos da América a partir de dois outros programas: o BLAST e o DOE-2. Esta iniciativa visou estimular o desenvolvimento de um código computacional com capacidade de calcular não só a carga térmica do edifício, mas também de prever o consumo de energia do sistema de climatização.



O Instituto Nacional de Normalização e Tecnologia (NIST), através de George Walton, desenvolveu o programa AIRNET. Em 1990, investigadores do Laboratório Nacional de Lawrence Berkeley, num esforço multinacional e multi-institucional sob a supervisão da Agência Internacional de Energia (IEA), criaram o programa COMIS. Ambos os programas analisam as trocas de ar do modelo de acordo com as temperaturas de cada nó. Inicialmente, o programa EnergyPlus utilizava o COMIS para analisar a ventilação, uma vez que este permitia mais interacções com os modelos. Depois, foi inserido no EnergyPlus um sistema de distribuição de ar que utilizava equações derivadas do programa AIRNET. Este sistema

analisava a ventilação através do sistema de distribuição de ar e calculava as perdas de energia. Durante algum tempo, ambos os programas estiveram inseridos no EnergyPlus, apesar de o COMIS e o AIRNET se focalizarem em áreas diferentes. Entretanto, na actualidade o programa AIRNET substituiu o COMIS para que o EnergyPlus ficasse integrado com o sistema de ventilação e distribuição de ar [32].

Resumindo, o EnergyPlus é um programa de simulação computacional de *download* gratuito que utiliza algoritmos desenvolvidos com a finalidade de calcular cargas térmicas em edifícios e de prever o consumo energético dos sistemas de climatização implementados nos edifícios. O programa tem evoluído com o passar do tempo, surgindo novas versões que aumentam progressivamente a velocidade da simulação computacional dos sistemas implementados e que disponibilizam novas ferramentas que podem ser utilizadas na construção do edifício, do sistema de aquecimento ou arrefecimento do mesmo, entre outras coisas...

3.2. Como funciona

Para realizar uma simulação no EnergyPlus é necessário, inicialmente, modelar a geometria e os componentes construtivos do modelo. A modelação da geometria é realizada através de coordenadas cartesianas; os componentes construtivos são tratados como “camadas”, ou seja, é necessário criar cada camada constituinte do componente. A partir da descrição física do edifício, o programa calcula automaticamente os fluxos de ar naturais existentes. As circulações forçadas do ar são calculadas através da introdução de objectos específicos, tais como ventilo-convectores.

O programa funciona com base em ciclos de ar, água, ou outro fluido. Para criar, por exemplo, um ciclo fechado de ar, é necessário criar a tubagem por onde o ar circula, criando também um nó numa extremidade da tubagem e outro na outra. Em série com a tubagem pode ficar um ventilador que, para além dos seus parâmetros de funcionamento, terá de ter associados dois nós (um na entrada e outro na saída do ventilador). O nó de saída do ventilador pode ser, por exemplo, o nó de entrada de um espaço fechado que, no EnergyPlus, é chamado de “Zona”. Cria-se, então, um nó de saída do ar da “Zona 1” (chamemos-lhe assim) cujo nome deverá coincidir com o nome do nó de entrada da tubagem que dá acesso ao ventilador. Ligam-se todos estes componentes em série e obtém-se um sistema fechado de circulação forçada de ar muito simples.

O EnergyPlus, como qualquer outro programa comum, requer a entrada de dados, processa-os e fornece resultados (Fig. 3.1). Os resultados que se podem obter são escolhidos pelo utilizador. Podem obter-se temperaturas, consumos energéticos, cargas térmicas, etc.. Para processar os dados, um dos requisitos na entrada é a introdução das características climáticas da região geográfica onde o edifício se encontra. Além de ser importante fornecer as coordenadas do edifício, a fim de o programa ter em conta a intensidade da exposição solar,

deve ser fornecido ao programa um ficheiro climático com as informações relevantes do clima da região. Este ficheiro pode ser extraído, por exemplo, do *site* do EnergyPlus,² que possui mais de duas mil localizações em todo o mundo, cujos ficheiros climáticos podem ser descarregados num formato que pode ser lido pelo programa.

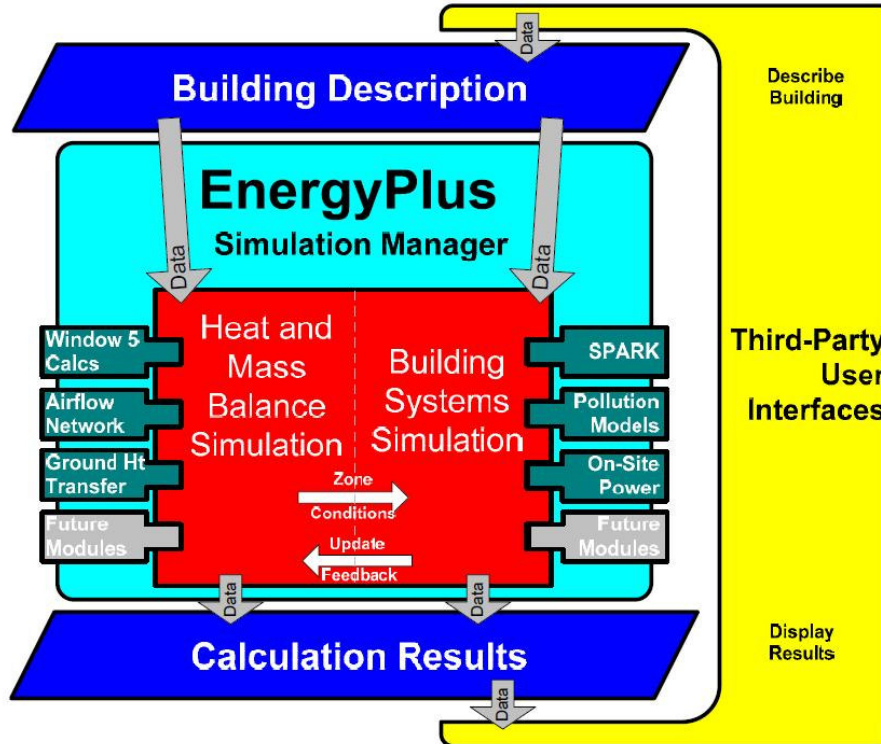


Fig. 3.1: Esquema de funcionamento genérico do *software* EnergyPlus [33].

O *software* encontra-se dividido em vários módulos que interagem de forma a calcular a energia necessária ao arrefecimento ou ao aquecimento de um edifício. A vantagem desta estrutura modular, que pode ser observada na Fig. 3.2, é o facto de se tornar possível alterar a estrutura do programa, modificando e acrescentando novos módulos sem afectar outras secções.

² <http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/>

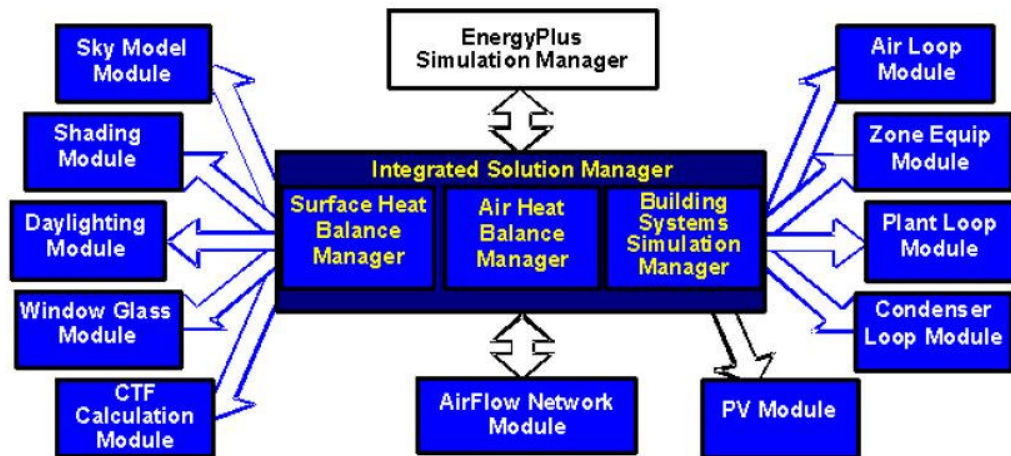


Fig. 3.2: Interligação entre os elementos internos do EnergyPlus [33].

A interação do *software* com o utilizador é feita através de duas aplicações: o “EP-Launch” e o “IDF Editor”. A primeira, cujo aspecto se pode observar na Fig. 3.3, serve basicamente para realizar as simulações e alterar o ficheiro climático associado às simulações e, posteriormente, escolher o tipo de ficheiros que se pretende visualizar no final de cada simulação (incluindo um relatório com os eventuais erros ocorridos durante a simulação).

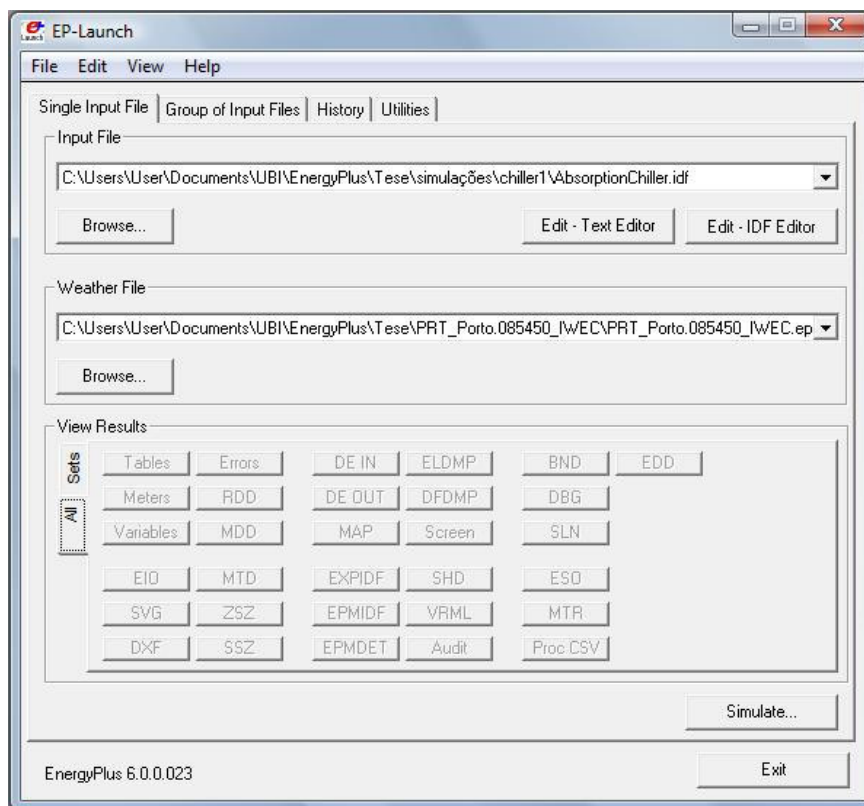


Fig. 3.3: Visão geral da aplicação EP-Launch.

O “IDF Editor” é a aplicação que permite ao utilizador introduzir os dados para montar todo o sistema e inserir e/ou editar todas as variáveis de entrada e as que pretende ver à saída. Nesta última aplicação, os dados introduzidos têm o nome de “objectos”, que se dividem em diversas “classes de objectos”. A Fig. 3.4 ilustra o aspecto geral do IDF Editor. Nota para o facto de a versão do EnergyPlus utilizada neste trabalho ser a versão 6.0.0.

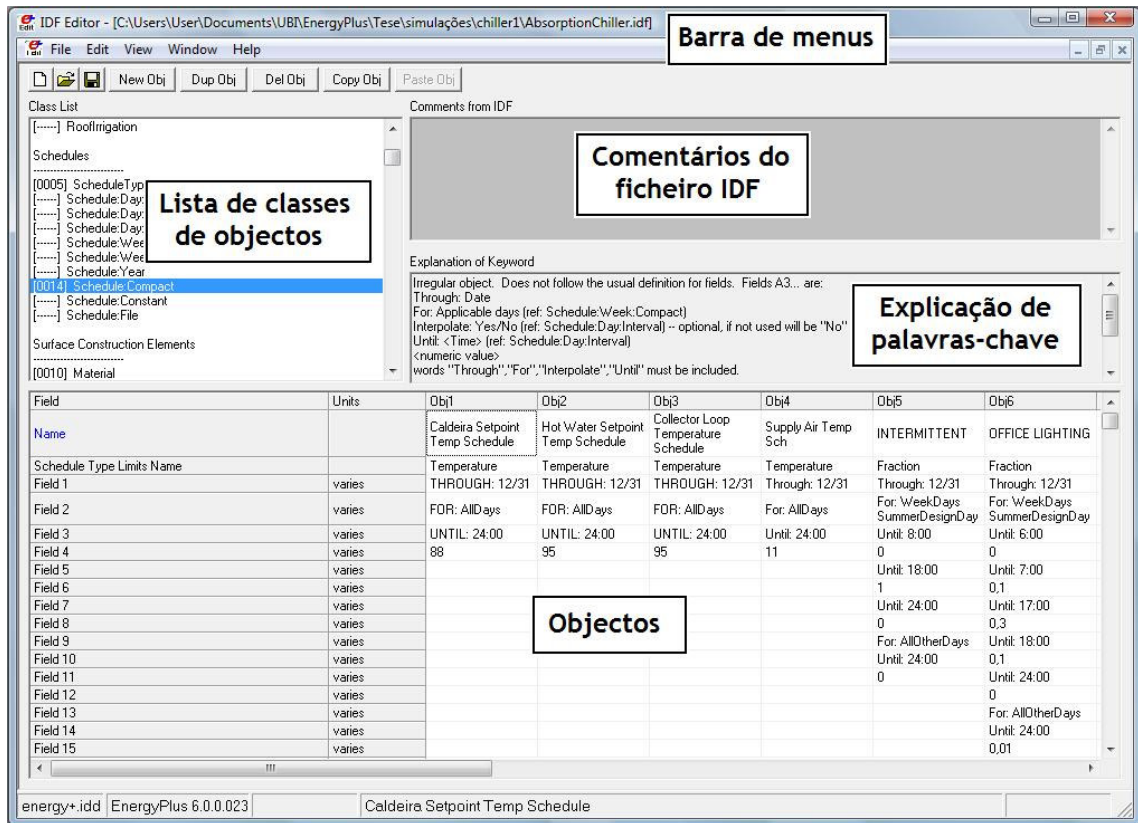


Fig. 3.4: Apresentação da aplicação IDF Editor.

3.3. Simulação da garrafeira no EnergyPlus

Em seguida serão abordadas as principais classes de objectos do IDF Editor que foram utilizadas na construção do sistema que se pretende simular.

3.3.1. Caracterização geométrica da garrafeira

O edifício em análise pode estar dividido em várias zonas que interagem termicamente entre si. Este não é o caso, pois a garrafeira é tratada apenas como uma zona única, sem divisões, possuindo apenas as paredes, o tecto e o piso. Estas superfícies são definidas através da introdução das coordenadas geométricas dos seus vértices, relativamente a um referencial fixo, e dos seus materiais constituintes. Quando os edifícios em estudo são muito complexos, com muitas divisões, andares, etc., podem ser utilizadas ferramentas adicionais para a “construção” do edifício, tal como a ferramenta OpenStudio para o Google SketchUp. A Fig.

3.5 mostra uma perspectiva da garrafeira e dos colectores solares térmicos gerados por uma simulação do EnergyPlus.

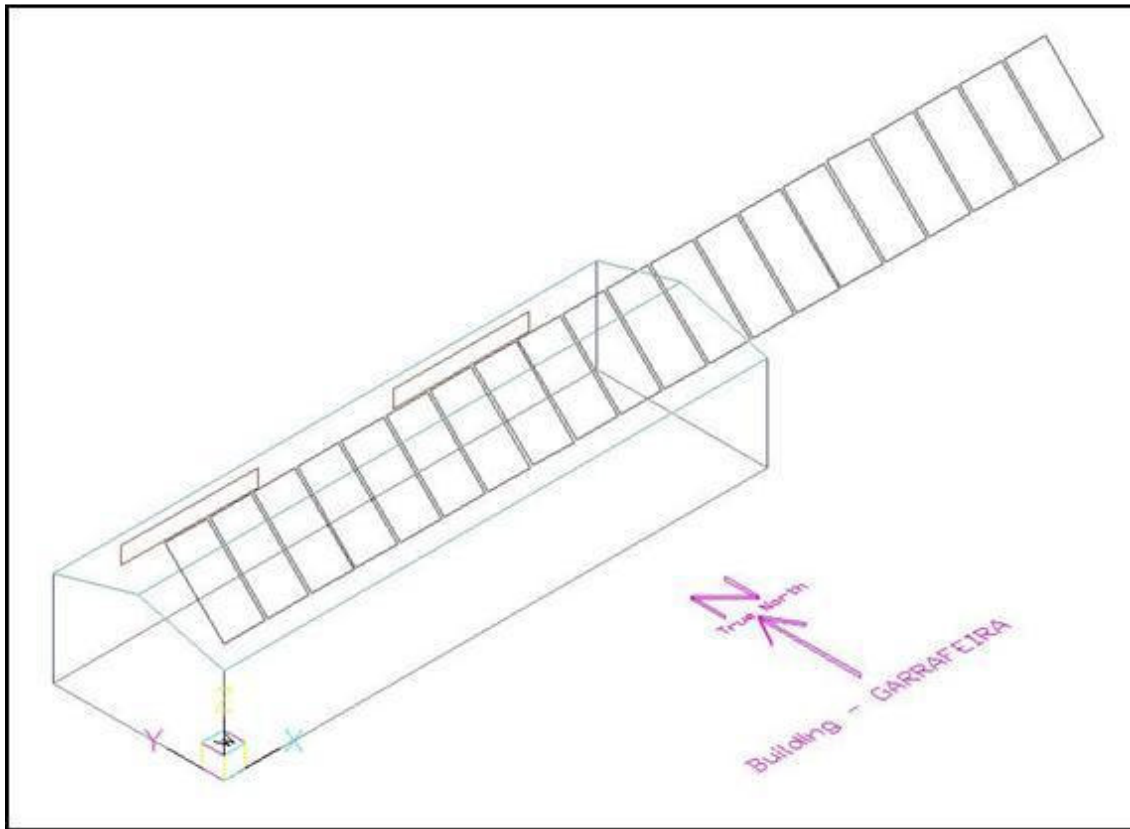


Fig. 3.5: Perspectiva da garrafeira e da sua orientação geográfica.

3.3.2. Definição das *schedules*

Os ganhos que ocorrem no interior de uma determinada zona podem ser resultado de vários factores, nomeadamente a ocupação humana, a presença de luzes, de aparelhos eléctricos, infiltrações de ar, entre outros. Estes parâmetros são definidos através de um determinado calendário (“*schedule*”) pelo qual se regem os horários e as intensidades dos mesmos. Entre outras coisas, também os *setpoints* dos sistemas de climatização podem ser controlados com *schedules* para definir quando estes estão activados ou desactivados ao longo do período de tempo simulado.

É ainda possível regular a intensidade momentânea do funcionamento dos sistemas que estão a ser controlados, indicando uma percentagem do funcionamento máximo. Por exemplo, se determinada *schedule* está a controlar o funcionamento de um ventilador, pode-se definir para que este esteja desligado durante a noite (valor 0), a funcionar a 80 % durante a manhã (valor 0,8) e a funcionar a 100 % (valor 1) no resto do dia.

3.3.3. Os diferentes tipos de circuitos

Cada sistema AVAC é constituído por circuitos (“*loops*”) que se dividem em três categorias: circuitos de ar (“*air loops*”), onde se inserem os sistemas de ventilação; circuitos hidráulicos (“*plant loops*”), onde se incluem todos os equipamentos que envolvem fluidos, como permutadores de calor, radiadores, *chillers*, etc.; e circuitos de arrefecimento (“*condenser loops*”), onde se apresentam as torres de arrefecimento e outros equipamentos que permitem a dissipação de calor para o exterior.

Os *plant loops* e os *condenser loops* dividem-se ainda em dois processos: o fornecimento (“*supply*”) e a procura (“*demand*”). Do lado do fornecimento encontram-se os equipamentos que fornecem ao sistema aquilo que ele exige. Do lado da demanda encontram-se os componentes que “pedem” alguma coisa ao sistema. Por outras palavras, vejamos um exemplo: suponhamos um *plant loop* que consiste num *chiller* e num ventilador-convetor, observando particularmente o circuito da água gelada que serve para o arrefecimento de uma divisão. O *chiller* é o componente que vai produzir e fornecer a água gelada para as serpentinas de arrefecimento (“*cooling coils*”) do ventilador-convetor, portanto o *chiller* está no “*supply side*”. Por seu turno, o ventilador-convetor recebe a água gelada para fazer o arrefecimento da divisão, logo encontra-se no “*demand side*”. Consideremos agora um *condenser loop*, associado ao *chiller* anteriormente referido, sendo que os dois componentes em causa são o próprio *chiller* e uma torre de arrefecimento. Analogamente ao *plant loop* exemplificado, no *supply side* encontra-se a torre de arrefecimento, pois é esta que arrefece a água para fornecer ao *chiller*, sendo que o *chiller* está agora no *demand side*, pois é o *chiller* que necessita desta água para o seu circuito de arrefecimento.

Cada *loop* é constituído por diversos objectos, que podem tornar o sistema mais simples ou mais complexo. Cada *loop* é, portanto, constituído por ramos (“*branches*”) - que são compostos pelos componentes do sistema e pelos nós de ligação (“*nodes*”) -, por divisores de caudal (“*splitters*”) e por misturadores de caudal (“*mixers*”). A Fig. 3.6 ilustra esquematicamente esta hierarquia: *loops* > *branches* > *components* > *nodes*.

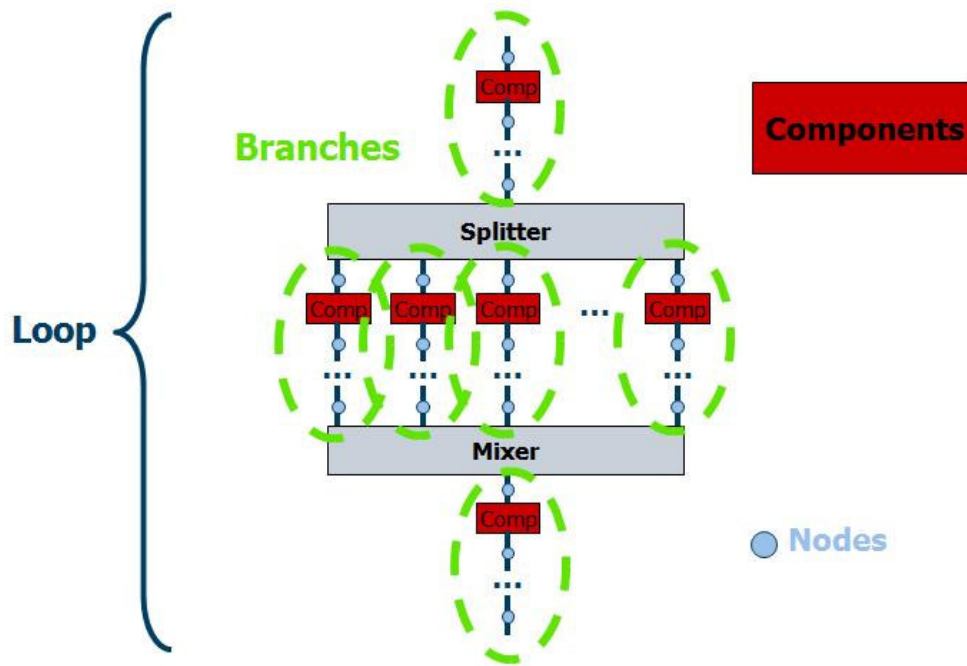


Fig. 3.6: Esquema ilustrativo da estrutura de um loop [34].

No presente trabalho, os circuitos hidráulicos e de arrefecimento criados para as simulações computacionais foram:

- “Chilled Water Loop” - Este é o circuito de água gelada que é fornecida pelo *chiller* para o ventilo-convetor. Este circuito encontra-se ilustrado na Fig. 3.7.

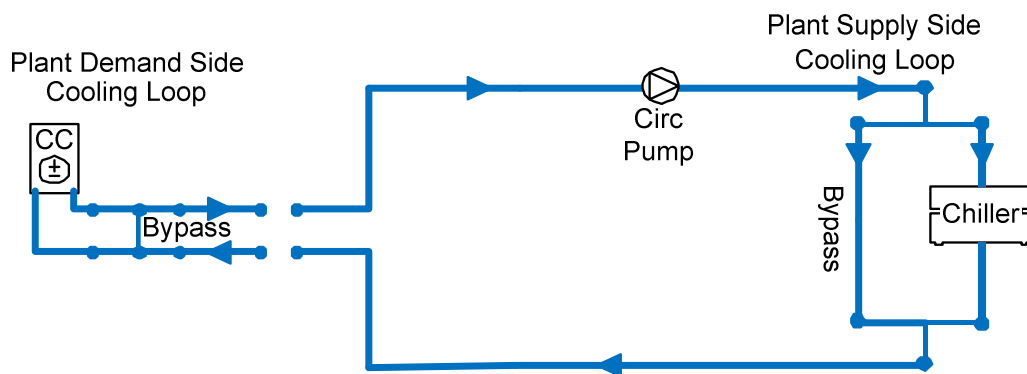


Fig. 3.7: Chilled Water Loop.

- “Hot Water Loop” - Este é o circuito de água quente fornecida pelo depósito acumulador ou pela caldeira para alimentar o *chiller* de absorção. Pode-se observar este circuito mais em detalhe na Fig. 3.8.

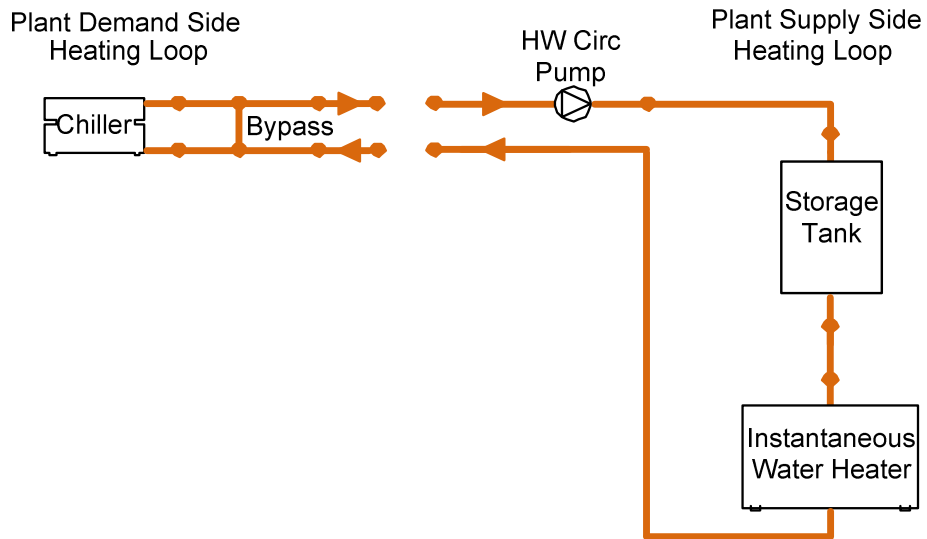


Fig. 3.8: Hot Water Loop.

- “Collector Loop” - Este é o circuito do fluido de trabalho que circula entre os coletores solares térmicos e o depósito acumulador. Para efeitos de simulação no EnergyPlus, o fluido de trabalho considerado é a água. A Fig. 3.9 permite observar este circuito com maior detalhe.

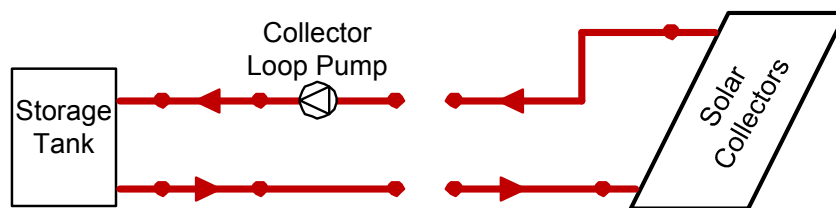


Fig. 3.9: Collector Loop.

- “Chilled Water Condenser Loop” - Este é o circuito da água de arrefecimento do *chiller* de absorção que circula entre o condensador do *chiller* e a torre de arrefecimento. A Fig. 3.10 ilustra esquematicamente este circuito.

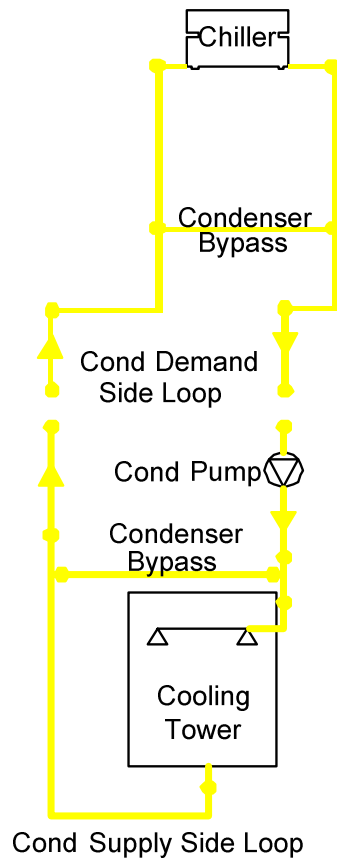


Fig. 3.10: Chilled Water Condenser Loop.

A existência de um “bypass” em praticamente todos os loops prende-se com o facto de evitar erros na simulação originados por eventuais excessos de caudal nos componentes dos circuitos. A colocação de um “bypass” no circuito não afecta os resultados obtidos nas simulações computacionais.

O circuito de ar criado para arrefecer o interior da garrafeira (objecto da classe “Air Loop HVAC”) apresenta-se na Fig. 3.11.

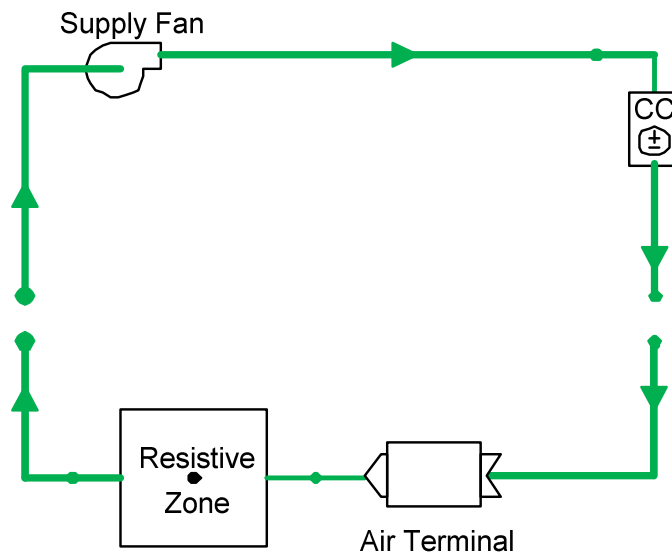


Fig. 3.11: *Air Loop*.

O esquema global do sistema de arrefecimento solar, composto pelos vários esquemas apresentados anteriormente, encontra-se no Anexo A.

Capítulo 4

Sistemas Estudados

Para testar a viabilidade do sistema de arrefecimento solar estudado neste trabalho, este é comparado com o sistema de arrefecimento eléctrico existente na garrafeira. Neste capítulo são apresentados os dois sistemas simulados, descrevendo os seus componentes principais e o seu modo de funcionamento.

4.1. Sistema de arrefecimento solar

O sistema de arrefecimento solar em estudo neste trabalho é constituído por vários componentes, podendo-se destacar o *chiller* de absorção, os colectores solares, o depósito acumulador de água quente, a caldeira de apoio e a torre de arrefecimento.

4.1.1. *Chiller* de absorção

O *chiller* de absorção utilizado tem de ter uma capacidade de arrefecimento que consiga fazer face às cargas térmicas no interior da garrafeira. A capacidade total necessária é determinada através de uma simulação da garrafeira no EnergyPlus com um sistema de arrefecimento ideal, denominado “*Ideal Loads Air System*”, programado para arrefecer a garrafeira até uma temperatura específica.

Para saber qual a temperatura que deveria ser mantida dentro da garrafeira, recorreu-se à informação obtida em [35], que indica que a temperatura ideal no interior da garrafeira é de 11 a 12 °C. No entanto, temperaturas entre os 10 e os 14 °C são aceitáveis. Não é aconselhável que se atinjam temperaturas muito superiores a 14 °C, uma vez que quanto mais elevada é a temperatura de armazenamento, mais rápida é a evolução do vinho e, portanto, menor a sua longevidade em garrafeira ou armazém. A humidade deve situar-se entre os 60 e os 75 %, o que permite que as rolhas das garrafas, que devem estar permanentemente deitadas, se mantenham suficientemente húmidas para conservarem a sua elasticidade. Porém, a humidade em demasia (acima dos 80 %) poderá ocasionar o aparecimento de bolores indesejáveis. Esta informação é dada apenas a título de curiosidade, dado que o controlo da humidade do ar não faz parte do âmbito deste trabalho.

Com base nos dados anteriores, o *setpoint* definido para o arrefecimento da garrafeira foi de 14 °C, minimizando assim a exigência de arrefecimento da garrafeira. Para este *setpoint*, o EnergyPlus fornece a capacidade de arrefecimento necessária em cada hora de maneira a atingir a temperatura definida. O valor máximo obtido para este parâmetro foi de cerca de 12,63 kW, o que significa que o *chiller* deve ter uma capacidade superior a este valor. Como tal, foi utilizado um *chiller* da Yazaki, modelo WFC-SC5, que tem uma capacidade de

refrigeração de 17,6 kW (Fig. 4.1). Como já foi referido, trata-se de um *chiller* de absorção de simples efeito que tem como fluidos de trabalho o par brometo de lítio - água. Este equipamento tem um consumo eléctrico de apenas 48 W, derivado da bomba de circulação interna, fornece água gelada a 7 °C e é alimentado por água quente cuja temperatura pode variar entre 70 e 95 °C. A água de arrefecimento do condensador e do absorvedor entra no *chiller* a 31 °C e sai para a torre de arrefecimento a 35 °C. Outras características técnicas deste *chiller* podem ser consultadas no Anexo B.



Fig. 4.1: *Chiller* de absorção Yazaki WFC-SC5 [29].

4.1.2. Colectores solares

A grande vantagem deste sistema é a utilização da energia solar para fornecer calor ao *chiller* de absorção. Isto consegue-se através de um conjunto de colectores solares térmicos que capta a energia radiante do sol e a transfere para o fluido solar sob a forma de calor. Este fluido, que circula entre os colectores solares e o depósito acumulador através de uma bomba de circulação, transfere posteriormente o calor recebido nos colectores para a água do depósito acumulador. A bomba de circulação do fluido solar é accionada mediante determinadas condições. A temperatura à saída do conjunto de colectores é comparada com a temperatura no interior do depósito acumulador. Quando a diferença entre a primeira e a segunda for superior a 10 °C, a bomba é accionada, pois é sinal que o fluido solar tem muita capacidade de transferir calor para o depósito acumulador. Quando a diferença for inferior a 2 °C, a bomba pára, uma vez que o fluido solar encontra-se praticamente à mesma temperatura da água no interior do depósito acumulador, havendo, assim, pouco potencial para a transferência de calor. Além destas condições, a bomba desliga-se automaticamente quando a temperatura no interior do depósito for demasiado alta, protegendo-o de eventuais danos por sobreaquecimento, e liga-se automaticamente quando a temperatura do fluido solar à saída dos colectores for demasiado baixa para que o fluido não congele, o que poderia danificar os pequenos tubos que compõem os colectores por onde o fluido circula.

O número de colectores solares utilizados no sistema foi determinado através da realização de várias simulações no EnergyPlus, fazendo variar este número e observando a temperatura obtida no depósito acumulador. Verificou-se que se conseguia obter uma temperatura aceitável por um razoável período de tempo com cerca de 20 colectores. No entanto, tendo em conta o material utilizado na realidade, foram usados 24 colectores solares planos que, quando somados, totalizam a mesma área de captação dos 20 colectores simulados no programa. Os 24 colectores utilizados são da BaxiRoca, modelo PS 2.4 (Fig. 4.2). No Anexo C podem-se consultar mais informações técnicas sobre os colectores solares.



Fig. 4.2: Colectores solares planos BaxiRoca PS 2.4 [36].

4.1.3. Depósito acumulador

O depósito acumulador é o componente do sistema que permite, como o próprio nome indica, “acumular” energia térmica sob a forma de água quente. Esta água será depois usada para fornecer calor ao *chiller* de absorção. O depósito tem um permutador de calor onde se dá a troca de calor entre o fluido solar e a água no interior do depósito.

Quando se pretende escolher um depósito acumulador, um parâmetro fundamental é a sua capacidade. Um depósito demasiado pequeno não consegue fornecer um caudal suficiente de água a temperaturas ideais, pois a água do depósito esgota-se rapidamente; por outro lado, se o depósito tiver um volume demasiado grande, além dos custos do equipamento serem maiores, é necessário muito tempo para aquecer a água no seu interior devido à grande inércia térmica, dificilmente se conseguindo atingir as temperaturas ideais. Assim, o depósito acumulador utilizado tem uma capacidade de 2000 litros, uma vez que é um valor que consegue estabelecer um compromisso entre a rapidez do aquecimento da água e o caudal necessário de água quente. Trata-se de um depósito acumulador da marca BaxiRoca, modelo ASA 2000-IN (Fig. 4.3), cujas características técnicas se podem observar no Anexo D.



Fig. 4.3: Depósito acumulador BaxiRoca ASA 2000-IN [37].

4.1.4. Caldeira

Neste sistema, a caldeira é um equipamento auxiliar de aquecimento, uma vez que o que se pretende é que todo o calor provenha da energia solar. Como esta é uma situação ideal e que não acontece sempre, existe a necessidade de instalar um componente que forneça o calor restante que o *chiller* de absorção necessita para funcionar nas condições óptimas. Este componente é, portanto, a caldeira. Existem vários aspectos a ter em conta na escolha de uma caldeira, nomeadamente o tipo de combustível utilizado, o caudal de água fornecido, a existência ou não de um depósito acumulador, etc.. Porém, o parâmetro fundamental a ter em conta (não menosprezando os aspectos anteriores) é a potência útil de aquecimento. Consultando os dados técnicos do *chiller* de absorção, verifica-se que este requer 25,1 kW de potência de aquecimento em condições de funcionamento nominal. Isto significa que, caso não existisse o sistema solar térmico, a caldeira teria de ter, no mínimo, esta potência de aquecimento para alimentar o *chiller*. Na prática, como a água proveniente do depósito acumulador já foi pré-aquecida (ainda que a sua temperatura possa eventualmente ter aumentado muito pouco), a caldeira apenas terá de fornecer algum calor a esta água para que ela atinja a temperatura pretendida - daí a designação de caldeira de apoio, ou caldeira auxiliar. Por conseguinte, o valor de 25,1 kW para a potência de aquecimento da caldeira até é, em termos práticos, ligeiramente sobredimensionado, pelo que este valor pode ser tido como referência para a escolha da caldeira.

A caldeira utilizada é uma caldeira a gás natural com uma potência de aquecimento de 28 kW, da marca BaxiRoca e modelo NORA 28/28 F. O facto de o combustível ser o gás natural prende-se com o aproveitamento da existência de uma rede de distribuição de gás natural na região onde a garrafeira se situa, havendo ainda a vantagem de o gás natural ter uma densidade inferior à do ar pelo que, no caso de uma fuga de gás, este tem tendência a subir e é mais facilmente eliminado através de portas ou janelas, favorecendo assim a segurança da

sua utilização. A Fig. 4.4 ilustra esta caldeira e o Anexo E contém alguns detalhes técnicos da mesma.



Fig. 4.4: Caldeira mural a gás BaxiRoca NORA 28/28 F [38].

4.1.5. Torre de arrefecimento

Para que o ciclo de absorção se processe, é necessário arrefecer o condensador e o absorvedor do *chiller*. Este arrefecimento é feito através de água fria, que absorve calor do *chiller* e liberta-o para o ar exterior numa torre de arrefecimento através de um processo chamado arrefecimento evaporativo. Como se observa nas especificações do *chiller* de absorção, a potência rejeitada através do circuito de arrefecimento é de 42,7 kW, pelo que a torre deve ter, no mínimo, esta potência de arrefecimento. Como tal, a torre usada neste sistema é uma torre húmida com uma capacidade de eliminação de calor de 46,5 kW, marca Rhoss e modelo CEHV 46 (Fig. 4.5), cujas especificações se podem encontrar no Anexo F.



Fig. 4.5: Torre de arrefecimento Rhoss CEHV 46 [39].

4.1.6. Descrição do sistema

Dado que o ciclo de absorção já foi descrito anteriormente, passa-se a explicar a relação que existe entre os vários componentes do sistema global de arrefecimento solar. Para melhor compreender esta explicação, torna-se bastante útil a consulta do esquema presente no Anexo A.

No circuito de água gelada, representado na Fig. A.1 a azul, as tubagens por onde circula a água são consideradas adiabáticas para efeitos de simulação. A água gelada é impulsionada ao longo do circuito através de uma bomba de circulação que é instalada a montante do *chiller* de absorção. O *bypass* é, na realidade, uma tubagem adiabática que serve unicamente para evitar sobrecargas de caudal que provocariam erros durante a simulação computacional. O *chiller* de absorção é o centro de três circuitos independentes: o circuito de água gelada, o circuito de água de arrefecimento e o circuito de água quente. No que diz respeito ao circuito de água gelada, é definido no EnergyPlus um *setpoint* para a temperatura da água gelada que o *chiller* deve “produzir” (na realidade, ele não a produz, apenas a arrefece continuamente, pois ela encontra-se num circuito fechado). Foi, portanto, inserido o valor de 7 °C com base nas especificações técnicas do *chiller*. A água gelada é, então, encaminhada para a serpentina de arrefecimento, onde recebe calor do ar interior da garrafeira, aumentando desta forma a sua temperatura. Esta água volta a ser bombeada para o *chiller* e o processo repete-se continuamente.

O circuito de água de arrefecimento do *chiller* de absorção encontra-se representado a amarelo na Fig. A.1. Tal como no circuito anterior, existe uma bomba de circulação que faz a água fluir entre o *chiller* e a torre de arrefecimento. O *chiller* recebe a água a cerca de 31 °C para arrefecer o condensador e o absorvedor e rejeita-a a cerca de 35 °C. Esta água é bombeada para a torre de arrefecimento que, através de um fluxo de ar fresco, reduz a sua temperatura de novo para os 31 °C. A água volta a circular para o *chiller* e o ciclo repete-se.

O circuito de água quente, que serve para fornecer calor ao *chiller* de absorção, encontra-se representado a cor-de-laranja na Fig. A.1. No EnergyPlus definiu-se um esquema de prioridades, que determina que o aquecimento da água é preferencialmente realizado através do sistema solar térmico, concretamente no depósito acumulador, e só no caso de este não conseguir aquecer a água até à temperatura pretendida é que se recorre ao aquecimento através da caldeira de apoio. Começando a análise deste circuito pela bomba de circulação de água quente, observa-se que a água é bombeada para o depósito acumulador, onde recebe calor do fluido solar. Esta transferência de calor ocorre graças a um permutador de calor no interior do depósito. Ao receber calor, a água vê naturalmente aumentada a sua temperatura e avança para a caldeira de apoio. A temperatura da água quente é medida à entrada da caldeira e comparada com o valor mínimo pretendido - se a temperatura for igual ou superior a 70 °C (esta é a temperatura mínima da água quente que o *chiller* admite para o seu

correcto funcionamento, como se verifica nas suas especificações), a caldeira permanece desligada e deixa passar a água quente sem alterar a sua temperatura; se a temperatura for inferior a 70 °C, a caldeira fornece calor adicional à água até esta atingir o *setpoint* definido (70 °C). Da caldeira, a água quente segue para o *chiller* de absorção onde fornece calor ao gerador. Com uma temperatura mais baixa, a água volta a ser bombeada para o depósito acumulador a fim de começar mais um ciclo de aquecimento.

De vermelho na Fig. A.1 encontra-se representado o circuito do fluido solar. Neste circuito, o fluido solar é bombeado pela bomba de circulação correspondente para circular entre o conjunto de colectores solares e o depósito acumulador. Quando o fluido passa pelos colectores, a radiação solar e a concepção dos colectores fazem com que a temperatura do fluido aumente. Então, este dirige-se para o depósito acumulador, onde percorre uma serpentina que faz parte de um permutador de calor, transferindo calor para a água. Ao regressar aos colectores, o fluido solar volta a aumentar a sua temperatura para repetir este ciclo. Porém, o fluido solar não está em constante circulação. Quando o depósito acumulador atinge uma temperatura próxima da do fluido solar (diferença inferior a 2 °C), este último deixa de circular e só volta a circular quando a diferença entre as temperaturas do fluido solar e do depósito acumulador for superior a 10 °C. Além destas condições, a bomba de circulação do fluido solar pára ainda por questões de segurança no caso de a temperatura no interior do depósito acumulador ser demasiado elevada (95 °C) e liga-se caso a temperatura do fluido solar atinja valores demasiado baixos (-6 °C), prevenindo a sua congelação e consequente danificação do circuito.

O circuito de ar é representado na Fig. A.1 a verde. O funcionamento deste circuito é bastante simples e pode ser criado de uma forma bastante básica no EnergyPlus. Trata-se de um circuito fechado de ventilação forçada, em que o ar é movimentado pelo ventilador e entra em contacto com a serpentina de arrefecimento, dentro da qual circula a água gelada. Deste contacto resulta uma transferência de calor do ar para a água gelada, o que significa que a temperatura do ar diminui. Este ar mais frio retorna ao interior da garrafeira, baixando, assim, a temperatura ambiente da mesma. O ar vai aquecendo devido às cargas térmicas no interior da garrafeira e volta a ser extraído para ser arrefecido de novo. A temperatura do ar à saída da serpentina de arrefecimento é medida para verificar se o ar insuflado na garrafeira tem a temperatura pretendida. Em função do resultado desta medição é que se ajusta o caudal de funcionamento da bomba de circulação da água gelada que passa na serpentina de arrefecimento.

Para efectuar as simulações computacionais, o EnergyPlus necessita de vários dados relativos aos diversos equipamentos utilizados no sistema em estudo. Alguns destes dados são demasiadamente técnicos e detalhados, tais como curvas características de funcionamento e outros parâmetros. Por outro lado, as especificações técnicas fornecidas pelos fabricantes dos equipamentos nem sempre contêm todas estas informações. Para resolver este impasse, a

solução adoptada foi utilizar a função de auto-dimensionamento que o *software* possui, que permite adaptar os parâmetros dos equipamentos às necessidades do sistema. Outra solução também encontrada foi a utilização de dados retirados dos ficheiros de exemplo e da biblioteca de dados bastante completa que o *software* disponibiliza.

4.2. Sistema de arrefecimento eléctrico existente

O sistema de arrefecimento já existente na garrafeira consiste, basicamente, num *chiller* eléctrico e numa torre de arrefecimento. É de salientar que a torre de arrefecimento é a mesma que já foi apresentada anteriormente.

4.2.1. Chiller eléctrico

Um *chiller* eléctrico é um equipamento que tem a capacidade de produzir frio através da compressão (e posterior expansão) de um fluido frigorigénio realizada por um compressor eléctrico. Na garrafeira existe um *chiller* eléctrico com uma capacidade de arrefecimento de 15,58 kW, que consegue produzir água gelada à temperatura de 7 °C. Trata-se do *chiller* TCHEY 115, da Rhoss (Fig. 4.6), cujos detalhes técnicos se podem encontrar no Anexo G.



Fig. 4.6: Chiller eléctrico Rhoss TCHEY 115 [40].

4.2.2. Torre de arrefecimento

As exigências do *chiller* eléctrico no que diz respeito às suas necessidades de rejeição de calor são as mesmas das observadas no *chiller* de absorção, pelo que a torre de arrefecimento utilizada neste sistema é a mesma que já foi apresentada anteriormente.

4.2.3. Descrição do sistema

O sistema de arrefecimento eléctrico convencional funciona com dois componentes fundamentais: o *chiller* eléctrico, que é o responsável pela produção de água fria, e a torre

de arrefecimento, que se encarrega de arrefecer a água que retira calor do condensador do *chiller*. O *chiller* eléctrico é composto por quatro etapas: a compressão do fluido frigorigénio (efectuada pelo compressor, que é alimentado a energia eléctrica), a remoção de calor do fluido frigorigénio (que é feita no condensador), a sua expansão (feita através de uma válvula de expansão) e a absorção de calor proveniente do espaço que se quer refrigerar (realizada no evaporador do *chiller*). A torre de arrefecimento desempenha neste sistema o mesmo papel do sistema anterior, ou seja, faz circular um fluxo de ar através da água de arrefecimento do *chiller* para a arrefecer (i.e., para lhe extrair calor) antes de ela regressar ao condensador do *chiller* para repetir o processo.

Tal como no sistema de arrefecimento solar, neste sistema o arrefecimento da garrafeira é feito através de um ventilo-convector responsável pela criação de um fluxo de ar que vai passar por uma serpentina de arrefecimento, dentro da qual circula a água gelada produzida pelo *chiller* eléctrico. O ar, ao contactar com esta serpentina, transfere calor para a água gelada e, deste modo, regressa à garrafeira mais frio do que quando saiu.

Capítulo 5

Resultados Obtidos

Os resultados obtidos através das simulações computacionais no EnergyPlus são apresentados e analisados neste capítulo. Os primeiros resultados apresentados têm a ver com o efeito dos ganhos de calor na garrafeira provocados por vários factores, nomeadamente a radiação solar incidente, sem qualquer sistema de arrefecimento. Depois, é analisada a simulação da garrafeira com um sistema ideal de arrefecimento, para determinar as necessidades energéticas para a arrefecer. Posteriormente, são apresentados os resultados das simulações do sistema de arrefecimento solar e do sistema de arrefecimento eléctrico convencional. Finalmente, é feita uma análise económica simplificada aos dois sistemas, comparando-os de um ponto de vista económico a médio/longo prazo.

5.1. Efeito da radiação solar

Para se ter uma noção do efeito que a radiação solar tem na temperatura interior da garrafeira, foi realizada uma simulação no EnergyPlus sem qualquer sistema de arrefecimento a funcionar. Os resultados obtidos permitem elaborar o gráfico da Fig. 5.1. Verifica-se que a temperatura exterior mais elevada do ano ocorre no dia 6 de Julho, pelas 11 horas, atingindo o valor de 31,3 °C. No interior da garrafeira, a máxima temperatura verificada foi de 33,8 °C e ocorreu no dia 23 de Julho, pelas 18 horas. O facto de a temperatura interior da garrafeira atingir valores superiores aos da temperatura exterior revela que os ganhos de calor são de origem predominantemente solar (i.e., da radiação solar incidente na garrafeira).

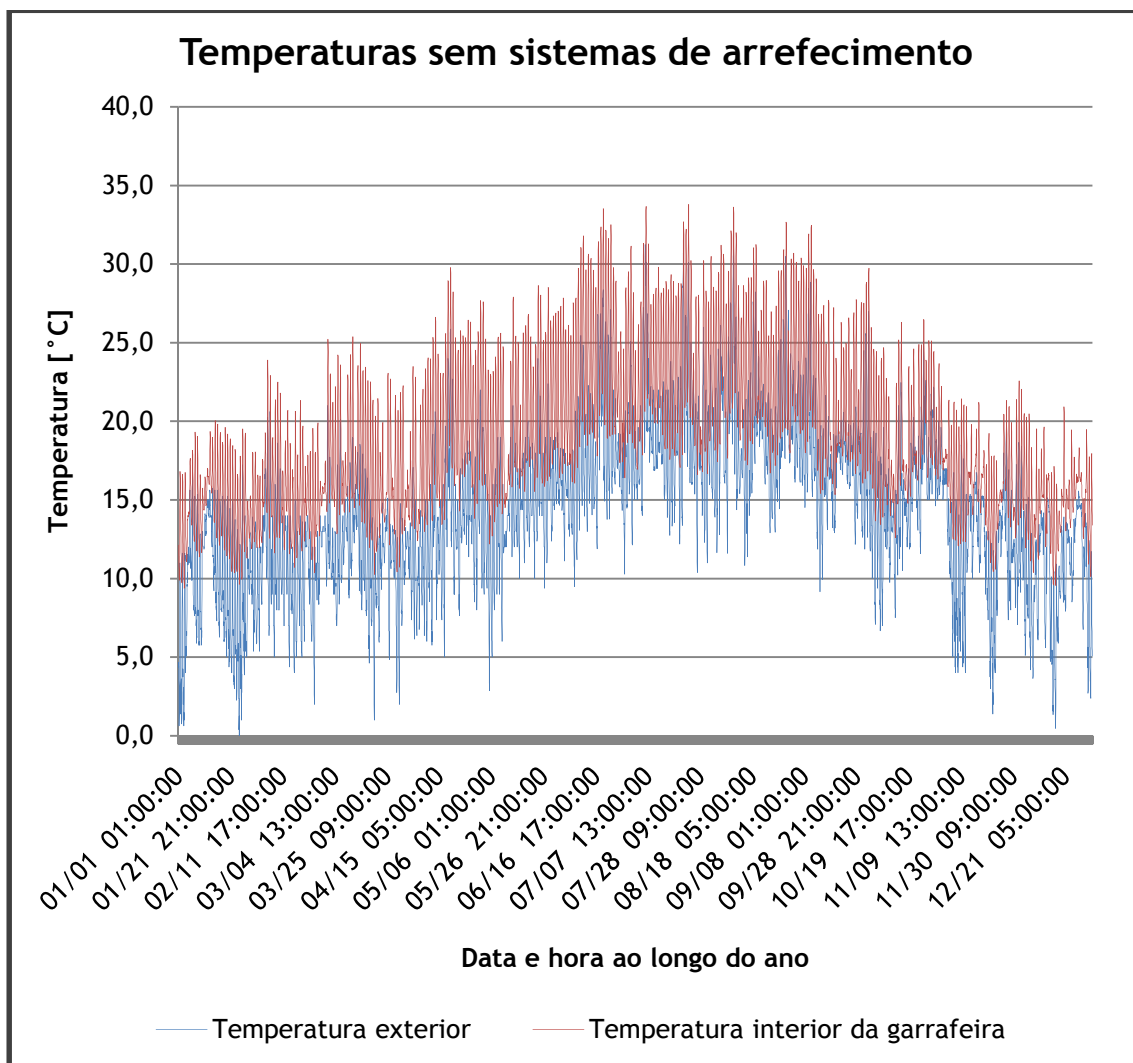


Fig. 5.1: Evolução das temperaturas exterior e interior da garrafeira ao longo do ano sem sistemas de arrefecimento.

Analisando o perfil das temperaturas, verifica-se que a tendência corresponde ao esperado: temperaturas mais altas no Verão e mais baixas no Inverno. A temperatura interior da garrafeira é tendencialmente superior à temperatura exterior, excepto quando a temperatura exterior aumenta muito rapidamente, não sendo acompanhada pelo aumento da temperatura interior devido à inércia térmica da garrafeira.

Observa-se no gráfico que ambos os perfis das temperaturas são muito instáveis, oscilando acentuadamente em curtos espaços de tempo e até dificultando de certa forma a leitura do gráfico. Esta grande oscilação é facilmente explicada pelo facto de o menor intervalo entre valores do eixo das abcissas ser de uma hora. Por outras palavras, a resolução do gráfico é de uma hora, o que implica que a simulação percorre todas as horas do ano. Como isto implica correr as horas diurnas e as horas nocturnas, nestas últimas observa-se uma diminuição lógica das temperaturas, seguida obviamente de uma subida das mesmas durante as horas diurnas.

Os Anexos H, I, J, K, L e M apresentam de uma forma expandida todos os gráficos deste capítulo que, pelo seu tamanho reduzido e grande nível de detalhe, são de difícil análise e compreensão.

O gráfico da Fig. 5.2 ilustra a evolução das temperaturas exterior e interior da garrafeira no dia mais quente do ano (6 de Julho), segundo o ficheiro climático da região do Porto, permitindo observar com maior facilidade os perfis das temperaturas ao longo das 24 horas de um dia de Verão.

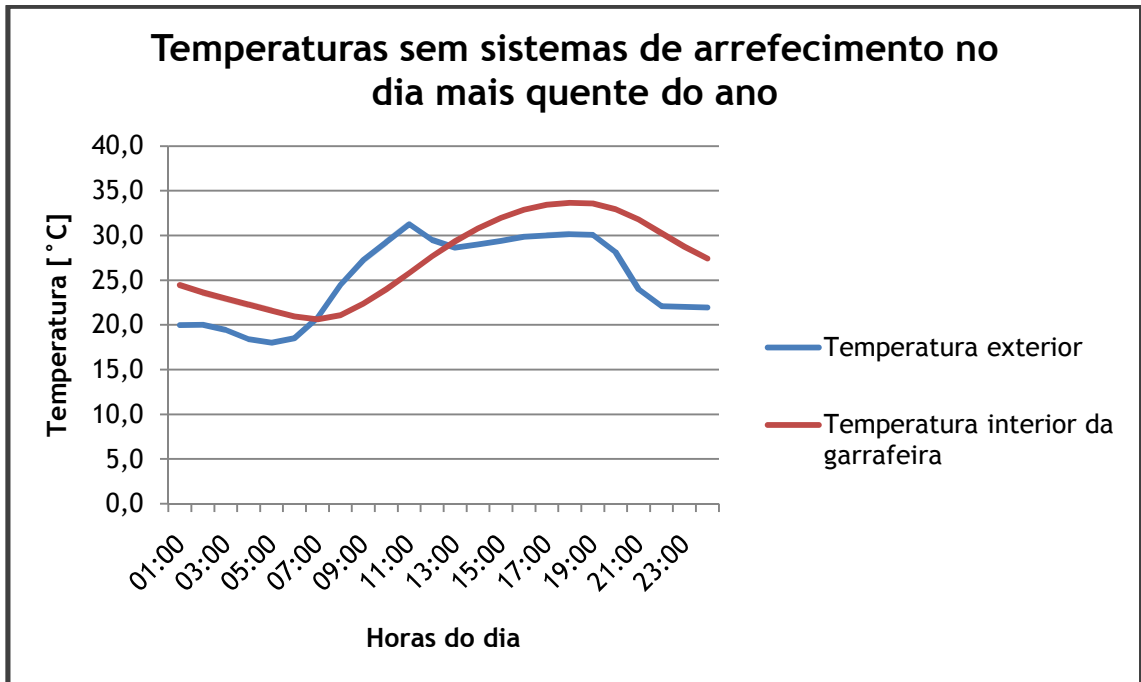


Fig. 5.2: Evolução das temperaturas exterior e interior da garrafeira ao longo do dia mais quente do ano (6 de Julho) sem sistemas de arrefecimento.

5.2. Determinação das cargas térmicas

A determinação das cargas térmicas ao longo do ano é feita através da simulação de um sistema virtual de arrefecimento ideal que, tal como já foi referido, é programado para manter a temperatura interior da garrafeira sempre abaixo de um determinado valor (neste caso, sempre abaixo de 14 °C). O *software* permite analisar a potência de arrefecimento necessária para manter a temperatura em valores aceitáveis. O gráfico da Fig. 5.3 permite ver a evolução das temperaturas exterior e interior da garrafeira ao longo do ano. De facto, tal como se pretendia, a temperatura interior nunca excede os 14 °C, o que comprova que o sistema está a funcionar devidamente. Em termos das temperaturas mínimas, observa-se que a temperatura interior nunca desce excessivamente (para valores muito desadequados), pelo que não é necessário ter preocupações com o aquecimento do ar.

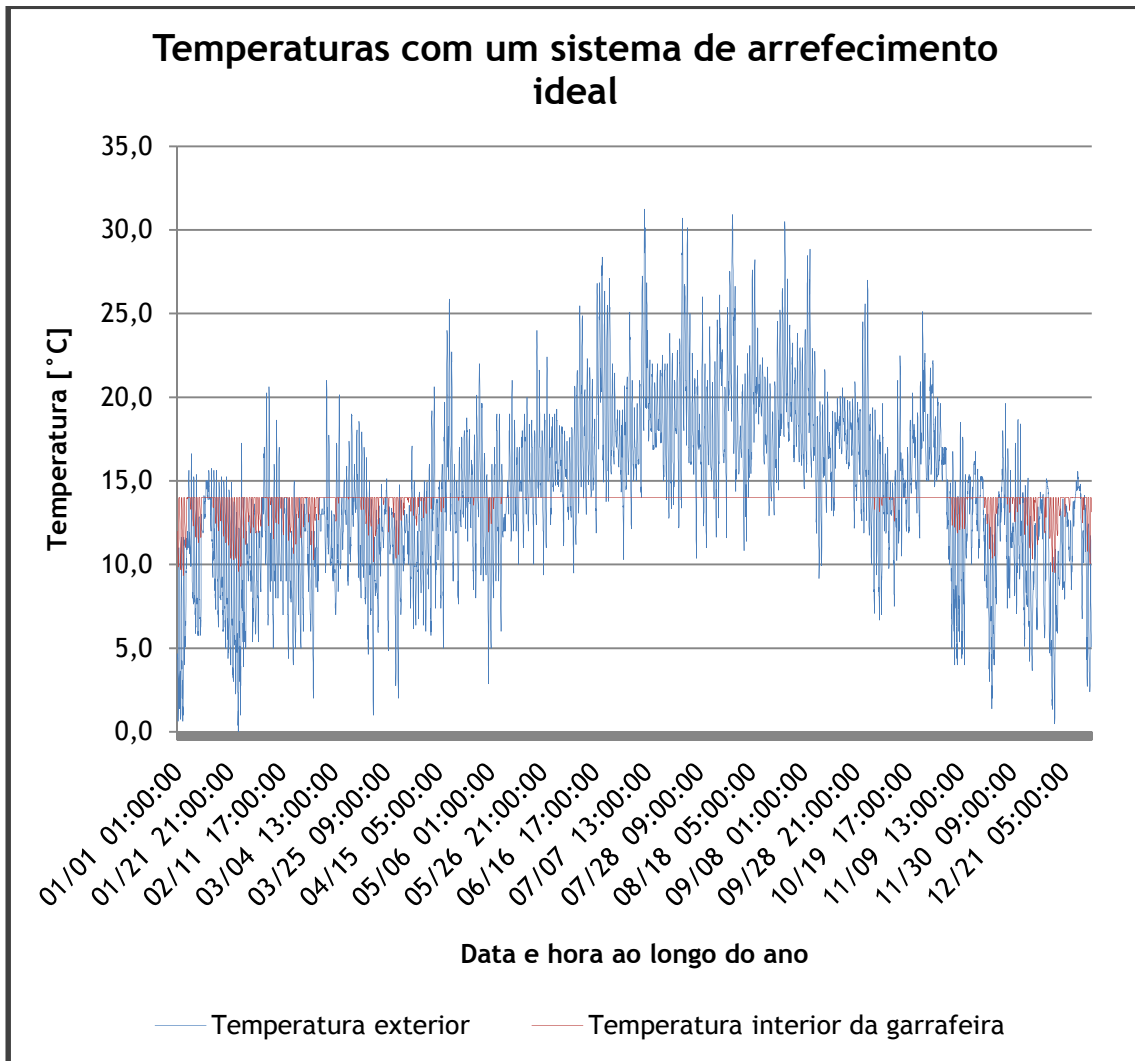


Fig. 5.3: Evolução das temperaturas exterior e interior da garrafeira ao longo do ano com um sistema de arrefecimento ideal (*Ideal Loads Air System*).

O gráfico da Fig. 5.4 apresenta a potência de arrefecimento que o sistema ideal necessita para cumprir as exigências térmicas definidas ao longo de todo o ano. Como é evidente, durante os meses de Inverno a potência requerida é relativamente baixa. Durante o Verão, a potência de arrefecimento necessária é obviamente mais alta, atingindo o valor máximo de 12,63 kW no dia 23 de Julho às 17 horas. Este é o valor a ter como referência na escolha de um equipamento de arrefecimento da garrafeira.

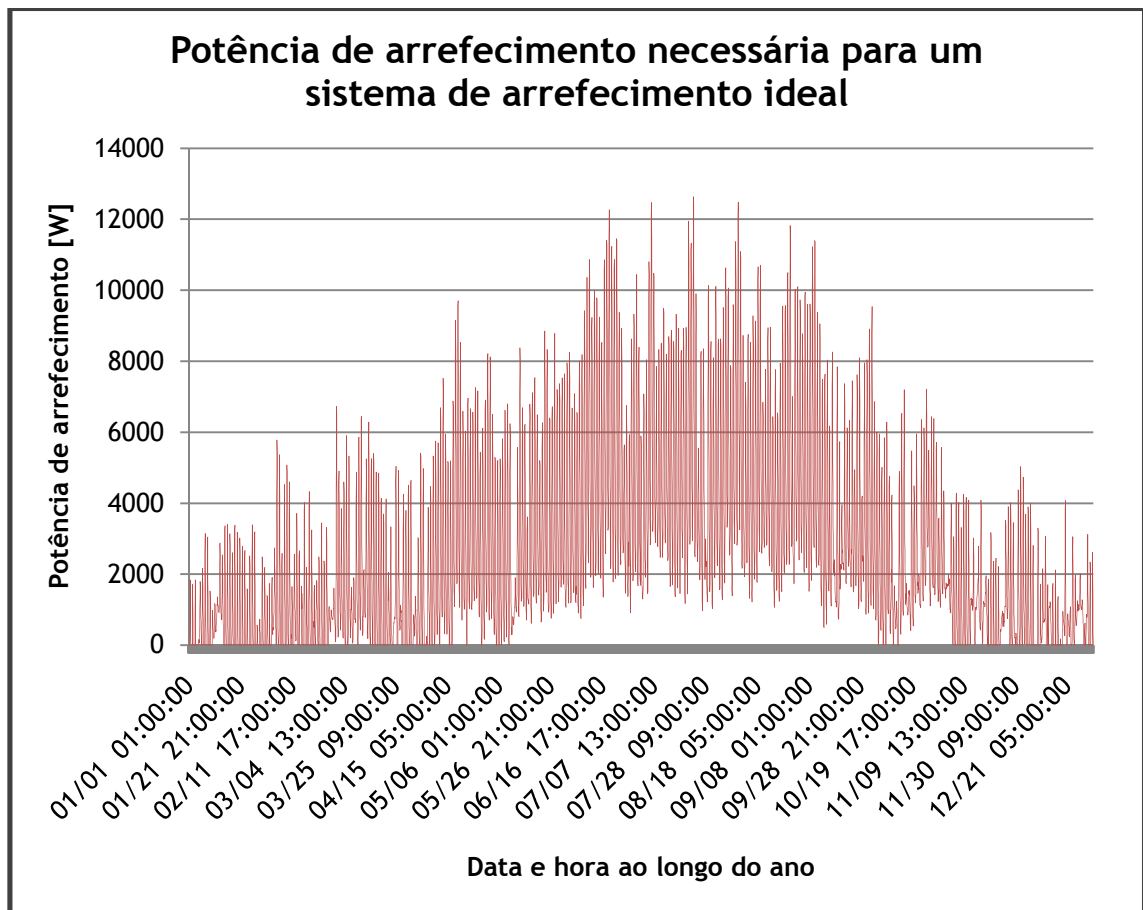


Fig. 5.4: Potência de arrefecimento necessária ao longo do ano para um sistema de arrefecimento ideal (*Ideal Loads Air System*).

5.3. Sistema de arrefecimento solar

O sistema de arrefecimento solar implementado permitiu atingir os objectivos térmicos definidos. A simulação anual permite verificar que existem momentos em que o intervalo de temperaturas pretendido (de 10 °C a 14 °C) não é totalmente respeitado. Porém, a temperatura verificada nesses espaços de tempo não se afasta muito do intervalo pretendido e, além disso, os períodos de tempo em que isso acontece são relativamente curtos e, por isso, não chegam a ser prejudiciais. A Fig. 5.5 apresenta o gráfico com a evolução das temperaturas ao longo do ano.

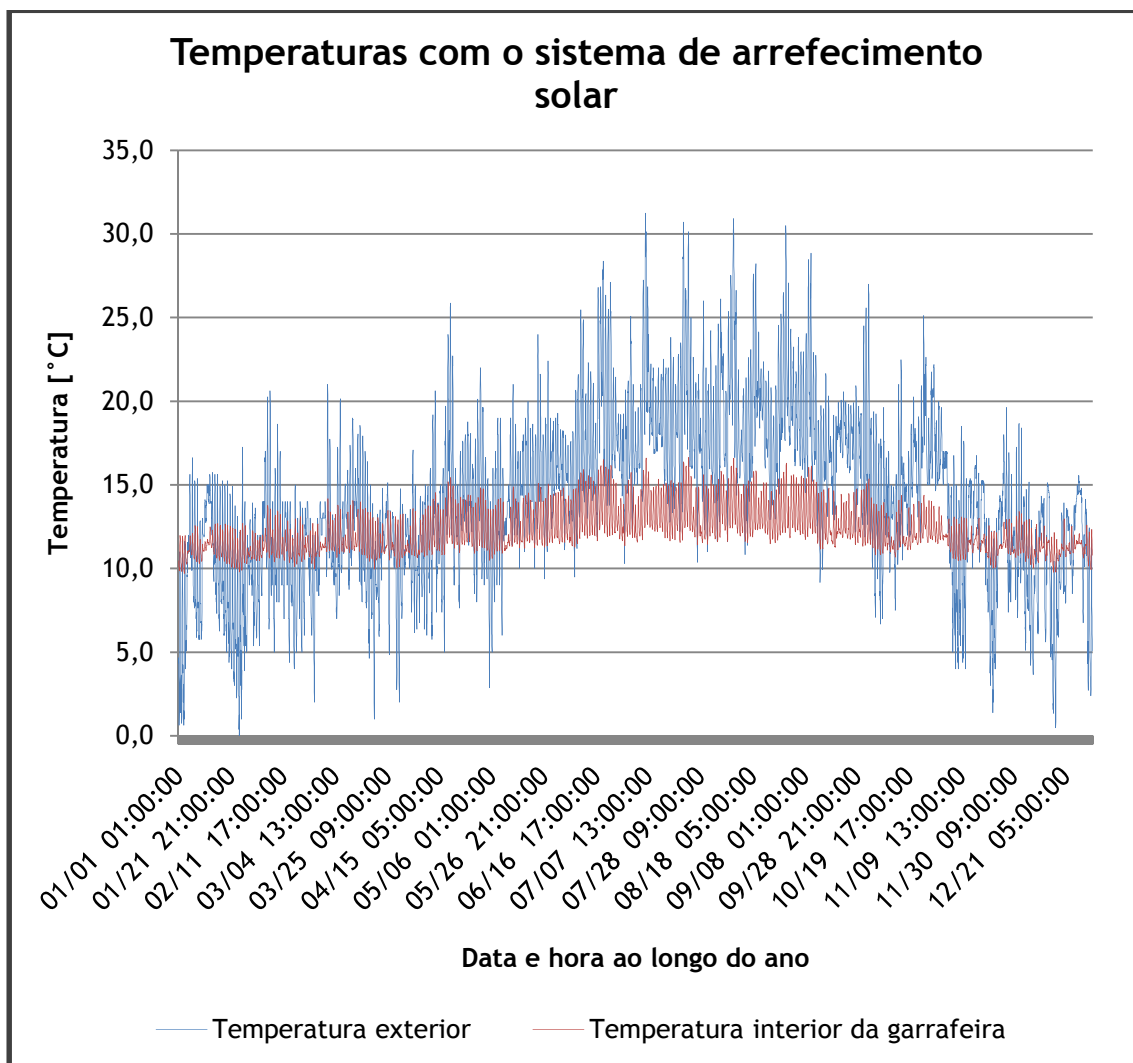


Fig. 5.5: Evolução das temperaturas exterior e interior da garrafeira ao longo do ano com o sistema de arrefecimento solar.

Se fizermos uma média das temperaturas para cada mês, obtemos o gráfico da Fig. 5.6 que, apesar de não apresentar os valores máximos e mínimos diários, permite perceber que o sistema consegue manter a temperatura interior da garrafeira dentro do intervalo pretendido. Naturalmente, o sistema necessita de extrair mais calor do interior da garrafeira durante os meses de Verão do que nos meses de Inverno. A Fig. 5.7 permite visualizar a evolução da energia térmica transferida do ar interior da garrafeira para a água gelada que circula dentro da serpentina de arrefecimento. Como se previa, os valores mais altos ocorrem nos meses de Verão, em que a carga térmica é maior, e os valores mais baixos verificam-se nos meses de Inverno, uma vez que a carga térmica é muito inferior. Da análise destes dois gráficos (Fig. 5.6 e Fig. 5.7) poderá surgir a questão: “se durante o Inverno a temperatura exterior chega a ser inferior à temperatura interior, porque é que, mesmo nesta altura, continua a ser extraído calor da garrafeira?”. Isto sucede devido ao facto de, mesmo durante o Inverno, existir alguma radiação solar que incide sobre a garrafeira e aumenta em certa medida a sua

temperatura interior. Por outras palavras, no Inverno a temperatura exterior é mais baixa e não há transferências de calor por condução ou por convecção para a garrafeira, mas continua a haver, durante o dia, alguma transferência de calor por radiação. Acresce a este facto a existência de quaisquer cargas térmicas internas, tais como luzes, equipamentos eléctricos, etc..

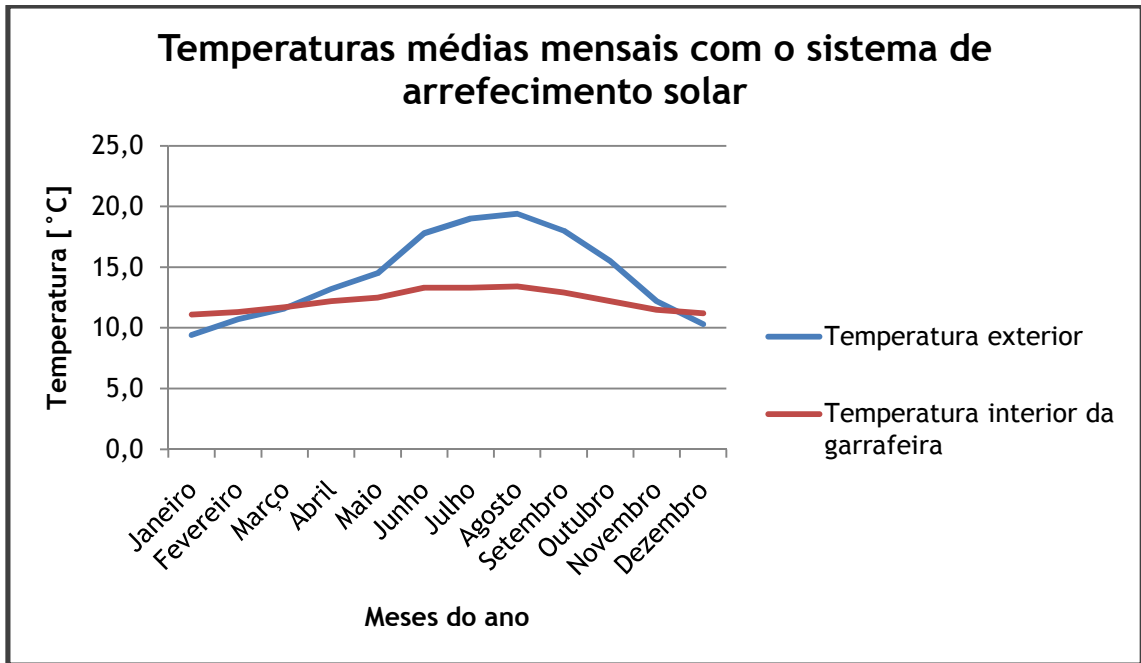


Fig. 5.6: Evolução dos valores médios mensais das temperaturas exterior e interior da garrafeira ao longo do ano com o sistema de arrefecimento solar.

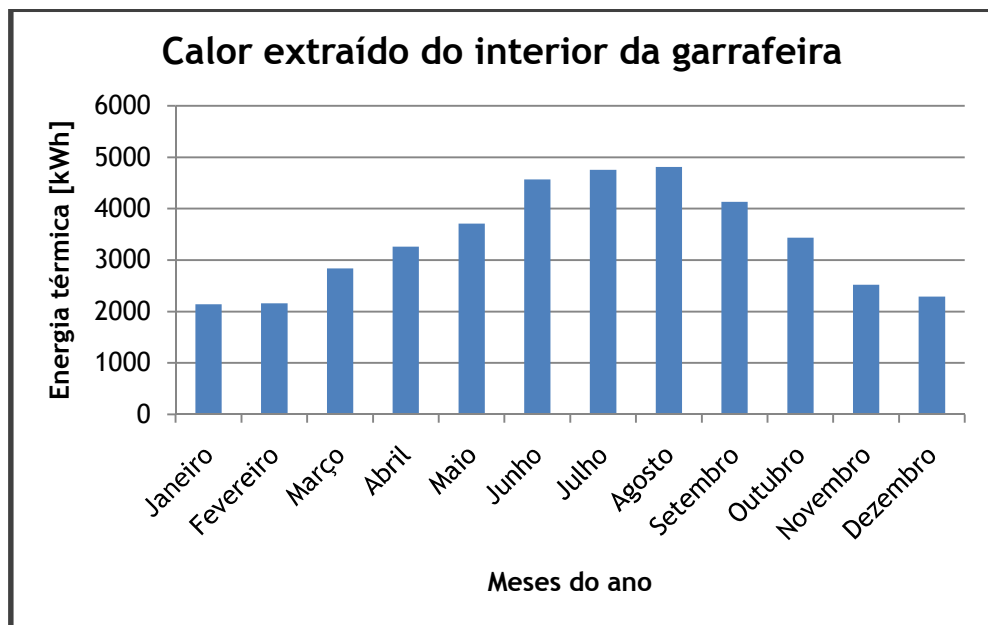


Fig. 5.7: Calor transferido do ar interior da garrafeira para a água gelada que circula dentro da serpentina de arrefecimento.

Importa, agora, saber qual é o consumo eléctrico de todo o sistema e qual o peso que tem cada um dos componentes no consumo total. O gráfico da Fig. 5.8 permite verificar que o circuito responsável por arrefecer o *chiller* de absorção é o causador de grande parte do consumo de energia eléctrica. De facto, só a bomba de circulação da água de arrefecimento do *chiller* consome praticamente metade da energia eléctrica total consumida por todo o sistema de arrefecimento solar. A torre de arrefecimento ocupa também uma grande fatia do consumo eléctrico total. É de destacar o facto de o *chiller* de absorção ter um consumo eléctrico praticamente insignificante em relação ao consumo total do sistema. Conclui-se, desta forma, que a grande contrariedade deste sistema ao nível do consumo de electricidade reside na necessidade de arrefecer o *chiller* de absorção. Todavia, esta tarefa é também necessária no caso da utilização de um *chiller* eléctrico, pelo que esta contrariedade não é exclusiva do sistema de arrefecimento solar. Somando os consumos eléctricos mensais, obtém-se um consumo eléctrico anual total de 22.269 kWh.

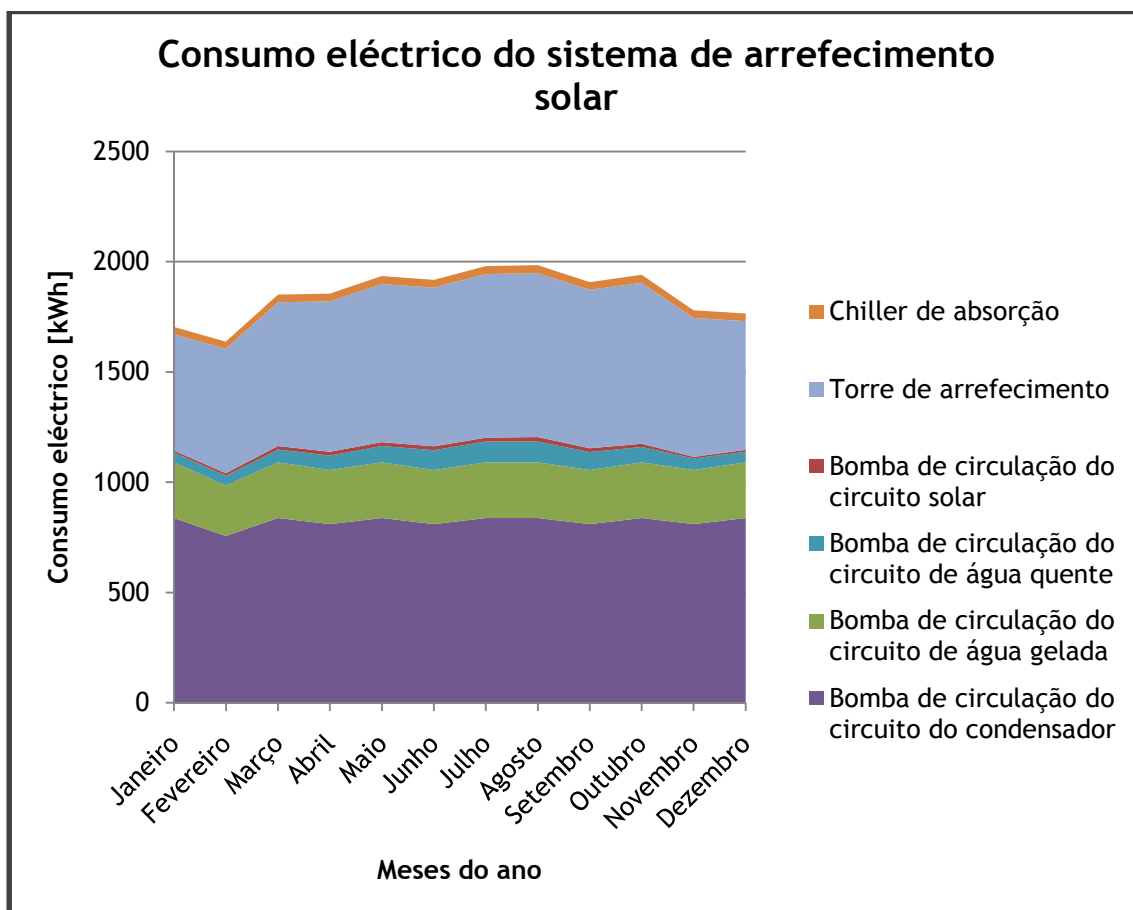


Fig. 5.8: Consumo eléctrico do sistema de arrefecimento solar, evidenciando o contributo de cada componente.

O *chiller* de absorção necessita de uma fonte de calor para efectuar o processo de arrefecimento por absorção. Este sistema de arrefecimento solar procura aproveitar ao máximo a energia solar, gratuita e inesgotável em termos práticos, para fornecer calor ao

chiller. Como é evidente, o aproveitamento da energia solar não é constante ao longo do ano e haverá alturas em que é necessária uma fonte de calor alternativa para que o *chiller* continue a funcionar devidamente. Esta fonte de calor é a caldeira, alimentada a gás natural. Em função das necessidades, o consumo de gás varia ao longo do ano, podendo a sua variação ser observada na Fig. 5.9. Neste gráfico, podemos verificar que o consumo de electricidade varia relativamente pouco ao longo do ano, tendo um impacto algo significativo no consumo energético total. O consumo de gás é muito mais variável, saltando à vista uma diminuição que começa no Inverno e vai até meio da Primavera. Procurando encontrar uma explicação para a forma deste gráfico, pode-se dizer que no Inverno as necessidades de arrefecimento são muito menores, pelo que o funcionamento do *chiller* se torna menos exigente no que diz respeito à alimentação de energia térmica. Por outro lado, a partir da Primavera as necessidades de arrefecimento da garrafeira vão aumentando, exigindo mais do *chiller* que, assim, necessita de mais calor para efectuar o processo de absorção. Como se observa, o mês de Abril é aquele em que o fornecimento de calor ao *chiller* proveniente da caldeira a gás é mais reduzido, sendo que a maior parte do calor utilizado é captada pelos colectores solares. De facto, é sensivelmente a partir desta altura do ano que o potencial de aproveitamento de energia solar aumenta significativamente, pelo que não é de estranhar que durante os meses seguintes (até cerca de Outubro, ou seja, até ao final da estação quente) a energia solar térmica seja a principal forma de energia consumida pelo *chiller*. Esta é uma grande vantagem, pois é precisamente nesta altura que as cargas térmicas da garrafeira são maiores.

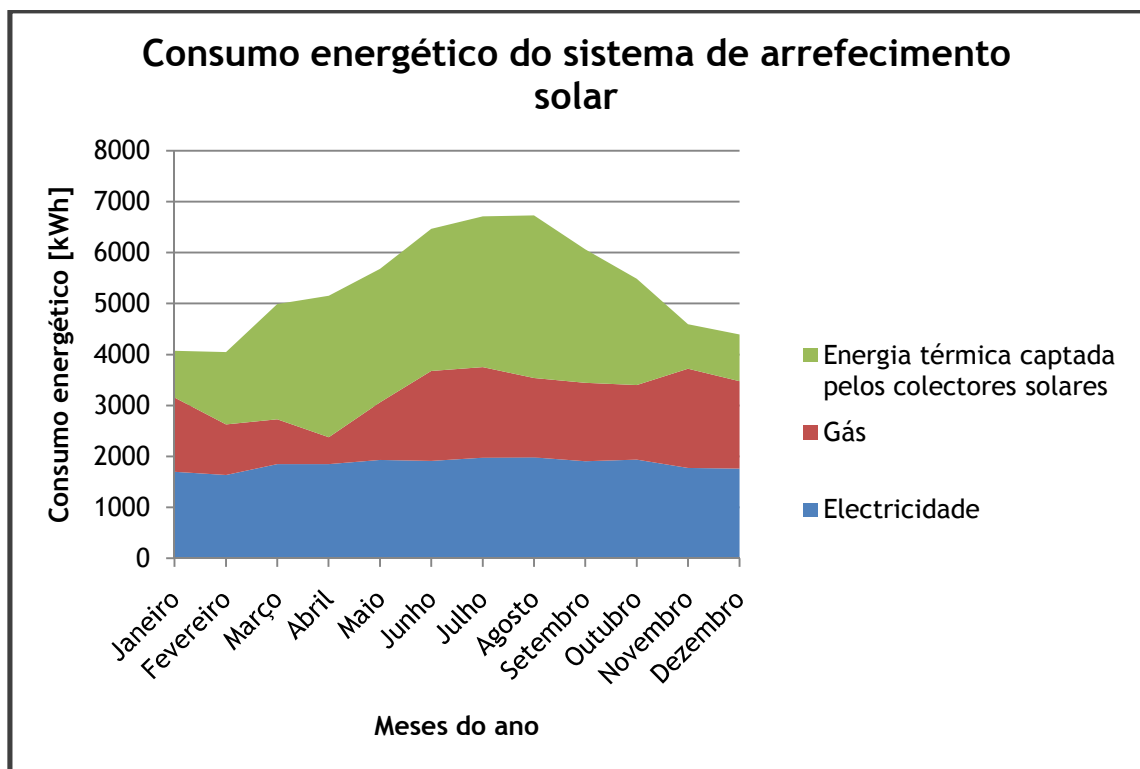


Fig. 5.9: Consumo energético do sistema de arrefecimento solar, mostrando o consumo de electricidade, de gás e da energia térmica captada pelos colectores solares.

Se compararmos a quantidade de energia consumida pelo sistema que é obtida de forma gratuita (energia solar) com a que tem de ser comprada (electricidade e gás), verificamos que o contributo da energia solar ao longo de todo o é bastante significativo. Acresce ainda a hipótese de a energia eléctrica utilizada ter sido produzida a partir de fontes de energia renováveis, o que promove ainda mais a sustentabilidade ambiental.

Os dados fornecidos pelo *software* apontam para um consumo anual de gás natural de 16.741 kWh e um aproveitamento anual de energia solar térmica de 25.422 kWh. Dado que, como já foi referido, o consumo anual de energia eléctrica é de 22.269 kWh, conclui-se que o contributo da energia solar térmica para o consumo energético total é de 39 % (Fig. 5.10).

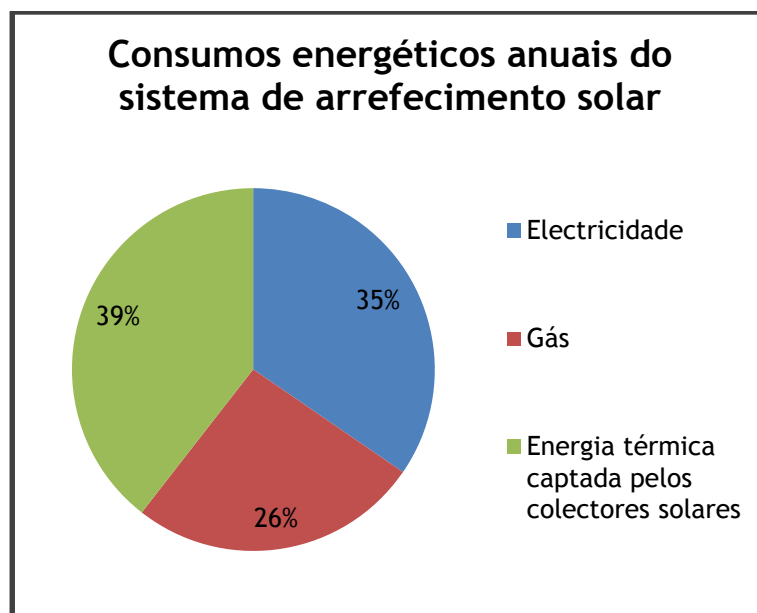


Fig. 5.10: Distribuição percentual dos consumos energéticos anuais do sistema de arrefecimento solar.

5.4. Sistema de arrefecimento eléctrico convencional

A simulação do sistema de arrefecimento eléctrico convencional permite comparar os seus consumos energéticos com os do sistema de arrefecimento solar. Na Fig. 5.11 pode observar-se a evolução das temperaturas exterior e interior da garrafeira ao longo do ano. Os requisitos impostos para a temperatura interior, que deve variar sensivelmente entre os 10 e os 14 °C, são cumpridos na maior parte do ano, havendo, contudo, vários períodos durante a estação quente em que a temperatura interior excede o limite máximo aconselhável. Isto poderá significar que a potência do sistema de arrefecimento eléctrico instalado não é suficiente para as cargas térmicas da garrafeira. No entanto, e tal como acontece com o sistema de arrefecimento solar, os desvios em relação ao intervalo de temperaturas aconselhado são pouco significativos, quer pela sua amplitude, quer pela sua duração, pelo que este sistema pode ser utilizado.

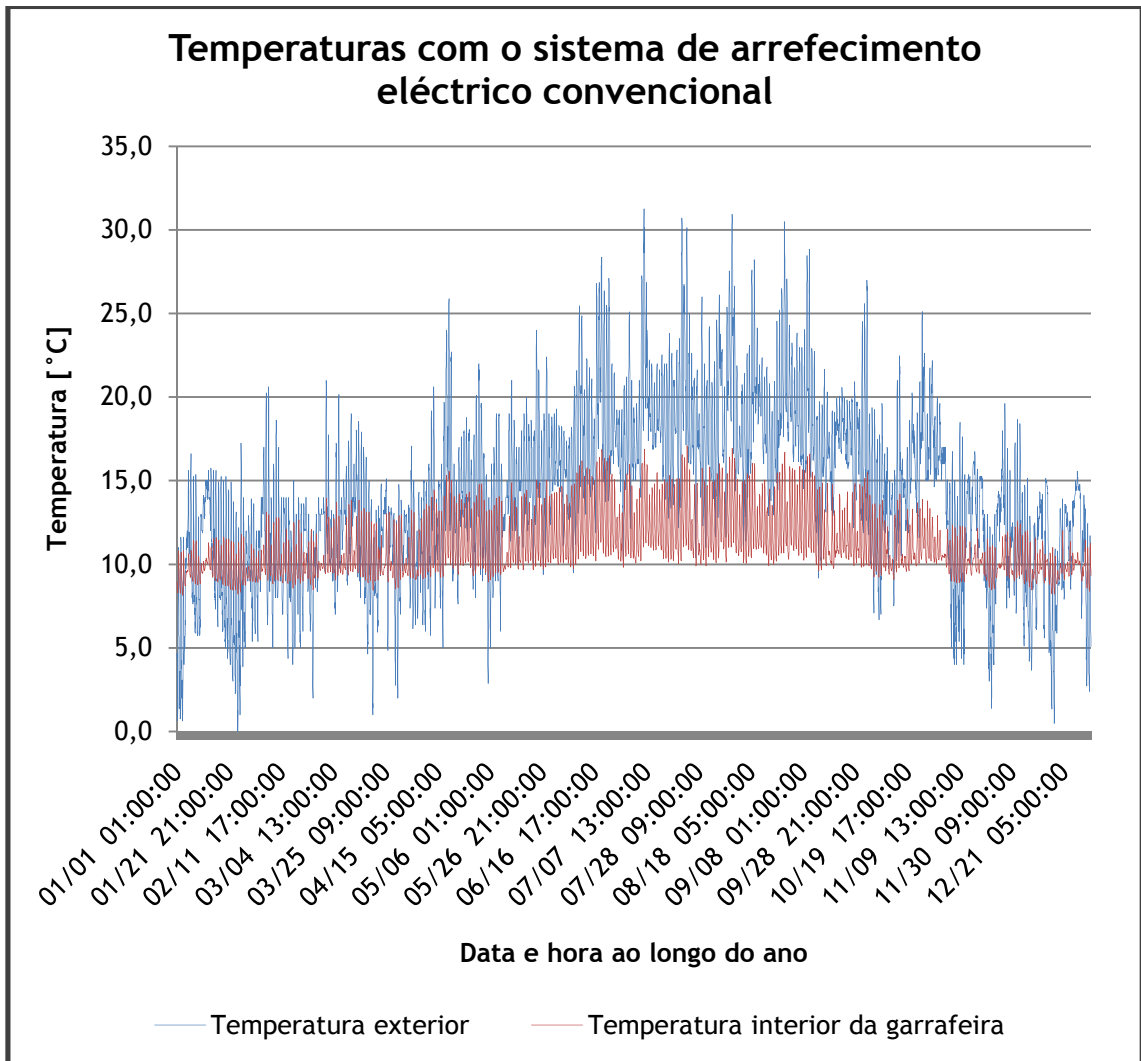


Fig. 5.11: Evolução das temperaturas exterior e interior da garrafeira ao longo do ano com o sistema de arrefecimento eléctrico convencional.

O consumo eléctrico deste sistema ao longo do ano encontra-se representado na Fig. 5.12. Este gráfico permite verificar que, ao contrário do que sucede com o sistema de arrefecimento solar, o componente que mais contribui para o consumo eléctrico total é o *chiller* eléctrico. O circuito do condensador é também responsável por uma parte importante do consumo total, com a sua bomba de circulação e a torre de arrefecimento a apresentarem consumos eléctricos semelhantes àqueles verificados no sistema de arrefecimento solar. Tal como seria de esperar, o *chiller* eléctrico tem um consumo muito mais acentuado nos meses mais quentes, uma vez que é o único componente que contribui para o arrefecimento da garrafeira. Todos os outros componentes têm um perfil de consumo eléctrico mais constante ao longo do ano. Somando os consumos eléctricos de todos os componentes, conclui-se que o consumo eléctrico anual total deste sistema é de 37.285 kWh.

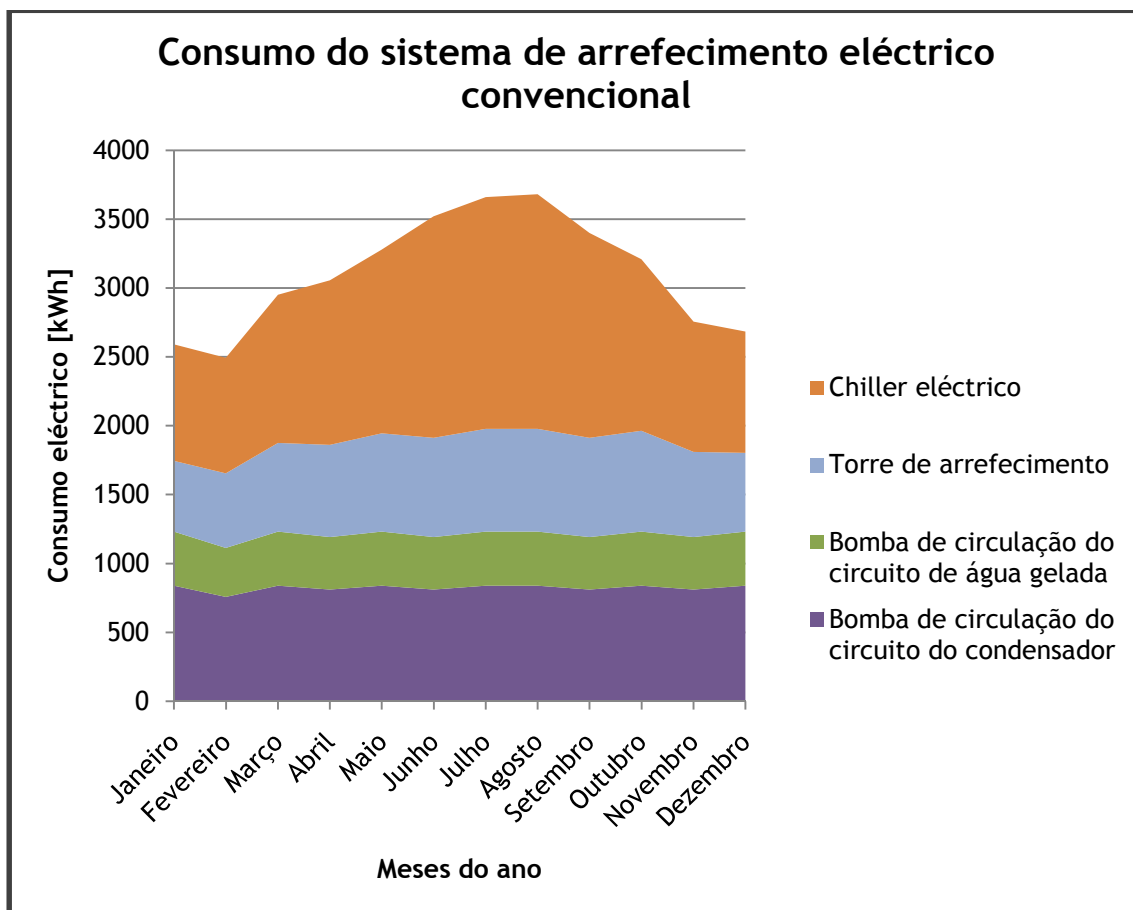


Fig.5.12: Consumo eléctrico do sistema de arrefecimento eléctrico convencional, evidenciando o contributo de cada componente.

5.5. Análise de resultados

Vamos analisar a diferença entre a temperatura interior da garrafeira obtida com o sistema de arrefecimento solar e a temperatura máxima recomendada. O gráfico da Fig. 5.13 permite verificar que a temperatura obtida com o sistema estudado neste trabalho ultrapassa ligeiramente a temperatura máxima recomendada (14 °C). Este mesmo gráfico apresenta em valores negativos o desvio da temperatura da garrafeira em relação à temperatura mínima recomendada (10 °C). Este acontecimento ocorre tão raramente que dificilmente é visível nesta figura, podendo observar-se melhor no Anexo M. Estes pequenos desvios em relação à temperatura mínima recomendada podem ser praticamente ignorados, quer pela sua reduzida amplitude, quer pela sua baixíssima frequência, ou ainda pelo facto de uma temperatura ligeiramente abaixo da recomendada não ter um efeito muito prejudicial, comparado com uma temperatura acima da recomendada. Por outro lado, os desvios em relação à temperatura máxima recomendada podem merecer mais atenção... Em primeiro lugar, o afastamento da temperatura da garrafeira em relação à temperatura máxima recomendada, apesar de não ser grande, é bem visível. Depois, apesar de intermitentes, estes desvios apresentam alguma frequência durante o Verão. Há ainda que ter em conta que uma

temperatura de armazenamento do vinho muito superior a 14 °C, pois acelera a sua evolução e reduz a sua longevidade em garrafeira. É possível que a capacidade de arrefecimento do *chiller* de absorção utilizado esteja ligeiramente subdimensionada para as necessidades de arrefecimento da garrafeira. Contudo, a escolha de um *chiller* com maior capacidade de arrefecimento implicaria um custo inicial bastante mais elevado, o que não se justificaria face a tão pequenos desvios da temperatura em relação ao limite superior recomendado.

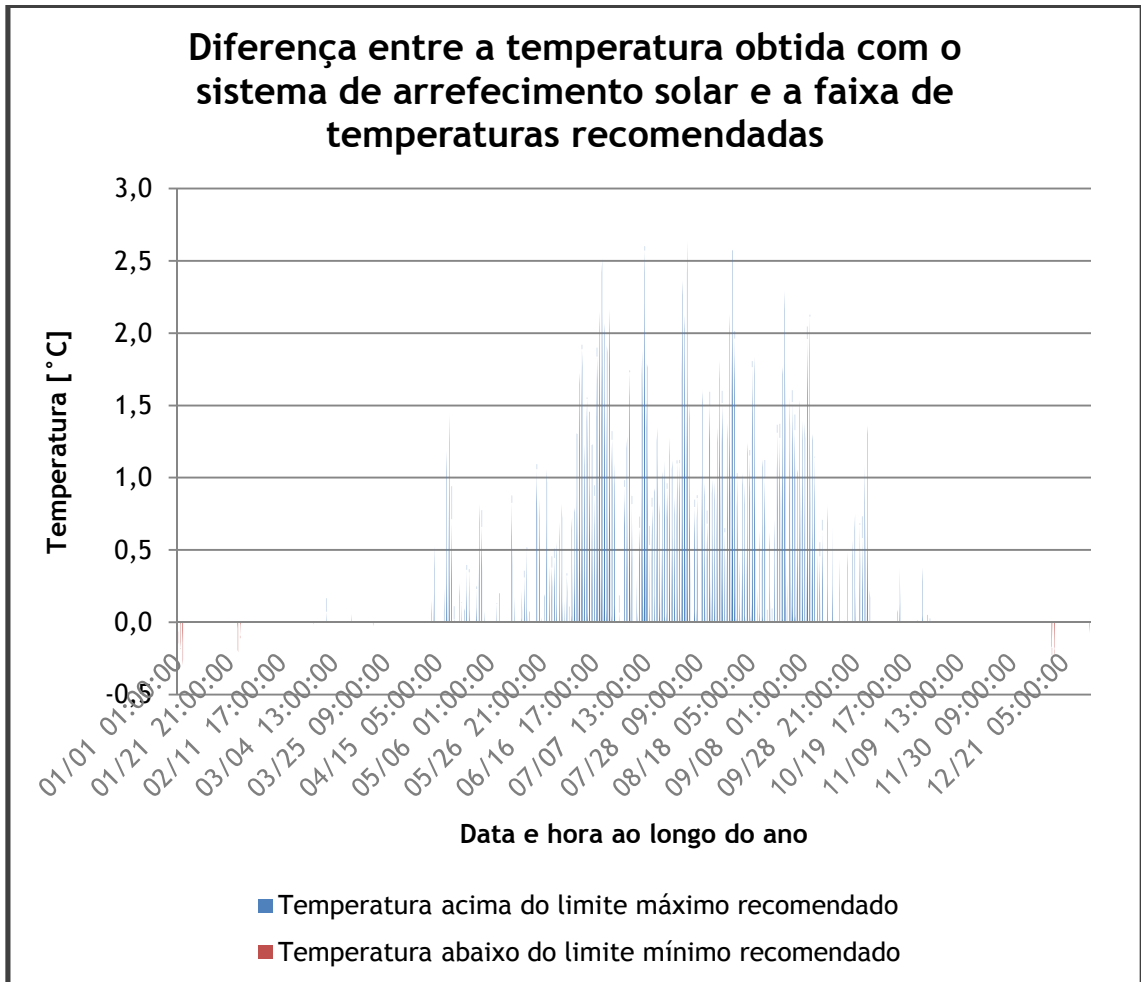


Fig. 5.13: Diferença entre a temperatura obtida com o sistema de arrefecimento solar e a faixa de temperaturas recomendadas (de 10 a 14 °C).

Neste momento da análise, interessa comparar os consumos energéticos ao longo do ano dos dois sistemas de arrefecimento. A Fig. 5.14 permite verificar que não existe um padrão muito bem definido em relação a qual dos sistemas consome mais energia, pois nalguns meses é um, noutros é o outro, noutros ainda estão bastante equilibrados. No entanto, num olhar mais atento verifica-se que, exceptuando os meses mais frios do ano, o sistema de arrefecimento eléctrico convencional apresenta sempre consumos energéticos próximos ou mesmo superiores aos do sistema de arrefecimento solar. Há que notar que o consumo energético deste último sistema engloba o conjunto dos consumos de electricidade e de gás. Como tal,

para esta comparação fazer mais sentido, importa converter estes consumos energéticos em consumos monetários para, aí sim, verificar qual dos dois sistemas é economicamente mais vantajoso.

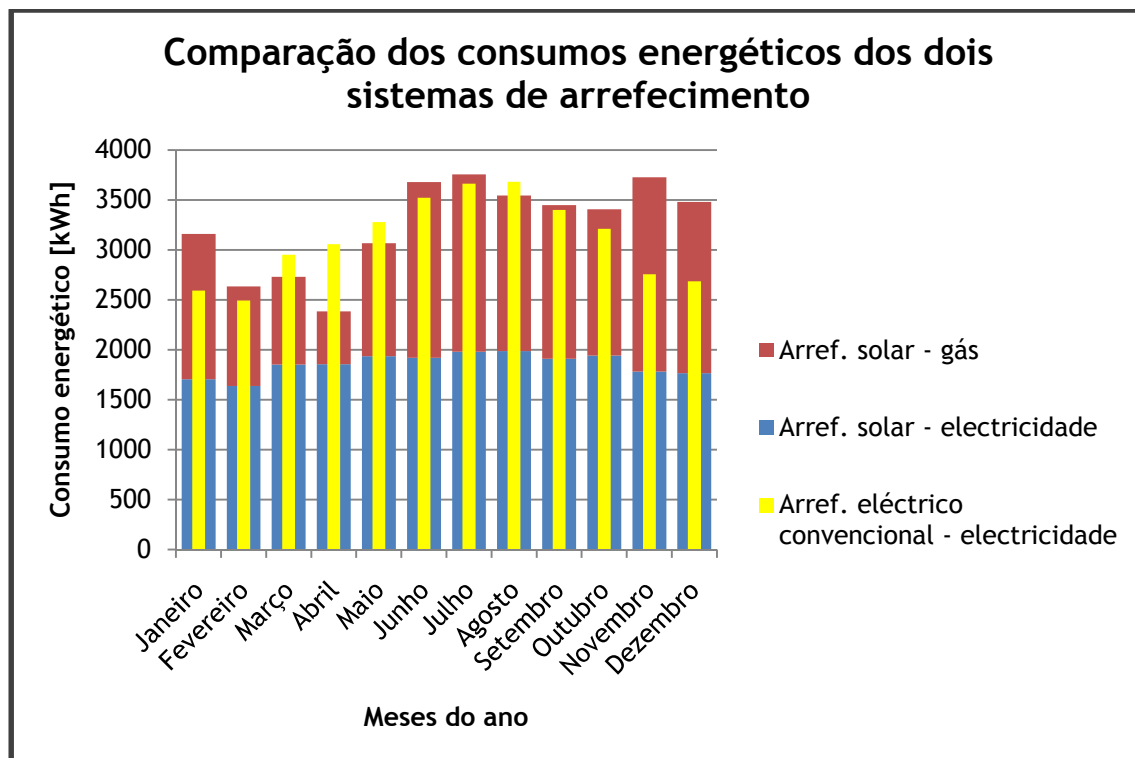


Fig. 5.14: Comparação do consumo energético do sistema de arrefecimento solar (electricidade + gás) com o do sistema de arrefecimento eléctrico convencional (só electricidade).

A conversão do consumo de energia eléctrica (em kWh) em consumo monetário (em €) foi feita com base na tarifa simples em BTN (Baixa Tensão Normal) da empresa EDP para o ano de 2011 em Portugal continental, para uma potência contratada não superior a 20,7 kVA. A tarifa em vigor para esta situação é de 0,1326 €/kWh [41].

No que diz respeito à avaliação do custo do gás natural consumido, foi tida em conta a tabela de preços do fornecedor de gás natural da região do Grande Porto e distritos de Viana do Castelo e Braga: a EDP Gás Serviço Universal. O tarifário do gás natural varia consoante o consumo anual de gás por parte do cliente. São definidos vários escalões de consumo anual, havendo um preço para cada escalão (Tab. 5.1). Uma vez que os escalões estão divididos pelo volume de gás consumido e os dados de que dispomos são referentes ao consumo energético em gás, há que converter o valor energético no volume de gás correspondente. A energia contida num metro cúbico de gás natural varia sensivelmente entre 10,5 e 11,5 kWh, dependendo de vários factores, tais como a temperatura do gás, a quantidade de humidade nele presente, ou a pressão de fornecimento. Assumir-se-á que o factor de conversão é de 11

kWh/m³. Tendo em conta que o sistema de arrefecimento solar apresentou um consumo de gás natural de 16.741 kWh/ano, obtém-se um volume anual de gás consumido de 1522 m³. Com base nesta informação, o recurso à Tab. 5.1 permite constatar que o escalão correspondente é o escalão 4. Por conseguinte, a tarifa aplicada é de 0,0444 €/kWh e 0,1840 €/dia. Fazendo as contas, conclui-se que se gastam anualmente cerca de 810 € em gás natural.

Tab. 5.1: Tarifas de venda de gás natural da EDP Gás Serviço Universal a clientes finais em baixa pressão com consumos anuais até 10.000 m³ [42].

Tarifas de venda a clientes finais em baixa pressão com consumos anuais < 10.000 m³

Escalão	Consumo anual (m ³)	Termo tarifário fixo (€ /dia)	Energia (€ / kWh)
Escalão1	0 - 220	0,0611	0,0646
Escalão2	221 - 500	0,1129	0,0572
Escalão3	501 - 1.000	0,1702	0,0531
Escalão4	1.001 - 10.000	0,1840	0,0444

1. Tarifário em vigor para o ano gás **2010-2011 (01.07.10 a 30.06.11)**.
 2. IVA aplicável à taxa de 6%.
 3. Não dispensa a consulta do site da Entidade Reguladora dos Serviços Energéticos (www.erse.pt).

Vamos agora comparar os consumos monetários dos dois sistemas para aferir qual deles é o mais económico. O gráfico da Fig. 5.15 indica claramente que o sistema de arrefecimento solar é economicamente mais vantajoso em todos os meses do ano. No total, com o sistema de arrefecimento solar é necessário gastar 3763,40 € por ano, enquanto que o sistema de arrefecimento eléctrico convencional exige uma despesa anual de 4944,00 €. Por outras palavras, o sistema convencional gasta mais 1180,60 € por cada ano do que o sistema de arrefecimento solar.

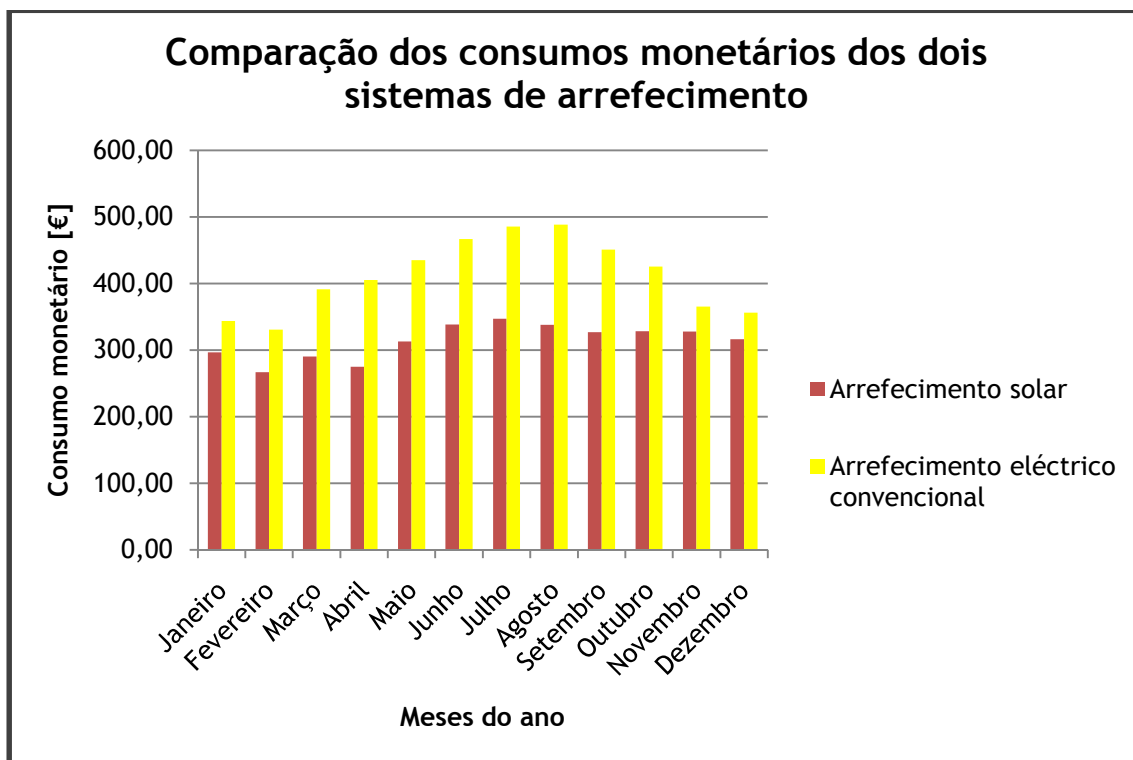


Fig. 5.15: Comparação do consumo monetário do sistema de arrefecimento solar com o do sistema de arrefecimento eléctrico convencional.

Até aqui, o sistema de arrefecimento solar revela-se mais vantajoso do que o sistema de arrefecimento eléctrico convencional. Resta agora ter em consideração o custo inicial de cada um dos sistemas e verificar, para o seu tempo de vida útil, se o sistema de arrefecimento solar é realmente mais económico e, em caso afirmativo, saber quanto tempo demora a obter o retorno do investimento. Esta análise económica é apresentada de seguida.

5.6. Análise económica

A análise económica aqui apresentada não pretende ser uma análise muito exaustiva, até porque não tem em conta diversos factores que influenciariam os resultados, tais como a taxa de inflação, a variação de preços consoante o fornecedor, a evolução dos preços dos combustíveis, o tempo exacto de vida útil dos equipamentos, os encargos com a manutenção, etc.. Pretende sim dar uma noção dos custos directos inerentes a cada sistema e, a partir daí, concluir sobre a viabilidade do sistema estudado neste trabalho.

Inicialmente, são apresentadas as estimativas dos investimentos iniciais correspondentes a cada um dos sistemas. A Tab. 5.2 apresenta os custos inerentes à implementação do sistema de arrefecimento solar, enquanto que a Tab. 5.3 corresponde ao sistema de arrefecimento eléctrico convencional. Os valores apresentados não são exactos, uma vez que os preços variam em função do fornecedor e sofrem alterações ao longo do tempo. Apesar disto, são minimamente aceitáveis ao ponto de permitirem efectuar uma análise económica deste tipo.

Estes valores foram gentilmente facultados pelo Eng.º Henrique Teixeira e ainda pela empresa Relopa - Electrodomésticos, Térmica e Ventilação, S.A..

Tab. 5.2: Custos da implementação do sistema de arrefecimento solar.

Descrição	Preço unitário [€]	Quantidade	Preço [€]
<i>Chiller</i> de absorção Yazaki WFC-SC5	16.780	1	16.780
Colectores solares BaxiRoca PS 2.4	780	24	18.720
Depósito acumulador BaxiRoca ASA 2000-IN	3330	1	3330
Caldeira BaxiRoca NORA 28/28 F	1540	1	1540
Torre de arrefecimento Rhoos CEHV 46	3613	1	3613
Ventilo-convectores Troia FSU-800C	440	3	1320
Bombas de circulação	-	3	1380
Tubagens e acessórios	-	-	7970
Mão-de-obra ³	-	-	1260
TOTAL			55.913

Tab. 5.3: Custos da implementação do sistema de arrefecimento eléctrico convencional.

Descrição	Preço unitário [€]	Quantidade	Preço [€]
<i>Chiller</i> eléctrico Rhoos TCHEY 115	6100	1	6100
Torre de arrefecimento Rhoos CEHV 46	3613	1	3613
Ventilo-convectores Troia FSU-800C	440	3	1320
Bombas de circulação	-	2	1130
Tubagens e acessórios	-	-	1500
Mão-de-obra ³	-	-	630
TOTAL			14.293

³ Mão-de-obra correspondente ao trabalho de 2 homens, 8 h/dia.

Debrucemo-nos agora sobre os gastos anuais com o consumo de energia de ambos os sistemas. Já foi referido que o sistema de arrefecimento solar, somando os consumos de electricidade e de gás, deverá gastar 3763,40 € por ano. Relativamente ao sistema de arrefecimento eléctrico convencional, o gasto em energia sobe para os 4944,00 € anuais. De facto, como já foi referido, a diferença entre os gastos anuais dos dois sistemas é significativa, gastando o sistema de arrefecimento solar menos 1180,60 €/ano do que o sistema convencional. Trata-se de uma poupança anual de 24 % relativamente a este último.

Comparando os investimentos iniciais dos dois sistemas, verifica-se que o sistema de arrefecimento solar é mais dispendioso em cerca de 41.620 €. Dividindo este valor pela poupança anual que este sistema consegue obter, conclui-se que o retorno do investimento é feito em 35,25 anos, ou seja, 35 anos e 3 meses. Tendo em conta que um *chiller* de absorção tem uma vida útil que, segundo a literatura, pode ir até aos 25 anos (ver Subcapítulo 2.1.2.), a conclusão a que se chega é que, do ponto de vista estritamente económico, o sistema de arrefecimento solar estudado neste trabalho não é viável.

Há que notar que os *chillers* de absorção necessitam geralmente de muito menos manutenção do que os *chillers* eléctricos, devido à existência de poucas partes móveis. Este é um factor abonatório para o sistema de arrefecimento solar, que poderia assim reduzir o tempo de retorno do investimento inicial (também chamado de *payback*). Outro parâmetro que pode favorecer o sistema estudado neste trabalho é a possível tendência para a subida da electricidade, que prejudicaria mais o sistema de arrefecimento convencional. Mesmo assim, continuaria a ser difícil reduzir muito mais o período de retorno, tornando improvável a viabilidade do sistema de arrefecimento solar. O factor que pode equilibrar mais a balança é a possibilidade da descida do preço dos *chillers* de absorção, à medida que esta tecnologia se vá tornando mais popular e mais utilizada. Poderá residir aqui a chave para o sucesso deste tipo de sistemas e da aplicação estudada neste trabalho em particular.

Capítulo 6

Conclusão

Os sistemas que fazem uso de energias renováveis, sejam de que tipo forem, apresentam sempre vantagens do ponto de vista da sustentabilidade ambiental e da preservação dos recursos energéticos do planeta. Neste sentido, trabalhos como este, que envolvem o estudo da viabilidade do ponto de vista económico deste tipo de sistemas, tornam-se bastante importantes e a realização desta dissertação, nesse aspecto, revelou-se desde logo muito interessante e desafiante.

Uma enorme dificuldade que se colocou teve a ver com a utilização do programa de simulação computacional, o EnergyPlus. Trata-se de um programa de grande versatilidade e utilidade, mas também com um considerável grau de complexidade. O desconhecimento acerca deste *software* exigiu muitas horas (leia-se dias, ou mesmo semanas) de familiarização com o mesmo, realizando tutoriais, lendo informações sobre o seu funcionamento básico e testando sistemas simples num recorrente processo de tentativa/erro. Não há dúvidas de que a utilização deste programa para realizar o estudo pretendido foi, por si só, um enorme desafio, muitas vezes desesperante, mas muitas outras originador de momentos de regozijo e motivação pela superação de cada obstáculo encontrado.

Passando objectivamente ao sistema de arrefecimento solar, a conclusão a que se chegou foi que, na actualidade, não é economicamente viável a utilização de um sistema deste tipo em vez de um sistema de arrefecimento eléctrico convencional. O enorme investimento inicial que o sistema acarreta, maioritariamente impulsionado pelos custos do *chiller* de absorção e dos colectores solares, não permite que o retorno no investimento inicial seja obtido num prazo razoável, que objectivamente seria o tempo de vida útil do sistema. Este retorno foi estimado em cerca de 35 anos, o que é manifestamente elevado comparativamente aos 25 anos que tipicamente dura um *chiller* de absorção. O resultado não é aquele que no início do trabalho se imaginava, mas um trabalho deste tipo contempla esta incerteza e é precisamente esta incerteza que motiva a sua realização.

Falando um pouco sobre os resultados obtidos, há que dizer que a exactidão dos mesmos está condicionada por inúmeros factores de diferentes graus de importância. Para começar, alguns objectos introduzidos no simulador computacional requeriam parâmetros que eram desconhecidos. Como nem sempre os fabricantes dos equipamentos fornecem todos os seus detalhes técnicos, houve situações em que se recorreu aos valores que o próprio EnergyPlus sugere, tendo como referência a sua biblioteca de dados de outros equipamentos reais existentes. Obviamente, a discrepância nestes parâmetros pode originar um afastamento dos

resultados obtidos em relação aos valores reais. Outro factor que afecta negativamente a veracidade dos resultados é a variação dos preços dos componentes ao longo do tempo e de fornecedor para fornecedor. A própria necessidade de efectuar a manutenção dos equipamentos e o custo a ela agregado não foram considerados. A constante variação dos preços dos combustíveis também pode alterar o resultado final. Existem outros exemplos de variáveis que podem influenciar os resultados, com maior ou menor impacto, mas o seu difícil controlo leva-nos a aceitar os resultados obtidos no nosso estudo, tendo no entanto em mente uma margem de erro antes de tirar as conclusões finais.

Apesar de se ter concluído que o sistema de arrefecimento solar apresentado neste trabalho não é viável economicamente, existem benefícios que devem ser tidos em conta, além de oportunidades que poderão surgir para este tipo de sistemas. Os benefícios são sobretudo ecológicos e de sustentabilidade energética e ambiental, visto que o arrefecimento solar serve-se de uma fonte de energia gratuita, de grande disponibilidade (principalmente em países soalheiros como Portugal) e, em termos práticos, inesgotável para fazer funcionar o componente que “gera frio” - o *chiller* de absorção. Relativamente às oportunidades, importa referir que a possível tendência de subida dos preços da electricidade pode favorecer o cenário da utilização mais frequente destes sistemas. Um outro aspecto que pode inverter a tendência actual é a possibilidade da descida do preço dos *chillers* de absorção e dos equipamentos de captação de energia solar com o avançar do desenvolvimento destas tecnologias e com o aumento do número dos seus utilizadores, situação esta que, a verificar-se, reduziria consideravelmente o período de retorno do investimento inicial, tornando o arrefecimento solar numa solução muito mais atractiva. É também por este motivo que a análise deste tipo de sistemas é importante, pois fomenta o desenvolvimento de novas tecnologias nesta área, promove a melhoria da eficiência energética e desperta mentalidades para a importância do uso de sistemas que aproveitem os recursos naturais e as energias renováveis.

6.1. Desenvolvimentos futuros

Em qualquer trabalho existem melhorias, desenvolvimentos, ou novos projectos que podem ser feitos. Levando em conta o facto de o resultado da análise feita neste trabalho não ter sido exactamente o que se pretendia (já que o ideal seria que o sistema de arrefecimento solar fosse viável e até lucrativo), por maioria de razão são bem-vindas todas as tentativas de melhorar este sistema.

Uma hipótese que poderia ser tida em conta seria a utilização de um depósito acumulador de água fria, que permitiria aumentar a inércia térmica do sistema de arrefecimento. A vantagem que poderia daqui ocorrer seria uma maior estabilidade da temperatura interior e do funcionamento do *chiller* de absorção. Isto poderia também implicar uma menor necessidade de fornecimento de água quente ao *chiller*, o que se traduziria na poupança de

gás natural. A determinação da capacidade deste depósito acumulador de água fria seria também um importante objecto de estudo.

Outro dos parâmetros plausível de ser analisado é a capacidade de aproveitar ao máximo a energia solar térmica disponível. Por outras palavras, seria interessante tentar otimizar o número de colectores solares e a capacidade do depósito acumulador de água quente, procurando com isto minimizar o consumo de gás natural por parte da caldeira de apoio. Se, por um lado, se poderia reduzir a factura mensal associada ao consumo energético, por outro poderia incrementar o valor do investimento inicial, caso fosse necessário aumentar a capacidade do depósito ou a área de captação solar. Qual seria, então, a solução que melhor conseguiria estabelecer o compromisso de temperaturas adequadas vs mínimo investimento inicial vs máxima poupança mensal? Um estudo de cariz mais económico permitiria responder a esta questão...

A transposição deste sistema de arrefecimento solar para uma outra localização geográfica, eventualmente com outro tipo de clima, e/ou a alteração dos requisitos de temperatura interior poderiam também ser alvo de algum interesse e, quiçá, transformar o mesmo sistema de arrefecimento numa solução bastante mais vantajosa.

Referências Bibliográficas

- [1] Painéis Solares, 14/12/2009. <http://www.paineissolares.gov.pt/>.
- [2] Henning, H.-M., 2007. Solar assisted air conditioning of buildings - an overview. *Applied Thermal Engineering* 27, 1734-1749.
- [3] European Solar Thermal Industry Federation, 2007. Solar Thermal Action Plan for Europe. Bruxelas.
- [4] European Solar Thermal Industry Federation, 2009. Solar Thermal Markets in Europe - Trends and Market Statistics 2008. Bruxelas.
- [5] Davies, P.A., 2005. A solar cooling system for greenhouse food production in hot climates. *Solar Energy* 79, 661-668.
- [6] Charlotta Isaksson, AEE INTEC. Solar Cooling. Austrian Energy Agency, Viena.
- [7] Centro de Estudos em Economia da Energia, dos Transportes e do Ambiente. Tecnologias de Micro-Geração e Sistemas Periféricos - Parte II: Tecnologias de Aproveitamento de Calor.
- [8] Florides, G.A., Kalogirou, S.A., Tassou, S.A., Wrobel, L.C., 2002. Modelling and simulation of an absorption solar cooling system for Cyprus. *Solar Energy* 72, 43-51.
- [9] Carvalho, E.N., Pimenta, J.M., Almeida, G.S., Fonseca Jr., J.A., 2006. Modelagem e simulação de chillers por absorção H₂O-LiBr em um edifício. 16.º POSMEC - Simpósio de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, Brasil.
- [10] O'Neal, D.L., Bryant, J.A., 2001. Air Conditioning Systems. In Kreider, J.F., *Handbook of Heating, Ventilation, and Air Conditioning*. CRC Press LLC, Boca Raton, Flórida, EUA.
- [11] Hammad, M.A., Audi, M.S., 1992. Performance of a solar LiBr-water absorption refrigeration system. *Renewable Energy* 2, 275-282.
- [12] Haim, I., Grossman, G., Shavit, A., 1992. Simulation and analysis of open cycle absorption systems for solar cooling. *Solar Energy* 49, 515-534.
- [13] Hawlader, M.N., Novak, K.S., Wood, B.D., 1993. Unglazed collector/regenerator performance for a solar assisted open cycle absorption cooling system. *Solar Energy* 50, 59-73.
- [14] Ameal, T.A., Gee, K.G., Wood, B.D., 1995. Performance predictions of alternative, low cost absorbents for open-cycle absorption solar cooling. *Solar Energy* 54, 65-73.
- [15] Ghaddar, N.K., Shihab, M., Bdeir, F., 1997. Modeling and simulation of solar absorption system performance in Beirut. *Renewable Energy* 10, 539-558.
- [16] Hammad, M., Zurigat, Y., 1998. Performance of a second generation solar cooling unit. *Solar Energy* 62, 79-84.

- [17] Bula, A.J., Navarro, L.F., Herrera, D.L., Corredor, L.A.. Thermodynamic simulation of a solar absorption refrigeration system: generator - heat exchanger. *Usos Racionales de la Energía y Preservación del Medio Ambiente*. Department of Mechanical Engineering, Universidad del Norte, Barranquilla, Colombia.
- [18] Arun, M.B., Maiya, M.P., Murthy, S.S., 2001. Performance comparison of double-effect parallel-flow and series flow water-lithium bromide absorption systems. *Applied Thermal Engineering* 21, 1273-1279.
- [19] Talbi, M., Agnew, B., 2002. Energy recovery from diesel engine exhaust gases for performance enhancement and air conditioning. *Applied Thermal Engineering* 22, 693-702.
- [20] Glebov, D., Setterwall, F., 2002. Experimental study of heat transfer additive influence on the absorption chiller performance. *International Journal of Refrigeration* 25, 538-545.
- [21] Martínez, P.J., Pinazo, J.M., 2002. A method for design analysis of absorption machines. *International Journal of Refrigeration* 25, 634-639.
- [22] Park, C.W., Jeong, J.H., Kang, Y.T., 2004. Energy consumption characteristics of an absorption chiller during the partial load operation. *International Journal of Refrigeration* 27, 948-954.
- [23] Argiriou, A.A., Balaras, C.A., Kontoyiannidis, S., Michel, E., 2005. Numerical simulation and performance assessment of a low capacity solar assisted absorption heat pump coupled with a sub-floor system. *Solar Energy* 79, 290-301.
- [24] Sayegh, M.A., 2007. The solar contribution to air conditioning systems for residential buildings. *Desalination* 209, 171-176.
- [25] Lecuona, A., Ventas, R., Venegas, M., Zacarías, A., Salgado, R., 2009. Optimum hot water temperature for absorption solar cooling. *Solar Energy* 83, 1806-1814.
- [26] Agyenim, F., Knight, I., Rhodes, M., 2010. Design and experimental testing of the performance of an outdoor LiBr/H₂O solar thermal absorption cooling system with a cold store. *Solar Energy* 84, 735-744.
- [27] European Solar Thermal Industry Federation, 2006. *Key Issues for Renewable Heat in Europe - Solar Assisted Cooling*. Bruxelles.
- [28] Vajra Aquecimento, 10/4/2010. Vajra - Sistema de Climatização. <http://www.vajra.pt/aquecimento/produtos/sistema-climatizacao-1.asp>.
- [29] Yazaki. WFC-SC Chiller. Specifications WFC-SC5 Version 8-1.
- [30] New Buildings Institute, 1998. *Absorption Chillers - Guideline*.
- [31] Carlos Laia, CEEETA. *Energy Efficient Active Cooling Systems*. Austrian Energy Agency, Viena.
- [32] Melo, A.P., Lamberts, R., Versage, R., Sorgato, M., 2008. *Manual de Simulação Computacional de Edifícios Naturalmente Ventilados no Programa EnergyPlus*. Laboratório de Eficiência Energética em Edificações, Florianópolis, Brasil.
- [33] US Department of Energy, 2010. *Getting Started with EnergyPlus*. EnergyPlus.

- [34] GARD Analytics, Inc. and University of Illinois at Urbana-Champaign, 2003. Introduction to Building Simulation and EnergyPlus.
- [35] Enoforum, 8/3/2010. Enoforum Vinhos Alentejanos, Portugal. <http://www.enoforumwines.com/gastronomia-e-vinho/como-guardar-os-vinhos/>.
- [36] BaxiRoca. Colector solar plano PS 2.4 / PS 2.4 H.
- [37] BaxiRoca. Acumuladores Solares. Depósitos acumuladores de acero negro ASA.
- [38] BaxiRoca. NORA 28/28 F. Caldeira mural a gás.
- [39] Rhoss. Torres de evaporação. CEHV CEHP 46÷2791.
- [40] Rhoss. Série Y-Flow de baixo consumo. TCHEY-THHEY 115÷240.
- [41] EDP Serviço Universal, S.A., 6/6/2011. Tarifas de Venda a Clientes Finais em 2011. Tarifas Baixa Tensão Normal até 20,7kVA. <http://www.edpsu.pt/pt/particulares/tarifasehorarios/BTN/Pages/TarifasBTNate20.7kVA.aspx>.
- [42] EDP Gás Serviço Universal, S.A., 6/6/2011. EDP Gás Serviço Universal. <http://www.edpgassu.pt/index.php?id=242>.

Anexos

Anexo A: Esquema global do sistema de arrefecimento solar

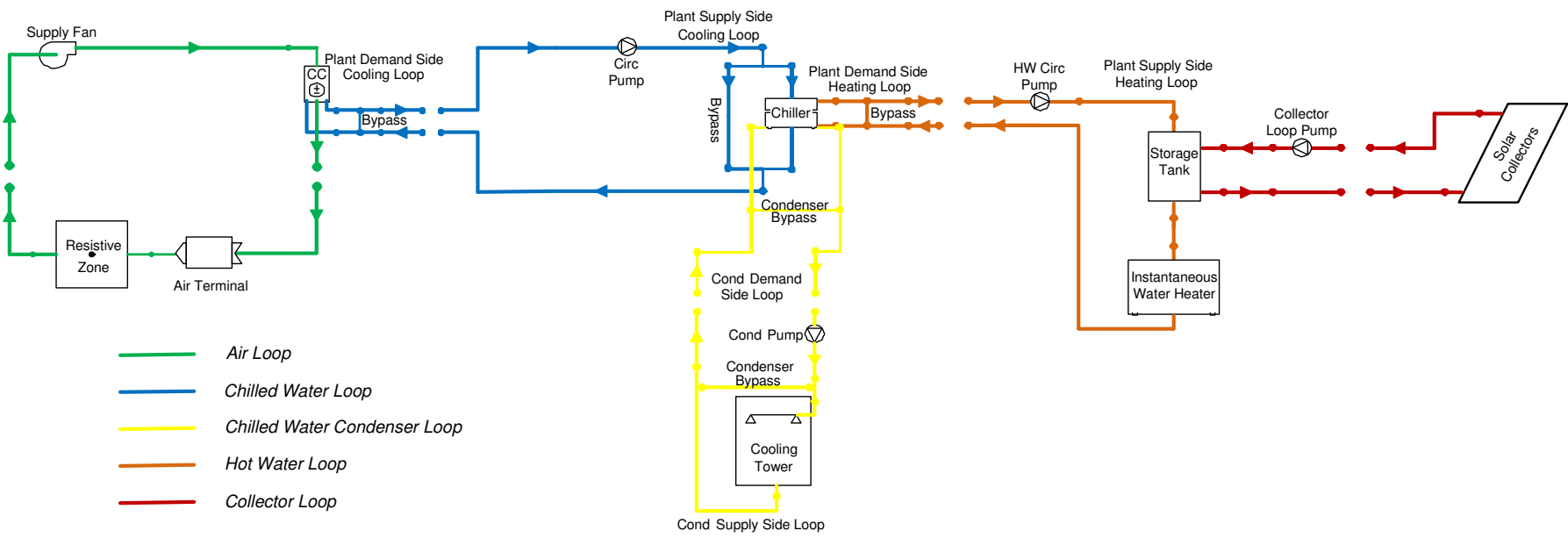


Fig. A.1: Esquema global do sistema de arrefecimento solar.

Anexo B: Especificações técnicas do *chiller* Yazaki WFC-SC5

Tab. B.1: Especificações técnicas do *chiller* de absorção Yazaki WFC-SC5 [29].

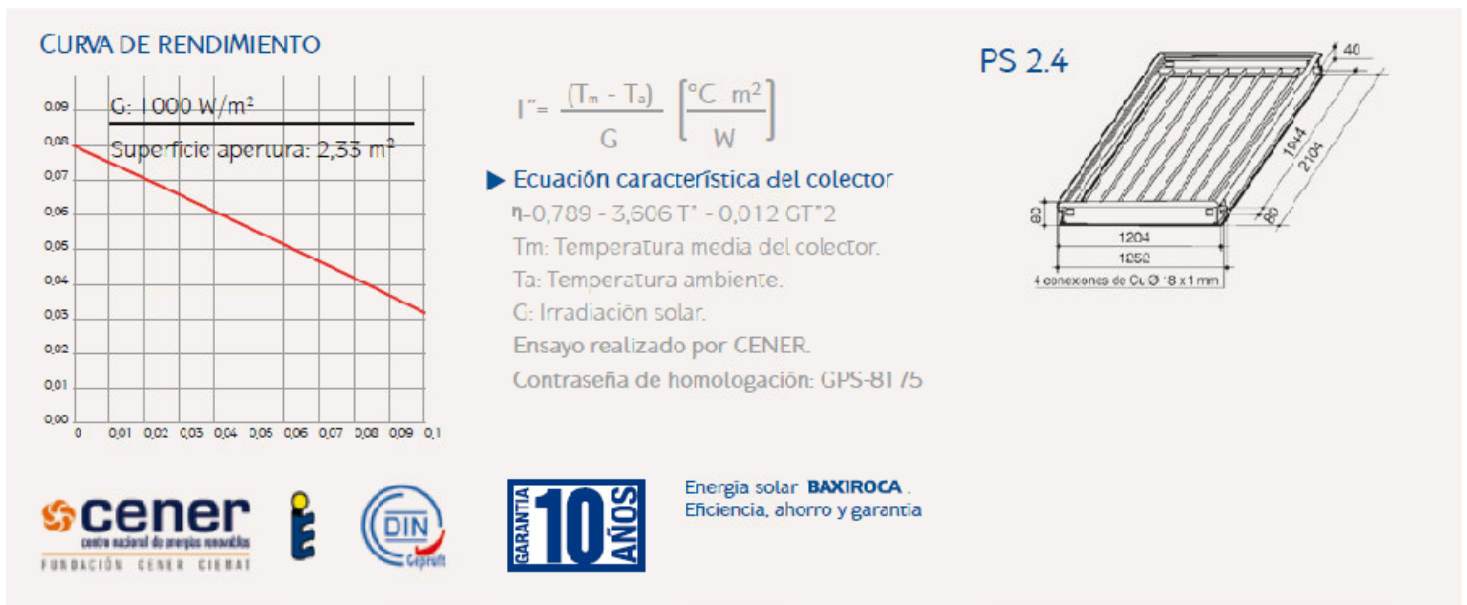
ITEM		MODEL		WFC-SC5	
Cooling Capacity				kW	
				17.6	
Heating Capacity				kW	
				-	
Chilled Water and Hot Water	Chilled Water Temperature	Inlet	°C	12.5	
		Outlet	°C	7.0	
	Hot Water Temperature	Inlet	°C	-	
		Outlet	°C	-	
	Evaporator Pressure Loss(Max) *3			kPa	52.6
	Max Operating Pressure			kPa	588
	Rated Water Flow			L/sec	0.77
				m ³ /hr	2.77
Water Retention Volume			L	8	
Cooling Water	Heat Rejection			kW	42.7
	Cooling Water Temperature	Inlet	°C	31.0	
		Outlet	°C	35.0	
	Abs.&Cond.Pressure Loss(Max) *3			kPa	38.3
	Max Operating Pressure			kPa	588
	Rated Water Flow			L/sec	2.55
				m ³ /hr	9.18
	Water Retention Volume			L	37
Heat Input			kW	25.1	
Heat Medium	Heat Medium Temperature	Inlet	°C	88	
		Outlet	°C	83	
		Inlet Limit	°C	70 - 95	
	Generator. Pressure Loss(Max) *3			kPa	77.0
	Max Operating Pressure			kPa	588
	Rated Water Flow			L/sec	1.2
				m ³ /hr	4.32
Water Retention Volume			L	10	
Electrical	Power Source			100-240V 50/60Hz 1ph	
	Consumption *1		W	48	
Control				On—Off	
Dimension	Width		mm	594	
	Depth		mm	744	
	Height *2		mm	1,736 (1,816)	
Piping	Chilled Water		A	32	
	Cooling Water		A	40	
	Heat Medium		A	40	
Weight	Dry Weight		kg	365	
	Operating Weight		kg	420	

*1. Power consumption of Chiller Only.(excluding recirculating pumps and cooling tower fan)

*2. Dimension in() include fixed plate and eye bolt.

*3. Specification are subject to change without prior notice.

*. The table shows standard operating condition (i.e. 88 °C heat medium inlet temperature)



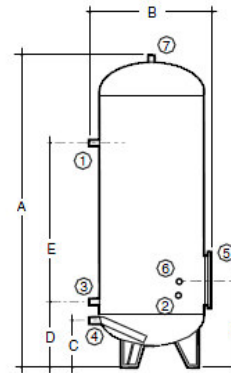
Características técnicas				
Dimensiones (mm) 2104 x 1204 x 80	Área bruta: 2,52 m ² Área del absorbedor: 2,36 m ² Área apertura 2,35 m ²	Peso en vacío (kg) 45,7 (PS 2.4)/54 (PS 2.4 H) Capacidad (lt) 1,75 (PS 2.4)/2,2 (PS 2.4 H)	Rendimiento: $\eta = 78,9\%$ K1=3,806 W/m ² K K2=0,012 W/m ² K ²	Temperatura de estancamiento: 210 °C Presión máxima: 10 bar

Fig. C.1: Especificações técnicas dos coletores solares planos BaxiRoca PS 2.4 [36].

Anexo D: Especificações técnicas do depósito acumulador BaxiRoca ASA 2000-IN

Posición	Descripción	Orificios	
		ASA 1500/2000/2500/3000/ 3500/4000/5000-IN	
1	Ida colector solar	4"	
2	Sonda T. caldera	1/2"	
3	Retorno colector solar	4"	
4	Entrada agua fría	1 1/4"	
5	Boca inspección		
6	Recirculación	2"	
7	Salida agua caliente	2"	

ASA 1500-IN, 2000-IN, 2500-IN,
3000-IN, 3500-IN, 4000-IN y 5000-IN

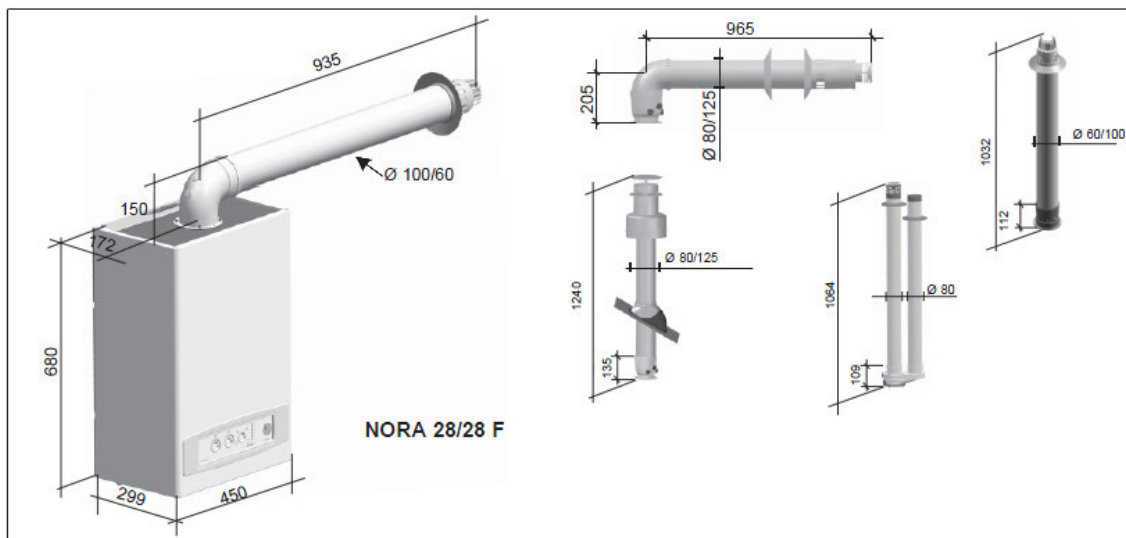


Modelos	Cotas en mm						Volumen útil litros Depósito	Peso en kg		Superficie inter- cambio m ²	Capacidad litros
	A	B	C	D	E	F		Vacío	Lleno		
ASA 800-1	1.840	950	341	366	966	-	800	199	999	2,7	20,5
ASA 1000-1	2.250	950	341	366	966	-	1.000	231	1.231	2,7	20,5
ASA 1500-1	1.830	1.360	155	659	710	845	1.500	375	1.875	3,1	24,5
ASA 2000-1	2.280	1.360	155	659	710	845	2.000	435	2.435	3,1	24,5
ASA 2500-1	2.015	1.660	175	731	780	960	2.500	644	3.144	5,7	45,6
ASA 3000-1	2.305	1.660	175	796	780	960	3.000	704	3.704	5,7	45,6
ASA 3500-1	3.580	1.660	175	796	830	960	3.500	762	4.262	6,1	48,8
ASA 4000-1	2.310	1.910	175	850	830	1.025	4.000	942	4.942	6,1	48,8
ASA 5000-1	2.710	1.910	175	850	830	1.025	5.000	1.052	6.052	6,1	48,8
ASA 800-IN	1.840	950	341	341	1.170	-	800	174	974	-	-
ASA 1000-IN	2.250	950	341	341	1.578	-	1.000	205	1.205	-	-
ASA 1500-IN	1.830	1.360	155	720	610	845	1.500	340	1.840	-	-
ASA 2000-IN	2.280	1.360	155	720	1.060	845	2.000	400	2.400	-	-

Fig. D.1: Especificações técnicas do depósito acumulador BaxiRoca ASA 2000-IN [37].

Anexo E: Especificações técnicas da caldeira BaxiRoca NORA 28/28 F

Dimensões



Curvas do circulador

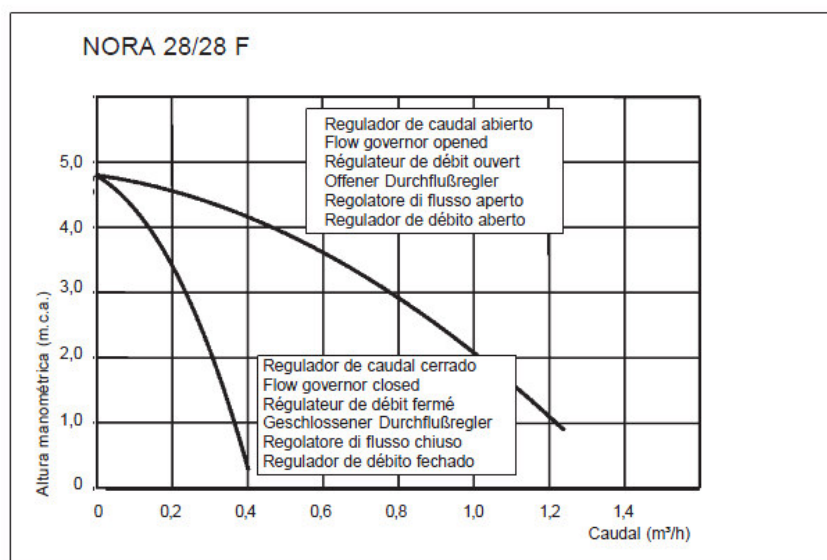


Fig. E.1: Dimensões e curvas características referentes à caldeira mural a gás BaxiRoca NORA 28/28 F [38].

Tab. E.1: Especificações técnicas da caldeira mural a gás BaxiRoca NORA 28/28 F [38].

Características técnicas generales / General Technical Data /Caractéristiques techniques générales Allgemeine technische daten / Caratteristiche generali / Características técnicas gerais	NORA 28/28 F
Potencia máxima útil en Calefacción y A.C.S. / Maximum Output to Central Heating and DHW / Puissance maximale utile en Chauffage et E.C.S. Größte Nutzleistung Heizung und Heißwasser / Potenza massima utile in riscaldamento e A.C.S. / Potência máxima útil em Aquecimento Central e A.Q.S.	28 kW
Potencia media útil en Calefacción y A.C.S. / Medium Output to Central Heating and DHW / Puissance moyenne utile en Chauffage et E.C.S. Mittlere Nutzleistung Heizung und Heißwasser / Potenza media utile in riscaldamento e A.C.S. / Potência média útil em Aquecimento Central e A.Q.S.	18,7 kW
Potencia mínima útil en Calefacción y A.C.S. / Minimum Output to Central Heating and DHW / Puissance minimale utile en Chauffage et E.C.S. Kleinste Nutzleistung Heizung und Heißwasser / Potenza minima utile in riscaldamento e A.C.S. / Potência mínima útil em Aquecimento Central e A.Q.S.	9,4 kW
Gasto calorífico nominal máximo / Rated Heat Input, Max. / Débit calorifique nominale maximale Maximale Wärmenennbelastung / Consumo termico nominale massimo / Débito calorífico nominal máximo	30,7 kW
Caudal específico / Specific flow / Débit spécifique / Spezicische Durch flußmenge / Portata specifico / Caudal específico (Δt = 25° C)	16 l/min
Rendimiento útil / Net Efficiency / Rendement utile / Nutzungsgrad / Rendimiento útil / Resa utile / Rendimento útil	90,8 %
Temperatura máxima en Calefacción / Max. Heating System Water Temperature / Température maximale en Chauffage Größter Heizungstemperaturwert / Temperatura massima in riscaldamento / Temperatura máxima em Aquecimento Central	85 °C
Temperatura mínima en Calefacción / Min. Heating System Water Temperature / Température minimale en Chauffage Kleinster Heizungstemperaturwert / Temperatura minima in riscaldamento / Temperatura mínima em Aquecimento Central	40 °C
Temperatura máxima en A.C.S. / Máx. DHW Temperature / Température maximale E.C.S. Größter Heißwassertemperaturwert / Temperatura massima in A.C.S. / Temperatura máxima em A.Q.S.	60 °C
Temperatura mínima en A.C.S. / Min. DHW Temperature / Température minimale E.C.S. Kleinster Heißwassertemperaturwert / Temperatura minima in A.C.S. / Temperatura mínima em A.Q.S.	40 °C
Presión máxima en Calefacción / Max. Heating Pressure / Pression remplissage en chauffage Maximaldruck Heizung / Pressione di riempimento in riscaldamento / Pressão máxima em Aquecimento Central	3 bar
Presión máxima en A.C.S. / Max. DHW Pressure / Pression maximale en E.C.S./ Maximaldruck Heißwasser / Pressione massima in A.C.S. / Pressão máxima em A.Q.S.	7 bar
Presión llenado en Calefacción / Central Heating Fill Pressure / Pression remplissage en Chauffage Fülldruck Heizung / Pressione di riempimento in riscaldamento / Pressão de enchimento em Aquecimento Central	1,5 bar
Caudal mínimo para encender en A.C.S. / Min. DHW Inlet Pressure to Operate the Appliance / Débit minimal pour allumer en E.C.S. Mindestdurchflussmenge Heißwassereinschaltung / Portata minima d'accensione in A.C.S. / Caudal mínimo para acender em A.Q.S.	180 l/h
Tarado de la válvula de seguridad / Pressure Relief Valve Setting / Tarage de la soupape de sécurité Eichung Sicherheitsventil / Taratura della valvola di sicurezza / Taragem de válvula de segurança	3 bar
Capacidad vaso de expansión / Expansion Vessel Capacity / Capacité du vase d'expansion Fassungsvermögen Ausgleichsbehälter / Capacità vaso di espansione / Capacidade do vaso de expansão	6 l
Presión de llenado vaso de expansión / Expansion Vessel Fill Pressure / Pression de remplissage du vase d'expansion Fülldruck Ausgleichsbehälter / Pressione di riempimento vaso di espansione / Pressão de enchimento do vaso de expansão	1 bar
Alimentación eléctrica monofásica / Single-phase Electrical Supply / Alimentation électrique monophasée Einphasen-Stromversorgung / Alimentazione elettrica monofase / Alimentação eléctrica monofásica	230 V - 50Hz
Alimentación termostato de ambiente / Room Thermostat Supply Voltage / Alimentation Thermostat d'ambiente Stromversorgung Raumthermostat / Alimentazione termostato ambiente / Alimentação do termostato de ambiente	230 V
Grado de protección /Electrical Protection Level / Degré de protection / Schutzart / Grado de protezione / Grau de protecção	IP44D
Regulación regulador / Governor Setting / Réglage régulateur / Reglereinstellung / Diametro di iniettori / Regulação do regulador (*)	17 ÷ 25 mbar
Caudal máscico / Max. flue mass flow rate / Débit massique des fumées Abgasmassenstrom / Portata massica fumi / Caudal máscico fumos	20,9 g/s
Temperatura de humos máxima / Max. flue temperature / Température maximum des fumées Abgas-Höchsttemperatur / Temperatura fumi massima / Temperatura fumos máxima	155 °C
Temperatura de humos mínima / Min. flue temperature / Température minimum des fumées Abgas-Tiefsttemperatur / Temperatura fumi minima / Temperatura fumos mínima	88 °C

(*) Pas à la France

Características Técnicas específicas / Specific Tehnical Data Caractéristiques techniques spécifiques / Gerätspezifische Technische Daten Caratteristiche tecniche specifiche / Características Técnicas específicas	NORA 28/28 F
Tipo caldera / Boiler Type / Type chaudière / Kesseltyp / Tipo caldaia / Tipo de caldeira	C12 / C32 / C42 / C82 / B32
Peso aproximado / Approx. Weight / Poids approximatif / Gewicht ca. / Peso approssimativo / Peso aproximado	35,5 Kg
Potencia eléctrica / Electrical Output / Puissance électrique / Elektrische Leistung / Potenza elettrica / Potência eléctrica	200 W
Clasificación NOx / NOx Rating / Classification NOx / NOx-Klassifizierung / Classifica NOx / Classificação NOx	3

Anexo F: Especificações técnicas da torre de arrefecimento Rhoss CEHV 46

MODELO CEHV		46
❶ Potência térmica nominal eliminada	kW	46,5
Potência eléctrica instalada ventilação	kW	0,55
Potência sonora	dB(A)	74
❷ Pressão sonora	dB(A)	46
Alimentação eléctrica	V-ph-Hz	
DIMENSÕES E PESOS		46
L - Largura	mm	800
H - Altura	mm	2110
P - Profundidade	mm	800
Peso líquido	kg	75
Peso total	kg	180



Dados com as seguintes condições:

- ❶ Ar: 24°C B.U. - Água: 35/30° C.
- ❷ Em campo aberto (Q = 2) a 10 m da unidade.

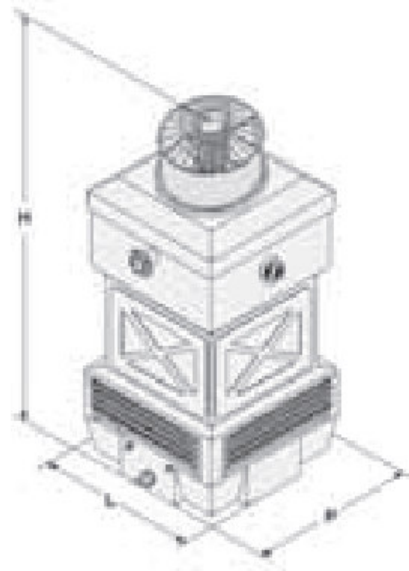


Fig. F.1: Especificações técnicas da torre de arrefecimento Rhoss CEHV 46 [39].

Anexo G: Especificações técnicas do *chiller* eléctrico Rhoss TCHEY 115

MODELO TCHEY-THHEY		115
❶ Potência frigorífica TCHEY-THHEY	kW	15,58/13,98
❷ Potência absorvida TCHEY (*)	kW	3,4
❸ E.E.R. TCHEY		4,56
❹ E.S.E.E.R.		5,71
❺ E.S.E.E.R.+		6,28
❻ Potência térmica THHEY	kW	17,31
❼ Potência absorvida (*)	kW	3,9
❽ C.O.P.		4,47
❾ Potência térmica THHEY	kW	18,50
⓫ Potência absorvida (*)	kW	3,2
⓬ C.O.P.		5,79
⓭ C.O.P. (**) (***)		5,69
⓮ Potência térmica (geotérmica) THHEY	kW	14,10
⓯ Potência absorvida (geotérmica) (*)	kW	3,20
⓰ C.O.P. (geotérmica)		4,41
⓱ C.O.P. (***)		4,37
⓲ Potência frigorífica TCHEY-THHEY	kW	22,17/19,89
⓳ Potência absorvida TCHEY (*)	kW	3,3
⓴ E.E.R. TCHEY		6,69
⓵ E.E.R. THHEY (***)		5,57
⓶ Potência sonora	dB(A)	53
Compressor scroll/patamares	n.	1/1
Circuitos	n.	1
❶ Pressão útil da bomba lado instalação	P1/P2 kPa	84/157
Alimentação eléctrica	V-ph-Hz	400-3+N-50
DIMENSÕES E PESOS		115
L - Largura	mm	700
H - Altura STANDARD - PUMP	mm	1.100
P - Profundidade	mm	560
❶ Pesos TCHEY	kg	189
❶ Pesos THHEY	kg	193

Dados com as seguintes condições:

- ❶ Água fria: 7/12°C. - Água do condensador: 30/35°C.
- ❷ Água quente: 40/45°C. - Água do evaporador: 10°C. - Caudal como no funcionamento de Verão.
- ❸ Água quente: 35/30°C. - Água do evaporador: 10/7°C.
- ❹ Água quente: 30/35°C. - Água do evaporador: 0/-3°C, 30% glicol.
- ❺ Água fria: 18/23°C. - Água do condensador: 30/35°C.
- ❻ Nível de potência sonora total em dB(A) com base nas medições efectuadas de acordo com a norma ISO 3744, com versão silenciosa.
- ❼ Peso referido à versão mais completa.
- ⓵ ESEER (European Seasonal EER) - Eficiência média sazonal europeia.
- ⓶ ESEER com software Adaptive Function Plus.

(*) Versão STANDARD.

(**) Referência para o crédito de impostos, mercado francês (conforme a norma EN 14511).

(***) Índices energéticos para versões standard, calculados em conformidade com o previsto pela norma EN 14511:2004, com as condições prescritas pelo Orçamento do Estado (D.M. 6 de Agosto de 2009), mercado italiano.

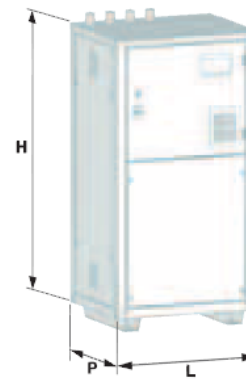


Fig. G.1: Especificações técnicas do *chiller* eléctrico Rhoss TCHEY 115 [40].

