

UNIVERSIDADE DE LISBOA  
FACULDADE DE CIÊNCIAS  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA GEOGRÁFICA, GEOFÍSICA E ENERGIA



**Ciências  
ULisboa**

**Produção combinada de calor, frio e eletricidade com energia  
solar concentrada em edifícios de serviços**

Tiago Ribeiro Eusébio

**Mestrado Integrado em Engenharia da Energia e do Ambiente**

Dissertação orientada por:  
João Farinha Mendes (FCUL/LNEG)  
João Cardoso (LNEG)

2017



## Resumo

Tendo em conta o enorme potencial energético e ambiental do recurso solar e que cerca de um quinto da energia primária é direcionada para os edifícios, este trabalho pretende averiguar a viabilidade de implementar uma central solar termoeétrica com recetor central de pequena dimensão (na escala de 100 kW<sub>e</sub> e 165 kW<sub>t</sub> – idêntico ao sistema *Aora Tulip* instalado em Almeria, Espanha), de modo a fornecer energia elétrica e térmica a um edifício de serviços, na região de Lisboa, Portugal (com um consumo elétrico anual próximo de 577 MWh<sub>e</sub> e consumos anuais de calor de 178 MWh<sub>t</sub> e 131 MWh<sub>t</sub> de frio). O sistema tem capacidade de recuperar o calor residual do processo de conversão termoeétrico fornecendo serviços de aquecimento e arrefecimento ao edifício, o último através de um *chiller* de absorção de efeito simples. Este é um sistema híbrido sendo utilizada uma microturbina a gás solarizada, fornecendo ao bloco de potência energia solar, combustível ou ambos, o que permite uma produção de energia mais nivelada e constante face à variabilidade do recurso solar.

Em termos de análise e simulação, utilizou-se a ferramenta computacional *Tonatiuh* que efetua um traçamento de raios a fim de determinar a matriz de eficiência anual do campo solar em função da posição solar, sendo posteriormente introduzida num dos componentes (*types*) do modelo criado em *TRNSYS* para modelar a performance anual da central, com uma discretização temporal de 5 minutos. Estudaram-se cenários com 3 tipos de combustíveis gasosos (gás natural, propano e biogás), 3 ficheiros de clima e com 3 formas de operação: a combustível (fuel-only), solar (solar-only) e híbrido.

Em modo híbrido, a contribuição solar anual em termos da energia entregue ao bloco de potência (CSBP) atinge valores entre 43 % e 52 %. A eficiência anual do campo solar (considerando apenas as horas de operação) ronda em média os 59 % e está nos 54 % e 71 % nos meses de agosto e dezembro, respetivamente. O recetor solar apresenta um rendimento médio de 71 % em condições nominais. As eficiências máximas globais do sistema CHCP ocorrem nos meses com maior carga térmica de aquecimento, obtendo valores médios mensais próximos de 81 %, 57 % e 39 % para os cenários fuel-only, híbrido e solar-only, respetivamente, e nos meses de verão (arrefecimento) dada uma CSBP entre os 54 % a 62 %, atingem-se eficiências globais de 51 %, 26 % e 19 %, respetivamente (anualmente são próximos de 51 %, 26-30 % e 19-21 %, idem). Verificou-se uma redução próxima de 34 % do consumo elétrico referente ao arrefecimento, consumindo em média 0,11 kWh<sub>e</sub>/kWh<sub>c</sub>. A fração solar de arrefecimento apresenta anualmente valores entre 30 % e 35 % nos cenários híbridos e próximo dos 52 % nos cenários solar-only. Relativamente ao aquecimento a fração solar oscila em termos anuais entre os 30 % e 38 % nos cenários híbridos e entre 33 % e 42 % nos cenários solar-only. A fração solar inerente à eletricidade consumida no campus ronda os 13 % e 22 %. O consumo de energia primária fóssil relativamente ao edifício de referência é reduzida nos cenários híbridos e solar-only entre 14,5 % e 19,7 % (ou até 45,8 % considerando o biogás como fonte renovável). Dado que se diminui consumos da rede à custa de adição de combustível, existem reduções de emissões apenas quando o fator de emissões da rede é superior a 280 g<sub>CO2</sub>/kWh, podendo chegar a uma poupança de 13,5-101,8 t<sub>CO2</sub>/ano (utilizando biogás poderá ser até 40,5 t<sub>CO2</sub>/ano para um fator de 175 g<sub>CO2</sub>/kWh).

O LCE em operação híbrida pode atingir valores de 25,9, 18,4 e 17,4 c€/kWh em termos de eletricidade, produção combinada CHP e CHCP, respetivamente. Caso exista uma carga térmica mais constante ao longo do ano (i.e., maximizando a recuperação do calor residual), valores de LCE em produção CHP de 9,6 c€/kWh são possíveis. Considerando benefícios fiscais a solução em modo CHP pode atingir um PBT de 15,4 anos (ROI de 22,4 %) em 20 anos, e pode recuperar o capital investido em CHCP com taxas de atualização baixas em conjunção com aumentos anuais dos custos de eletricidade e combustível.

**Palavras-Chave:** Energia solar concentrada (CSP), sistema solar com recetor central, poligeração, TRNSYS, microturbina a gás solarizada.

## Abstract

By acknowledging the energetic and environmental potentials of solar resource and that about a fifth of the primary energy is directed towards buildings, this work seeks to analyse the viability of implementing a small sized solar thermo-electrical hybrid system with central receiver (in the 100 kW<sub>e</sub> and 165 kW<sub>t</sub> scale – similar to the Aora Tulip system installed in Almeria, Spain) to provide electric energy to a commercial building, in the region of Lisboa, Portugal (with an annual electric consumption of nearly 577 MWh<sub>e</sub>). The system has the ability to recover the solar/gas to electric conversion's residual heat, providing considerable heating and cooling services to the main building (with thermal loads of around 178 MWh<sub>t</sub> and 131 MWh<sub>t</sub>, respectively), the latter using a water-fired single effect absorption chiller. This is a hybrid system as it uses a solarized micro gas turbine where solar energy, fuel or both energies can be delivered to the power block, which allows a more constant and leveled energy production in spite of the variability and intermittence of the solar resource.

For the purpose of simulation and analysis, the ray-tracing *Tonatiuh* software was used in order to create a global solar field efficiency matrix as a function of the solar path, introduced afterwards in one of the components (*types*) for the *TRNSYS* model created to simulate the system performance in an annual basis with a 5 minute period discretization. Scenarios with 3 different gaseous fuels (natural gas, propane and biogas), 3 DNI files and 3 operating schemes (fuel-only, solar-only and hybrid) were performed.

In hybrid mode, the solar contribution to the power block (CSPB) is around 43-52 % annually. The solar field efficiency (considering operating hours only) is in the region of 59 % annually and ranges from 54 % to 71 % in August and December, respectively. The solar receiver thermal efficiency is around 71 % in nominal conditions. The system maximum global efficiencies in CHCP occur in months where the heating loads are highest, reaching monthly means near 81 %, 57 % and 39 % for the fuel-only, hybrid and solar-only scenarios, respectively, and in summer (while providing cooling with a CSBP between 54 % and 62 %) can reach 51%, 26 % and 19 %, respectively (annual values are close to 51 %, 26-30 % and 19-21 %, likewise). It was found that the electric consumption for the reference cooling system was reduced by 34 %, consuming about 0,11 kWh<sub>e</sub>/kWh<sub>c</sub>. The cooling solar fraction represents about 30 % to 35 % annually in hybrid mode and about 52 % in solar-only. Solar fraction for heating is the range of 30 % to 38 % in hybrid mode and between 33 % and 42 % in solar-only. In terms of electricity the solar fraction ranges from 13 % to 22 %. The fossil primary energy savings are reduced by 14,5 % and 19,7 % for hybrid and solar-only systems (or even 45,8 % when considering biogas as a renewable resource). Since electric consumption from the grid is reduced by means of adding fuel to a hybrid system, CO<sub>2</sub> emissions reduction is possible for an emission factor associated to the electric grid above 280 gCO<sub>2</sub>/kWh and can achieve savings of 13,5-101,8 tCO<sub>2</sub>/year (using biogas these savings can reach 40,5 tCO<sub>2</sub>/year even for an emission factor of 175 gCO<sub>2</sub>/kWh).

The LCE in hybrid mode can reach 25,9, 18,4 and 17,4 c€/kWh in terms of electricity, combined production CHP and CHCP, respectively. If there is a more constant thermal load throughout the year (i.e., maximizing the recuperated residual heat), LCE in CHP mode of 9,6 c€/kWh is possible. Considering tax benefits the system in CHP mode can reach a PBT of around 15,4 years (ROI of 22,4 %) for a 20 year project lifetime, and can pay itself in CHCP mode only with low interest rates combined with an annual increase of the electricity and fuel costs.

**Keywords:** Concentrated solar power (CSP), central receiver solar system, polygeneration, TRNSYS, solarized microgas turbine.

## Índice

Resumo.....	iii
Abstract .....	iv
Índice de Figuras .....	vii
Índice de Tabelas.....	xii
Agradecimentos.....	xv
Nomenclatura .....	xvi
Capítulo 1 – Introdução.....	1
1.1.    Objetivos e organização do documento.....	1
1.2.    Contextualização e motivação.....	2
Capítulo 2 – Fundamentos Teóricos.....	8
2.1.    Recurso solar e ótica.....	8
2.2.    Ciclos de potência .....	12
2.3.    Ciclos frigoríficos.....	16
2.4.    Permutadores de calor .....	19
Capítulo 3 – Estado da arte dos sistemas CSP .....	20
3.1.    Tecnologias CSP .....	20
3.1.1.    Sistemas de concentração com foco linear .....	21
3.1.2.    Sistemas de concentração com foco pontual .....	22
3.2.    História e evolução dos custos .....	23
3.3.    Sistemas com recetor central (torre solar).....	26
3.4.    Armazenamento e hibridização .....	28
Capítulo 4 – Modelo do sistema CHCP .....	30
4.1.    Campus do LNEG em Alfragide (Carga).....	31
4.2.    O campo de helióstatos.....	34
4.2.1.    Parâmetros e tipologias de helióstatos.....	35
4.2.2.    Eficiência do campo de helióstatos .....	36
4.2.3. <i>Tonatiuh</i> .....	36
4.2.4.    MATLAB .....	38
4.3.    A Torre Solar.....	40
4.3.1.    Recetor.....	40
4.3.2.    Turbina e compressor .....	43
4.3.3.    Recuperador.....	44
4.3.4.    Camara de combustão .....	44
4.4.    Aproveitamento do calor residual /Produção de calor e frio .....	46
4.4.1.    Permutador de calor ar-água.....	46
4.4.2. <i>Chiller</i> de absorção e torre de arrefecimento.....	47
4.4.3.    Dimensionamento das tubagens .....	48

4.5.	Simulação em <i>TRNSYS</i> .....	49
4.5.1.	Calibração da microturbina <i>Ansaldo Turbec T100</i> .....	49
4.5.2.	Produção de eletricidade.....	51
4.5.3.	Produção de eletricidade, calor e frio (CHCP).....	54
4.5.4.	Definição dos cenários a simular.....	57
4.6.	Poupança de energia primária fóssil e emissões de CO <sub>2</sub> .....	58
4.7.	Viabilidade económico-financeira.....	60
Capítulo 5 – Resultados.....		62
5.1.	Avaliação energética .....	62
5.1.1.	Campo de helióstatos.....	62
5.1.2.	Simulações em <i>TRNSYS</i> .....	64
5.1.2.1.	Comportamento diário.....	64
5.1.2.1.1.	Produção de eletricidade.....	64
5.1.2.1.2.	Produção de calor .....	67
5.1.2.1.3.	Produção de frio .....	68
5.1.2.2.	Comportamento mensal e anual .....	69
5.2.	Emissões de CO <sub>2</sub> e consumo de energia primária .....	72
5.3.	Análise económico-financeira.....	75
Capítulo 6 – Conclusões e Desenvolvimentos Futuros .....		79
Conclusões .....		79
Desenvolvimentos futuros.....		80
Referências Bibliográficas .....		81
Anexos.....		95
I.	Campo solar (auxiliar).....	95
I.A.	Matriz de eficiência do campo solar.....	95
I.B.	Resultados auxiliares dos testes específicos ao campo solar.....	95
II.	Modelo <i>TRNSYS</i> (auxiliar) .....	97
II.A.	Parâmetros dos componentes ( <i>types</i> ) do modelo <i>TRNSYS</i> .....	97
II.B.	Equações auxiliares utilizadas do modelo <i>TRNSYS</i> .....	102
III.	Emissões de CO <sub>2</sub> e consumo de energia primária fóssil (auxiliar).....	104
IV.	Análise económico-financeira (auxiliar) .....	107
IV.A.	Custos de aquisição e venda da energia assumidos.....	107
IV.B.	LCE para os diferentes cenários (incluindo hipótese industrial).....	108
IV.C.	VAL nos cenários a combustível e na hipótese industrial.....	110
V.	Gráficos do consumo, produção e venda de energia elétrica (auxiliar).....	113

## Índice de Figuras

Figura 1.1 - Recursos energéticos disponíveis mundialmente. Adaptado de [2].....	2
Figura 1.2 - Consumo de energia primária global (à esquerda) e em Portugal (à direita) em 2014. Fonte: [11] [13] Nota: na figura à direita a parcela correspondente à eletricidade diz respeito à eletricidade renovável conjuntamente com o balanço entre importações e exportações, no qual existe algum consumo de energia proveniente de fonte nuclear.....	3
Figura 1.3 - Distribuição de consumos (energia final) por fonte energética e por setor para 2014 em Portugal no qual o total representa cerca de 15,2 Mtep [13].....	4
Figura 1.4 - Produção elétrica renovável anual em Portugal por tipo de geração, de 2006 a 2015. [19] [20].Nota: a precipitação refere-se à estação meteorológica de Bragança [21], dado ser o distrito com maior geração hidroelétrica (e na zona a montante das bacias hidrográficas a norte do rio Douro) e esta se concentrar maioritariamente no norte de Portugal, sendo o mais representativo para esta observação. ....	5
Figura 1.5 - Exemplo de eficiências e perdas inerentes a sistemas de produção elétrica (esquerda), CHP (centro) e CHCP (direita), em que a energia (Fuel) que entra no sistema pode também ser proveniente de energia solar. Adaptado de [43] [44]. ....	7
Figura 2.1 - Mapa global da irradiação solar normal direta. Adaptado de [48]. ....	8
Figura 2.2 - Mapa anual da irradiação média horária equivalente à energia numa hora ( $\text{Wh/m}^2$ ) em Lisboa, no qual se evidencia a variabilidade inerente ao recurso solar para esta localização com a figura da esquerda referente ao DNI1 e a da direita ao DNI3 (Recurso a MATLAB, dados do TMY2 Lisboa – Meteonorm com proveniência do software TRNSYS, convertendo em ficheiro do Excel recorrendo ao conversor [49]). Nota: 12h representa o meio-dia solar, isto é, o momento do dia em que a altura solar é máxima; no eixo horizontal os valores correspondem aos dias 21 de cada mês. ....	9
Figura 2.3 - Declinação solar com recurso à equação (2.5) de [45]. ....	10
Figura 2.4 - Trajetória solar em Lisboa (Pólo do LNEG em Alfragide - latitude=38,733° [50]). Equações (2.6) a (2.8) [45]. ....	10
Figura 2.5 - Representação esquemática entre o ângulo subtendido entre a extremidade do globo solar distando do seu centro em $rs$ , visto da perspectiva terrestre à distância de $RT, S$ de uma superfície perpendicular ao centro solar. ....	11
Figura 2.6 - Temperatura máxima de um recetor ideal em função da razão de concentração incidente. ....	12
Figura 2.7 - Eficiências termodinâmicas de Carnot, da absorção do recetor ideal (corpo negro) e ideais (recetor com máquina térmica) em função da temperatura do recetor para valores de razão de concentração entre 100 e 10000. Adaptado de [58]. ....	14
Figura 2.8 - Representação esquemática das turbinas a gás por tipo de operação, seja em sistema aberto (do lado esquerdo) ou em sistema fechado (à direita). ....	15
Figura 2.9 - Esquema da configuração do ciclo de Brayton em sistema aberto (ar atmosférico) com recuperador para produção elétrica. ....	15
Figura 2.10 - Diagramas p-v e T-s do ciclo ideal de Brayton (neste caso com regeneração). ....	16
Figura 2.11 - Rendimento térmico de um ciclo ideal de Brayton em função da razão de pressão no compressor para um $k$ constante e igual a 1,4. ....	16
Figura 2.12 - Representação esquemática da caracterização das tecnologias de arrefecimento ambiente acionadas por energia solar. Adaptado de [64] e [66]. ....	17
Figura 2.13 - Representação esquemática do ciclo do arrefecimento a compressão elétrica (à esquerda) e absorção (à direita), no qual as linhas a tracejado e picotado referem-se à solução concentrada e diluída, respetivamente e a linha a cheio (preto) refere-se ao fluido frigorífero no estado líquido.....	18
Figura 3.1 - Exemplos de tecnologias solares de produção termoelétrica. As figuras do lado esquerdo representam a concentração em termos de tipo pontual (disco parabólico [71] em cima e torre solar [72] em baixo) e as figuras do lado direito referem-se à concentração de foco linear (cilindro-parabólico [73] em cima e Fresnel linear [74] em baixo). ....	20
Figura 3.2 - Projetos com tecnologia CSP em operação (azul), em construção (vermelho) e em desenvolvimento (verde) [85]. ....	25

Figura 3.3 - Processo da construção da central PTCs da Herdade da Mitra/Évora. Na figura do lado esquerdo tem-se acesso ao tamanho do parque em que já existem duas filas com fundações já instaladas e do lado direito encontra-se em ponto maior as duas torres para geração de vapor e dois tanques de armazenamento térmico com sais fundidos [Foto do Autor].	25
Figura 3.4 - Exemplos de tipos de recetores utilizados em centrais CSP. Na coluna do lado esquerdo em cima ( <i>Gemasolar</i> ) [100] e ao meio ( <i>Crescent Dunes</i> ) [101]) são tubulares a sais fundidos externos e em baixo de cavidade a vapor saturado ( <i>PS10</i> ) [102] [103]. Na coluna ao centro está um exemplo do recetor volumétrico a ar pressurizado <i>REFOS</i> (Cesa-1) [104] [105] e na coluna da direita correspondem ao recetor volumétrico de ar atmosférico ( <i>Julich</i> ) [105] [106].	27
Figura 3.5 - Temperaturas de entrada e saída do HTF num recetor do tipo tubular (à esquerda), ou volumétrico (à direita) em que neste último a temperatura à saída do recetor é superior ao material absorvedor à entrada [108].	28
Figura 3.6 - Exemplos de tipos de absorvedores cerâmicos (como carbonetos de silício), à esquerda em cima denominado “ <i>honeycomb</i> ” usado na central <i>Julich</i> , em baixo espumas (“ <i>foams</i> ”) com diferentes porosidades, ao centro o absorvedor “ <i>porcupine</i> ” utilizado no recetor pressurizado <i>DIAPR</i> (à direita) feito de tubos de cerâmica à base de alumina [105] [109].	28
Figura 4.1 - Imagens do sistema <i>Aora Tulip</i> implementado em Almeria, Espanha [113].	30
Figura 4.2 - Representação esquemática simplificada da central solar termoelétrica com aproveitamento do calor residual em modo CHCP. Nota: as temperaturas indicadas correspondem às de saída do componente correspondente neste caso num cenário solar, no qual os circuitos de frio e calor não operam simultaneamente.	31
Figura 4.3 - Diagrama de carga médio mensal de eletricidade no campus em dias úteis para o ano de 2013.	32
Figura 4.4 - Necessidades de aquecimento e arrefecimento assumidas para efeitos de simulação em termos de potência instantânea ao longo do ano (a cor verde é a potência elétrica consumida no arrefecimento assumindo um COP de 4).	34
Figura 4.5 - Necessidades de aquecimento e arrefecimento assumidas para efeitos de simulação em termos de energia média consumida mensalmente (a cor verde é a potência elétrica consumida para arrefecimento assumindo um COP de 4).	34
Figura 4.6 - Disposição do campo solar em <i>MATLAB</i> , idêntico ao utilizado no <i>software Tonatiuh</i> (à esquerda) semelhante ao campo existente na central em Almeria (à direita) [113].	35
Figura 4.7 - Alguns exemplos visuais de um dos modelos do campo de helióstatos simulado (neste caso o que se encontra mais afastado da torre solar).	37
Figura 4.8 - Representação esquemática para o vetor solar bem como os ângulos correspondentes (à esquerda), e os vetores solar ( $\mathbf{S}$ ), alvo ( $\mathbf{t}$ ) e normal ( $\mathbf{n}$ ), para um helióstato (a azul) e o recetor (a negro na torre solar a amarelo).	38
Figura 4.9 – O recetor <i>DIAPR</i> que se encontra na torre solar <i>Aora</i> (à esquerda) [121], a sua configuração com algumas placas de “porco-de-espinho” no seu interior sem o vidro (ao centro) [128] e a sua representação esquemática (à direita) [109].	40
Figura 4.10 - Representação esquemática da microturbina <i>Ansaldo Turbec T100</i> (à esquerda) e o equipamento visto do exterior (à direita). Adaptado de [62].	43
Figura 4.11 - Temperaturas da fonte fria (a laranja) e da fonte quente (a azul) como valores assumidos para a caracterização do recuperador (gás/gás) da <i>Ansaldo Turbec T100</i> .	44
Figura 4.12 - Temperaturas da fonte fria (a laranja) e da fonte quente (a azul) como valores assumidos para a caracterização do permutador ar/água da <i>Ansaldo Turbec T100</i> para efeitos de produção de água quente [62].	47
Figura 4.13 - <i>Chiller</i> de absorção de efeito simples <i>Aroance YAZAKI WFC-SC30</i> acionado termicamente por água quente (aparato exterior na imagem ao centro). As figuras à esquerda e direita representam as curvas de performance (a vermelho) provenientes das especificações técnicas do equipamento em termos de capacidade de arrefecimento e de fração de energia de entrada, respetivamente. Contém ainda nas referidas figuras os pontos a laranja, azul e amarelo (correspondentes às temperaturas de entrada da água proveniente da torre de arrefecimento) oriundos dos dados retirados do ficheiro <i>Excel</i> enviado pela companhia após pedido [153].	47
Figura 4.14 - Modelo <i>TRNSYS</i> para a simulação da microturbina <i>Ansaldo TURBEC T100</i> , em condições nominais.	50

Figura 4.15 - Potências (à esquerda) e temperaturas à saída de cada componente da microturbina e fluxo mássico de combustível (à direita) em condições nominais como resultado da calibração da microturbina <i>Ansaldo TURBEC T100</i> .....	50
Figura 4.16 - Visualização em ambiente TRNSYS do modelo recriado para simulação do ciclo de Brayton recuperativo com solarização e em sistema aberto para a produção de eletricidade, com os diferentes componentes e suas interligações principais. ....	51
Figura 4.17 - Potências incidente, máxima possível de saída e de saída efetiva do campo solar (i.e., a potência incidente no concentrador secundário), de saída do recetor, do combustível e elétrica, no qual a figura do lado esquerdo é o resultado da aplicação do controlo do sinal de disponibilidade do campo solar (equação 4.26), e do lado direito o resultado da utilização do sinal original proveniente do recetor, ou seja sem aplicação do controlo evidenciando a utilização de combustível em horas com recurso solar suficiente. ....	53
Figura 4.18 - Modelo <i>TRNSYS</i> para a produção de calor e frio resultante do aproveitamento do calor residual. ....	55
Figura 5.1 - Distância horizontal da primeira e última fila de heliostatos que cruza a vertical onde está situado o recetor (à esquerda) e o resultado da interpolação com o <i>software MATLAB</i> da matriz eficiência dos heliostatos obtidos através do <i>software Tonatiuh</i> (à direita), no qual o trajetória solar anual que se verifica à latitude do local de teste (Lisboa) situa-se dentro das linhas a preto.....	62
Figura 5.2 - Variação da eficiência relativamente ao cenário com e sem torre, como resultado da subtração dos valores da matriz com torre por aqueles da matriz sem torre, no qual a trajetória solar anual que se verifica à latitude do local de teste (Lisboa) situa-se dentro das linhas a preto.....	62
Figura 5.3 - Distribuição do fluxo radiativo no recetor proveniente do campo de heliostatos para diferentes ângulos (em graus) de altura e azimute solar com recurso ao <i>software Tonatiuh</i> (TesteA - 1ª fila a 16m da torre). Nota: os valores da escala colorida são em W, assumindo um DNI de 1000 W/m <sup>2</sup> . ....	63
Figura 5.4 - Eficiência do campo de heliostatos bem como a potência incidente no mesmo e a de saída, para dias de verão (à esquerda) e de inverno (à direita). ....	64
Figura 5.5 - Potências (a), temperaturas e fluxo mássico de combustível (b) e eficiências (c) relativamente à turbina a gás para o cenário F-GN,3. ....	65
Figura 5.6 - Potências nos principais componentes da turbina a gás solarizada em dias típicos de inverno (a) e verão (c), e as temperaturas, potências e eficiências relativas ao recetor em dias típicos de inverno (b) e de verão (d) no cenário H-GN,3. ....	65
Figura 5.7 - Temperaturas de saída de um dado componente da turbina a gás solarizada bem como o fluxo mássico de combustível (em kg/h) em dias típicos de inverno (a) e verão (c), e as eficiências elétrica, do bloco de potência, eficácia do recuperador e a CSBP em dias típicos de inverno (b) e de verão (d), no cenário H-GN,3.....	66
Figura 5.8 - Potências relativas a um dia com recurso solar considerável (à esquerda) e eficiências e DNI para o mesmo dia, relativas às diversas etapas do percurso energético até à conversão elétrica (à direita) no cenário H-GN,3. ....	66
Figura 5.9 - Potências nos principais componentes da turbina a gás solarizada em dias típicos de inverno (a) e verão (c), e as temperaturas, potências e eficiências relativas ao recetor em dias típicos de inverno (b) e de verão (d) no cenário S-3. ....	66
Figura 5.10 - Temperaturas de saída de um dado componente da turbina a gás solarizada bem como o fluxo mássico de combustível em dias típicos de inverno (a) e verão (c), e as eficiências elétrica, do bloco de potência, eficácia do recuperador e a CSBP em dias típicos de inverno (b) e de verão (d), no cenário S-3.....	67
Figura 5.11 - Potências relativas a um dia com recurso solar considerável (à esquerda) e eficiências e DNI (DNI3) para o mesmo dia, relativas às diversas etapas do percurso energético até à conversão elétrica (à direita) no cenário S-3. ....	67
Figura 5.12 - Potências de aquecimento (carga, calor residual e back-up) em dias de janeiro (a) e dezembro (c), e temperaturas à entrada e saída do back-up e da carga em dias de janeiro (b) e dezembro (d) para o cenário H-GN,3.....	68
Figura 5.13 - Potências de aquecimento (carga, calor residual e back-up) em dias de janeiro (a) e dezembro (c), e temperaturas à entrada e saída do back-up e da carga em dias de janeiro (b) e dezembro (d) para o cenário S-3. ....	68

Figura 5.14 - Potências (carga, calor residual, tanque, <i>chiller</i> de absorção e auxiliar) e COP para os cenários híbridos (a) e solar-only (c), e temperaturas de entrada e saída da água refrigerada (CHW), do calor motriz (HW) e da água de arrefecimento (CW) relativamente ao <i>chiller</i> de absorção, para os cenários híbridos (b) e solar-only (d) num dia de junho.....	68
Figura 5.15 - Eficiências médias anuais separadas ou combinadas, com a contribuição solar para o bloco de potência para todos os cenários simulados. ....	71
Figura 5.16 - Eficiências médias mensais da central em termos de produção combinada de energia e de forma separada, para o cenário a combustível (apenas a microturbina) a gás natural utilizando o ficheiro de clima 3. ....	71
Figura 5.17 - Eficiências médias mensais da central em termos de produção combinada de energia e de forma separada bem como a CSBP para o cenário híbrido a gás natural utilizando o ficheiro de clima 3. ....	72
Figura 5.18 - Emissões específicas médias mensais da central em termos de produção elétrica ou combinada de energia (CHP, CCP ou CHCP) e da rede (valores mensais da EDP Serviço Universal em 2016 [186] e da média anual da produção nacional estimada para 2017 – ver Figura A.5 do Anexo III) para o cenário a combustível a gás natural. ....	73
Figura 5.19 - Emissões específicas médias mensais da central em termos de produção elétrica ou combinada de energia (CHP, CCP ou CHCP) e da rede (valores mensais da EDP Serviço Universal em 2016 [186] e da média anual da produção nacional estimada para 2017) bem como a CSBP para o cenário híbrido a gás natural utilizando o ficheiro de clima 3. ....	74
Figura 5.20 - Consumo de energia primária do gás propano (Prop), do combustível utilizado pela central (Comb ou Biogás se for o caso), da eletricidade da rede (Ele), da energia solar (Solar) e as emissões diferenciadas pelos combustíveis (Prop ou Comb), e o total dependendo do fator de emissões da rede elétrica (assumindo 420, 280 e 175 g/kWh para o “OCDE (2014)” [187], “Estimativa 2017” e “Tendência 2017-2037”, respetivamente – Anexo III) correspondentes a cada cenário simulado em modo CHCP, comparando com os valores das auditorias (LNEG 2013) e o utilizado para as simulações (Ref. 2013). ....	74
Figura 5.21 - Poupança de energia elétrica com a utilização do <i>chiller</i> de absorção no sistema de arrefecimento do edifício.....	75
Figura 5.22 - Poupanças no edifício relativas à redução dos consumos de energia elétrica e térmica, evidenciando em que períodos e que formas de energia se irá potencialmente poupar mais relativo ao cenário híbrido em modo CHCP. Nota: os custos de investimento, de O&M bem como do combustível não fazem parte ainda destes cálculos. ....	76
Figura 5.23 - Valorização económica (VAL) dos cenários híbridos em modo CHP com diferentes opções de poupança que contemplam cumulativamente: poupança na eletricidade e combustível para aquecimento (linhas negras a cheio) com substituição da caldeira a propano por uma a gás natural ou biogás se for o caso (linha a cheio, exceto o propano); benefícios fiscais relativos ao IRC a uma taxa de 8 % a 12,5 anos (linhas a picotado e a cores). ....	77
Figura 5.24 - Valorização económica (VAL) dos cenários híbridos em modo CHCP com diferentes opções de poupança que contemplam cumulativamente: poupança na eletricidade e combustível para aquecimento (linhas negras a cheio) com substituição da caldeira a propano por uma a gás natural ou biogás se for o caso (linha a cheio, exceto o propano); benefícios fiscais relativos ao IRC a uma taxa de 8 % a 12,5 anos (linhas a picotado e a cores). ....	78
Figura A.1 - Matriz da eficiência global do campo solar utilizado nas simulações em TRNSYS (Teste A), tal como obtido através do <i>software Tonatiuh</i> . ....	95
Figura A.2 - Matriz da eficiência global do campo solar sem o efeito de sombreamento da torre solar, tal como obtido através do <i>software Tonatiuh</i> . ....	95
Figura A.3 - Matriz da eficiência global do campo solar sem erros óticos (dispersão dos heliostatos) (Teste S), tal como obtido através do <i>software Tonatiuh</i> . ....	95
Figura A.4 - Eficiência média diário do efeito do cosseno ao longo do ano para a configuração do campo solar utilizado para a simulação do sistema, com uma média anual a tracejado (82,88 %), calculada com a ferramenta computacional <i>MATLAB</i> baseada nas equações 4.3 a 4.8. Nota: o eixo das abcissas refere-se aos dias do ano. ....	95

Figura A.5 - Emissões anuais e médias trianuais do sistema elétrico nacional (SEN) [13] com as respectivas linhas de tendência exponencial (decrecente) relativo às respectivas equações com recurso ao EXCEL.....	104
Figura A.6 - Preços de fecho do operador do mercado Ibérico de energia elétrica (OMIE) para Portugal (mercado diário) [118], no qual se utilizou o valor médio de 4,5 c€/kWh multiplicado pelo fator 0,9 relativos à remuneração da venda de excedente à RESP.....	107
Figura A.7 - Preços do gás natural para o consumidor final (doméstico e industrial na península ibérica) e a evolução do custo assumido. ....	108
Figura A.8 - Preços da eletricidade para o consumidor final (doméstico e industrial na península ibérica) e a evolução do custo assumido. ....	108
Figura A.9 - Evolução dos custos do gás propano e biogás assumidos para a análise económica.....	108
Figura A.10 - Valorização económica (VAL) dos cenários a combustível em modo CHP contemplando a poupança na eletricidade e combustível para aquecimento incluindo a substituição da caldeira a propano por uma a gás natural ou biogás se for o caso (exceto o propano). ....	110
Figura A.11 - Valorização económica (VAL) dos cenários a combustível em modo CHCP contemplando a poupança na eletricidade e combustível para aquecimento incluindo a substituição da caldeira a propano por uma a gás natural ou biogás se for o caso (exceto o propano). ....	111
Figura A.12 - Valorização económica (VAL) dos cenários híbridos em modo CHP no caso hipotético da aplicação em ambiente industrial (maximizando o aproveitamento do calor residual) com as seguintes opções de poupança que contemplam cumulativamente: poupança na eletricidade e combustível para aquecimento (linhas negras a cheio); benefícios fiscais relativos ao IRC a uma taxa de 8 % a 12,5 anos (linhas a picotado e a cores). ....	112
Figura A.13 - Carga elétrica de referência (a preto) e a produção elétrica (azul) no cenário H-GN,2.....	113
Figura A.14 - Consumo elétrico (a preto) e a venda de excedente (azul) no cenário H-GN,2.....	113
Figura A.15 - Carga elétrica de referência (a preto) e a produção elétrica (azul) no cenário S-2. ....	114
Figura A.16 - Consumo elétrico (a preto) e a venda de excedente (azul) no cenário S-2. ....	114

## Índice de Tabelas

Tabela 2.1 - Ficheiros de clima disponibilizados, considerando diferentes anos e o seu valor anual médio de energia incidente. ....	9
Tabela 2.2 - Tipos principais de refletores de helióstatos e suas principais vantagens e desvantagens [56]. ....	12
Tabela 3.1 - Comparação sintetizada das diferentes tecnologias CSP com mais maturidade [75]. ....	22
Tabela 4.1 - Horários correspondentes à classe tarifária assumida para contemplar os custos de poupança referentes à rede elétrica, com os custos associados para o ano de 2013 [120], em que HP, HC, HV e HSV correspondem à classe tarifária em horas de ponta, horas de cheia, horas de vazio e horas de super vazio, respetivamente. ....	33
Tabela 4.2 - Valores assumidos para os parâmetros óticos dos helióstatos. ....	35
Tabela 4.3 - Parâmetros utilizados para simulação do campo de helióstatos em ambiente <i>Tonatiuh</i> . ..	38
Tabela 4.4 - Parâmetros do recetor no qual o valor de $\tau_{\text{quartzo}}$ apresentado é válido entre 0 e 65 graus de incidência. ....	41
Tabela 4.5 - Parâmetros do recuperador (gás-gás) para efeitos de simulação em <i>TRNSYS</i> . ....	44
Tabela 4.6 – Composição molar dos diferentes combustíveis utilizados na simulação. ....	45
Tabela 4.7 – Propriedades (incluindo as frações mássicas elementares) do gás natural, do propano e do biogás proveniente de digestão anaeróbia. ....	46
Tabela 4.8 - Parâmetros assumidos para simulação da <i>Turbec T100</i> com gás natural com o erro relativamente ao valor de referência (positivo se superior, e negativo se inferior). ....	50
Tabela 4.9 – Descrição resumida dos cenários a simular. ....	57
Tabela 4.10 – Descrição resumida dos principais condicionamentos impostos para a operação da central. ....	58
Tabela 4.11 - Valores assumidos para os investimentos da central termoelétrica de pequena escala com poligeração, sendo que o valor para a produção elétrica a combustível é apenas o da microturbina, caso seja solar ou híbrido são os valores do sistema <i>Aora</i> , caso se pretenda produção CHP o valor a adicionar é próximo de 56,2 k€ e caso seja CHCP adiciona-se ainda cerca de 104 k€ correspondentes ao sistema de frio. Nota: os valores de CAPEX incluem IVA e instalação. ....	61
Tabela 5.1 – Tabela resumo das eficiências relativas aos diferentes mecanismos de perdas de energia radiativa no campo solar utilizado nas simulações com ou sem o peso do DNI. Nota: <sup>C</sup> Valores calculados; <sup>E</sup> Valores estimados; <sup>T*</sup> Média global anual como resultado da interpolação em <i>TRNSYS</i> . ....	64
Tabela 5.2 - Eficiências anuais do bloco de potência ( $\eta_{BP}$ ), ótica do campo solar ( $\eta_{SF}$ ), disponibilidade do campo solar ( $\eta_{dispSF}$ ), recetor ( $\eta_{Rec}$ ), do ciclo de Brayton contabilizando energia desfocada do campo solar e energia de arranque da microturbina ( $\eta_{ele}$ ), do aproveitamento do calor residual para aquecimento ( $\eta_{Heat}$ ) e para arrefecimento ( $\eta_{Cool}$ - que contemplam a energia útil retirando a energia perdida nas tubagens), a eficiência global CHCP da central ( $\eta_{Global}$ ) e ainda o fator de capacidade da produção elétrica ( <b>F. C. ele</b> ) para os diferentes cenários simulados. ....	70
Tabela 5.3 - Energia anual proveniente da combustão ( <b>EComb</b> ) e da energia solar incidente no campo solar em horas de operação ( <b>ESolar</b> ), energia solar que entrou para o bloco de potência ( <b>ESol, PB</b> ), eletricidade produzida em termos brutos ( <b>EEle</b> ) e em termos líquidos ( <b>EEle, net</b> - retirando os consumos parasíticos relativos ao seguimento solar e ao arranque da microturbina), energia térmica útil para aquecimento ( <b>Eheat, net</b> - retirando perdas nas tubagens) e consumos auxiliares ( <b>Eheat, par</b> ), energia térmica útil para arrefecimento ( <b>Ecool, net</b> - retirando perdas nas tubagens) e consumos auxiliares ( <b>Ecool, par</b> ). ....	70
Tabela 5.4 - Emissões totais anuais da central para produção elétrica ( <b>GEE</b> ), e específicas ( <b>GEEe</b> ), em modo de produção de eletricidade, CHP e CHCP. Nota: os valores entre parêntesis referem-se às emissões totais e específicas relativas ao biogás contemplando uma redução de 73 % das emissões segundo [26]. ....	73
Tabela A.1 - Comparação entre os testes realizados ao campo solar com o <i>software Tonatiuh</i> e com <i>MATLAB</i> (discretização sub-horária e com o uso dos diferentes ficheiros de clima simulados). Nota: * Média global anual; ** média global anual pesada com os valores de DNI de 5 em 5 minutos; – não	

determinado; <sup>#</sup> resultado do rácio da eficiência anual entre o obtido com o Teste A e o Teste S (sem erros óticos); <sup>T</sup> interpolação <i>TRNSYS</i> ; <sup>C</sup> Valores calculados; <sup>E</sup> Valores estimados; <sup>1,2 e 3</sup> DNI. ....	96
Tabela A.2 - Tabela resumo das eficiências relativas aos diferentes mecanismos de perdas de energia radiativa no campo solar utilizado nas simulações (seguindo a legenda da tabela anterior) com ou sem o peso do DNI. ....	96
Tabela A.3 - <i>Types</i> utilizados para modelação no <i>software TRNSYS</i> .....	97
Tabela A.4 - <i>Inputs</i> , parâmetros e <i>outputs</i> relativos ao componente do campo de heliostatos ( <i>Type</i> 394). ....	98
Tabela A.5 - <i>Inputs</i> , parâmetros e <i>outputs</i> relativos ao componente da queda de pressão associada à entrada de ar no compressor ( <i>Type</i> 429).....	98
Tabela A.6 - <i>Inputs</i> , parâmetros e <i>Outputs</i> para o componente do compressor ( <i>Type</i> 424). Nota: a eficiência isentrópica nominal ( $\eta_{isen, nom}$ ) é um input mas é introduzida como um parâmetro fixo, daí estar referido duas vezes na tabela. ....	98
Tabela A.7 - <i>Inputs</i> , parâmetros e <i>Outputs</i> para o componente do recetor pressurizado ( <i>Type</i> 422)...	98
Tabela A.8 - <i>Inputs</i> , parâmetros e <i>Outputs</i> para o componente da câmara de combustão ( <i>Type</i> 426). Nota1: Modos de operação : (1) A temperatura de saída como resultado do fluxo mássico de combustível facultado; (2) O fluxo mássico de combustível como resultado da temperatura de saída introduzida; (3) a queda de pressão é independente das condições de entrada. Nota2: Para mais informação sobre as características dos combustíveis ver subcapítulo 4.2.4. ....	99
Tabela A.9 - <i>Inputs</i> , parâmetros e <i>outputs</i> para o componente da turbina ( <i>Type</i> 427).....	99
Tabela A.10 - <i>Inputs</i> , parâmetros e <i>outputs</i> para o componente da queda de pressão no silenciador de exaustão ( <i>Type</i> 429).....	100
Tabela A.11 - <i>Inputs</i> , parâmetros e <i>outputs</i> para o componente do gerador ( <i>Type</i> 428).....	100
Tabela A.12 – <i>Inputs</i> , parâmetros e <i>outputs</i> para o componente do permutador gás-gás ( <i>Type</i> 425). Nota: O modo de operação é com permuta através de fluxo em contracorrente (modo 2). ....	100
Tabela A.13 - <i>Inputs</i> , parâmetros e <i>outputs</i> relativos ao componente da queda de pressão associada ao recuperador gás-gás ( <i>Type</i> 429). ....	101
Tabela A.14 – <i>Inputs</i> , parâmetros e <i>Outputs</i> para o componente do permutador gás-água ( <i>Type</i> 5b). Nota: O modo de operação é com permuta através de fluxo em contracorrente (modo 2). ....	101
Tabela A.15 - <i>Inputs</i> , parâmetros e <i>Outputs</i> para o componente do tanque de compensação ( <i>Type</i> 4c). Nota: Aqui só estão colocados estes parâmetros que são os efetivamente utilizados. ....	101
Tabela A.16 - <i>Inputs</i> , parâmetros e <i>Outputs</i> para o componente do <i>chiller</i> de absorção de efeito simples ( <i>Type</i> 680). ....	102
Tabela A.17 - <i>Inputs</i> , parâmetros e <i>Outputs</i> para o componente da torre de arrefecimento (CT) de circuito fechado ( <i>Type</i> 510).....	102
Tabela A.18 - Emissões de CO <sub>2</sub> e consumo de energia primária fóssil no cenário de referência. ....	104
Tabela A.19 - Emissões de CO <sub>2</sub> e poupança de energia primária fóssil em termos anuais para os cenários simulados em modo CHCP em relação ao cenário de referência.....	105
Tabela A.20 - Emissões de CO <sub>2</sub> e poupança de energia primária fóssil em termos anuais para os cenários simulados em modo CHP em relação ao cenário de referência. ....	105
Tabela A.21 – Poupança das emissões anuais de CO <sub>2</sub> e de energia primária fóssil para os cenários simulados entre o modo CHP e CHCP (i.e., os valores sendo positivos revelam poupanças do modo CHCP comparativamente ao modo CHP). ....	106
Tabela A.22 – Custo base dos combustíveis utilizados para a análise económica e o valor médio durante o período da central conforme a taxa de incremento anual ( <i>if</i> ) com base na equação (4.45).....	107
Tabela A.23 – Custos nivelados da energia elétrica ( <b>LCoEle</b> ), da energia térmica para efeitos de aquecimento ( <b>LCEcalor</b> ) e para arrefecimento ( <b>LCEfrio</b> ), e custo da energia global nos modos CHP ( <b>LCECHP</b> ) e CHCP ( <b>LCECHCP</b> ) nos principais cenários, bem como para o caso CHP em que se maximiza a recuperação de calor residual aproveitável anualmente, com custos da energia térmica ( <b>LCEcalor, h</b> ) e custo da energia global ( <b>LCECHP, h</b> ), num intervalo de valores com taxas de atualização de 4 % a 12 %, respetivamente, assumindo os custos base de combustível referidos na Tabela A.22. ....	109
Tabela A.24 - Custos nivelados da energia elétrica ( <b>LCoEle</b> ), da energia térmica para efeitos de aquecimento ( <b>LCEcalor</b> ) e para arrefecimento ( <b>LCEfrio</b> ), e custo da energia global nos modos CHP ( <b>LCECHP</b> ) e CHCP ( <b>LCECHCP</b> ) nos principais cenários, bem como para o caso CHP em que se	

maximiza a recuperação de calor residual aproveitável anualmente, com custos da energia térmica (***LCEcalor, h***) e custo da energia global (***LCECHP, h***), num intervalo de valores com taxas de atualização de 4 % a 12 %, respetivamente, assumindo os custos  $if=2,3$  % de combustível referidos na Tabela A.22. .... 110

## Agradecimentos

Em primeira instância agradeço há minha família que sempre me apoiou. Agradeço do fundo do coração, em especial aos meus avós que lutaram imenso numa altura em que havia poucos recursos e informação. E claro aos meus pais, que também na luta de vida deles, me conseguiram dar o que mais importa.

Aos meus amigos (os que se contam pelos dedos) pela partilha de certos rumos, momentos e porque somos também um pouco do que há de melhor nos outros. Que continuemos a dançar juntos.

Ao Prof. de Direito Internacional, Jorge Baptista Coelho, cujos saberes e subtilezas promoveram em mim um espírito mais informado, sereno e crítico das ações humanas e suas implicações, principalmente no remete para a questão energética, ambiental e dos recursos. Ao Prof. Jorge Correia (eletroquímica), com a sua virtuosa pedagogia e capacidade científica, que inspira vontade de trabalhar na área da ciência/investigação com rigor e entusiasmo, sem esquecer que somos pessoas. Ao Prof. Miguel Brito por estar a ajudar na coordenação (e mais mil e uma tarefas) de um curso relativamente recente e em constante metamorfose, oferecendo cada vez mais meios, informação e ferramentas para encontrarmos o nosso rumo académico enquanto formandos e futuros profissionais. Ao Prof. Jorge Maia Alves agradeço a sua dedicação ao curso e também as suas aulas de sustentabilidade energética, tão importantes para quem chega “de fresco” a um curso deste tipo. E mais merecem ser elogiados.

À Faculdade de Ciências da Universidade de Lisboa (FCUL) e ao Laboratório Nacional de Energia e Geologia (LNEG) por disponibilizarem recursos (como os softwares *MATLAB* e *TRNSYS* para efeitos de simulação, tratamento de dados etc.), e claro a dinâmica entre a FCUL, LNEG e outras entidades que promovem um contacto com formadores e profissionais com uma vertente prática pertinente, inculcando valências valiosas na área da engenharia de energia e suas implicações ambientais. Agradeço já agora à Universidade de Évora por terem organizado o 3º Simpósio IPES – Concentração Solar e o Futuro, ao qual tive o privilégio de presenciar as apresentações de diversos agentes na área da concentração solar no geral e bastante atualizada.

Aos meus orientadores da dissertação de mestrado, Eng.º J. Farinha Mendes e João Cardoso, pela disponibilidade (e paciência), e contínua vontade de concretização da energia solar, contribuindo de forma a estarmos (Portugal) dentro do palco Europeu e Mundial no que à energia solar diz respeito (e já agora, indiretamente à Prof. Maria João Carvalho em conjunto com o Prof. João Farinha Mendes os quais me deram inputs também valiosos com unidade curricular de energia solar térmica). Ao Prof. Pedro Azevedo, no qual a disciplina de Tecnologias de Combustão contribuiu para reter bases necessárias para aplicar conhecimentos relativamente aos ciclos termodinâmicos para fins de geração elétrica. Agradeço também de um modo geral às pessoas que contribuem para o avanço e desenvolvimento científico como as que tive oportunidade de interagir no LNEG do pólo do Lumiar.

Também agradeço a todos os seres que me inspiraram simplesmente por se terem cruzado no meu caminho, e especialmente por terem a coragem de serem genuínos e lutarem pelo que acreditam, em busca do equilíbrio dinâmico. Aproveito para agradecer ao mar, às estrelas e às árvores que tanta paz me deram em tantos momentos angustiantes, quando as palavras e o intelecto só atrapalham. E de um modo geral à Mãe Natureza, com a sua sinérgica beleza interdependente e a todos os seres luminosos com contínua vontade de saber.

E claro, como não poderia deixar de ser, ao Sol.

## Nomenclatura

$\alpha_S$	Ângulo de Altura Solar (°)
$\alpha_{Rec}$	Absortividade do Recetor (-)
$\gamma_S$	Ângulo Azimutal Solar (°)
$\delta$	Declinação Solar (°)
$\eta_{BP}$	Eficiência Elétrica do Bloco de Potência (%)
$\eta_{Ele}$	Eficiência Elétrica (%)
$\eta_{Cool}$	Eficiência de Arrefecimento (%)
$\eta_{CHP}$	Eficiência do Sistema em Produção Combinada de Eletricidade e Calor (%)
$\eta_{CHCP}$	Eficiência do Sistema em Produção Combinada de Eletricidade, Calor e Frio (%)
$\eta_{Heat}$	Eficiência de Aquecimento (%)
$\eta_{Rec}$	Eficiência Térmica do Recetor (%)
$\theta_i$	Ângulo de Incidência (°)
$\theta_z$	Ângulo Zenital Solar (°)
$\rho_{H_2O}$	Massa Volúmica da água (kg/m <sup>3</sup> )
$\rho_{Hel}$	Refletividade dos Helióstatos (-)
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann (W/(m <sup>2</sup> .K <sup>4</sup> ))
$\sigma_{Solar}$	Dispersão Angular dos Raios Solares (mrad)
$\sigma_{Slope}$	Erros Óticos Macroscópicos da Superfície Refletora (mrad)
$\sigma_{Specularity}$	Erros Óticos Microscópicos da Superfície Refletora (mrad)
$\omega$	Ângulo Horário Solar (°)
$A_{Hel}$	Área do Helióstato (m <sup>2</sup> )
$A_{conc,sec}$	Área de Abertura do Concentrador Secundário (m <sup>2</sup> )
$A_{Rec}$	Área do Abertura do Recetor (m <sup>2</sup> )
$c_{p,H_2O}$	Calor Específico da Água (kJ/(kg.K))
$h_{Hel}$	Altura Média dos Helióstatos (m)
$h_{Rec}$	Altura do Recetor (m)
Adim	Valor Adimensional
Assum	Valor Assumido

Calc	Valor Calculado
CAPEX	<i>Capital Expenditure</i> (Investimento em Bens de Capital)
CHCP	<i>Combined Heat, Cooling and Power</i> (Produção combinada de calor, frio e eletricidade)
CHP	<i>Combined Heat and Power</i> (Produção combinada de calor e eletricidade)
COP	<i>Coefficient of Performance</i> (Coeficiente de Performance)
CSBP	Contribuição Solar para o Bloco de Potência (%)
CSP	<i>Concentrating Solar Power</i> (Energia Solar Concentrada)
DNI	<i>Direct Normal Irradiance</i> (Irradiação Normal Direta)
GEE	Gases de Efeito de Estufa
HC	Horas de Cheia
HP	Horas de Ponta
HSV	Horas de Super Vazio
HTF	<i>Heat Transfer Fluid</i> (Fluido de Transferência Térmica)
HV	Horas de Vazio
IEA	<i>International Energy Agency</i> (Agência Internacional de Energia)
LCE	<i>Levelized Cost of Energy</i> (Custo Nivelado da Energia)
LCoE	<i>Levelized Cost of Electricity</i> (Custo Nivelado da Eletricidade)
LFRs	<i>Linear Fresnel Reflectors</i> (Refletores de Fresnel Lineares)
OPEX	<i>Operational Expenditure</i> (Despesas Operacionais)
PBT	<i>Payback Time</i> (Período de Retorno do Investimento)
PDs	<i>Parabolic Dishes</i> (Discos Parabólicos)
PEC	<i>Primary Energy Consumption</i> (Consumo de Energia Primária)
PES	<i>Primary Energy Savings</i> (Poupança de Energia Primária)
PPA	<i>Power Purchase Agreement</i> (Contrato de Compra de Energia)
PTCs	<i>Parabolic Trough Collectors</i> (Coletores Cilindro-parabólicos)
RESP	Rede Elétrica de Serviço Público
ROI	<i>Return of Investment</i> (Retorno do Investimento)
SEN	Sistema Elétrico Nacional
STE	<i>Solar Thermal Electricity</i> (Eletricidade por via de energia solar térmica)
STs	<i>Solar Towers</i> (Torres Solares – Sistemas de Recetor Central)
tep	Toneladas Equivalentes de Petróleo
VAL	Valor Atualizado Líquido



## Capítulo 1 – Introdução

### 1.1. Objetivos e organização do documento

Esta dissertação tem por objetivo dar continuidade e aprimorar um trabalho já realizado sobre esta temática [1], averiguando a viabilidade da implementação de um sistema solar de concentração do tipo torre solar (também conhecida como sistema de recetor central) de pequena dimensão para produção combinada de calor, frio e eletricidade (CHCP). Nesta central em que se prevê a produção próxima de 100 kW<sub>e</sub> de eletricidade e o aproveitamento de 165 kW<sub>t</sub> de calor para efeitos de climatização (aquecimento ou arrefecimento), pretende-se inicialmente utilizar a ferramenta computacional *Tonatiuh* que efetua um traçamento de raios a fim de determinar a matriz de eficiência anual do campo solar em função da trajetória solar, sendo posteriormente introduzida num dos componentes (*types*) do modelo criado em ambiente *TRNSYS* para modelar a performance da central em termos anuais, com uma discretização temporal de 5 minutos, o qual contempla a utilização de um recuperador gás-gás no estádio superior da central (ciclo de Brayton). Com a introdução do recuperador é necessário adaptar o modelo tendo como finalidade controlar certas condições de operação entre o campo solar e o recetor nomeadamente a temperatura deste último, e relativamente à climatização adaptar o modelo para suprir as cargas térmicas de calor e frio num edifício de serviços tipo (Alfragide – LNEG).

No subcapítulo seguinte, pretende-se contextualizar a situação energética mundial e em Portugal, nomeadamente em termos de consumos de energia, vantagens e limitações das energias de carácter renovável, e as vantagens da utilização de energia solar de concentração em vários domínios, que serve como base motivacional para o estudo no geral.

No Capítulo 2, tem-se acesso às bases dos fenómenos por detrás do tema de dissertação, no qual se aborda essencialmente o recurso solar, ótica, ciclos termodinâmicos e transferência de calor e massa nomeadamente os ciclos tipicamente utilizados para produção de arrefecimento solar para climatização.

Com o Capítulo 3 pretende-se dar a conhecer em que estado estão certos tipos de sistemas que são usados atualmente em termos de tecnologia solar concentrada utilizando ciclos termodinâmicos para geração elétrica. Explora alguns dos sistemas mais comumente utilizados, mencionando ainda exemplos de inovação e também os sistemas e tecnologias que contam já com um desenvolvimento bastante avançado, atentando mais nas tecnologias que integram a solução a simular, isto é, as centrais solares com recetor central.

O Capítulo 4 descreve a metodologia utilizada para os diversos cálculos e análises. Destacam-se as abordagens assumidas relativamente ao cálculo da eficiência dos helióstatos (*Tonatiuh* e *MATLAB*) e da simulação sub-horária do sistema global (*TRNSYS*) com diferentes cenários (apenas solar, somente com combustível e ainda o caso híbrido) em combinação com a capacidade de produzir eletricidade, calor e frio, sendo que se comparou a utilização de 3 combustíveis gasosos distintos e de 3 ficheiros de clima). O edifício tipo utilizado para efeitos de cargas elétrica e térmicas é aqui abordado e a análise económico-financeira é também explicitada neste capítulo.

Os restantes capítulos referem-se aos resultados obtidos e sua discussão, às conclusões e desenvolvimentos futuros no que a esta temática e análise dizem respeito, estando ainda nos anexos alguns dados importantes mais detalhados para a simulação energética e de carácter económico-financeiro.

## 1.2. Contextualização e motivação

Enquanto grande parte do mundo se desenvolve ou se começa a desenvolver, promovendo crescimento e desenvolvimento nos setores económico, industrial, tecnológico e demográfico, com implicações no aumento do consumo de recursos e energia (e inerentes externalidades ambientais), torna-se imperativo reconhecer a energia solar, não como a única, mas a que pode oferecer mais energia em termos de fluxo anual [2] e que tem inerente a capacidade de ser utilizada de um modo diversificado e sinérgico. Observando a Figura 1.1, verifica-se a energia solar como a principal fonte de energia renovável em termos anuais, seguindo-se da eólica, OTEC (Ocean Thermal Energy Conversion), biomassa e hídrica. Estima-se que globalmente os edifícios representem 20 % do consumo de energia primária [3], e na Europa cerca de 40 % da energia final, correspondendo a cerca de 36 % das emissões de CO<sub>2</sub> [4].

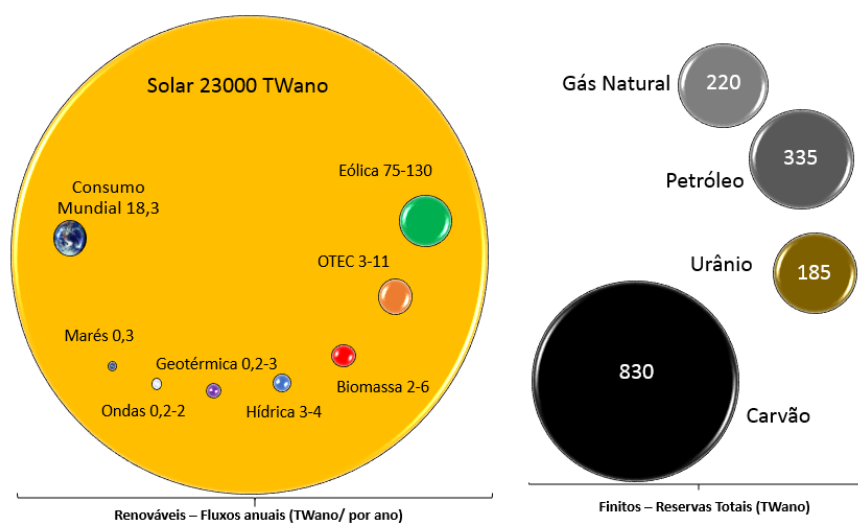


Figura 1.1 - Recursos energéticos disponíveis mundialmente. Adaptado de [2].

Contudo, apesar do elevado potencial das fontes de energia renovável, cada tecnologia apresenta uma evolução distinta: a energia hidroelétrica é aproveitada já há mais de um século e permite garantia de potência durante grande parte do ano a custos baixos, sendo esta a primeira tecnologia renovável a ser implementada em grande escala e integrada na rede elétrica de transporte e distribuição ainda no final do século XIX, contribuindo para o desenvolvimento de nações [5] (com uma potência total instalada próxima de 1209 GW em 2015 [6]); nas décadas de 90 do século XX inicia-se a construção de parques eólicos de dimensão considerável, vingando em países com bastante recurso eólico [7] [8], sendo hoje em dia implementada em bastantes zonas e condições diversas dada a sua maturidade e preços competitivos a nível mundial (conta com cerca de 432 GW em 2015 [6]); a energia solar fotovoltaica (PV) é o que se pode considerar uma tecnologia do século XXI, apesar de já há muitas décadas que vem sendo desenvolvida, pois agora consegue inundar mercados diversos denotando-se um aumento exponencial de capacidade instalada mundialmente, com contínua diminuição de custos, otimização da capacidade de conversão e versatilidade [9] [10] – conta com cerca de 222 GW instalados [6]; os biocombustíveis (como o biogás) e a biomassa (considerados como bioenergia) para geração elétrica também estão em crescente desenvolvimento, tal como a energia geotérmica e dos oceanos (conjuntamente representam cerca de 117 GW); e finalmente a energia solar concentrada termoeletrica (STE – representando em 2015 perto de 2 % da potência instalada para produção de eletricidade de origem solar, isto é, ligeiramente menor que 5 GW [6]).

A incorporação de energia de proveniência renovável na rede elétrica é um desafio a nível da existência em quantidade considerável de um determinado recurso e custo da tecnologia – o elevado custo unitário

de energia que pode ser também um indicador de um baixo grau de maturidade de certas tecnologias, estando dependente da existência de um número significativo de instalações que permitam a existência de economias de escala, bem como da padronização/normalização, por forma a baixar o custo unitário destas, no qual tipicamente os custos acontecem maioritariamente no início do projeto. Para além disto a característica naturalmente variável do recurso, particularmente relevante nas tecnologias que utilizam o vento ou o sol, faz com que não se garanta que uma dada capacidade instalada possa balancear e por fim igualar a carga com a produção num dado instante – forçando a utilização de sistemas auxiliares convencionais ou o desenvolvimento de armazenamento de energia, ou ainda a capacidade de controlar a carga e/ou a produção. Estas tecnologias dependem atualmente da existência de vontade política para promover e facilitar implementações deste tipo. Isto faz com que se opte, pelo menos em termos de implementação, pela tecnologia que oferece menos riscos, no qual as tecnologias de origem fóssil oferecem garantias de potência a custos inferiores para uma vasta multiplicidade de fins.

Estima-se que em 2014 o consumo de energia primária global foi próximo dos 13,7 Gtep ou 18,3 TWano [11], com um aumento anual próximo de 3 % desde 2009. A energia proveniente de fontes renováveis em termos de energia primária global é bastante diminuta como se pode verificar na Figura 1.2. Assim, em 2014, os combustíveis fósseis são responsáveis por aproximadamente 81% do consumo mundial de energia, ou seja 11,1 Gtep (ou 129208 TWh<sup>a</sup>). Considerando a energia final as energias renováveis contribuíram com aproximadamente 19,2 % para o ano mencionado, sendo o sexto ano consecutivo (neste caso incluindo 2015) em que o total de investimento (líquido) é superior ao investimento em energias fósseis apesar da queda dos preços dos combustíveis fósseis, do fortalecimento do dólar (US\$ - que reduziu, devido ao câmbio monetário, o valor de investimentos noutras unidades monetárias) e da contínua debilidade da economia Europeia [12]. Também em 2015 a capacidade renovável para produção elétrica instalada (acrescentada) é superior à capacidade de geração fóssil, destacando-se as tecnologias PV, eólica e hidroelétrica [12].

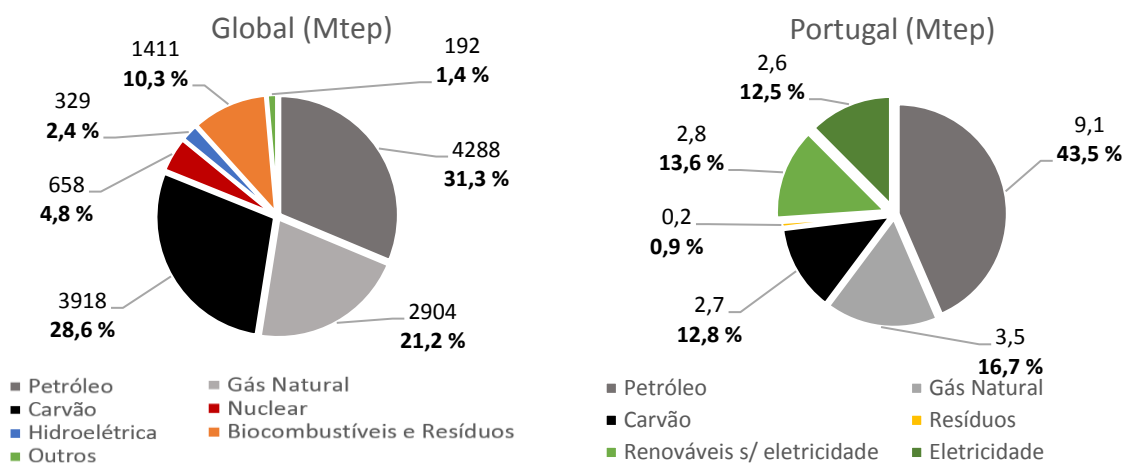


Figura 1.2 - Consumo de energia primária global (à esquerda) e em Portugal (à direita) em 2014. Fonte: [11] [13] Nota: na figura à direita a parcela correspondente à eletricidade diz respeito à eletricidade renovável conjuntamente com o balanço entre importações e exportações, no qual existe algum consumo de energia proveniente de fonte nuclear.

Portugal apresenta, para o ano de 2014, um consumo de energia primária de aproximadamente 20,9 Mtep (243 TWh), representando menos de 0,2 % do consumo mundial e apesar de se situar bem em termos de capacidade renovável instalada no mundo e na Europa, conta com uma grande dependência energética sendo o 9º país na União Europeia que mais depende do exterior em termos relativos – 72,4 % em termos nacionais e 73,8 % considerando a dependência energética normalizada à luz da Diretiva

<sup>a</sup> O valor utilizado para a conversão é: 1 Mtep = 11,63 TWh no conversor disponibilizado pela Agência Internacional de Energia (IEA) [14].

Europeia 28/2009/CE – isto é, aproximadamente 16,3 Mtep [13]. Na Figura 1.2 encontra-se o consumo de energia primária em Portugal e sua distribuição por fonte, na qual se destacam os combustíveis fósseis representando cerca de 73 % da energia primária total. A restante contribuição advém maioritariamente de renováveis, que tendo como referência a esta produção distribui-se principalmente em biomassa e resíduos (51,9 %), hídrica (26,1 %), eólica (19,3 %) e solar (2,4 %) [15]. Em termos de energia necessária para usos finais podemos diferenciar em termos de consumo de energia final por fonte e por sector (Figura 1.3 no qual o total é próximo de 15,2 Mtep), salientando que os edifícios de serviços requerem cerca de 75 % sob forma de energia elétrica e que para os casos dos transportes e da agricultura e pescas, que esta energia provém para o ano em questão de 99,2 % e 80,9 % de petróleo, respetivamente, evidenciando a necessidade de apostar em modos de mobilidade com proveniência renovável (elétrica e através de biocombustíveis líquidos e gasosos) já que do petróleo para uso final cerca de 74,2 % é referente aos transportes. Dado que a economia gira muito em torno da capacidade de transporte de bens e pessoas, isto limita o potencial de crescimento económico na medida em que haverá sempre muito dinheiro a sair do país por km percorrido (sob forma de aquisição de energia não autóctone, neste caso petrolífera) mesmo quando certas empresas apresentem sustentabilidade financeira. Assim o aproveitamento e maximização dos recursos nacionais pode muito bem promover e contribuir para criação de riqueza em território nacional, acarretando ainda vantagens relativas à sustentabilidade energética, social (como emprego) e ambiental para além da vertente económica.

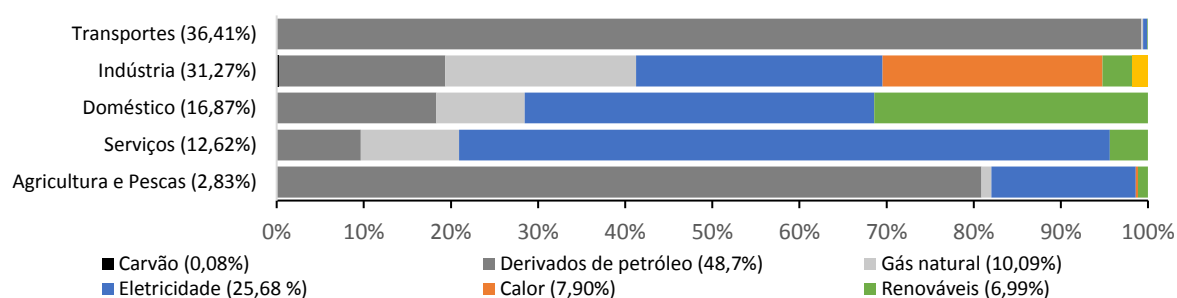


Figura 1.3 - Distribuição de consumos (energia final) por fonte energética e por setor para 2014 em Portugal no qual o total representa cerca de 15,2 Mtep [13].

Isto serve de base para mostrar que Portugal tem razões para apostar na hibridização de tecnologias renováveis mesmo até com uso de gás natural e bioenergia para efeitos industriais, de geração elétrica em sistemas centralizados e distribuídos, e para permitir encontrar e desenvolver alternativas e tecnologias de produção e purificação de biomassa e resíduos, tornando-os em combustíveis elegíveis de serem utilizados na produção elétrica e nas redes de transporte de bens e pessoas (principalmente o rodoviário, ferroviário e marítimo). Assim a energia solar concentrada tem potencial para permear quase todos os sectores de atividade mesmo relacionada com as temáticas de tratamento e processamento de materiais como o aproveitamento térmico para calor de processo, dessalinização, até à produção de hidrogénio [16] de entre vários combustíveis solares [17] [18] para além da geração elétrica.

A capacidade renovável total instalada mundialmente quase duplicou em 9 anos, sendo que o aumento sentido neste período distribui-se em termos de região maioritariamente pela Ásia, Europa e América do Norte [6]. Para já a tendência é o contínuo aumento da potência instalada relativamente à eólica, PV, hídrica e bioenergia. Em Portugal verificou-se um aumento da capacidade renovável para geração elétrica de 7 GW para 12,2 GW de 2006 a 2015 (3,3 GW de eólica). Na produção elétrica é importante também atentar na diferença entre capacidade elétrica renovável instalada num dado ano e a energia produzida nesse mesmo ano, no qual esta última encontra-se exposta na Figura 1.4 relativamente a Portugal. Através da Figura 1.4 denota-se um acontecimento cíclico relativamente à energia produzida num dado ano, isto é, a produção hidroelétrica (azul escuro) diminui em anos com menor pluviosidade,

evidenciando a variabilidade interanual das fontes hidroelétricas, já que a capacidade instalada tem um aumento relativamente estável [19] [20]. Acontece que também se

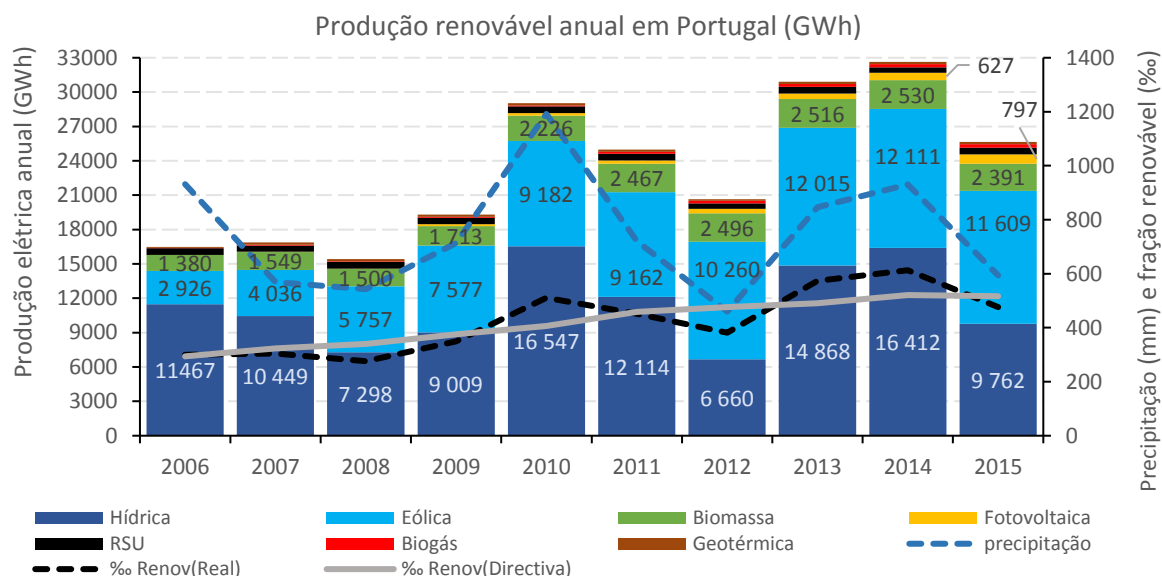


Figura 1.4 - Produção elétrica renovável anual em Portugal por tipo de geração, de 2006 a 2015. [19] [20]. Nota: a precipitação refere-se à estação meteorológica de Bragança [21], dado ser o distrito com maior geração hidroelétrica (e na zona a montante das bacias hidrográficas a norte do rio Douro) e esta se concentrar maioritariamente no norte de Portugal, sendo o mais representativo para esta observação.

registou por outro lado a produção de energia elétrica renovável durante 107 horas seguidas (quase quatro dias e meio) em maio de 2016, (distribuindo-se em: 53,1 % hídrica, 41,8 % eólica, 4,1 % biomassa e 1,0 % PV), o qual representa um marco bastante representativo no longo caminho a percorrer tendo em vista um abastecimento outrora utópico da produção 100 % renovável durante todo o ano [22].

Assim para Portugal é importante a instalação de parques solares, bem como otimizar e instalar sistemas de armazenamento (elétrico-químico para o PV e eólico, térmico para o CSP, dos sistemas de bombagem das hídricas com albufeira, etc.) e estruturar e desenvolver o sector da bioenergia. Assim provavelmente reunirá peças-chave para uma alta penetração de renováveis na rede elétrica e no consumo de energia primária no geral, como se propõe o país perante as medidas acordadas relativamente à União Europeia e outros protocolos internacionais, do qual o PNAER 2020 estabelece trajetórias de introdução de fontes de energias renováveis em 3 grandes setores que são o aquecimento e arrefecimento, a eletricidade e os transportes [23] [24] [25]. Permite ainda potencialmente fomentar o desenvolvimento e partilha de “know-how” entre empresas e outras entidades, capacitando os mercados nacionais nos vários domínios (como a ciência, tecnologia, industria e recursos humanos) que são de extrema importância para o desenvolvimento de um país em constante necessidade de inovação e adaptação perante o mercado global a que pertencemos hoje.

Mesmo os sistemas de produção de energia renováveis acarretam em si impactes no que diz respeito ao ambiente em redor e ecossistemas no geral. A energia eólica e a solar fotovoltaica, não apresentam emissões poluentes durante o uso desta tecnologia, apenas na sua produção, transporte e instalação, bem como no final de vida do produto. Os sistemas a combustão fóssil ou a bioenergia apresentam emissões no local de utilização, ainda assim os combustíveis provenientes da biomassa e aqueles que resultam do aproveitamento de resíduos (por exemplo águas residuais e resíduos de compostos orgânicos vegetais) apresentam uma redução de dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) na ordem dos 73 % segundo a diretiva Europeia [26], existindo etapas como o transporte e processamento desta bioenergia que utilizam fontes poluentes pelo que o ciclo não é neutro em termos de carbono, mas apresenta uma redução evidente face aos

sistemas convencionais. Campos de cultivo para bioenergia é um assunto delicado (competição com o cultivo alimentar), já o aproveitamento de resíduos orgânicos diminui a introdução na atmosfera de carbono na forma de metano ( $\text{CH}_4$ ), cerca de 28 vezes mais potente que o  $\text{CO}_2$  em termos de potencial de aquecimento global na escala de 100 anos [27], o que ao emitir  $\text{CO}_2$  após combustão do  $\text{CH}_4$ , a título de exemplo, permite preservar e manter os níveis e ciclo do carbono dentro de determinados limites e balanços mássicos. Também em 2014 as emissões globais de  $\text{CO}_2$  oriundas do sector energético (cerca de 32,2 Gt) mantiveram-se relativamente estáveis apesar do aumento de 3 % da economia global, sendo esta uma fase crucial na mudança do paradigma energético, evidenciando o início do desacoplamento desejado entre expansão económica e aumento de emissões de  $\text{CO}_2$  resultantes da produção de energia que se tem feito sentir até então [28], dos quais cerca de 80 % tiveram proveniência do carvão e petróleo. Nas emissões globais de gases com efeito de estufa (GEE) a fonte mais representativa está ligada ao uso de energia, no qual se estima que este representa aproximadamente 68 % do total das emissões de GEE antropogénicas (90 % de  $\text{CO}_2$ , 9 % de  $\text{CH}_4$  e 1 % de  $\text{N}_2\text{O}$ ) em 2014 [29], sendo o  $\text{CO}_2$  responsável por perto de  $\frac{3}{4}$  das emissões deste GEE neste sector. No caso Português (em 2014) as emissões de GEE rondam os 65,3  $\text{Mt}_{\text{CO}_2}$  (68,1 % relativas ao sector energético) [13]. Atendendo ao valor base (1990) de 37,9  $\text{Mt}_{\text{CO}_2}$  para o sector energético [29] e 62.1  $\text{Mt}_{\text{CO}_2}$  em termos globais [30], atualmente o valor é de cerca de 42,8  $\text{Mt}_{\text{CO}_2}$  [29] e 67,6  $\text{Mt}_{\text{CO}_2}$  [30], o que exige mais esforços por parte do país. Já a União Europeia (EU-28) apresenta reduções de 22,9 % em 2014 face a 1990 [30].

Em termos de emprego no sector renovável este atingiu cerca de 8,1 milhões de empregos em 2015 (diretos e indiretos excluindo a grande hídrica) no qual as áreas que mais contribuem atualmente são a solar com mais de 3,7 milhões (PV, solar para aquecimento e arrefecimento e CSP) bioenergia com 3 milhões e eólica próximo de 1,1 milhões, verificando-se, nestas áreas, uma transição do mercado dos países ocidentais para o continente asiático [31]. Prevê-se ainda que o sector energético renovável permita gerar mais postos de trabalho comparativamente ao sector fóssil podendo ser superior a este em um emprego por GWh de energia gerada, especialmente no caso do PV, biomassa e eficiência energética [32], contribuindo para criar também mais postos de trabalho por unidade de capital investida [33]. Com base num estudo sobre a possível escala de implementação de diferentes energias renováveis para 2030 em termos de abundância de recursos energéticos e materiais de [34] [35], existe a capacidade para desenvolvimento dos sectores eólico, PV e CSP à escala da dezena de TW baseado em “vento, água e sol”, onde o abastecimento energético é suprido quase exclusivamente a partir de eletricidade e por via de hidrogénio eletrolítico (ocupação de até 1 % da área terrestre), destacando ainda que à partida as limitações a tal execução seriam de carácter social e político e não tecnológico ou económico.

As tecnologias e sistemas de produção termoelétrica a partir de energia solar concentrada (CSP) atualmente ao dispor, já começam a ganhar espaço no mercado energético, nomeadamente os concentradores cilindro-parabólicos, sendo esta o principal tipo de tecnologia instalado atualmente, tendo atingido a maturidade necessária para implementações comerciais, nomeadamente utilizando ciclos termodinâmicos a vapor e óleos sintéticos como fluido de transferência térmica (HTF). As tecnologias CSP com armazenamento térmico permitem uma entrega de energia elétrica numa condição mais previsível e nivelada face ao recurso variável. A utilização de sistemas de armazenamento com sais fundidos são bons exemplos de aplicação em sistemas solares de concentração, já com maturidade, custos estimados de armazenamento na ordem dos 0,02 €/MWh, eficiência útil – “round-trip” – na ordem dos 86 %, ou 97,5 % considerando a primeira lei da eficiência (energia térmica fornecida sobre a energia térmica armazenada), relativos à central cilindro-parabólica *Andasol 3* [36] [37] e taxas de reciclabilidade dos materiais de armazenamento apelativas que podem chegar aos 99,6 % [38]. Para além disso, muita da energia em anos “secos” provém da combustão fóssil de modo a balancear a carga com a produção elétrica. Isto apresenta benefícios para a tecnologia CSP na medida em que se for combinada com armazenamento térmico (para já permitindo apenas acionar ciclos a vapor) ou

hibridizada com gás natural pode muito bem substituir as centrais térmicas bem como oferecer capacidades benéficas relacionadas com a variabilidade renovável e o tempo de rampa, podendo contribuir para certas formas de garantia de potência perante o sistema electroprodutor [39]. Será explicitada no capítulo 3 uma descrição destas tecnologias e seus componentes, em particular os sistemas com recetor central (torre solar).

A energia solar pode ser utilizada para oferecer não apenas eletricidade mas também outros tipos de serviços energéticos, como já foi referido anteriormente, sendo atualmente mais comuns a utilização para fins de águas quentes sanitárias (AQS), climatização (calor e frio), calor de processo (por exemplo na indústria) e dessalinização. No caso da utilização de energia solar concentrada, esta pode ser utilizada para estes fins a partir da energia radiativa em si, da energia térmica dedicada a um dado fim ou o calor residual resultante do processo de conversão mais desejável, permitindo maximizar a utilização de uma unidade de energia, contribuindo assim para elevar a eficiência global dos processos utilizados. A produção combinada de calor e eletricidade (CHP) é efetivamente uma realidade desde há bastantes anos, sendo que em 2004, e segundo a IEA, cerca de 10% da geração elétrica foi proveniente de sistemas CHP [40]. Como tipicamente os sistemas convencionais de produção de eletricidade utilizam aproximadamente um terço do poder calorífico do combustível, os sistemas CHP e ainda os sistemas combinados para produção de eletricidade, calor e frio (CHCP), permitem rentabilizar estes consumos aproveitando o calor gerado, alcançando uma eficiência global até 75-80 % [41] (ver exemplo na Figura 1.5). São bastantes utilizados em redes de distribuição centralizada de calor e frio como no Parque das Nações em Lisboa, indústrias, hospitais e edifícios de serviços como centros de negócios, edifícios institucionais e escritórios no geral. Mesmo não sendo os sistemas mais baratos, uma utilização e adaptação adequadas ao tipo de carga energética, possibilitam um período de retorno de investimento que pode ser próximo de 3,5 anos [42].

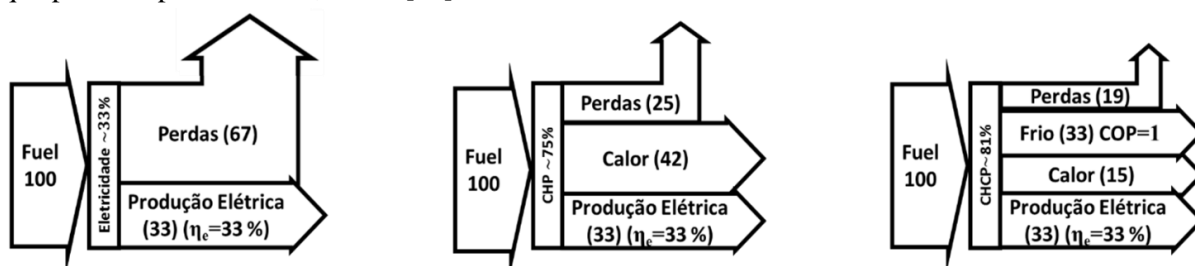


Figura 1.5 - Exemplo de eficiências e perdas inerentes a sistemas de produção elétrica (esquerda), CHP (centro) e CHCP (direita), em que a energia (Fuel) que entra no sistema pode também ser proveniente de energia solar. Adaptado de [43] [44].

Os sistemas de arrefecimento são tipicamente constituídos por *chillers* de compressão (elétricos), já que para além de serem mais baratos e possuírem um coeficiente de performance (COP) apelativo, muitos deles são reversíveis permitindo produção de frio e calor a partir de compressão elétrica, para além disso a energia elétrica proveniente da rede nacional apresenta uma incorporação de renováveis considerável, permitindo alcançar consumos de energia fóssil por unidade de energia útil produzida reduzidos. Todavia, quando existem quantidades elevadas de energia residual expelida sob forma de calor, digamos como num ciclo de Brayton, é importante aproveitar ao máximo a energia que resta aquando da produção elétrica, pelo que um *chiller* de sorção ativado termicamente poderá ser mais adaptado a estas situações de modo a produzir um efeito de refrigeração, sendo estas tecnologias abordadas na secção 2.2, e a metodologia utilizada relativa ao sistema de poligeração CHCP é aprofundada nas secções 4.4.2 e 4.5.3.

No capítulo 4.1 será aprofundada a descrição e metodologia relativas ao edifício utilizado como carga energética com consumos anuais próximos de 577 MWh<sub>e</sub> (120-200 kW<sub>e</sub> em dias úteis), 178 MWh<sub>t</sub> (propano para aquecimento) e 131 MWh<sub>t</sub> (arrefecimento). Desta forma, uma central solar com capacidade de produzir 100 kW<sub>e</sub> em condições nominais e recuperar calor à taxa de 165 kW<sub>t</sub>, será sujeita a análise para suprir parte destas necessidades energéticas.

## Capítulo 2 – Fundamentos Teóricos

Neste capítulo serão explicitados muitos dos conceitos e fenómenos por detrás do tema de dissertação em questão, nomeadamente o recurso solar e ótica, seguindo-se de uma breve descrição dos princípios mais relevantes para este trabalho dos ciclos termodinâmicos e transferência de calor e massa.

### 2.1. Recurso solar e ótica

O Sol irradia imensa energia para o espaço envolvente, alguma da qual atinge o planeta Terra assegurando uma irradiância no topo da atmosfera de aproximadamente  $1367 \text{ W/m}^2 \pm 1\%$  [45]. A emitância solar apresenta algumas variações ao longo dos anos devido a vários fatores como o ciclo solar a cada 11 anos aproximadamente. Adicionalmente, a órbita da Terra influencia a potência radiativa incidente na superfície da atmosfera, nomeadamente a sua excentricidade que faz com que a distância entre a Terra e o Sol varie aproximadamente entre  $1,470 \times 10^8 \text{ km}$  e  $1,520 \times 10^8 \text{ km}$ . No entanto esta não é de facto a energia que chega à superfície terrestre muito menos caso sejam zonas em que haja muita nebulosidade ou estejam situadas em altas latitudes e altitudes, já que os efeitos de dispersão, absorção e reflexão inerentes às diferentes camadas atmosféricas diminuem a energia radiativa que atinge a superfície do globo (salvo certas zonas como é o caso de certos pontos altos na cordilheira dos Andes no Chile, alcançando mais de 300 dias por ano de céu limpo [46]). Outro fenómeno importante diz respeito à obliquidade do eixo de rotação terrestre, contribuindo para existência das estações do ano, atendendo ao ângulo de incidência solar sentido na superfície terrestre e ao número de horas de luz solar. A Figura 2.1 pretende ilustrar um mapa global de DNI (radiação normal direta). Em Lisboa o recurso solar (em termos de DNI) é de aproximadamente  $1665 \text{ kWh/m}^2$  por ano atendendo ao ficheiro de clima referente ao Meteonorm (proveniente do *software TRNSYS*) e  $1675 \text{ kWh/m}^2$ .ano segundo o ficheiro epw da base de dados do programa *Energy Plus* [47]. Outros ficheiros (disponibilizados pelo LNEG) estão

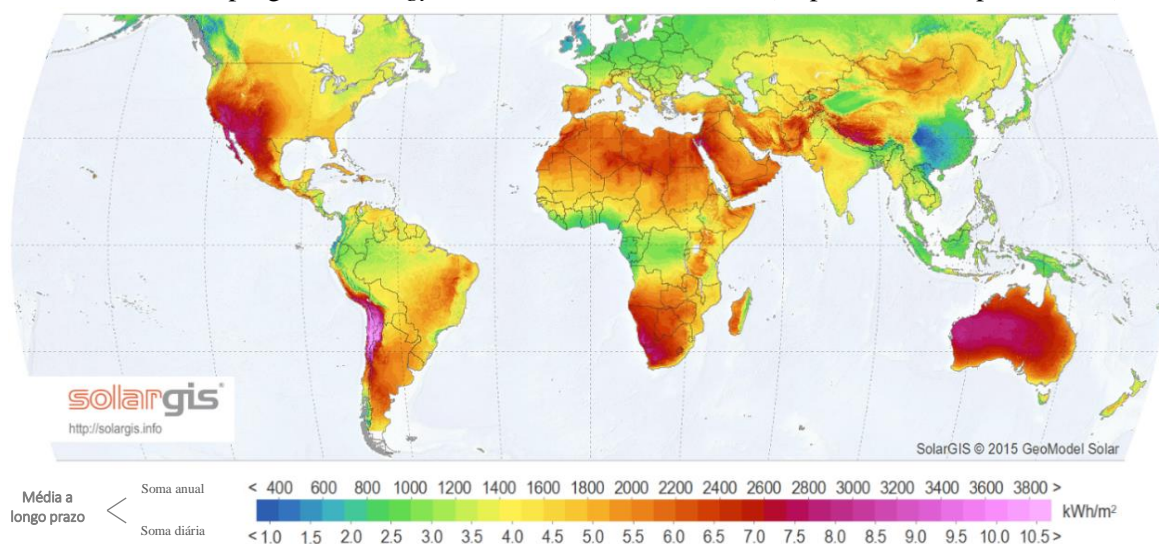


Figura 2.1 - Mapa global da irradiância solar normal direta. Adaptado de [48].

expostos na Tabela 2.1 que para efeitos de simulação serão os utilizados, sendo que são anos típicos meteorológicos que contemplam quase 20 anos de dados e que se situam num valor anual entre  $1665$  e  $1975 \text{ kWh/m}^2$ .ano, em que se pretende apurar a influência dos diferentes valores de DNI incidente para efeitos de comparação. A Figura 2.2 revela as diferenças em termos anuais entre os ficheiros de clima com maior e menor incidência solar anual (DNI1 e DNI3 à esquerda e direita, respetivamente) para as diferentes horas ao longo do ano. Neste trabalho serão utilizados os ficheiros de clima expostos na

Tabela 2.1, seja como for é importante recorrer a algumas equações para determinar a trajetória solar e a orientação dos helióstatos, pelo que é isso que será abordado de seguida.

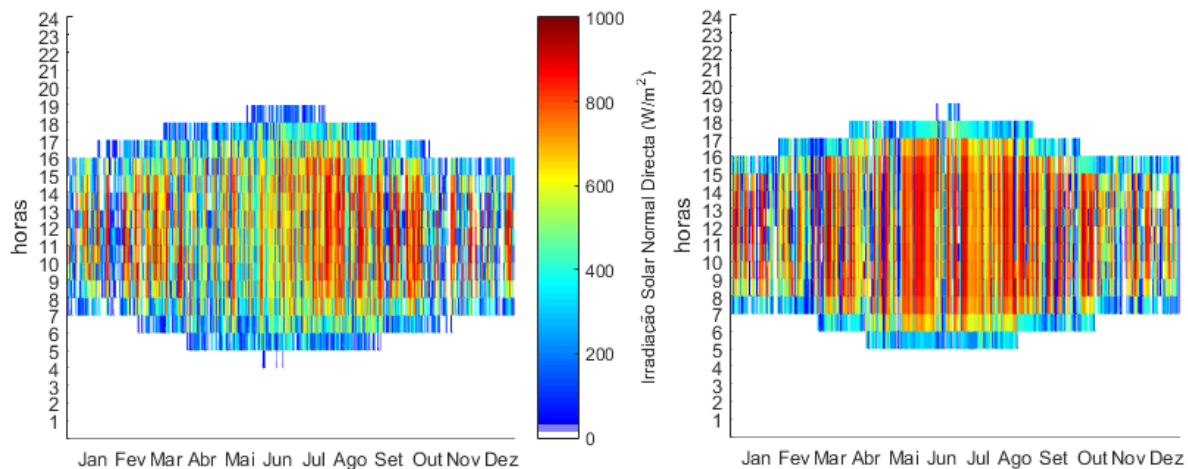


Figura 2.2 - Mapa anual da irradiação média horária equivalente à energia numa hora ( $Wh/m^2$ ) em Lisboa, no qual se evidencia a variabilidade inerente ao recurso solar para esta localização com a figura da esquerda referente ao DNI1 e da direita ao DNI3 (Recurso a MATLAB, dados do TMY2 Lisboa – Meteonorm com proveniência do software TRNSYS, convertendo em ficheiro do Excel recorrendo ao conversor [49]). Nota: 12h representa o meio-dia solar, isto é, o momento do dia em que a altura solar é máxima; no eixo horizontal os valores correspondem aos dias 21 de cada mês.

Tabela 2.1 - Ficheiros de clima disponibilizados, considerando diferentes anos e o seu valor anual médio de energia incidente.

Ficheiro Clima	Intervalo dos dados	kWh/m <sup>2</sup> .ano
Meteonorm – DNI 1 (TRNSYS)	Anterior a 1995	1665
Meteonorm – DNI 2 (LNEG)	1981 – 2010 (hora legal)	1787
Meteonorm – DNI 3 (LNEG)	1991 – 2010 (hora legal)	1975

Atendendo ao movimento orbital da Terra, como a inclinação da órbita e do eixo de rotação terrestres, e à atual divisão dos territórios em zonas a nível global em fusos de 24 horas com base no meridiano de referência (Greenwich), existem diferenças entre a hora solar e a hora local, não significando portanto que o meio-dia solar seja exatamente às 12h00. Assim para ajustar estas diferenças as equações (2.1) a (2.3) podem ser utilizadas a fim de obter uma relação adequada (mais próxima) entre o tempo solar e o tempo do relógio humano, em que  $L_{st}$  é o meridiano de referência para o fuso horário local, e  $L_{loc}$  é a longitude do local em questão. É necessário ainda contemplar o efeito da alteração da hora para horário de Inverno (GMT) e Verão (GMT +1 hora) para além dos efeitos mencionados até aqui. Assim, e para simplificar, no cálculo da posição solar utiliza-se a hora solar apenas.

$$B = (n - 1) \frac{360}{365} \quad (2.1)$$

$$E = 229,2(0,000075 + 0,001868 \cos B - 0,032077 \sin B - 0,014615 \cos 2B - 0,04089 \sin 2B) \quad (2.2)$$

$$Hora\ solar - Hora\ local = 4 \times (L_{st} - L_{loc}) + E \quad (2.3)$$

De modo a obter a trajetória solar e orientação, considera-se o ângulo solar horário ( $\omega$ ) que avança  $15^\circ$  na esfera celeste a cada hora e a declinação solar ( $\delta$ ) – equações (2.4) e (2.5) – como se pode ver na Figura 2.3 (a equação utilizada apresenta um erro menor que  $0,035^\circ$  ou  $0,61$  mrad [45]).

$$\omega = [(Hora\ solar)/24 - 0,5]/360 \quad (2.4)$$

$$\delta = (180/\pi)[0,006918 - 0,399912 \cos(B) + 0,070257 \sin(B) - 0,006758 \cos(2B) + 0,000907 \sin(2B) - 0,002697 \cos(3B) + 0,00148 \sin(3B)] \quad (2.5)$$

Sabendo a latitude do local ( $\phi \approx 38,73^\circ$ ), é possível conhecer as outras variáveis solares, isto é, os ângulos zenital ( $\theta_z$ ), de altura solar ( $\alpha_s$ ) e do azimute solar ( $\gamma_s$ ) através das equações (2.6), (2.7) e (2.8) [45], respetivamente.

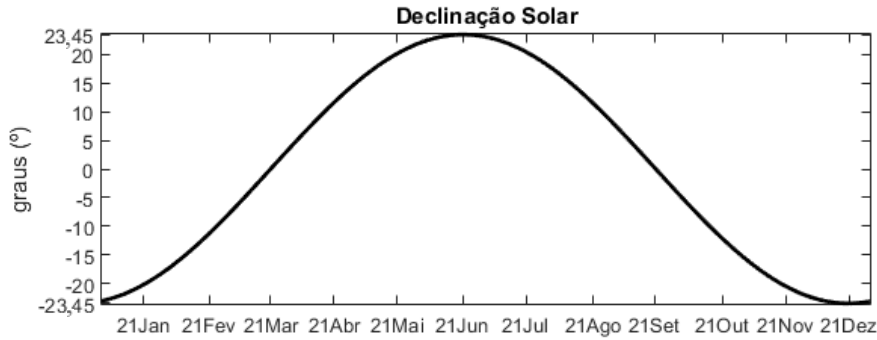


Figura 2.3 - Declinação solar com recurso à equação (2.5) de [45].

$$\theta_z = \cos^{-1}[\cos(\phi) \cos(\delta) \cos(\omega) + \sin(\phi) \sin(\delta)] \quad (2.6)$$

$$\alpha_s = 90 - \theta_z \quad (2.7)$$

$$\gamma_s = \text{sign}(\omega) \left| \cos^{-1} \left[ \frac{\cos(\theta_z) \sin(\phi) - \sin(\delta)}{\cos(\theta_z) \cos(\phi)} \right] \right| \quad (2.8)$$

Recorrendo a estas últimas equações, bem como ao *software MATLAB* utilizando uma discretização temporal de minuto a minuto (525600 valores num ano) é possível visualizar na Figura 2.4 quais as variações associadas à localização escolhida em termos da posição solar anual.

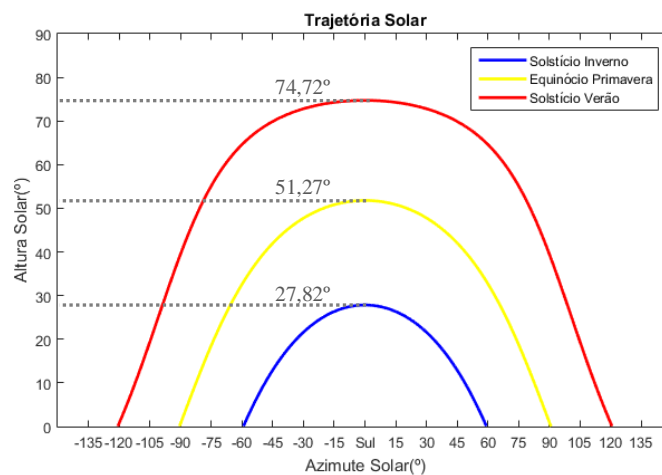


Figura 2.4 - Trajetória solar em Lisboa (Pólo do LNEG em Alfragide - latitude= $38,733^\circ$  [50]). Equações (2.6) a (2.8) [45].

Relativamente aos fenómenos óticos, é importante ter em conta que pelo facto da fonte de energia radiativa proveniente do sol não ser uma fonte pontual, sendo mais próximo de um disco, significa que a direção da radiação que chega a uma dada superfície na terra que esteja normal ao centro solar, não é puramente perpendicular. O total de radiação solar utilizável que incide num dado coletor, em termos de  $W/m^2$ , é diferente para uma central de concentração e uma fotovoltaica, na medida em que a primeira

utiliza apenas a componente direta da radiação solar (DNI) (perpendicular à direção do sol), enquanto os sistemas fotovoltaicos utilizam ainda a componente difusa para além da direta. Isto não tem implicações significativas por exemplo nos painéis solares térmicos de baixa concentração, ou nos painéis fotovoltaicos, no entanto apresenta-se como um parâmetro a ter em conta nos sistemas de média concentração (como os sistemas cilindro-parabólicos) e principalmente no caso de alta concentração (como é o caso dos sistemas pontuais tipo torre solar) no qual se pretende focar a energia radiativa por vezes a centenas de metros de distância. Assim, observando a razão de concentração ( $C$ ) para concentradores pontuais e lineares (equações 2.9 e 2.10 [45]), diferencia-se desde já os sistemas do tipo disco parabólico, forno solar ou recetor central com os sistemas lineares de Fresnel e cilindro-parabólicos. Assumindo um meio ângulo subtendido pelo sol  $\theta_s$  de  $0,2666^\circ$  ( $4,653$  mrad) [51] [52] esquematicamente representado na Figura 2.5, tem-se de uma forma simples e aproximada, as seguintes relações para a razão de concentração máximas ( $C_{Máx}$ ) para concentradores de foco pontual ou linear:

$$C_{Máx,pontual} \approx \frac{1}{\sin^2(\theta_s)} \approx 46200 \quad (2.9)$$

$$C_{Máx,linear} \approx \frac{1}{\sin(\theta_s)} \approx 215 \quad (2.10)$$

No caso da tecnologia que se pretende simular, com 52 helióstatos de  $16 \text{ m}^2$  cada ( $A_{SF} = 832 \text{ m}^2$ ), incidindo num recetor com  $A_{Rec} = 0,7 \text{ m}^2$ , resulta numa razão de concentração de aproximadamente:

$$C_{Máx,Aora} \approx \frac{A_{SF}}{A_{Rec}} = \frac{832}{0,7} \approx 1189 \text{ sóis} \quad (2.11)$$

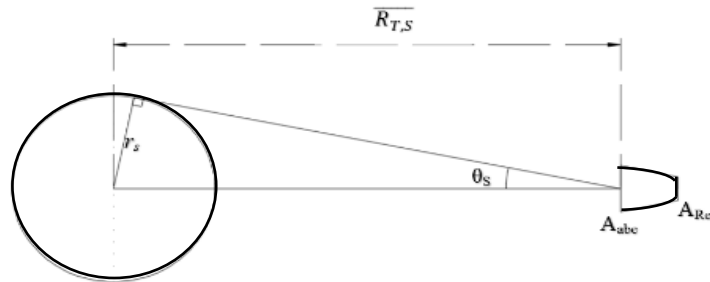


Figura 2.5 - Representação esquemática entre o ângulo subtendido entre a extremidade do globo solar distando do seu centro em  $r_s$ , visto da perspectiva terrestre à distância de  $R_{T,S}$  de uma superfície perpendicular ao centro solar.

O facto de um sistema de recetor central permitir elevadas razões de concentração faz com seja possível atingir temperaturas bastante elevadas e permite obter rendimentos superiores através de máquinas termodinâmicas, como será abordado já no próximo subcapítulo. Para já é possível estimar de forma teórica e simplista as temperaturas máximas espectáveis de serem atingidas, utilizando a equação (2.12) que relaciona a dependência da temperatura do absorvedor com a razão de concentração [51]. Esta baseia-se em corpos negros (não é real nem para o Sol nem para o recetor), não considera perdas por condução nem convecção, não tem em conta atenuações atmosféricas ou perdas óticas até chegar ao recetor, e não considera que exista coberturas de vidro e tubagens (como é o caso dos recetores pressurizados) que recebem energia reemitida do absorvedor, podendo contribuir para aumentar ou diminuir a temperatura do recetor dependendo das configurações que atuam como escudos térmicos e radiativos.

$$T_{Abs} = T_{Sup,Sol} \cdot \left( \frac{C}{C_{Máx}} \right)^{1/4} = 5780 \cdot \left( \frac{C}{46200} \right)^{1/4} \quad (2.12)$$

Com isto não se esperam temperaturas superiores a  $5780 \text{ K}$  (temperatura aproximada da superfície do Sol), sendo o limite termodinâmico, no qual as temperaturas máximas ideais estão expressas na Figura

2.6 em função da razão de concentração. Os sistemas reais do tipo pontual têm uma razão de concentração média experimental entre 600-1000, e cerca de 60-80 para os sistemas lineares, atingindo temperaturas de operação na ordem dos 800-1000 °C e 390 °C (máxima de 550 °C com sais fundidos), respetivamente [53]. Já em 1999, foram medidas temperaturas na ordem dos 3000 °C, com um fluxo de potência de cerca de 4,34 MW/m<sup>2</sup> e um razão de concentração de sensivelmente 5200 [54]. Esta experiência pretendia mostrar os efeitos da variação da forma solar (*sunshape*) e as implicações que esta tem na variação da área do foco solar para um forno solar (*Solar Furnace*). A título de exemplo o forno solar situado em Odeille, França, o CNRS, atinge uma razão de concentração de 16000 bem como os sistemas de disco parabólico (PSA), enquanto as torres solares experimentais conseguem atingir os 2700 (PSA, em Espanha) e os 4000 (SRFU, em Israel) [55].

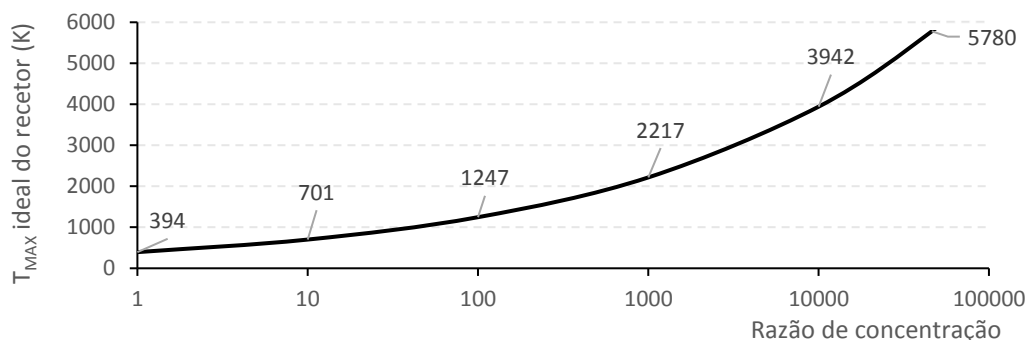


Figura 2.6 - Temperatura máxima de um recetor ideal em função da razão de concentração incidente.

Os materiais utilizados para direcionar o fluxo solar radiativo para o recetor no topo da torre, contam com diferentes parâmetros, dependendo da qualidade e tipo de configuração dos heliostatos, como refletividade, refratividade, absorvidade, e os defeitos na superfície refletora nomeadamente na estrutura macroscópica e microscópica. Os defeitos nas superfícies agem como processos de dispersão radiativa (os primeiros advêm do manuseamento, da forma em que fica instalado, de efeitos como o vento que contribuem para a deformação da camada sustentadora e/ou refletora do heliostato; enquanto a componente microscópica provém do acabamento à escala molecular e portanto da homogeneidade da superfície refletora bem como impurezas no mesmo. A prata e o alumínio são os materiais que apresentam a melhor refletância (aproximadamente 97 % e 92 % respetivamente) sendo os materiais mais comumente utilizados como revestimento em termos de camada refletora. Existem diferentes métodos aquando da construção da estrutura refletora, incluindo revestimentos refletivos na parte traseira do vidro ou nos substratos (superfície frontal) [56] (ver síntese na Tabela 2.2).

Tabela 2.2 - Tipos principais de refletores de heliostatos e suas principais vantagens e desvantagens [56].

Tipo de refletor	Vantagem	Desafios
Vidro espesso (3-4mm)	Performance e durabilidade	Pesado
Vidro fino (<1mm)	Bastante Leve	Fragilidade e durabilidade reduzida
Alumínio	Custo reduzido	Durabilidade a longo prazo
Substrato polimérico	Custo e peso reduzido	Durabilidade e aderência

## 2.2. Ciclos de potência

Apesar da base da tecnologia, que utiliza máquinas térmicas para geração de trabalho, ser conhecida há mais de um século, as turbinas clássicas a vapor (ciclo de Rankine) e a gás (ciclo de Brayton) são

utilizadas muitas das vezes virtuosamente integradas num ciclo combinado como é o caso das centrais a gás de ciclo combinado. Este tipo de centrais, após converterem energia química em térmica, fornecem esta energia ao fluido de trabalho (gases de combustão), acionando uma turbina a gás, cujo calor residual expelido após o primeiro ciclo de Brayton (este ciclo utiliza temperaturas de entrada na turbina a partir de 800/900 °C e até ao limite metalúrgico que o material é capaz de suportar numa dada temperatura limite aceitável, sensivelmente 1300 °C [57]), é aproveitado para acionar posteriormente um ciclo de Rankine a temperaturas mais baixas (500/600 °C). Isto permite obter eficiências globais superiores, estando no entanto os sistemas limitados pela eficiência de Carnot a cada ciclo. O aproveitamento do calor residual é crucial para maximizar a eficiência global, o que permite a utilização de uma tecnologia limitada à partida por esta eficiência limite.

Neste documento irá dar-se relevância ao ciclo de Brayton, pois dada a maturidade e experiência existente nos ciclos a vapor (saturado, sobreaquecido e supercrítico), faz sentido explorar outros ciclos com outros fluidos de trabalho, como é o caso do ar. Este é grátis e neutro em termos ambientais, sendo uma das vantagens que promovem o seu contínuo desenvolvimento e pesquisa. Para além disso faz sentido apostar em sistemas deste tipo principalmente no contexto atual de implementação de centrais solares termoelétricas em ambientes áridos onde o recurso solar é superior e onde a água é escassa, como no Norte de África e outras zonas desérticas. Apresenta ainda outro fator desejável, no caso de operar a temperaturas e razões de pressão elevadas, pois aumenta a eficiência elétrica. Observando a Figura 2.7, e a partir das equações (2.13) e (2.14), é possível ter ideia das eficiências termodinâmicas de Carnot, da absorção do recetor ideal (corpo negro) e ideais (recetor com máquina térmica) em função da temperatura do recetor para certos valores de razão de concentração [58]. Verifica-se que para sistemas com uma razão de concentração inferiores (como os sistemas lineares que rondam  $C=100$ ) a eficiência máxima ronda os 50 % a uma temperatura próxima de 450 °C, enquanto para sistemas com uma razão de concentração de cerca de 1000 (similar ao sistema de recetor central em estudo neste documento), a eficiência máxima espetável será na ordem dos 67 % a 830 °C e próxima de 58 % a cerca de 1200 °C. Aqui terá que ser ainda contemplada a eficiência da coleção da radiação e as ineficiências originadas pelas irreversibilidades (aumento de entropia) quer no recetor quer na máquina térmica.

No caso de armazenamento térmico para os sistemas com ciclos a gás ainda não existem materiais que suportem temperaturas acima dos 1000 °C de modo a serem duradouros, baratos e seguros, pelo que o aproveitamento do calor residual deste processo de conversão é importante para outros serviços energéticos ou uso de sistemas combinados, realizados em cascata com ciclos a vapor. Já nos sistemas que utilizam ciclos de Rankine, o facto de se usar sistemas de torre com sais fundidos oferece no caso do armazenamento (a temperaturas superiores ao que se usa para acionar um ciclo de Rankine no que diz respeito aos coletores cilindro-parabólicos hoje em dia), uma redução dos custos associados ao armazenamento térmico nestas condições, pois ocupam menos volume por capacidade térmica armazenada, isto é, mais energia em menos volume (em MWh/m<sup>3</sup>), com implicações na quantidade de material necessário (t/MWh) o que reverte para uma diminuição dos custos com o armazenamento (€/MWh<sub>t</sub>) [56].

Começa-se por abordar em primeira instância o ciclo de Carnot para uma máquina térmica, em que a eficiência de Carnot vem expressa na equação (2.13) [59], em que  $W$  é o trabalho realizado,  $Q_{in}$  a energia fornecida ao ciclo,  $Q_{out}$  a energia expelida pelo sistema,  $T_C$  a temperatura da fonte fria e  $T_H$  a temperatura da fonte quente:

$$\eta_{carnot} = \frac{W}{Q_{in}} = 1 - \frac{Q_{out}}{Q_{in}} = 1 - \frac{T_C}{T_H} \quad (2.13)$$

A equação (2.13) evidencia que a maximização da eficiência num ciclo termodinâmico para a geração de trabalho, advém de uma grande diferença entre a fonte fria ( $T_C$ ) e a fonte quente ( $T_H$ ), isto é, quanto maior for a temperatura à qual o calor é fornecido, teoricamente maior será a eficiência. Já o limite máximo teórico da conversão de energia solar concentrada em trabalho ( $\eta_{ideal}$ ) é dado pelo produto entre as eficiências de Carnot ( $\eta_{Carnot}$ ) e da absorção do recetor ideal ( $\eta_{Recetor,ideal}$  – assumido como um corpo negro perfeitamente isolado) através da equação (2.14) [58], em que  $\sigma$  é a constante de Stephan-Boltzmann ( $5,67 \times 10^{-8} W/m^2 \cdot K$ ),  $G$  é o DNI (assumido como  $1000 W/m^2$ ) e  $C$  é a razão de concentração do sistema no qual se assume que  $T_C = T_{Amb} = 300 K$ .

$$\eta_{ideal} = \eta_{Carnot} \cdot \eta_{Recetor,ideal} = \left(1 - \frac{T_C}{T_H}\right) \cdot \left(1 - \frac{\sigma \cdot T_H^4}{G \cdot C}\right) \quad (2.14)$$

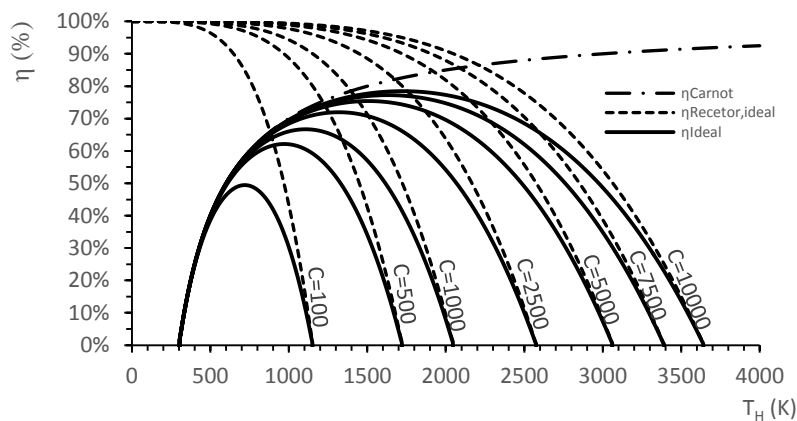


Figura 2.7 - Eficiências termodinâmicas de Carnot, da absorção do recetor ideal (corpo negro) e ideais (recetor com máquina térmica) em função da temperatura do recetor para valores de razão de concentração entre 100 e 10000. Adaptado de [58].

Como em todos os sistemas reais, a existência de irreversibilidades é um facto e diminuem a produção final. Pelo que ao saber certas condições de operação ótimas (não perfeitas), é possível manter alguns parâmetros desejados num determinado intervalo e assim assegurar por exemplo que a temperatura à entrada do rotor da turbina não irá danificar as pás. Ou ainda que a energia térmica é eficazmente direcionada para a turbina e posteriormente recuperada, havendo que assegurar/controlar caudais de circulação quer do fluido de trabalho quer dos sistemas de arrefecimento (para evitar stress térmico no material), o que tem implicações na razão de pressões entre compressor e turbina, influenciando em última instância a eficiência da conversão térmica em elétrica. No fundo pretende-se maximizar a produção de eletricidade, no entanto para assegurar a durabilidade do sistema é necessário ponderar no tipo de balanço do sistema, o qual pode criar necessidade de encarar a decisão com outra sensibilidade. Existem 3 perdas principais no que diz respeito aos ciclos de Brayton: perdas de pressão nas condutas, eficiência turbo mecânica e a eficácia do recuperador. Por outro lado, caso a proveniência térmica seja solar, perdas significativas ocorrem no recetor [60]. Ainda assim, máquinas térmicas que usam turbinas a gás, tendem a ser mais leves e compactas que as de vapor, sendo que são adequadas para aplicações que dizem respeito à mobilidade (as microturbinas), e também para geração elétrica descentralizada do tipo estacionário [59].

Tipicamente podem ser diferenciadas pelo tipo de operação, seja em sistema aberto (mais comuns) ou em sistema fechado (Figura 2.8). Quando está a operar na configuração em sistema aberto é no fundo uma máquina térmica no qual o ar atmosférico é sugado para o compressor. Isto resulta num fluido a alta pressão que entra numa câmara de combustão misturando-se com o combustível em ignição, o qual origina gases de combustão a elevada temperatura sendo expandidos pela turbina e posteriormente expelidos para a atmosfera. Quando esta atua em sistema fechado, podem circular também outros fluidos

de trabalho como CO<sub>2</sub>, Árgon ou Hélio, no qual a mesma matéria entra no compressor e sai da turbina e vice-versa, utilizando neste caso um permutador de calor com outro fluido de trabalho. Outra configuração importante é o ciclo regenerativo (Figura 2.9) que aproveita os gases de combustão após a turbina num pré-aquecimento proveniente de um recuperador de calor (tipicamente gás-gás com a fonte quente proveniente dos gases expandidos após a turbina mas ainda quentes à saída desta) depois do ar sair do compressor e antes de entrar na câmara de combustão [59].

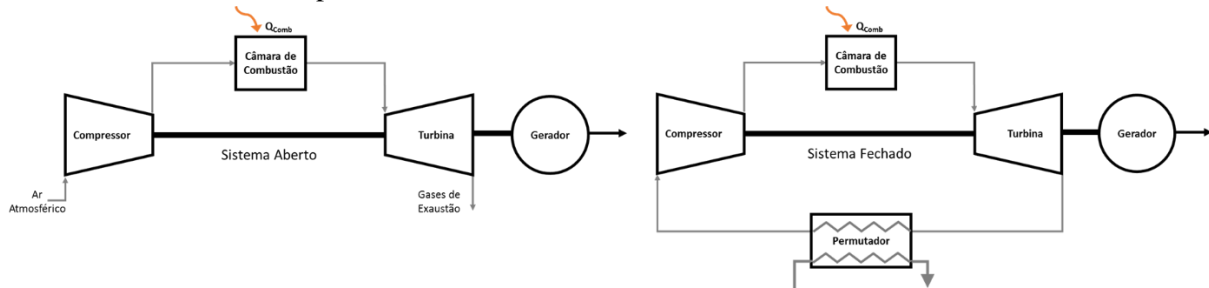


Figura 2.8 - Representação esquemática das turbinas a gás por tipo de operação, seja em sistema aberto (do lado esquerdo) ou em sistema fechado (à direita).

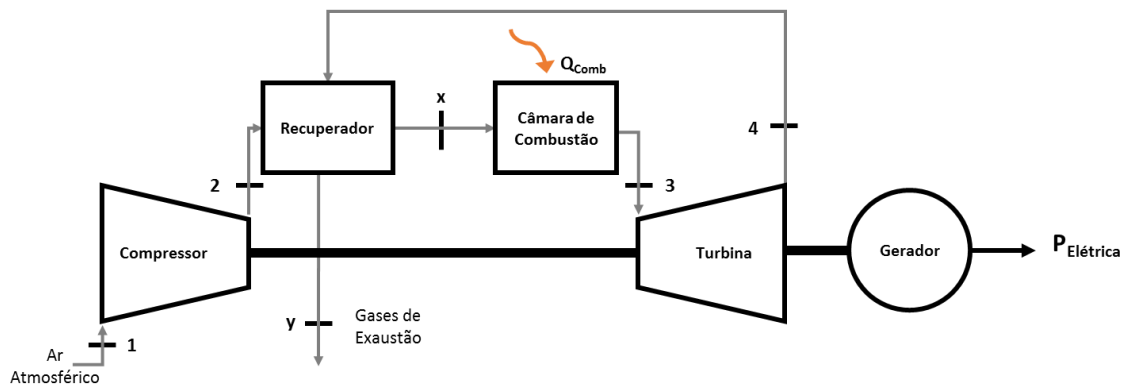


Figura 2.9 - Esquema da configuração do ciclo de Brayton em sistema aberto (ar atmosférico) com recuperador para produção elétrica.

Na Figura 2.10 está exposta a configuração anteriormente mencionada sob a forma de diagramas p-v e T-s respetivos para um ciclo de ar-padrão (Brayton) ideal com recuperador. Os processos entre os estádios 1-2 (compressão – transfere energia por trabalho) e entre 3-4 (expansão dos gases na turbina transferindo energia sob forma de trabalho para esta) são idealmente isentrópicos, enquanto entre 2-3 (aquecimento do fluido de trabalho – processo de transferência de calor) e 4-1 (arrefecimento do fluido de trabalho – calor), são idealmente isobáricos. Nestas condições a partir da equação (2.15) e (2.16) é possível ter uma ideia das eficiências térmicas deste ciclo em função das suas entalpias ou das suas temperaturas no caso sem irreversibilidades, no qual o calor específico a pressão e volume constante não variam com a temperatura, tratando-se de um comportamento do ar como gás ideal e com  $k$  ( $C_p - C_v$ ) constante e igual a 1,4 (admite-se que a razão de pressão na turbina e no compressor são idênticas num ciclo ideal sem irreversibilidades) [59], e o rendimento térmico em função da razão de pressão no compressor expresso na Figura 2.11, sendo que uma análise termodinâmica de um ciclo não ideal (real) terá que ser realizada por componente [59].

$$\eta_{th,Brayton} = \frac{w_t - |w_c|}{q_{in}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_x)} \quad (2.15)$$

$$\eta_{th,Brayton,max} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{(p_2/p_1)^{\left[ \frac{(c_p - c_v)^{-1}}{(c_p - c_v)} \right]}} \quad (2.16)$$

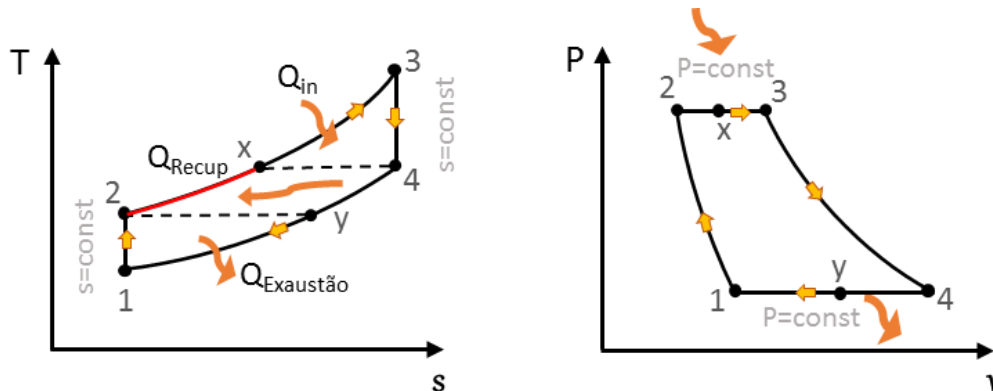


Figura 2.10 - Diagramas p-v e T-s do ciclo ideal de Brayton (neste caso com regeneração).

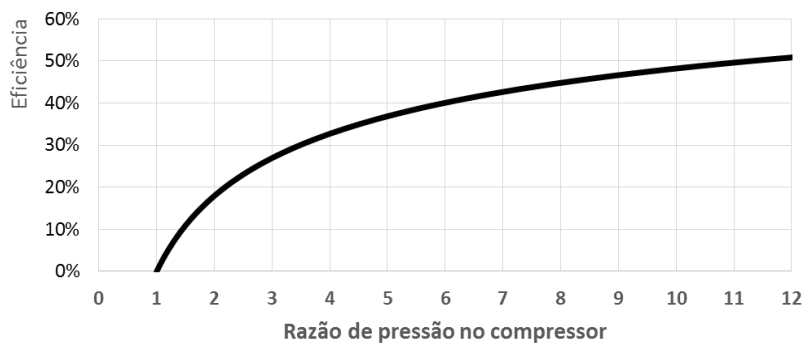


Figura 2.11 - Rendimento térmico de um ciclo ideal de Brayton em função da razão de pressão no compressor para um k constante e igual a 1,4.

No caso das microturbinas a gás, apesar de terem custos por unidade de potência superiores e temperaturas de entrada na turbina inferiores às convencionais, estas de uma forma geral limitam a sua emissão de  $\text{NO}_x$ , quer quando utilizam combustíveis com reduzida ou praticamente nenhuma concentração de azoto (como o metano), quer pelo facto de utilizarem uma forma de diminuir a temperatura da chama e homogeneizar a distribuição de temperatura na câmara de combustão, ou ao aumentar o tempo de residência das espécies ainda por oxidar por ação da combustão no qual diminuem os inqueimados no geral e consequentes emissões baixas de monóxido de carbono [61]. Neste último caso, como o que é utilizado no equipamento da microturbina *Turbec T100*, utiliza-se um tipo de controlo de  $\text{NO}_x$  na câmara de combustão, mesmo antes da sua formação (existindo outros também após a combustão ocorrer noutras turbinas) com a injeção de uma pré mistura de combustível com ar [62], permitindo operarem abaixo do limiar de temperatura que favorece de forma drástica a diminuição da formação térmica de  $\text{NO}_x$  [63].

### 2.3. Ciclos frigoríficos

Relativamente aos sistemas para arrefecimento, especialmente em termos de climatização, são comumente diferenciados como sistemas de compressão e de sorção (tipicamente absorção com sorventes líquidos e adsorção com sorventes sólidos), em que de uma forma simplista se utiliza energia para retirar calor de uma zona de controlo para outra (normalmente o ar exterior). No que se refere ao

arrefecimento solar estes podem ser diferenciados como sendo acionados de forma elétrica (caso a energia seja oriunda por exemplo de painéis fotovoltaicos) ou térmica. Os primeiros utilizam apenas eletricidade enquanto os últimos necessitam de uma fonte de calor para operarem [64] (necessitando um mínimo de energia elétrica para acionar as bombas de circulação quando comparado com o de compressão) sendo usualmente denominados sistemas solares para ar-condicionado (SAC) [65]. Na Figura 2.12 estão os tipos mais comuns para efeitos de refrigeração ambiente ativada com energia solar e na Figura 2.13 está uma representação esquemática simples dos *chillers* a compressão elétrica e de absorção que são atualmente os mais comuns para produção de água refrigerada em ciclos fechados que permitem remover a carga térmica de edifícios por intermédio de unidades descentralizadas como os ventiloconvectores (por vezes com desumidificação), paredes, pavimentos e tectos radiantes arrefecendo em última instância o ar ambiente. Também é habitual a utilização de sistemas do tipo exsicante evaporativo no qual é diretamente o ar insuflado que é tratado no que à humidade e temperatura diz respeito, através de uma fonte de calor (a temperaturas usualmente inferiores comparativamente aos *chillers* acionados termicamente) podendo também servir-se da água arrefecida dos sistemas de ciclo fechado [65].

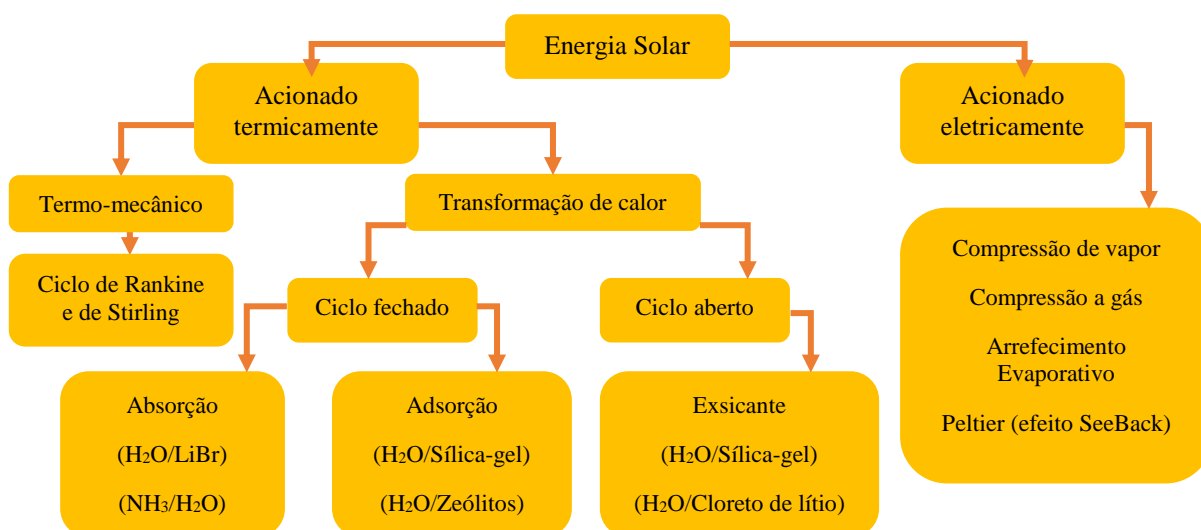


Figura 2.12 - Representação esquemática da caracterização das tecnologias de arrefecimento ambiente acionadas por energia solar. Adaptado de [64] e [66].

A utilização de processos de absorção e de adsorção desencadeia a compressão térmica ao invés da compressão mecânica [67], permitindo utilizar ciclos termodinâmicos para movimentar fluidos nos quais o seu estado físico sofre alterações bem como das suas propriedades (como a mudança de fase do fluido frigorífero), fazendo com que se consiga permutar calor de um dado volume de controlo para outro de uma forma mais desejável e a taxas superiores, graças à evaporação do fluido frigorífero no evaporador a baixa pressão. Utiliza-se no caso dos sistemas de sorção uma atração química ou física entre um par de substâncias que permite utilizar a compressão térmica para levar o fluido de trabalho até às condições necessárias ao efeito de refrigeração - obtido através da evaporação do fluido frigorífero. Tipicamente um deles tem o ponto de ebulição a uma temperatura inferior, e é denominado fluido frigorífero, enquanto o outro é o absorvente. No caso do processo de absorção um par comumente utilizado é o brometo de lítio como absorvente e a água como fluido frigorífero ( $H_2O/Br-Li$ ), usualmente refrigerando água a temperaturas entre  $5\text{ }^{\circ}C$  e  $10\text{ }^{\circ}C$ . Outro par comumente utilizado é a água como absorvente e amoníaco como fluido frigorífero ( $NH_3/H_2O$ ), permitindo neste caso gerar temperaturas inferiores a  $0\text{ }^{\circ}C$  úteis para produção de gelo, mais comum para arrefecimento industrial e com grandes potências, existindo também o par água-cloreto de lítio ( $H_2O/LiCl$ ) [68].

No caso particular dos *chillers* de absorção de efeito simples (i.e. com um único gerador, como está na Figura 2.13 do lado direito), o gerador recebe energia térmica (como água quente) de forma a libertar o fluido frigorígeno (que foi absorvido previamente no absorsor) regenerando o fluido absorvente que fica em solução concentrada (também denominada solução pobre). Assim é gerado vapor (fluido frigorígeno) o qual condensa posteriormente no condensador, rejeitando-se através deste componente o calor da condensação para o ambiente exterior (água de arrefecimento que passa na torre de arrefecimento). Assim o fluido frigorígeno (no estado líquido), proveniente do condensador, evapora após passar na válvula de expansão, encontrando-se agora em condições de pressão inferior, removendo em última instância o calor da carga de arrefecimento enquanto absorve calor da água que se pretende arrefecer. O fluido absorvente regenerado no gerador é novamente enviado para o absorsor no qual absorve o fluido frigorígeno (vapor) com proveniência do evaporador, rejeitando o calor da absorção para o ambiente (novamente para a água de arrefecimento) [68].

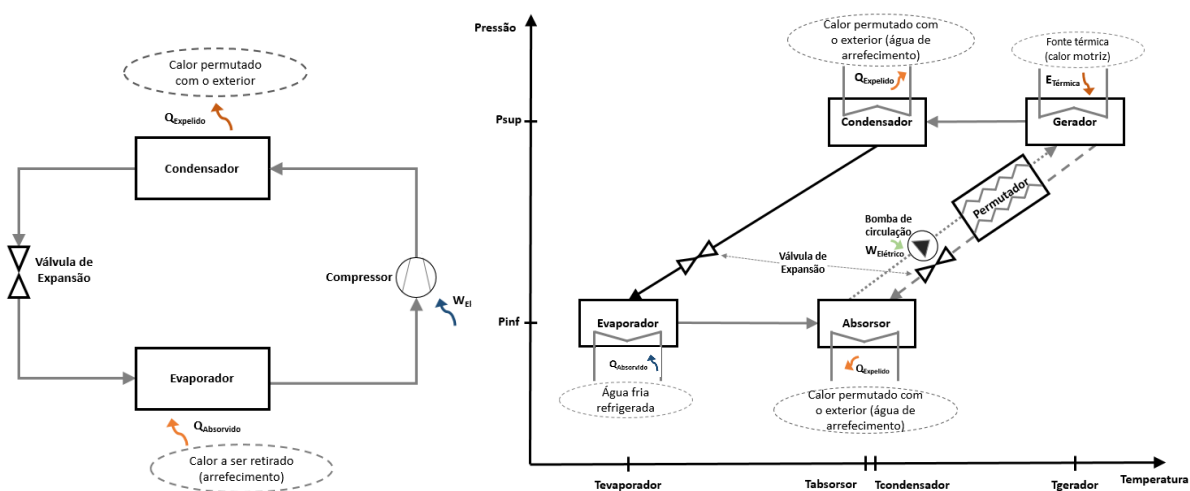


Figura 2.13 - Representação esquemática do ciclo do arrefecimento a compressão elétrica (à esquerda) e absorção (à direita), no qual as linhas a tracejado e picotado referem-se à solução concentrada e diluída, respetivamente e a linha a cheio (preto) refere-se ao fluido frigorígeno no estado líquido.

A energia proveniente por exemplo do calor residual de um dado ciclo termodinâmico pode ser convertida em água quente ou vapor o qual aciona o gerador do *chiller* de absorção no caso de duplo efeito, com tipicamente pelo menos 120-150 °C de temperatura de entrada para ativação do gerador do andar superior (estes têm dois geradores, daí permitir que o COP seja superior a 1), atingindo um COP médio aproximadamente de 1,2, e no caso de serem de efeito simples, cerca de 0,6-0,7, podendo as temperaturas serem superiores ou inferiores a 100 °C [65] [68].

Nos *chillers* de adsorção o fluido frigorígeno é adsorvido nos poros de um sorvente sólido com elevada superfície interna, tendo como par mais utilizado água/sílica gel (estando em desenvolvimento os pares água/zeólitos, amónia/ carbono ativado, entre outros), libertando-o quando aquecido. Têm 2 compartimentos com sorvente e ainda um evaporador e o condensador, sendo que periodicamente os compartimentos com os sorventes mudam a sua função de absorção ou configuração através de válvulas controladas externamente. Têm como vantagem a utilização de baixas temperaturas motrizes (superior a 60 °C), ausência de bomba de circulação da solução e praticamente ruído nulo [65].

Para utilização dos *chillers* de absorção ou adsorção é imperativo a utilização de sistemas de rejeição de calor a temperatura média de modo a rejeitar o calor que circula na água de arrefecimento para o exterior (no qual os sistemas ativados termicamente acrescem da energia motriz para além do calor removido do edifício comparativamente aos elétricos). Boas opções serão a rejeição de calor em condutas enterradas no solo, ou em água subterrânea, do mar, rios ou nascentes, no entanto podem implicar custos de

investimentos acrescidos (apesar de serem mais eficientes e com menores necessidades de consumo elétrico), e no caso de rejeição em água do mar esta está limitada a aplicações junto da costa e no qual a legislação não permite obter facilmente licenças para aumentar a temperatura da água do mar. Assim é mais comum a utilização de torres de arrefecimento húmidas (abertas ou fechadas) através do efeito de arrefecimento evaporativo, já que relativamente às do tipo seco é necessário maior consumo de eletricidade devido à remoção de calor sensível do ar exclusivamente através de ventiladores. As torres de ciclo aberto são mais comuns que as fechadas pois permitem obter eficiências superiores através do arrefecimento evaporativo direto, neste caso da própria água do circuito (sendo necessário repor no mesmo a correspondente quantidade de água para manter os caudais necessários da água de arrefecimento que circula pelo *chiller*). Esta é pulverizada no topo da torre, juntando-se na base com a restante água do circuito, o qual aumenta a área efetiva de permuta entre o ar e a água de arrefecimento, sendo o ar saturado removido por via de um ventilador permitindo a continuação do processo. Nas de sistema fechado a água não entra em contacto com o ar e a área exposta a este é menor comparativamente aos de circuito aberto, diminuindo a eficiência, sendo que será necessário acrescentar, ainda assim, água à torre para ocorrer pulverização desta sobre as tubagens da água de arrefecimento proveniente dos *chillers*, já que ocorre efeito evaporativo, mas de uma forma indireta. Seja nas torres de tipo aberto ou fechado, é necessário um controlo dos constituintes da água de arrefecimento ou da torre para minimizar corrosões, sedimentações e desenvolvimento de bactérias, pois as temperaturas são próximas do ponto de orvalho, numa gama que promove o desenvolvimento biológico. Em termos de consumo elétrico nos sistemas de arrefecimento acionados termicamente, os componentes referentes às bombas de circulação da água de arrefecimento, da água refrigerada e o ventilador na torre de arrefecimento são os mais representativos (até 90 %) [65]. Assim para estes sistemas o COP real do *chiller* é dado pela equação (2.17).

$$COP_{real,Abs} = \frac{P_{\text{útil,arrefecimento}}}{P_{\text{Térmica,fornecida}} + P_{\text{elétrica,auxiliar}}} \quad (2.17)$$

## 2.4. Permutadores de calor

É importante também abordar os permutadores de calor. Podem-se destacar os de fluxo cruzado, paralelo e de contra corrente (todos eles com imensas variantes e formatos). Este último apresenta vantagens em termos de maximizar a temperatura à qual o fluido secundário sai, aumentando a permuta de calor. No caso das microturbinas, estas utilizam materiais do tipo aço inoxidável (AISI 347 SS) para temperaturas até 675 °C e *Inconel* 625, *Inconel* 803, *Haynes* 120 e 214 e materiais PM (pó metálico) para temperaturas até 900 °C por exemplo no caso da permuta gás/gás a temperaturas muito elevadas [69]. A expressão que permite obter a eficácia dos permutadores no geral rege-se pela equação (2.18) [70], onde  $C_h$  é o produto entre o fluxo mássico e o calor específico a pressão constante, ambos do lado quente,  $C_f$  é o análogo para o lado frio,  $C_{min}$  é o menor entre  $C_h$  e  $C_f$ ,  $T_{q,in}$  e  $T_{q,out}$  são as temperaturas de entrada e saída do lado quente respetivamente e  $T_{f,in}$  corresponde à temperatura de entrada do lado frio.

$$\varepsilon_{\text{permutador}} = \frac{q}{q_{\text{max}}} = \frac{C_h \cdot (T_{q,in} - T_{q,out})}{C_{min} \cdot (T_{q,in} - T_{f,in})} \quad (2.18)$$

Sabendo  $\varepsilon_{\text{permutador}}$ ,  $T_{q,in}$  e  $T_{f,in}$  a troca de calor real  $q$  pode ser determinada recorrendo à equação (2.19).

$$q = \varepsilon_{\text{permutador}} \cdot C_{min} \cdot (T_{q,in} - T_{f,in}) \quad (2.19)$$

## Capítulo 3 – Estado da arte dos sistemas CSP

Neste capítulo deseja-se dar a conhecer o estado da arte, no que diz respeito à energia solar concentrada, nomeadamente a tecnologias que intermediem o processo de conversão energético utilizando ciclos termodinâmicos para produção de eletricidade. No que ao CSP diz respeito existem algumas vantagens comparativamente ao sector fotovoltaico, como a capacidade de armazenamento térmico apresentar benefícios económicos face ao armazenamento elétrico das baterias, oferecendo valor na forma de garantia de potência e a uma dimensão energética superior. Relativamente ao preço de aquisição e por conseguinte de instalação da tecnologia, este ainda está longe de se tornar competitivo no sentido puro com a indústria fotovoltaica, que conta já com uma economia de escala incomparável com a do CSP atualmente. No entanto existe espaço para aproveitar a energia solar nos mais variados formatos, cada um deles com as suas perdas inerentes aos respetivos processos de conversão energética.

### 3.1. Tecnologias CSP

Relativamente à forma de aproveitar energia radiativa do Sol para produzir eletricidade através de ciclos termodinâmicos, distinguem-se 4 tipos de sistemas principais em operação (Figura 3.1), podendo ser diferenciados quando considerando o tipo de concentração, seja esta linear (com um seguimento de um eixo relativamente à trajetória solar), como os coletores cilindro-parabólicos (PTCs – “*Parabolic Trough Collectors*”) e os que utilizam refletores Fresnel lineares (LFRs – “*Linear Fresnel Reflectors*”), ou do tipo pontual (com um seguimento da trajetória solar de dois eixos) como os discos parabólicos (PDs – “*Parabolic Dishes*”) e os sistemas com recetor central com ou sem concentrador secundário (STs –

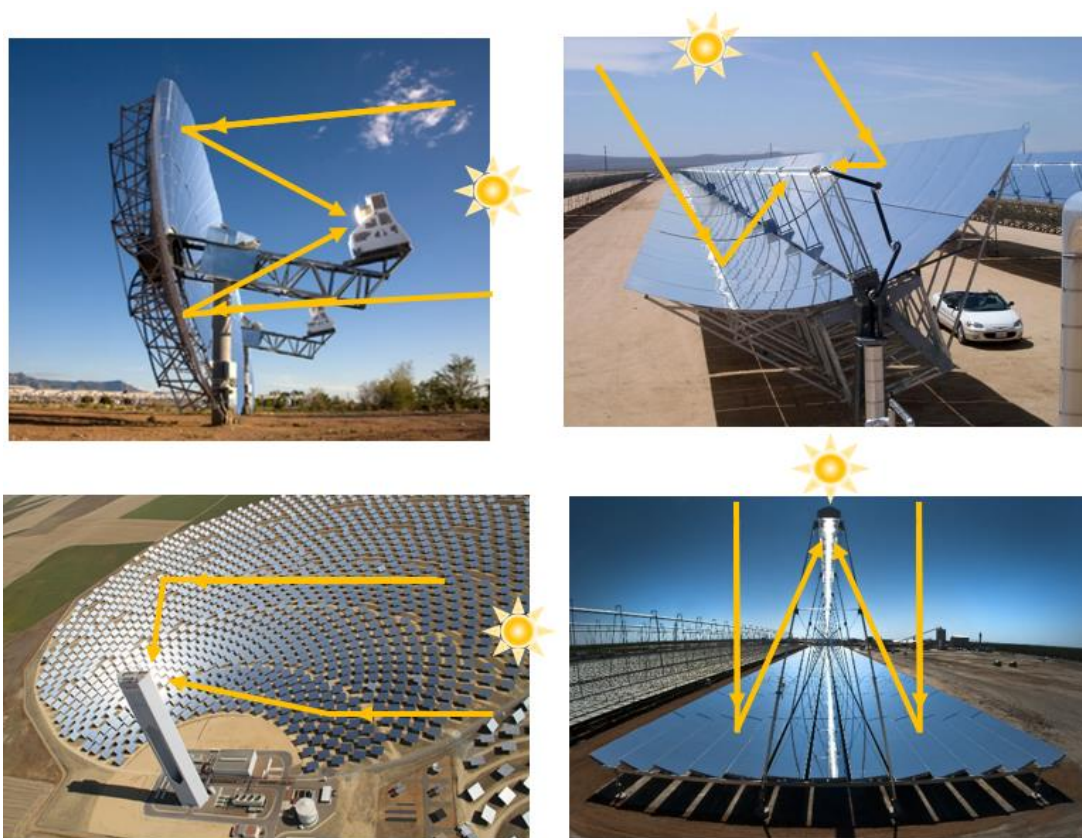


Figura 3.1 - Exemplos de tecnologias solares de produção termoelétrica. As figuras do lado esquerdo representam a concentração em termos de tipo pontual (disco parabólico [71] em cima e torre solar [72] em baixo) e as figuras do lado direito referem-se à concentração de foco linear (cilindro-parabólico [73] em cima e Fresnel linear [74] em baixo).

“*Solar Towers*”). Os sistemas STs e os LFRs têm uma superfície refletora descontínua (vários elementos refletores), enquanto a dos PTCs e dos PDs é virtualmente contínua, minimizando à partida os efeitos de dispersão radiativa [56].

Nos sistemas expostos na Figura 3.1, e nos sistemas CSP no geral, é necessário concentrar a energia solar para uma área que possibilite atingir um fluxo radiativo substancialmente superior àquele sentido na superfície terrestre com proveniência solar. Visto que se pretende utilizar ciclos termodinâmicos onde a temperatura da fonte quente deve ser suficientemente elevada para que funcionem com uma produção elétrica e eficiência aceitáveis, uma superfície refletora que concentre a radiação solar é imprescindível. Isto contrasta com os sistemas solares fotovoltaicos (PV) que não necessitam deste efeito para converterem energia radiativa em elétrica. Nos sistemas CSP destacam-se 4 etapas principais: a concentração solar para uma área menor que a área total de refletores; a etapa de absorção que converte energia radiativa incidente num recetor em energia térmica; a transferência desta energia para um HTF; e finalmente a etapa da geração elétrica, através de uma máquina térmica, após transferência da energia no HTF para o fluido de trabalho utilizado pelo bloco de potência. No caso de existir armazenamento térmico, este situa-se tipicamente entre o recetor e a máquina térmica, podendo ser utilizado o mesmo HTF no recetor e no sistema de armazenamento (sistema direto, isto é, um só circuito) ou fluidos distintos (sistema indireto), necessitando neste último caso de um permutador de calor [56].

### **3.1.1. Sistemas de concentração com foco linear**

Começando pelos sistemas PTCs, espelhos refletores de formato parabólico concentram energia radiativa proveniente do Sol em recetores térmicos colocados no foco linear dos espelhos. Os recetores, que podem ser por exemplo tubos de aço inoxidável, têm um revestimento seletivo que permite por um lado aumentar a absorção da radiação, por outro lado diminuir a emissividade desta superfície e consequentemente as perdas radiativas no espectro infravermelho. Por forma a reduzir as perdas relativas à convecção, o tubo recetor está no interior de um tubo de vácuo transparente e para extrair a energia térmica do tubo recetor, utiliza-se tipicamente óleo sintético como HTF em centrais comerciais (com uma temperatura máxima até sensivelmente 390-400 °C, já que a partir deste valor verifica-se degradação do óleo) ou mais recentemente com sais fundidos em centrais de demonstração (possibilitando temperaturas até aos 550 °C). O HTF circula nos recetores e permuta, num circuito fechado, calor com um gerador de vapor, o qual origina vapor saturado ou sobreaquecido, o que permite acionar uma turbina a vapor com uma eficiência solar em elétrica da central entre os 14 e 16 % em termos anuais. O uso de sais fundidos permite aumentar a eficiência de conversão anteriormente mencionada bem como a capacidade do armazenamento térmico, por se encontrar a temperaturas de operação superiores. Os espelhos refletores, que podem ter 5-6 metros de largura, e o recetor tubular situado no foco linear, estão estruturalmente unidos atingindo comprimentos em série de 100 m ou mais, acompanhando a trajetória solar através de um seguimento de um eixo, tipicamente na direção Este-Oeste, maximizando a produção elétrica em termos anuais [56] [75].

Já os sistemas LFRs têm o recetor tubular fixo (a uns metros de altura no topo do sistema), ao passo que os espelhos refletores (mais do que uma superfície por contraste aos PTCs), de formato retangular com um comprimento próximo do recetor e de superfície plana ou com uma ligeira curvatura, estão na base (próximos do terreno). São estes elementos refletores que permitem concentrar a energia solar no recetor, movendo-se distintamente (diferentes ângulos de incidência solar) segundo um eixo paralelo a este último. Utiliza-se tipicamente um concentrador secundário no topo do recetor para minimizar erros óticos (astigmatismo), que aumentam devido ao facto de haver ângulos de incidência distintos, fazendo com que parte não atinjam o recetor, que acontece de uma forma mais significativa que nos concentradores PTCs. Os sistemas LFRs utilizando água como HTF, produzem diretamente vapor

saturado, a temperaturas que rondam os 250-300 °C nos sistemas simples e baratos, e têm a capacidade de gerar vapor sobreaquecido pelo menos até 500 °C [56] [75].

Estes sistemas utilizam ciclos de Rankine para geração elétrica, já que a temperatura que se consegue fornecer ao bloco de potência é usualmente insuficiente para a operação de ciclos a gás. No caso dos LFRs, e sendo este mais simples em termos de construção, instalação e manutenção e pelo facto de permitir gerar diretamente vapor, estima-se que o custo da energia possa diminuir consideravelmente.

### 3.1.2. Sistemas de concentração com foco pontual

Os sistemas PDs são idênticos a discos das antenas de satélite parabólicas em termos de formato, mas em ponto maior, no qual a energia radiativa é concentrada num recetor fixo no foco pontual do disco que possui uma superfície refletora, ambos acompanhando o seguimento de dois eixos com um alinhamento teoricamente perfeito em relação à direção da radiação solar. São unidades modulares (atualmente até 100 kW) indicadas por exemplo para geração distribuída ou para pequenas redes isoladas, com um fator de concentração e eficiências bastante elevados, sendo geralmente associados a geração elétrica a partir de motores de Stirling com capacidade também para integração de microturbinas. São menos indicadas para geração elétrica centralizada, com custos associados dos mais elevados das tecnologias CSP, e limitações para integração de armazenamento térmico de forma viável [56] [75].

As tecnologias STs são compostas por um campo solar constituído por helióstatos que redirecionam a energia radiativa para uma zona no topo de uma torre. De seguida esta energia radiativa é convertida em energia térmica através de um recetor, permitindo posteriormente a entrega de energia a um bloco de potência para geração de eletricidade. Nestes sistemas, os helióstatos movem-se diferencialmente relativamente uns aos outros e com um seguimento de dois eixos, orientados numa direção que bissecta a direção da radiação solar e da zona de foco onde está usualmente um recetor. Por vezes existe a necessidade de colocar um refletor secundário para aumentar o fluxo radiativo que atinge o recetor, que tipicamente está no topo da torre, existindo também sistemas em demonstração que refletem a radiação para um recetor na base da torre. O mais comum é serem recetores tubulares cilíndricos no topo da torre (sem concentrador secundário), no qual percorre água que transita para o estado de vapor sobreaquecido permitindo acionar um ciclo de Rankine, com o campo solar à volta da torre (360°) [56] [75]. Mais informação sobre estes sistemas encontra-se na secção 3.3.

As especificidades das tecnologias CSP podem ser percebidas, de uma forma sintetizada e tipicamente para os sistemas com mais maturidade, na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Comparação sintetizada das diferentes tecnologias CSP com mais maturidade [75].

Parâmetro	PTCs	LFRs	STs	PDs
<b>P<sub>típica</sub> (MW)</b>	10-300	10-200	10-200	0,01-0,025
<b>Maturidade</b>	Provado comercialmente	Projetos piloto	Comercial piloto	Projetos demonstração
<b>T<sub>Operação</sub> (°C)</b>	350-550	390	250-565	550-750
<b>η<sub>Central,pico</sub></b>	14-20 %	18 %	23-35 %	30 %
<b>η<sub>Anual,solar→Eletrica</sub></b>	11-16 %	13 %	7-20 %	12-25 %
<b>C<sub>Coletores</sub> (n<sup>o</sup> sóis)</b>	70-80	>60	>1000	>1300
<b>Tipo de seguimento</b>	1 eixo	1 eixo	2 eixos	2 eixos

<b>Recetor/Absorvor</b>	Recetor fixo nos coletores (seguem o seu movimento)	Recetor fixo	Recetor externo ou em cavidade (fixo)	Recetor fixo nos coletores (seguem o seu movimento)
<b>Ciclo utilizado</b>	Vapor sobreaquecido (Rankine)	Vapor saturado (Rankine)	Vapor sobreaquecido (Rankine)	Stirling
<b>Utilização de água (<math>m^3/MWh</math>)</b>	3 (Arref. húmido) 0,3 (Arref. seco)	3 (Arref. húmido) 0,2 (Arref. seco)	2-3 (Arref. húmido) 0,25 (Arref. seco)	0,05-0,1 (lavagem)
<b>CAPEX [53,75] (<math>US(2010)\\$/W</math>)</b>	4,5 (s/ armazen.) 9,0 (8h armazen.)	-	6,3 (6h armazen.) 10,5 (15h armazen.)	-
<b>LCOE [53,75] (<math>US(2010)\\$/MWh</math>)</b>	210-350 180-330 (2020)	-	170-280 150-240 (2020)	-
<b>CAPEX [76] (<math>US(2015)\\$/W</math>)</b>	3,5- 8,0 (s/ armazen.) 5,5 (7.5h armazen.)	-	3,5- 8,0 (s/ armazen.) 5,7 (9h armazen.)	-
<b>LCOE [76] (<math>US(2015)\\$/MWh</math>)</b>	150-190 90-120 (2025)	-	150-190 80-110 (2025)	-

As centrais, para além do tipo de tecnologia que foi referido anteriormente, podem ser distinguidas quanto ao tipo de ciclo de potência usado (sendo mais comum o Rankine), o HTF utilizado (ar, água/vapor, sais fundidos,  $CO_2$ , etc.) e o facto de possuir ou não armazenamento. Destacam-se a central *Julich* de 1,5 MW na Alemanha que utiliza um recetor volumétrico (ar atmosférico) tendo em vista permutar calor de forma a acionar um ciclo a vapor (Rankine) [77] e a central de torre *Gemasolar* com 19,9 MW utiliza armazenamento de sais fundidos (dois tanques) em sistema direto, isto é, o HTF é o mesmo utilizado para armazenar energia [78]. Já a central cilindro-parabólica *Andasol 1* com 49,9 MW, apresenta armazenamento deste tipo, no entanto de forma indireta, necessitando de permutar calor entre o óleo térmico (circuito primário) e os sais fundidos (circuito secundário) [52].

### 3.2. História e evolução dos custos

As primeiras centrais solares termoelétricas apareceram na década de oitenta, como centrais piloto e de demonstração, tendo sido realizados desde então diversos testes em domínios como capacidade de resistência ao *stress* térmico dos materiais, design, tamanhos e capacidades óticas referentes aos coletores/concentradores bem como aos recetores, o ciclo termodinâmico utilizado (e consequente fluido de trabalho apropriado), o HTF, o tipo de armazenamento, e ainda o balanço do sistema e operação de centrais deste tipo. A implementação de coletores cilindro-parabólicos sob forma comercial antecede a das torres solares, em que os primeiros baseiam-se no uso de óleo térmico como HTF, concentrando num tubo a energia solar atingindo uma temperatura entre 250 e 390 °C [79]. Dada a maior relativa simplicidade (temperaturas não muito elevadas, seguimento de um só eixo, etc.) permitiu uma implementação elevada que trouxe benefícios em termos da experiência adquirida principalmente nos domínios de balanço e operação do sistema, permitindo apostar por exemplo no desenvolvimento do armazenamento térmico em sais fundidos o que representou um marco para o sector do CSP. O custo da eletricidade produzida desceu de cerca de 0,28 €/kWh nos projetos aprovados em Espanha (2009) atingindo 0,14 €/kWh em Marrocos (2012) [80] numa altura em que se contava com menos de 1 GW de experiência no sector e com uma curva de custos ainda com muito a percorrer. As diferentes entidades que hoje em dia estão envolvidas nas atividades de I&D, construção, O&M, planeamento, investimento e mesmo as soberanas (União Europeia, Região MENA, um pouco por todo o mundo), estão cada vez mais dinâmicas e com um “*know-how*” cada vez superior, já para não falar no que a partilha destas valências possibilita, contribuindo para difundir a tecnologia e a implantação de centrais em regiões do

mundo tão diversas como o Norte de África e Médio Oriente, E.U.A., África do Sul, Índia, China, Chile, Austrália, entre outras.

É importante lembrar que para concretizar o sector solar no geral, é indicado apostar inicial e preferencialmente em locais com elevado DNI e também onde o financiamento é mais vantajoso [81], permitindo a evolução do setor (diminuindo custos com a massificação da produção da tecnologia e aumentando a experiência) ao ponto de se tornar rentável posteriormente em locais com situações de financiamento e de radiação incidente menos favoráveis. Mais ainda, a produção solar termoeétrica tem um custo médio de 0,14 €/kWh com uma experiência no setor de 5 GW de potência instalada, contrastando com valores médios de 0,06 €/kWh para os setores eólico e fotovoltaico com uma potência total superior a 400 GW e 200 GW, respetivamente, o que revela um caminho virtuoso a percorrer para o CSP em termos de diminuição de custos. O custo da energia do setor eólico e fotovoltaico nas circunstâncias atuais do CSP eram superiores [82]. Outra questão a ter em atenção é a perspectiva em como se deve olhar para os custos de investimento (€/kW) e de geração de energia (€/kWh) quando comparando por exemplo a energia solar termoeétrica e a energia fotovoltaica, na medida em que quando se considera os custos de geração elétrica de um dado sistema electroprodutor na sua dimensão global, não é só o custo dos projetos que interessa mas também os seus benefícios implícitos para o sistema global, diferenciando assim custo e valor de uma dada tecnologia. As análises baseadas no indicador económico mais comum, o LCoE, são valiosas, no entanto não têm em conta a flexibilidade do sistema por exemplo em termos de resposta à procura, capacidade disponível, segurança energética, estabilidade da rede elétrica, impactos económicos locais como na criação de emprego ou na balança comercial, entre outros. Tudo indica que não será necessário atingir a capacidade instalada correspondente às tecnologias eólica e fotovoltaica para se evidenciar a competitividade das centrais solares termoeétricas [82]. Uma das inúmeras vias para permear o mercado passa por ocupar os espaços intersticiais entre as renováveis tomando como exemplo a central solar termoeétrica que está a ser instalada no Chile (Atacama II), hibridizada com PV, com um contrato de compra de energia (PPA) menor que 0,11 €/kWh [82].

É um sector em que existe a possibilidade de haver competição de recursos e matérias-primas, no entanto utiliza materiais na esmagadora maioria abundantes e com capacidade de reciclagem elevada (Aço, alumínio, vidro, sais fundidos, etc.), dando mais valor e credibilidade a tecnologias ainda em maturação à luz do mercado competitivo atual. É de referir ainda que a tecnologia das turbinas é considerada com elevada maturidade pelo que à medida que se evolui na redução de custos da energia (devido a redução de custos de investimento por exemplo com o aumento da dimensão das centrais, economias de escala, incremento da eficiência de conversão e do fator de capacidade), na capacidade de balancear sistemas e de fazer a ponte entre produção renovável e consumo energético de um modo eficaz, o setor do CSP terá abertura para galopar qual energia eólica ou fotovoltaica e rondar a escala do *TeraWatt* (TW) em termos de capacidade instalada, e com um fator de capacidade superior às restantes renováveis, segundo previsões para 2050 [53].

Atualmente contam-se já em operação cerca de 5019 MW de potência instalada (até julho de 2016), distribuídos em cerca de 4182 MW para os sistemas cilindro-parabólicos (83 %), 661 MW para os sistemas com recetor central do tipo torre solar (13 %), 175 MW para os sistemas de Fresnel linear (> 3 %) e 1 MW para os sistemas que utilizam disco parabólico (< 1 %) [83]. Estão em construção sensivelmente 1,5 GW, isto é, um terço do valor já instalado em que se prevê que as tecnologias do tipo concentrador linear cilindro-parabólicos e do tipo concentrador pontual em torres solares sejam as mais instaladas nos próximos anos (perto dos 900 MW para as primeiras e 630 MW para as últimas). Contam-se ainda projetos em desenvolvimento (perto dos 7 GW) nomeadamente nos EUA, Chile, MENA, China, África do Sul, Europa e Austrália [84]. A Figura 3.2 mostra isso mesmo, no entanto mesmo sendo de

fevereiro de 2016 já está um pouco desatualizada comparada a outubro do mesmo ano principalmente em termos de projetos em desenvolvimento, sendo que mesmo assim dá para ter uma ideia da localização da maioria dos projetos globalmente.

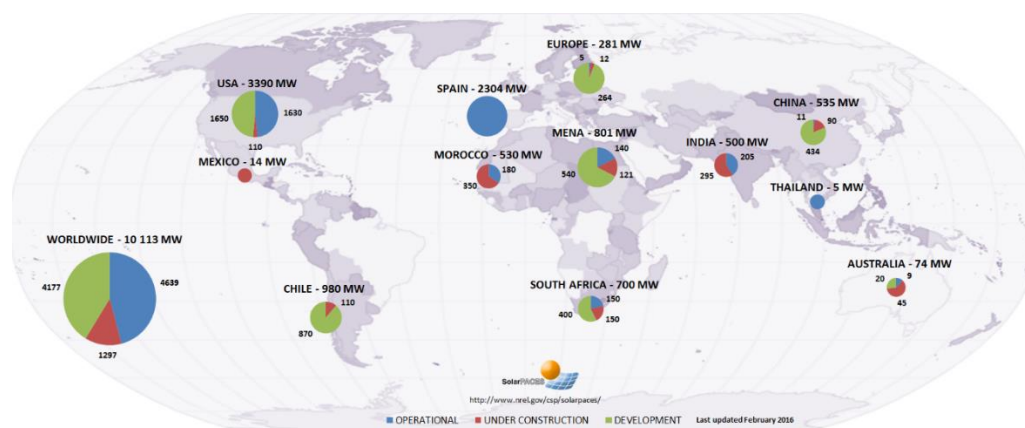


Figura 3.2 - Projetos com tecnologia CSP em operação (azul), em construção (vermelho) e em desenvolvimento (verde) [85].

É de salientar a importância de certas centrais como a recente *KhiSolarOne* (50 MW) na África do Sul, que conseguiu produzir durante 24h em 2016 recorrendo apenas a energia solar, sendo a primeira torre solar a conseguir esse feito no hemisfério sul [86], sendo que em 2011 a central *Gemasolar* tinha sido a primeira globalmente a atingir este feito [87] atingindo até 36 dias seguidos de produção em 2013 [82].

Em Portugal estão atualmente a ser instalados 1,6 MW de potência térmica, no qual não se prevê a produção elétrica [88], representando a primeira central solar de concentração (que não seja fotovoltaico de concentração) a ser implementada no país. Esta serve para efeitos de demonstração da tecnologia OTGS (“*Once-Trough*” *Steam Generator*) através do consórcio PreFlexMS financiado pela União Europeia, neste caso com coletores cilindro-parabólicos utilizando sais fundidos como HTF bem como de armazenamento, tendo o projeto a intenção de melhorar a previsão atmosférica e de radiação solar, bem como um sistema otimizado em termos da capacidade despachável da energia, na Herdade da Mitra/Évora [89]. Na Figura 3.3 pode ser visto algum avanço do processo de construção.



Figura 3.3 - Processo da construção da central PTCs da Herdade da Mitra/Évora. Na figura do lado esquerdo tem-se acesso ao tamanho do parque em que já existem duas filas com fundações já instaladas e do lado direito encontra-se em ponto maior as duas torres para geração de vapor e dois tanques de armazenamento térmico com sais fundidos [Foto do Autor].

Não muito longe deste local encontra-se a plataforma de ensaio dos coletores com seguimento que utilizem um HTF para transportar calor como os cilindro-parabólicos até aos 400 °C. Permite ensaiar e testar desempenhos reais de coletores desta tipologia, o que melhora toda uma estrutura normativa e certificadora de componentes de tecnologias de CSP. No caso das torres solares é aconselhado alguma simulação prévia e na fase de testes ter condições e infraestruturas para erguer plataformas com dezenas de metros se necessário, bem como testes a materiais nos fornos solares de muito alta concentração, como é o caso da Plataforma Solar de Almeria [90] [91], sendo o maior centro de testes,

desenvolvimento e pesquisa de tecnologia solar concentrada a nível Europeu (aqui foi testado um recetor tubular acoplado a uma microturbina a gás *Turbec T100* [90], também utilizada no sistema *Aora*), existindo atividades de pesquisa relacionadas com outras temáticas para além da geração elétrica. Destacam-se ainda os centros DLR (Alemanha), CNRS (França) e ENEA (Itália), entre outros [92].

### 3.3. Sistemas com recetor central (torre solar)

Os sistemas STs merecem especial atenção, por serem a tecnologia com mais evolução e diversificação no setor e devido ao potencial que têm em termos de redução de custos da energia elétrica produzida a médio e longo prazo. Prevê-se uma melhoria na capacidade de conversão solar em eletricidade (por exemplo, e até 2030, valores de 20 % utilizando sais fundidos, 28 % com vapor sobreaquecido e 35 a 40 % com gases utilizados como HTF, no qual este último é utilizado numa turbina a gás de ciclo combinado e aponta-se neste caso para um fator de capacidade superior a 50 %, atingido previsivelmente em 2050) [53], a possibilidade de armazenamento numa gama elevada de temperaturas e complementarmente um fator de capacidade muito elevado que pode ser superior a 70 % possibilitando, dependendo do tamanho do sistema de armazenamento, que estas centrais funcionem em modo de vazio (“*base-load*”), cheia (“*intermediate-load*”) ou ponta (“*peak-load*”) [53] [69], o que permite uma incorporação cada vez mais elevada de outros centros eletroprodutores com origem em fontes renováveis, de natureza variável, na rede elétrica.

No que diz respeito ao campo de helióstatos, estes variam de tamanho quer em termos de número de helióstatos, quer da área refletora em cada helióstato. Dado que é necessário concentrar energia num dado ponto, todos os helióstatos movem-se independentemente uns dos outros e para tal é necessário um seguimento de dois eixos, comumente utilizando os sistemas de seguimento pelo método de azimute e elevação (A-E) ou “*spinning*” e elevação (S-E). Este último comparado com o primeiro apresenta vantagens em termos de diminuição da dispersão (até 30 %) e em termos de consumo de energia para seguimento, que é menor [93]. Existe também a diferença entre helióstatos planos e pseudo-parabólicos, nos quais estes últimos possuem uma ligeira curvatura (“*canting*”) de forma a concentrar eles próprios a radiação numa área menor que os planos [94]. Podemos também distinguir os campos que se situam a norte da torre (no caso de se tratar do hemisfério norte) ou à volta da torre (ver Figura 3.4). Os primeiros concentram energia radiativa para uma cavidade no qual está inserido o recetor como a central *PS10* de 11 MW e a *PS20* de 20 MW (que operam com vapor saturado a temperaturas próximas de 250 °C) [52], enquanto os últimos concentram para a área total de um recetor tipicamente cilíndrico, como é o caso das torres solares comerciais como a *Ivahpah* de 392 MW ou a *Gemasolar* (onde o HTF atinge temperaturas até sensivelmente 565 °C) [82]. Por forma a maximizar a eficiência do campo solar e da utilização do solo utiliza-se muitas das vezes uma abordagem na qual a distribuição destes é bioinspirada mimetizando padrões da natureza (um bom exemplo é a central *Gemasolar* – Figura 3.4) [95] [96].

Relativamente aos recetores solares, é importante diferenciar aspetos que os distinguem e que resultam em mais ou menos vantagens para por exemplo a utilização de um dado HTF ou tipo de ciclo de potência empregue. Existem várias formas de categorizar os recetores, em que uma diferenciação simples é considerá-los por exemplo como externos ou de cavidade, ou ainda se o HTF é direta ou indiretamente irradiado pela radiação incidente, sendo mais comuns os de forma indireta. Distinguem-se muitas vezes os recetores tubulares (ar pressurizado, água ou sais fundidos), volumétricos (ar atmosférico ou pressurizado ou outro gás caso seja num ciclo fechado), e de partículas sólidas (permutando posteriormente com ar). Dado que as turbinas comumente utilizadas são acionadas através de vapor (Rankine) ou ar/gases de combustão (Brayton) como fluidos de trabalho, os fluidos de transferência térmica (HTF) utilizados nos diferentes tipos de recetores necessitam de um permutador de calor quando

não utilizem ar/gases de combustão ou água/vapor para este efeito. Os HTF mais comuns são os que utilizam água/vapor e mais recentemente sais fundidos ou ar [97]. Os recetores externos são os mais comuns nas torres solares atualmente instaladas (tipicamente com o campo solar a rodear 360° a torre) em particular para aquecer água em tubos, sendo que a utilização de sais fundidos é crescente nesta tipologia de recetor central. Têm uma área bastante grande exposta ao ambiente envolvente, onde as perdas radiativas e convectivas são consideráveis, pelo que formas de minimizar perdas passam por manipular a absorvidade e emissividade dos materiais e principalmente reduzir a área, de tal forma que a eficiência do recetor na central *Gemasolar* chega a ser de 88 % em condições nominais [98]. No caso dos recetores de cavidade como é o caso da central *PS10* a eficiência térmica do recetor pode chegar aos 92,4 % em condições nominais [99]. A Figura 3.4 ilustra recetores mencionados anteriormente, destacando na coluna à esquerda os mais usados atualmente nas torres comerciais (tubular exterior cilíndrico), e as imagens ao centro e direita que são ambas do tipo volumétrico (ver absorsores na Figura 3.6), as primeiras em circuito fechado (ar pressurizado) e as seguintes em circuito aberto (ar à pressão atmosférica).

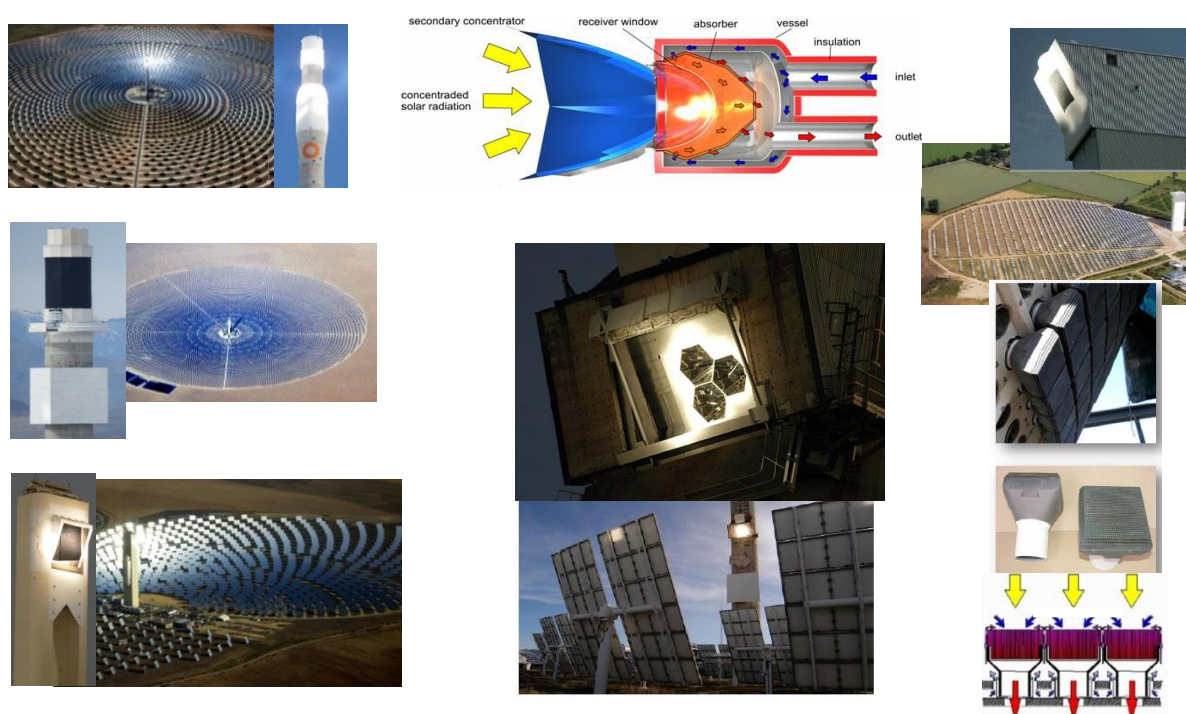


Figura 3.4 - Exemplos de tipos de recetores utilizados em centrais CSP. Na coluna do lado esquerdo em cima (*Gemasolar*) [100] e ao meio (*Crescent Dunes* [101]) são tubulares a sais fundidos externos e em baixo de cavidade a vapor saturado (*PS10*) [102] [103]. Na coluna ao centro está um exemplo do recetor volumétrico a ar pressurizado *REFOS* (Cesa-1) [104] [105] e na coluna da direita correspondem ao recetor volumétrico de ar atmosférico (*Julich*) [105] [106].

No caso dos recetores volumétricos (portanto a ar ou outro gás) os materiais utilizados para a permuta de calor da radiação para o gás utilizado podem ser vários e com configurações distintas, dependendo principalmente do fluxo radiativo e temperatura suportáveis (e seu gradiente espacial e temporal) e das propriedades e resistências térmicas e estruturais. Na utilização de ar como HTF, e admitindo que este é no fundo um mau condutor de calor, permitem outra flexibilidade comparativamente aos recetores tubulares também a ar na medida em que possuem uma configuração tridimensional por oposição aos últimos, permitindo assim o efeito volumétrico minimizando perdas térmicas por radiação, que será redirecionada novamente para o ar (ver Figura 3.5). O efeito volumétrico é principalmente descrito pela temperatura de pico da superfície ocorrer nas profundezas da estrutura porosa, no qual a configuração desta última permite que a radiação penetre em profundidade no material absorvedor [107], acontecendo

o contrário quando são utilizados recetores tubulares com o HTF circulando no seu interior. Dos projetos mais notáveis destacam-se o *Phoebus-TSA*, *SOLAIR* e *DIAPR*.

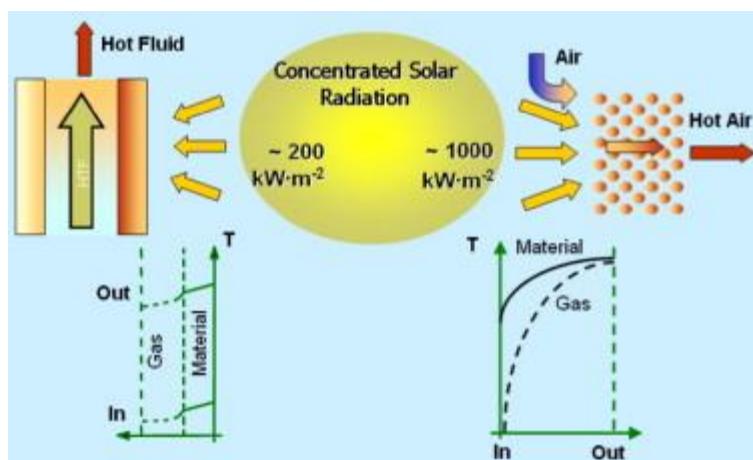


Figura 3.5 - Temperaturas de entrada e saída do HTF num recetor do tipo tubular (à esquerda), ou volumétrico (à direita) em que neste último a temperatura à saída do recetor é superior ao material absorvedor à entrada [108].

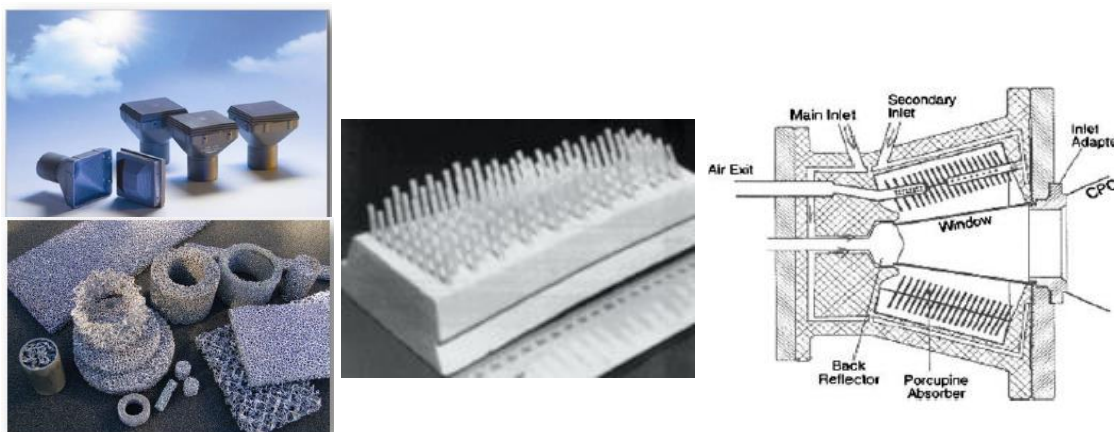


Figura 3.6 - Exemplos de tipos de absorvedores cerâmicos (como carbonetos de silício), à esquerda em cima denominado “honeycomb” usado na central *Julich*, em baixo espumas (“foams”) com diferentes porosidades, ao centro o absorvedor “porcupine” utilizado no recetor pressurizado *DIAPR* (à direita) feito de tubos de cerâmica à base de alumina [105] [109].

### 3.4. Armazenamento e hibridização

É importante abordar o tema do armazenamento de energia, que como já foi referido permite diferenciar e valorizar as tecnologias CSP com armazenamento térmico de energia (TES) relativamente às outras de carácter renovável que não detenham a capacidade de armazenar energia. Mesmo face a outras formas de armazenamento como o mecânico ou químico, as TES que utilizam atualmente sais fundidos, exibem vantagens principalmente por apresentarem um custo de armazenamento térmico apelativo e eficiências de operação muito elevadas (atingindo, por exemplo, os 97 % de eficiência de “round-trip” no projeto *Solar Two* em *Daggett*, Califórnia) apenas com perdas para o ambiente através do isolamento térmico, bem como vantagens em termos do número de ciclos de carga e descarga, até aos impactes ambientais (materiais abundantes e com taxa de reciclabilidade muito elevada) [110].

Das várias formas de armazenar energia térmica, as tecnologias TES podem-se diferenciar principalmente na capacidade de armazenar energia térmica sob a forma de calor sensível (em meios sólidos ou líquidos, como betão ou sais fundidos, respetivamente), latente (como os materiais que

recorrem à mudança de fase), ou termoquímica (como hidretos metálicos contendo magnésio ou carbonatos de cálcio através do calor de reação). Apresentam uma densidade energética ( $\text{kWh/m}^3$ ) de forma crescente pela ordem mencionada, no entanto com uma maturidade tecnológica inversamente oposta, sendo que estas últimas são as que têm mais potencial em reduzir a quantidade de material e espaço necessários para uma quantidade de energia equivalente [110].

Existe ainda a possibilidade das tecnologias CSP serem hibridizadas com combustível, que por via a manterem condições de operação próximas do nominal no que diz respeito ao bloco de potência, permitem um aumento do fator de capacidade da central, bem como uma geração elétrica de modo eficiente, tendo como vantagem a diminuição dos efeitos que advêm da variabilidade do recurso solar. No caso das centrais CSP que utilizem ciclos a gás (Brayton), e como o armazenamento térmico de energia ainda não atingiu o estado de desenvolvimento necessário para aplicações a temperaturas de gama muito elevada (próximas dos  $900\text{-}1000\text{ }^\circ\text{C}$ ) que permitam uma durabilidade, eficiência e custo viáveis, uma opção para a sua utilização em centrais com recetor central é a hibridização com combustível. Isto permite o desenvolvimento de centrais CSP utilizando ciclos de Brayton podendo até incorporar um ciclo de Rankine na parte inferior do primeiro, realizado em cascata sob forma de uma central CSP de ciclo combinado. Seja como for, é importante que o custo do combustível seja relativamente baixo de modo a que esta solução se apresente como vantajosa no domínio económico, e que apresente uma fração solar significativa para que as emissões resultantes do processo de geração elétrica sejam reduzidas, ou ainda que seja um combustível renovável (como por exemplo o biogás) com origem em processos que diminuam de facto as emissões (um exemplo é o aproveitamento de biogás com proveniência de resíduos orgânicos para diminuir emissões neste caso de metano para a atmosfera) comparativamente a centros de produção convencionais.

Uma outra questão importante de mencionar relativamente às torres solares de alta concentração é a possibilidade de ocorrência de uma mudança brusca da energia solar incidente, por exemplo com a passagem de nuvens [111], existindo a possibilidade de ocorrência de tensão (“*stress*”) térmica por causa da alteração repentina das condições térmicas nas estruturas do recetor, principalmente as metálicas, mas também as cristalinas e cerâmicas. Neste caso específico aquecer e arrefecer repentinamente pode causar danos no recetor e diminuir o seu tempo de vida, pelo que será crucial a utilização de materiais com propriedades termomecânicas ótimas para o tipo de condições que lhes vão ser exigidas. Desta forma uma capacidade de adaptação à variação do recurso é necessária, por exemplo manipulando caudais, ou controlando helióstatos em função das medições verificadas em componentes-chave como o recetor, ou mesmo ainda em função da previsão em tempo real (*in situ*) de parâmetros atmosféricos utilizando câmaras de vídeo para processar e calcular a velocidade e localização das nuvens. Condições de recurso, de adaptabilidade e operação como as referidas neste parágrafo, são no fundo condições reais (*off-design*) como acontece quando o aquecimento solar não é uniforme e o arrefecimento convectivo não se adequa à distribuição do fluxo solar sentido no recetor.

No caso do sistema *Aora Tulip* que será alvo de análise, o recetor utilizado provém do recetor desenhado e testado no projeto *DIAPR* [107] [108] [112], sendo um recetor volumétrico pressurizado, que apesar de permitir temperaturas acima dos  $1200/1300\text{ }^\circ\text{C}$  e razões de pressão acima de 18 bar, está limitado ao bloco de potência aí instalado, isto é, uma microturbina com razão de pressão nominal de 4,5 bar e  $950\text{ }^\circ\text{C}$  de temperatura de entrada na turbina [62]. Será facultada mais informação acerca deste tipo de tecnologia no capítulo 4.3.1 da metodologia referente ao recetor utilizado para efeitos de simulação.

## Capítulo 4 – Modelo do sistema CHCP

Para obtenção dos resultados utilizou-se os *softwares* *Tonatiuh*, *MATLAB*, *Excel* e *TRNSYS*, a fim de calcular, caracterizar e simular as diversas etapas de conversão de energia tendo como finalidade determinar parâmetros ambientais, energéticos, de operação e económicos. Este capítulo aborda os tópicos referentes ao campo de helióstatos, à torre solar, ao aproveitamento do calor residual, ao edifício em Alfragide que será utilizado como uma possível carga que se pretende satisfazer, à elaboração de cenários de operação e à viabilidade económico-financeira.

O sistema base a simular é o conjunto do campo solar com 52 helióstatos de 16 m<sup>2</sup> redirecionando a potência radiativa para um recetor (localizado numa torre a cerca de 29,5 m de altura) que é integrado num ciclo de Brayton recuperativo em sistema aberto, cuja potência de saída em condições nominais é de 100 kW elétricos, auxiliado se necessário pela combustão de combustível gasoso. Um sistema idêntico ao que se pretende estudar, implementado em Almeria, está exposto na Figura 4.1.



Figura 4.1 - Imagens do sistema *Aora Tulip* implementado em Almeria, Espanha [113].

Prevê-se a integração com um sistema que aproveite calor residual para fins de aquecimento e arrefecimento do edifício do LNEG existente em Alfragide. Assim a representação esquemática apresentada na Figura 4.2, é a solução proposta que será alvo de simulação. De uma forma simplificada, o ar atmosférico em condições ambiente é sugado pelo compressor (1), no qual este lhe aumenta o nível de pressão e conseqüentemente a temperatura (2) antes de entrar no recuperador, recebendo calor proveniente dos gases de exaustão da turbina, efetuando-se aqui uma permuta térmica entre os gases. Posteriormente e já com uma temperatura considerável (~600 °C), o ar atmosférico pressurizado pré-aquecido entra no recetor solar (3), cuja temperatura de saída ronda os 950-1000 °C (4) caso exista fluxo radiativo considerável. Caso não exista radiação solar ou que esta não seja suficiente, existe uma câmara de combustão de modo a elevar a temperatura até aos 950 °C (5), que é a temperatura nominal à entrada da turbina. Na turbina o ar expande-se promovendo um movimento giratório no veio que está acoplado quer ao compressor, quer a um gerador, o que permite a conversão de energia mecânica em energia elétrica bem como o acionamento do compressor. A restante energia térmica não convertida em movimento do veio é escoada como gases de exaustão (6) que atravessam o recuperador, permitindo que parte da energia remanescente nos gases de exaustão da turbina seja recuperada, o que conseqüentemente aumenta a eficiência térmica do ciclo de Brayton. Mesmo assim parte considerável da energia entregue ao sistema (no recetor e/ou na câmara de combustão) permanece nos gases após saída do estádio superior (ciclo de Brayton) sendo direcionada para um permutador ar-água de modo a transferir parte da energia remanescente nos gases de exaustão à saída do ciclo de Brayton (7) para água sob forma de calor, entregue neste caso ao ciclo situado no estádio inferior do sistema. A restante energia é expelida para o ambiente exterior a cerca de 70-80 °C sob forma de gases de exaustão (8). Com a

energia sob forma de água quente, é possível então fornecer potência térmica a um circuito para fins de aquecimento ambiente ou águas sanitárias a uma temperatura próxima dos 50 °C (9<sub>b1</sub> que retorna ao permutador de calor em 9<sub>b2</sub>), ou ainda fornecer esta energia a um *chiller* de absorção sensivelmente a 90 °C (9<sub>a1</sub> retornando ao permutador de calor em 9<sub>a2</sub>) de modo a produzir um efeito de refrigeração, o qual permite produzir água fria para efeitos de arrefecimento ambiente do edifício (10<sub>a1</sub> e retorna ao *chiller* em 10<sub>a2</sub>). Para além disso o *chiller* rejeita calor numa torre de arrefecimento (no sentido do fluxo 11<sub>a1</sub> a 11<sub>a2</sub>). A energia, sob forma de calor ou frio é entregue ao edifício através de um circuito fechado de água, permitindo por exemplo que sejam aplicados ventiloconvectores por forma a utilizar a energia térmica para efeitos de climatização. Aqui assume-se que a energia fornecida sob forma de aquecimento (b) ou arrefecimento (a) não são coincidentes no tempo.

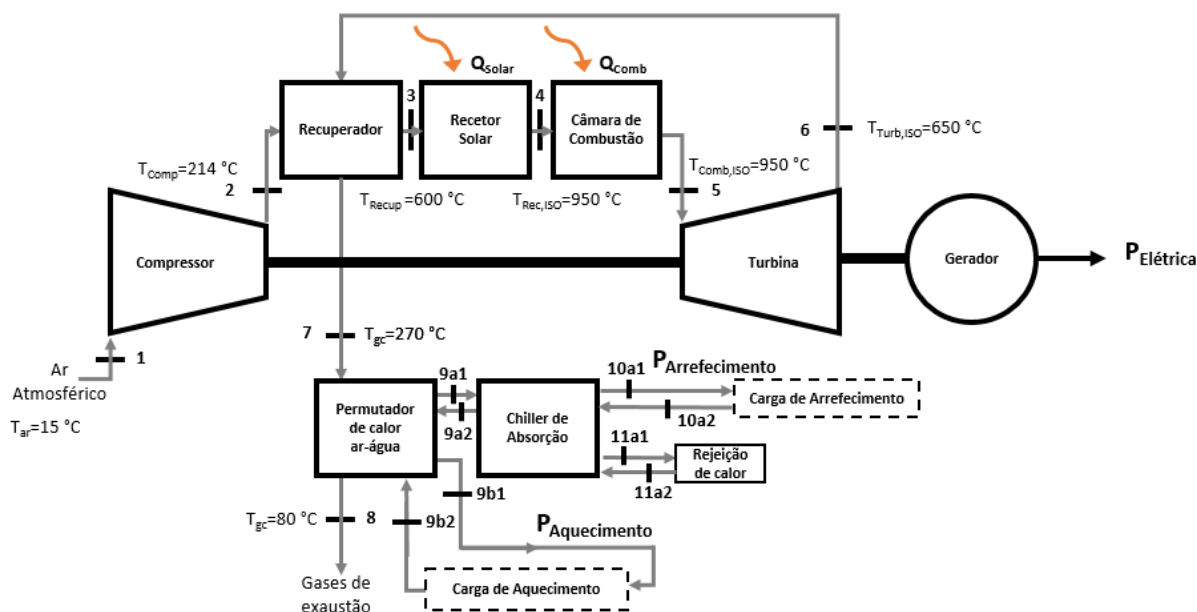


Figura 4.2 - Representação esquemática simplificada da central solar termoelétrica com aproveitamento do calor residual em modo CHCP. Nota: as temperaturas indicadas correspondem às de saída do componente correspondente neste caso num cenário solar, no qual os circuitos de frio e calor não operam simultaneamente.

De salientar que durante o presente capítulo e à medida que forem abordados os diferentes componentes ou subsistemas, serão apresentados os parâmetros e relações mais relevantes necessários para a simulação em ambiente *TRNSYS*. Todos os parâmetros são indicados detalhadamente no Anexo II.A. Na secção seguinte será abordado o edifício utilizado para simular as cargas elétricas e térmicas.

#### 4.1. Campus do LNEG em Alfragide (Carga)

O edifício que irá ser considerado como caso de estudo, situa-se no Campus do LNEG em Alfragide, já no concelho da Amadora mas no seu limite com o concelho de Lisboa, a Este da capital. Situa-se na zona climática de inverno tipo II e de Verão tipo V1 em que dentro da classificação definida no âmbito do Sistema de Certificação Energética dos Edifícios é das zonas que se apresenta com condicionamentos climáticos menos severos em Portugal continental. É composto por dois edifícios, o refeitório e o edifício principal, que é um edifício de serviços tendo como área útil 14574 m<sup>2</sup>, enquadrando-se desta forma, segundo o RECS, como um Grande Edifício de Serviços (área útil superior a 1000 m<sup>2</sup>) [114].

No entanto este edifício conta já com soluções energéticas para colmatar as necessidades térmicas (aquecimento e arrefecimento) e usufrui da rede elétrica para assegurar os funcionamentos dos equipamentos elétricos (em que os *chillers* aqui se enquadram). Segundo [115] existe uma caldeira a gás propano para efeitos de aquecimento (419 kW<sub>t</sub>) e 2 *chillers* elétricos para produção de frio (cada um

com 472 kW), para além da existência de 7 unidades de tratamento de ar (UTAs) das quais 2 são exclusivamente de ar novo (UTANs), sistema de distribuição, ventiloconvectores nos gabinetes e algumas unidades de ar condicionado (AC). Existe também um depósito para armazenamento de gás propano com capacidade para 7480 dm<sup>3</sup>. Seja como for o edifício não possui ainda capacidade instalada de produção elétrica, representando esta a maior parte dos custos energéticos do campus. Assim a ideia de implementar uma central solar termoelétrica com capacidade de aproveitamento residual para fins de produção de calor e frio úteis, revela-se promissora com uma potencial vantagem energética, económica e ambiental para o campus, ao se aproximar de um edifício NZEB (*Net Zero Energy Building*).

Segundo os documentos de desempenho energético do campus de Alfragide relativos ao período entre 2012 e o 1º Semestre de 2015, inclusive (nos quais o documento de 2015 faz referência a desempenhos de 2010 e 2011), a distribuição do consumo elétrico médio para este período (de 2010 até ao 1º semestre de 2015) rondou (em kWh) no que à classe tarifária diz respeito os 53,8 %, 19 %, 17,7 % e 9,6 % para as horas de cheia (HC), horas de ponta (HP), horas de vazio (HV) e horas de super vazio (HSV), respetivamente [116]. O custo por kWh e o horário correspondente à classe tarifária encontra-se na Tabela 4.1 [117] no qual se assumiu um custo de potência em horas de ponta (PhP) de 9,34 c€/kWh (valores médios mensais para o ano de 2013). Aqui é de salientar que os consumos elétricos mais elevados do campus, em dias úteis, situam-se tipicamente entre as 08h30 e as 19h30 como se pode ver na Figura 4.3. Isto é, o consumo elétrico é notavelmente superior nas horas em que existe recurso solar, acarretando custos por unidade de energia também superiores atendendo à classe tarifária inerente para este período. Desta forma, a utilização da central solar nestes períodos minimiza a possibilidade de ocorrer venda à rede elétrica, o que maximiza à partida uma maior rendibilidade da solução energética proposta, já que a remuneração relativamente à venda de energia elétrica provém dos preços de fecho de mercado diário do operador do mercado ibérico de energia (OMIE) [118], o qual se situa, em média no período entre agosto de 2011 e julho de 2016, nos 0,045 €/kWh o qual é ainda multiplicado pelo fator 0,9 [119] pelo que será uma estratégia a implementar nos cenários simulados.

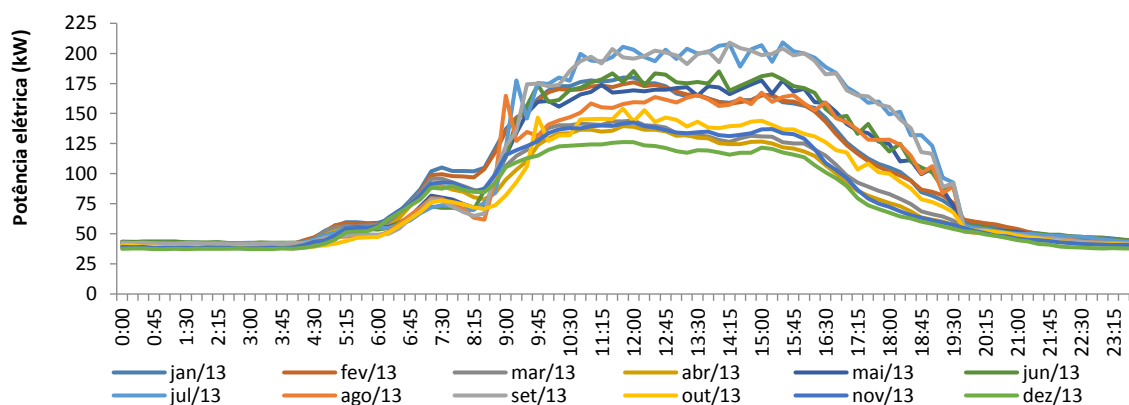


Figura 4.3 - Diagrama de carga médio mensal de eletricidade no campus em dias úteis para o ano de 2013.

Relativamente aos dados que serão utilizados para a simulação, optou-se por utilizar os dados de 2013 para o consumo elétrico correspondendo a um valor anual de 577 MWh<sub>e</sub> (valor como resultado da soma dos consumos elétricos provenientes da folha de cálculo referente à gestão e contabilização de consumos no edifício a analisar, facultada pelo LNEG, daí ser diferente dos 571 MWh<sub>e</sub> mencionado anteriormente e baseado nos relatórios dessa mesma folha de cálculo). Isto porque em 2014 os *chillers* encontravam-se desativados durante grande parte da estação de arrefecimento, e em 2015 os dados disponíveis contemplam apenas o 1º semestre não existindo dados posteriores. Nos anos anteriores os consumos são significativamente superiores, e notando-se no entanto o facto dos consumos de 2013 e 2015 serem idênticos, sendo considerados assim como mais aproximados da situação atual do campus.

Tabela 4.1 - Horários correspondentes à classe tarifária assumida para contemplar os custos de poupança referentes à rede elétrica, com os custos associados para o ano de 2013 [120], em que HP, HC, HV e HSV correspondem à classe tarifária em horas de ponta, horas de cheia, horas de vazio e horas de super vazio, respetivamente.

Dias	Classe tarifária	Valor €/kWh	Hora Legal de Inverno	Hora Legal de Verão
			Período	Período
De 2 <sup>a</sup> a 6 <sup>a</sup> feira	HP	0,1346	09h30-12h / 18h30-21h	09h15-12h15
	HC	0,1030	07h-09h30 / 12h-18h30 / 21h-24h	07h-09h15 / 12h15-24h
	HV	0,0674	00h-02h / 06h-07h	00h-02h / 06h-07h
	HSV	0,0620	02h-06h	02h-06h
Sábados	HC	0,1030	09h30-13h / 18h30-22h	09h-14h / 20h-22h
	HV	0,0674	00h-02h / 06h-09h30 / 13h-18h30 / 22h-24h	00h-02h / 06h-09h / 14h-20h / 22h-24h
	HSV	0,0620	02h-06h	02h-06h
Domingos e feriados	HV	0,0674	00h-02h / 06h-24h	00h-02h / 06h-24h
	HSV	0,0620	02h-06h	02h-06h

Já no que se refere ao consumo de gás propano, o ano de 2013 é descartado dado ter ocorrido fugas de gás (aumento do consumo entre março e maio) e inatividade da caldeira em novembro. Assim serão considerados os dados referentes ao ano de 2014, relativos ao ajuste de referência às condições de reporte, pois também neste ano existiu inatividade da caldeira em novembro e dezembro. Os consumos de energia primária são de 201 MWh<sub>t</sub> para 2013 e 202 MWh<sub>t</sub> para 2014, sendo que os consumos ajustados às condições de reporte são de 263,5 MWh<sub>t</sub> e 245,2 MWh<sub>t</sub>, respetivamente. Mais ainda estima-se que cerca de 70 % do consumo de gás propano é referente à climatização e os restantes 30 % são para águas quentes sanitárias (AQS) e utilização do refeitório. Assim estima-se que a carga térmica de aquecimento adicionada a uma fração de AQS é de cerca de 178 MWh<sub>t</sub>/ano (isto é, próximo de 201,6 MWh<sub>t</sub> de energia primária assumindo uma eficiência da caldeira de 88,3 %) [120].

Utilizou-se os valores dos consumos mensais e distribuiu-se pelos dias úteis dos respetivos meses (salvo em maio, que se utilizou até meio do mês já que também existe necessidades de arrefecimento neste período e assume-se que não existe necessidade de arrefecimento e aquecimento simultaneamente, apesar de poder haver necessidades de AQS e arrefecimento em termos reais). Estas necessidades são distribuídas nos dias mencionados e durante 10 horas, sendo a potência assumida como constante para os dias de um dado mês, verificando-se máximos de 316 kW<sub>t</sub> em dezembro e um potência média para os meses com necessidades de aquecimento de cerca de 126 kW<sub>t</sub>.

Relativamente ao arrefecimento, e dado que não existem dados que indiquem a carga efetiva de arrefecimento necessária nem para este ano nem para outro, utilizou-se a abordagem apresentada em [1], que assume as potências máximas e mínimas consumidas à rede pelo *chiller* existente durante um ensaio realizado em julho de 2013 [120], aproximadamente entre 37 e 53 kW<sub>e</sub>, a que correspondem, atendendo ao COP médio de 4, potências de arrefecimento 148 kW<sub>t</sub> e 212 kW<sub>t</sub> respetivamente. No documento mencionado relacionou-se a necessidade de arrefecimento com base em graus-hora, com a referência em 20°C (ano de 2013), o que assume uma utilização mínima do *chiller* de 37kW<sub>e</sub> com uma temperatura ambiente de 26°C e um máximo de 53 kW<sub>e</sub> com a temperatura ambiente de 41°C, assumindo aqui uma relação linear entre a temperatura ambiente e a necessidade de arrefecimento. Em termos gerais as necessidades anuais de arrefecimento estimam-se em cerca de 131,25 MWh<sub>t</sub> comparativamente às necessidades de aquecimento de 178 MWh<sub>t</sub>. Esta não é a melhor abordagem até porque são utilizados dados meteorológicos distintos comparativamente à abordagem mencionada aplicada aqui neste trabalho (incluindo a radiação direta) de um ano típico meteorológico (que variam consoante o ficheiro), mas permite avançar nos processos de simulação em TRNSYS na falta de dados fidedignos, sendo ainda

de mencionar que a razão média de graus dia anuais entre aquecimento e arrefecimento no período de 2010 a 2013 situa-se em cerca de 1,29, o que é comparável com a razão de 1,36 entre as cargas propostas, havendo portanto mais necessidades de aquecimento do que arrefecimento em termos médios durante um dado ano. A Figura 4.4 e Figura 4.5 evidenciam as cargas térmicas para as duas estações em termos de potência instantânea e energia média mensal, respetivamente.

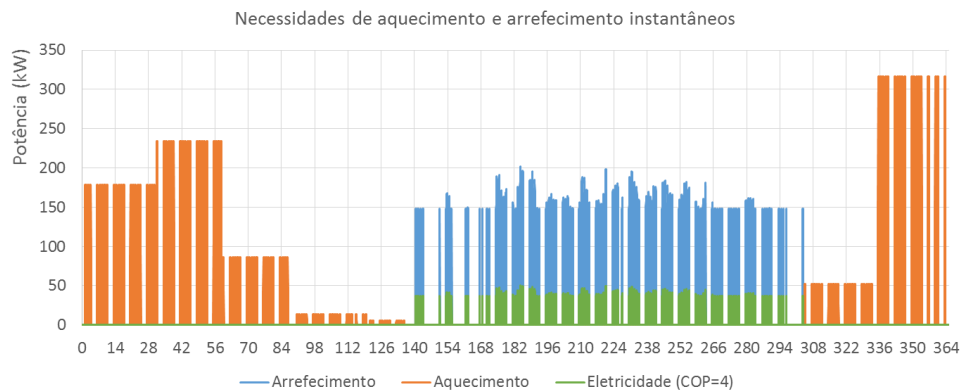


Figura 4.4 - Necessidades de aquecimento e arrefecimento assumidas para efeitos de simulação em termos de potência instantânea ao longo do ano (a cor verde é a potência elétrica consumida no arrefecimento assumindo um COP de 4).

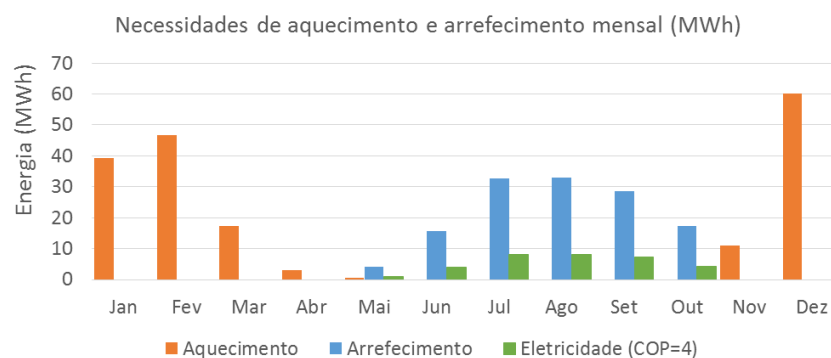


Figura 4.5 - Necessidades de aquecimento e arrefecimento assumidas para efeitos de simulação em termos de energia média consumida mensalmente (a cor verde é a potência elétrica consumida para arrefecimento assumindo um COP de 4).

Estas cargas serão assumidas como fixas para efeitos de simplificação, já que outras variáveis serão adaptadas aos efeitos da radiação e temperatura ambiente (como a produção elétrica e calor residual resultando do ciclo de Brayton).

O valor anual de consumo para o ano de 2013 relativamente aos dois tipos de energia consumida são de 571 MWh<sub>e</sub> de eletricidade e cerca de 201 MWh de gás propano (18913 kg), com custos associados de 99446 € (incluindo encargos com a potência contratada, potência tomada em horas de ponta, energia reativa e encargos financeiros como o IVA) e 29890 €, respetivamente. Desta forma o custo por unidade de energia (adquirida) é aproximadamente 0,174 €/kWh para a eletricidade e 0,124 €/kWh (sem recuperação de IVA) para o gás propano [116]. De notar que, caso se considere apenas o custo da energia elétrica utilizada para as diferentes horas das classes tarifárias (sem potência contratada, etc.), o custo médio anual é próximo de 0,100 €/kWh.

## 4.2. O campo de heliostatos

Nesta primeira etapa do processo, o campo de heliostatos redireciona e concentra a energia solar para um foco localizado no recetor existente no topo da torre, gerando uma densidade de fluxo radiativo bastante elevada. Desta forma pretende-se neste subcapítulo atentar em 2 modos para o cálculo das eficiências relativas ao campo de heliostatos. O primeiro através dos *software Tonatiuh* que efetua um

traçamento de raios de acordo com um método de “*Monte-Carlo*” por forma a obter a eficiência do campo de heliostatos, de modo a ser utilizado no *software TRNSYS (type 394)*. O segundo recorrendo ao *MATLAB* (com recurso às equações 4.3 a 4.9) com o intuito de realizar testes mais específicos relativas às diferentes eficiências em jogo, neste último caso efetuado apenas parcialmente dado a sua complexidade e morosidade do processo.

### 4.2.1. Parâmetros e tipologias de heliostatos

O campo solar de referência utilizado aqui é idêntico ao sistema *Aora Tulip* instalado em Almeria, cujos heliostatos possuem a disposição exposta na Figura 4.6. Os heliostatos presentes no campo solar

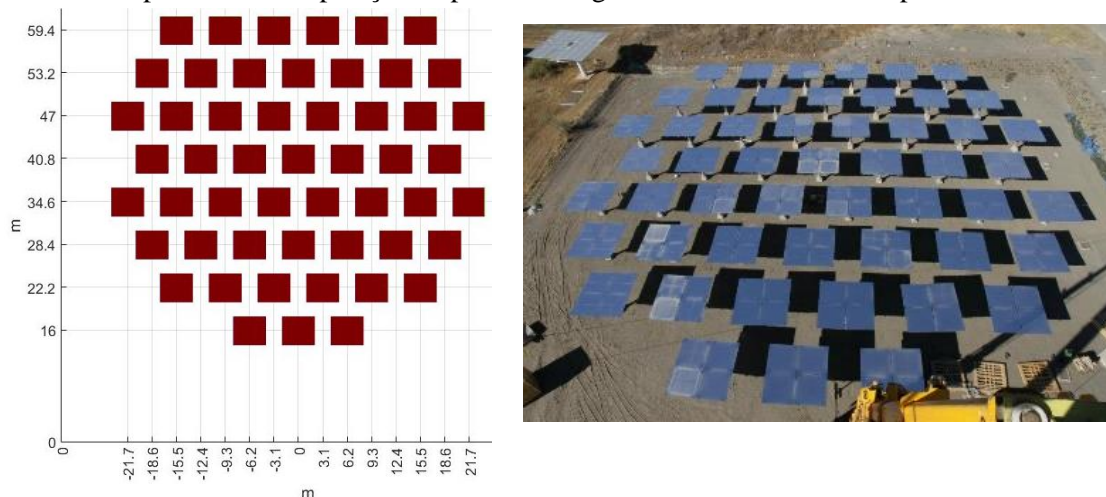


Figura 4.6 - Disposição do campo solar em *MATLAB*, idêntico ao utilizado no *software Tonatiuh* (à esquerda) semelhante ao campo existente na central em Almeria (à direita) [113].

apresentam uma forma quadrada de 4 metros de lado, sendo constituídos por 16 elementos refletores com 1 metro de lado em cada heliostato. Dado que se pretende concentrar energia radiativa num foco de cerca de  $1,75 \text{ m}^2$  a partir de uma reflexão proveniente de uma área de  $16 \text{ m}^2$ , cada heliostato apresenta uma curvatura aparente, no qual cada elemento refletor não é paralelo aos outros, desconhecendo-se se estes apresentam eles próprios uma curvatura ou se esta é resultado de um alinhamento que tem por fim concentrar a radiação num foco mais pequeno. À partida são elementos refletores compostos por vidro espesso (3-4 mm) e revestimento contendo prata como camada refletora, sendo os mais comumente utilizados em heliostatos [56]. A distância focal varia sensivelmente entre os 31,4 m para o heliostato mais próximo da torre, e os 67,1 m para mais afastado. Para efeitos de simulação do campo de heliostatos utilizou-se para as diferentes ferramentas computacionais (*Tonatiuh* e *MATLAB*) parâmetros óticos, de dimensão e localização iguais. Os valores assumidos para os parâmetros óticos dos heliostatos estão expressos na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 - Valores assumidos para os parâmetros óticos dos heliostatos.

Parâmetro	Unidade de Medida	Valor	Referência
$A_{\text{Hel}}$	$\text{m}^2$	16	[113]
$N_{\text{Hel}}$	Adim	52	[113]
$A_{\text{SF}}$	$\text{m}^2$	832	Calculado [113]
$h_{\text{Hel}}$	m	2,5	Assumido [121]
$h_{\text{Rec}}$	m	29,5	Assumido [113] [121]

$\rho_{Hel}$	Adim	0,90	Baseado em [60] <sup>b</sup>
$\sigma_{Solar}$	mrاد	4,65 (32' ou 0,267°)	Baseado em [45]
$\sigma_{Slope}$	mrاد	2	Baseado em [91]
$\sigma_{Specularity}$	mrاد	3	Assumido (tipicamente <2,8) [91] [99]

### 4.2.2. Eficiência do campo de helióstatos

A eficiência do campo de helióstatos é um fator de extrema importância para uma central solar termoeétrica, dado que para além de representar uma parte significativa dos custos da mesma, este subsistema é responsável por direcionar a energia radiativa proveniente do Sol para uma zona específica concentrando-a. Aumentar a eficiência do campo de helióstatos passa por diminuir as perdas do fluxo radiativo antes deste alcançar o recetor e ser transformado em energia térmica, possibilitando uma operação mais eficiente e rentável da central. Pode-se de uma forma resumida dizer que a eficiência global do campo de helióstatos ( $\eta_{Opt,Hel}$ ) é composta por 6 parâmetros que a descreve: a refletividade ( $\rho_{Hel}$ ) – razão entre a energia refletida e a que foi inicialmente aplicada; a dispersividade ( $\eta_{Int}$ ) – fração da energia que atinge o plano alvo mas que falha a entrada no concentrador secundário; o efeito do cosseno ( $\eta_{Cos}$ ) – o cosseno do ângulo de incidência solar em cada helióstato, relacionando a área refletora total do helióstato pela sua área projetada vista pelo Sol, sendo um fator de ponderação da magnitude da radiação solar recebida por unidade de área da superfície do helióstato; a atenuação atmosférica ( $\eta_{Atm}$ ) – tem em conta a energia radiativa perdida para o ar entre o helióstato e o recetor; o sombreamento ( $\eta_{Shad}$ ) – contabiliza as perdas de energia da área refletora que é sombreada por outros helióstatos ou pela torre; e o bloqueio ( $\eta_{Block}$ ) – corresponde à fração da radiação refletida menos a que atinge a parte traseira de outros helióstatos [60]. Estes fatores influenciam a perda de energia em sistemas de concentração solar pontual sendo o rendimento global do campo de helióstatos dado pela equação (4.1), adaptada de [122] no qual aqui é adicionada o componente  $\rho_{Hel}$ .

$$\eta_{Opt,Hel} = \rho_{Hel} \times \eta_{Cos} \times \eta_{Atm} \times \eta_{Shad} \times \eta_{Block} \times \eta_{Int} \quad (4.1)$$

De notar ainda que à medida que se aproximam os helióstatos para junto da torre solar, tipicamente as eficiências óticas relacionadas com o efeito do cosseno, a atenuação atmosférica e a dispersão aumentam, enquanto as que estão relacionadas com o bloqueio e sombreamento diminuem [122].

### 4.2.3. Tonatiuh

De acordo com [92], o *software Tonatiuh* [123] está capacitado para simular instalações solares permitindo, através do ato de traçar raios virtuais (“*ray-tracing*”) pelo método de *Monte-Carlo*, obter performances óticas relativas aos sistemas de concentração solar. Este possui a capacidade de determinar as diferentes contribuições para a eficiência do campo solar, no entanto para isto recorre-se tipicamente ao *software Mathematica* de modo a proceder ao tratamento de dados (esta análise detalhada não foi realizada neste documento). Seja como for o *Tonatiuh* possibilita definir o campo solar, a torre e o recetor de uma forma acessível (sendo por exemplo útil na análise de sistemas com múltiplas torres e de grandes dimensões e/ou com muitos componentes) e com a vantagem de possibilitar o tratamento de dados em ambiente *Tonatiuh* no que diz respeito à potência total atingida na abertura do concentrador secundário/recetor, bem como à distribuição do fluxo neste último, sendo que esta é apresentada de forma visual na Figura 5.3 na primeira secção referente aos resultados.

<sup>b</sup> A literatura refere um valor médio do produto entre reflectividade, disponibilidade e grau de limpeza de 0,87, no qual neste documento se assumiu 0,9 dado que a disponibilidade será calculada em ambiente TRNSYS.

Depois de definidos os heliostatos, torre solar e recetor com as suas localizações e características, bem como as do Sol (ver Tabela 4.3), é necessário introduzir as posições solares pretendidas a fim de determinar qual a percentagem de potência radiativa incidente na área de abertura do campo solar que efetivamente chegou ao recetor. Isto foi feito 133 vezes para obter uma tabela de 7 posições de altura solar e 13 de ângulo azimutal, ou seja, a matriz de eficiência do campo de heliostatos. Esta informação será posteriormente introduzida num componente do modelo *TRNSYS* que será abordado no capítulo 4.5. Relativamente à distância focal a introduzir no *software*, e uma vez que esse dado não se encontra disponível na literatura, foram feitas várias tentativas de encontrar qual a relação que maximiza a energia que atinge o recetor para várias posições da trajetória solar, sendo que se utilizou a relação que mostrava melhores valores com base em tentativa e erro, isto é, 1,75 vezes a distância entre cada heliostato ao recetor ( $1,75 \times d_{H-R}$ ). De facto, e segundo [124], a distância focal em elementos refletores que não sejam planos, mais concretamente os parabólicos, é diferente da distância focal efetiva (distância entre o heliostato e o alvo), já que para diferentes ângulos de incidência, a zona de foco efetiva varia como resultado da projeção radiativa ocorrer de forma diferenciada devido à geometria da superfície refletora, causando por exemplo variações não desejadas na razão de concentração e/ou na distribuição do fluxo radiativo no recetor. É de salientar ainda que a dimensão do recetor utilizado é de sensivelmente  $1,75 \text{ m}^2$ , considerando-se a área do refletor secundário, o qual concentrará posteriormente a energia numa área de  $0,7 \text{ m}^2$  correspondente à abertura do recetor.

Através da Figura 4.7 é possível ter uma ideia visual das simulações realizadas. Também se verificou o efeito do sombreamento da torre na alteração dos valores da matriz de eficiência do campo solar. Os parâmetros utilizados para a modelação do campo solar encontram-se expostos na Tabela 4.3.

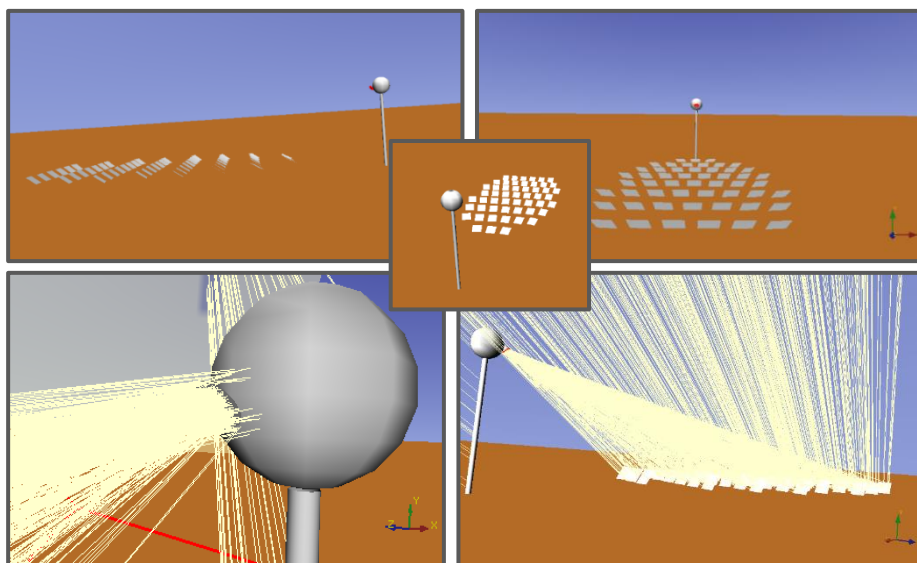


Figura 4.7 - Alguns exemplos visuais de um dos modelos do campo de heliostatos simulado (neste caso o que se encontra mais afastado da torre solar).

A matriz da eficiência global do campo de heliostatos é calculada pelo *software Tonatiuh* que contempla o sombreamento da torre. Recorrendo ao guia de referência do *software TRNSYS* [125] é possível introduzir esta matriz como ficheiro externo no *type 394* (que modela o campo solar) na formatação correta de leitura que o *TRNSYS* utiliza (ficheiro *.txt*). Realizaram-se mais dois testes: um sem a torre solar para verificar qual a influência desta no campo solar; e outro com os erros óticos dos heliostatos nulos por forma a permitir estimar a dispersão radiativa no campo solar utilizado nas simulações (ver figuras do anexo I.A que contém as diferentes matrizes da eficiência dos heliostatos testadas).

Tabela 4.3 - Parâmetros utilizados para simulação do campo de heliostatos em ambiente *Tonatiuh*.

Parâmetro Heliostatos	Unidade de Medida	Valor
$N^{\circ}$ raios ( <i>Trace Options</i> )	Adim	$10^6$
$N^{\circ}$ raios ( <i>Distrib. Fluxo</i> )	Adim	$10^7$
distância focal	Adim	$1,75 \times d_{H-R}$
$\sigma_{Slope}$	mrاد	2
$\sigma_{Specularity}$	mrاد	3
$\sigma_{Solar}$ ( <b>PillBox</b> )	mrاد	4,65
$\rho_{Hel}$	Adim	$0,90^c$

#### 4.2.4. MATLAB

Para o cálculo da eficiência (parcial) do campo de heliostatos através do *software MATLAB* utilizou-se uma abordagem que está bem descrita em [126], no entanto dado a sua complexidade e morosidade do processo não se calculou as eficiências correspondentes à dispersão, bloqueio e sombreamento, sendo calculadas apenas as eficiências correspondente à atenuação atmosférica e do efeito do cosseno. Utilizando as relações já obtidas anteriormente (equações 2.1-2.8), e considerando que os índices  $i$  e  $j$  se referem a cada heliostato e ao valor equivalente à discretização assumida para dividir o tempo num ano, respetivamente, é possível determinar certos parâmetros importantes para o cálculo das eficiências. A partir da Figura 4.8, no qual  $\gamma_S$  é convencionalmente estipulado como zero na direção sul e positivo

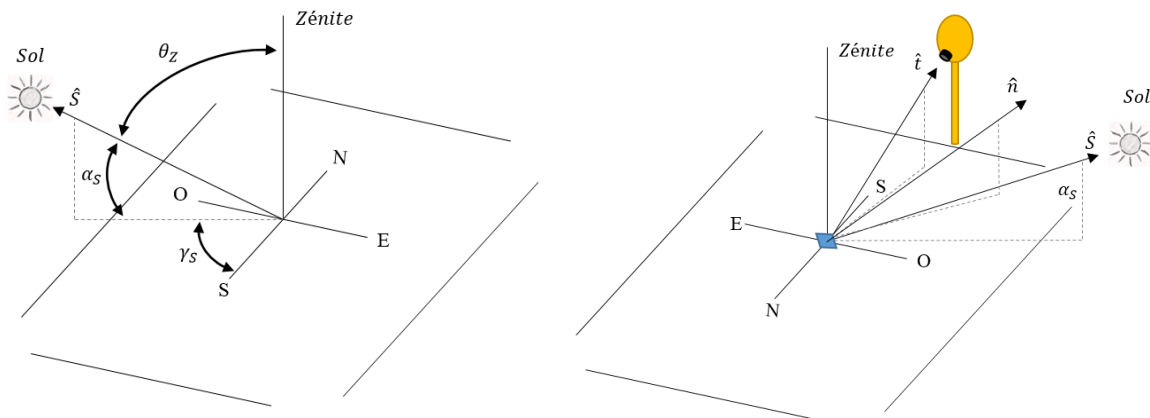


Figura 4.8 - Representação esquemática para o vetor solar bem como os ângulos correspondentes (à esquerda), e os vetores solar ( $\hat{S}$ ), alvo ( $\hat{t}$ ) e normal ( $\hat{n}$ ), para um heliostato (a azul) e o recetor (a negro na torre solar a amarelo).

no sentido dos ponteiros do relógio, é possível obter para já o vetor unitário solar ( $\hat{S}$ ) recorrendo à equação (4.2). A direção no sentido do zénite é positivo, tal como nos sentidos Este-Oeste e Sul-Norte de modo a estarem de acordo com a convenção utilizada no vetor unitário solar.

$$\hat{S}_j = \begin{bmatrix} S_{Ej} \\ S_{Nj} \\ S_{Zj} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\cos(\alpha_{Sj}) \sin(\gamma_{Sj}) \\ -\cos(\alpha_{Sj}) \cos(\gamma_{Sj}) \\ \sin(\alpha_{Sj}) \end{bmatrix} \quad (4.2)$$

Sabendo as posições dos heliostatos é possível calcular o vetor unitário alvo ( $\hat{t}$ ) em que  $d_{Rec_i}$  corresponde à distância entre o heliostato e o recetor através das equações (4.3) e (4.4).

<sup>c</sup> Valor médio assumido do produto entre refletividade, grau de limpeza e degradação da performance já que a disponibilidade será calculada em ambiente *TRNSYS* (ver nota da Tabela 4.2).

$$T_i = \begin{bmatrix} T_{x,i} \\ T_{y,i} \\ T_{z,i} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_{Rec} - x_{Hel,i} \\ y_{Rec} - y_{Hel,i} \\ z_{Rec} - z_{Hel,i} \end{bmatrix} e d_{Rec_i} = \|T_i\| = \sqrt{[(T_{x,i})^2 + (T_{y,i})^2 + (T_{z,i})^2]} \quad (4.3)$$

$$\hat{t}_i = \begin{bmatrix} t_{x,i} \\ t_{y,i} \\ t_{z,i} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{x,i}/\|T_i\| \\ T_{y,i}/\|T_i\| \\ T_{z,i}/\|T_i\| \end{bmatrix} \quad (4.4)$$

Assim já é possível determinar qual é o vetor unitário normal dos helióstatos ( $\hat{n}$ ), necessário ao seguimento do Sol, mantendo o foco no recetor utilizando as equações (4.5) e (4.6).

$$N_{ij} = \hat{S}_j + \hat{t}_i = \begin{bmatrix} N_{x_{ij}} \\ N_{y_{ij}} \\ N_{z_{ij}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{E_j} + t_{x,i} \\ S_{N_j} + t_{y,i} \\ S_{Z_j} + t_{z,i} \end{bmatrix} e \|N_{ij}\| = \sqrt{[(N_{x_{ij}})^2 + (N_{y_{ij}})^2 + (N_{z_{ij}})^2]} \quad (4.5)$$

$$\hat{n}_{ij} = \begin{bmatrix} n_{x_{ij}} \\ n_{y_{ij}} \\ n_{z_{ij}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} N_{x_{ij}}/\|N_{ij}\| \\ N_{y_{ij}}/\|N_{ij}\| \\ N_{z_{ij}}/\|N_{ij}\| \end{bmatrix} \quad (4.6)$$

Com estas relações podem-se calcular as eficiências correspondentes ao efeito do cosseno ( $\eta_{Cos}$ ) [126] [127] e ao efeito da atenuação atmosférica ( $\eta_{Atm}$ ) [60] [126], que neste último caso é apenas uma das várias formas possíveis de a calcular, com recurso às equações (4.7) e (4.8):

$$\eta_{Cos_{ij}} = \hat{S}_j \cdot \hat{n}_{ij} \quad (4.7)$$

$$\eta_{Atm_i} = 0,99321 - 0,0001176 d_{Rec_i} + 1,97 \times 10^{-8} d_{Rec_i}^2 \text{ para } d_{Rec_i} < 1000m \quad (4.8)$$

As restantes eficiências não foram calculadas pelas razões já referidas anteriormente, seja como for, o cálculo da eficiência ótica do campo de helióstatos (não pesada), para i-ésimo helióstato e o j-ésimo minuto ao longo do ano é dado pela equação (4.9)

$$\eta_{Opt_{i,j}} = \rho_{Hel_{i,j}} \times \eta_{Cos_{i,j}} \times \eta_{Atm_{i,j}} \times \eta_{Shad_{i,j}} \times \eta_{Block_{i,j}} \times \eta_{Int_{i,j}} \quad (4.9)$$

Ao considerar apenas o tempo em que estes estão ativos (neste caso 262800 minutos), correspondente ao período em que está efetivamente de dia para os correspondentes posicionamentos de cada posição da trajetória solar, pode-se calcular a eficiência anual não pesada com o DNI pela equação (4.10).

$$\eta_{Opt_{Anual,N\grave{a}o\ Pesada}} = \frac{\sum_{j=1}^{J=262800} \eta_{Opt_j}}{262800} \quad (4.10)$$

É possível ainda, contabilizar a eficiência útil considerando os valores de radiação a cada período com a equação (4.11), que se traduz na eficiência ótica pesada do campo de helióstatos, ao longo do ano [95] (sendo que estes valores anuais são obtidos através do software *TRNSYS* com uma discretização de 5 em 5 minutos para um ano, e os consequentes resultados estão no subcapítulo 5.1). Com esta relação, é possível determinar a eficiência ponderada com o peso do DNI, já que tipicamente verifica-se mais DNI quando a eficiência do campo solar é também mais elevada, isto é, em dados momentos do dia que correspondem a uma altura solar mais elevada que coincidem também quando o ângulo azimutal solar se encontra em torno de zero (trajetória solar a sul da torre, neste caso para o hemisfério norte).

$$\eta_{Opt_{Anual,Pesada}} = \frac{\sum_{j=1}^{J=105120} \eta_{Opt_j} \times DNI_j}{\sum_{j=1}^{J=105120} DNI_j} \quad (4.11)$$

### 4.3. A Torre Solar

A torre solar recebe a energia solar localizado na sua zona mais elevada. Esta energia encontra-se concentrada, devido à ação do campo de heliostatos que direciona a energia radiativa, refletindo energia do Sol para um recetor. Neste caso utiliza-se um recetor volumétrico pressurizado acoplado a uma turbina a gás. Após conversão da energia radiativa em energia térmica, esta é transferida para o ar comprimido que é direcionado para uma microturbina a gás. Se a energia solar não for suficiente para manter condições de operação próximas das nominais, existe uma câmara de combustão para esse efeito, aliás como se verá mais adiante, com possibilidade de usar uma multiplicidade de combustíveis líquidos ou gasosos. Após passagem pela turbina praticamente toda a restante energia é escoada como gases de combustão (ou apenas ar quente caso seja suficiente a energia proveniente exclusivamente pelo Sol). De seguida detalhar-se-ão os principais componentes da torre solar.

#### 4.3.1. Recetor

Depois da energia solar ser refletida pelos heliostatos no campo solar, esta incide num recetor com concentrador secundário do tipo concentrador parabólico composto (CPC). É aqui que a energia radiativa é convertida em energia térmica permitindo ao HTF absorver grande parte desta energia. Irão ser assumidos alguns parâmetros de performance do recetor com base na bibliografia [108] [121] [128]. As dimensões estimadas do recetor estão expressas na Tabela 4.4, bem como alguns parâmetros de interesse do mesmo, no qual a Tabela A.7 do Anexo II.A tem os valores utilizados na simulação em TRNSYS. A Figura 4.9 ilustra o recetor mencionado bem como a sua representação esquemática. A tipologia de recetor que se vai assumir para efeitos de simulação é um recetor volumétrico pressurizado de circuito fechado do tipo *DIAPR* (*Directly Irradiated Annular Pressurized Receiver*) com um absorsor tipicamente de cerâmica [108] [129]. De um modo geral, recorre-se a uma estrutura de um material

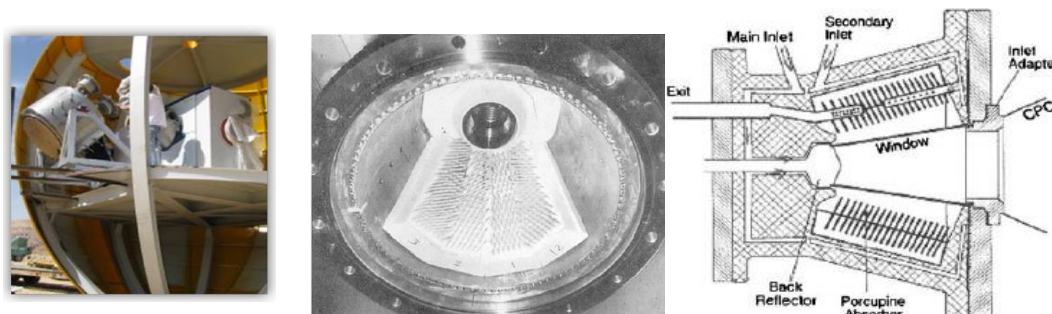


Figura 4.9 – O recetor DIAPR que se encontra na torre solar *Aora* (à esquerda) [121], a sua configuração com algumas placas de “porco-de-espinho” no seu interior sem o vidro (ao centro) [128] e a sua representação esquemática (à direita) [109].

cerâmico absorvente e relativamente poroso com uma estrutura idêntica ao de um porco-de-espinho (“*Porcupine absorber*”), promovendo transporte de energia (convecção e radiação) entre os elementos (em que o ar é um deles, tal como o vidro de quartzo, e os restantes limites espaciais das estruturas metálicas envolventes). E lá está, com a vantagem de ser muito resistente ao desenvolvimento de tensões térmicas, em que não se chegou a registar nenhuns sinais de detioração do absorsor com gradientes de várias centenas de graus por centímetro ( $^{\circ}\text{C}/\text{cm}$ ) atingidas nalgumas demonstrações experimentais da tecnologia [109]. Isto deve-se principalmente ao facto de cada elemento (tubo cerâmico) ser mecanicamente independente dos outros e poder contrair e expandir livremente, quando é sujeito a temperaturas extremas ou amplitudes térmicas em termos espaciais e temporais, sem causar grandes desenvolvimentos de tensões na estrutura. Este foi também concebido para que o modo de transferência de calor por convecção seja maximizado, quando comparado com outros sistemas, pelo efeito de fluxo cruzado entre tubos cerâmicos da matriz absorvente (ou picos do porco-de-espinho) e o HTF (ar), promovendo desta forma uma convecção tridimensional (3D) à volta dos tubos cerâmicos, bem como

uma mistura turbulenta o qual contribui para o aumento do coeficiente de convecção. A componente de radiação é também maximizada pelo facto do fator de forma entre os diferentes elementos e as partes dos elementos ser bastante elevada, distribuindo portanto de uma forma eficiente e mais homogénea, a energia radiativa e convectiva em termos gerais [109].

Pretende-se assim aproximar o modelo às condições referidas na bibliografia, aproximando ao máximo os valores mais importantes (com informação disponível) que são a eficiência do recetor (70-80% [108]), a temperatura (950-1000 °C [121]) e potência térmica (330 kW [121]) de saída. A eficiência do recetor situa-se entre os 90 % e 70 % para uma gama de temperaturas entre 850 °C a 1200 °C, excluindo perdas relativas ao CPC, e para um fluxo de cerca de 5 MW/m<sup>2</sup> [107].

Tabela 4.4 - Parâmetros do recetor no qual o valor de  $\tau_{\text{quartzo}}$  apresentado é válido entre 0 e 65 graus de incidência.

Parâmetro	Unidade de Medida	Valor	Referência
$A_{\text{conc,sec}}$	m <sup>2</sup>	1,75	Assumido [121]
$A_{\text{rec}}$	m <sup>2</sup>	0,70	[121] [133]
$\alpha_{\text{abs}}$	adim	0,91	Assumido
$\epsilon_{\text{abs}}$	adim	0,6	Assum. [130] <sup>d</sup>
$T_{\text{limit,exp}}$	°C	1200 – 1700	[108] [109]
$F_{\text{limit,exp}}$	kW/m <sup>2</sup>	3600 – 5300	[108]
$\eta_{\text{rec,esperada,total}}$	adim	0,70 – 0,80	[108]
$\eta_{\text{ref,CPC}}$	adim	0,90	[108]
$\tau_{\text{quartzo}}$	adim	0,92	[109]
$\eta_{\text{opt}}$	adim	0,80	Assumido
$T_{\text{saída,Rec}}$	°C	950 – 1000	[121]
$P_{\text{saída,Rec}}$	kW	330	[121]

No que diz respeito ao *software TRNSYS*, o modelo do recetor existente e portanto utilizado (*type 422*) é no fundo uma aproximação simples do comportamento de um corpo cinzento, como se pode ver nas equações (4.12) a (4.16). O rendimento térmico do recetor ( $\eta_{\text{Rec}}$ ), tal como utilizado pelo programa *TRNSYS* através da equação (4.12), é dado pelo rácio entre a diferença da potência térmica absorvida ( $P_{\text{abs}}$ ) e as perdas térmicas do recetor ( $Q_{\text{Loss,pipe}}$  e  $Q_{\text{Cool}}$ ) sobre a potência térmica incidente ( $P_{\text{inc}}$ ).

$$\eta_{\text{Rec}} = \frac{Q_{\text{net}}}{P_{\text{inc}}} = \frac{P_{\text{abs}} - Q_{\text{Loss,pipe}} - Q_{\text{Cool}}}{P_{\text{inc}}} \quad (4.12)$$

A potência térmica absorvida é dada pela diferença entre o produto da potência incidente com o rendimento ótico do recetor ( $\eta_{\text{opt}}$ , detalhado mais à frente nesta secção) e as perdas radiativas ( $Q_{\text{Rad,Loss}}$ ) expressa na equação (4.13). As perdas radiativas aqui são contabilizadas pelo produto entre a emissividade do absorvedor ( $\epsilon_{\text{Abs}}$ ), a constante de Stephan-Boltzmann ( $\sigma$ ), a área do absorvedor ( $A_{\text{Abs}}$ ), a fração do absorvedor ( $f_{\text{Abs}}$ ) e a temperatura média do absorvedor ( $\bar{T}_{\text{Abs}}$ ) elevada à quarta potência. Este cálculo bem como os restantes utilizam a temperatura em unidades Kelvin, daí a soma do valor 273,15 nalguns parâmetros.

$$P_{\text{abs}} = \eta_{\text{opt}} \cdot P_{\text{inc}} - Q_{\text{Rad,Loss}} = \eta_{\text{opt}} \cdot P_{\text{inc}} - \epsilon_{\text{Abs}} \cdot \sigma \cdot A_{\text{Abs}} \cdot f_{\text{Abs}} \cdot \bar{T}_{\text{Abs}}^4 \quad (4.13)$$

As perdas das tubagens ( $Q_{\text{Loss,pipe}}$ ) na equação (4.14), são compostas pelas perdas radiativas e convectivas. As perdas radiativas são dadas pelo produto entre a área da tubagem ( $A_{\text{Pipe}}$ ), a emissividade da tubagem ( $\epsilon_{\text{pipe}}$ ), a  $\sigma$  e a temperatura de saída do absorvedor ( $T_{\text{Abs,out}}$ ) somada de 273,15 à quarta

<sup>d</sup> Emissividade média para o vidro de quartzo entre 400 e 800 °C [131] (Ver penúltimo parágrafo desta secção).

potência. As perdas convectivas são dadas pelo produto entre a área da tubagem ( $A_{Pipe}$ ), o coeficiente de convecção da tubagem e a diferença entre  $T_{Abs,out}$  e a temperatura ambiente ( $T_{Amb}$ ). Neste trabalho assume-se que  $A_{Pipe}$  corresponde à área de abertura do recetor por forma a contabilizar as perdas convectivas deste para o exterior, no qual se considera uma  $\varepsilon_{pipe}$  nula para não contabilizar duplamente as perdas radiativas do recetor já considerada na equação (4.13).

$$Q_{Loss,pipe} = A_{Pipe} \cdot \left[ \varepsilon_{pipe} \cdot \sigma \cdot (T_{Abs,out} + 273,15)^4 + h_{pipe} \cdot (T_{Abs,out} - T_{Amb}) \right] \quad (4.14)$$

O fator de arrefecimento ( $Q_{Cool}$ ) é o produto entre o fator de arrefecimento ( $f_{Cool}$ ) e  $P_{abs}$ .

$$Q_{Cool} = f_{Cool} \cdot P_{abs} \quad (4.15)$$

A temperatura média do absorsor ( $\bar{T}_{Abs}$ ) é dada pela soma da temperatura de entrada ( $T_{Ar,in}$ , proveniente do recuperador) com a média da diferença de temperaturas entre absorsor ( $T_{abs,out}$ ) e a de entrada ( $T_{Ar,in}$ ) no recetor adicionado de 273,15 como está na equação (4.16).

$$\bar{T}_{Abs} = T_{Ar,in} + 0,5 \cdot (T_{Abs,out} - T_{Ar,in}) + 273,15 \quad (4.16)$$

A eficiência ótica a introduzir ( $\eta_{opt}$ ) nos parâmetros do *type 422*, foi calculada recorrendo à equação 4.17. Da energia radiativa proveniente do campo solar que entra na abertura do concentrador secundário (CPC), parte atinge diretamente o recetor, e outra parte é refletida primeiro no CPC antes de entrar no recetor. Como se verá na Figura 5.3 (na secção 5.1.1) que mostra a distribuição do fluxo radiativo na abertura do concentrador secundário (com um raio de 0,75 m), verifica-se a existência de uma concentração da radiação solar superior no centro. De facto, após alguns testes utilizando o *software Tonatiuh*, constatou-se que sensivelmente dois terços da radiação que entra na abertura do concentrador secundário é direcionada diretamente para a abertura do recetor (de raio 0,472). Logo o cálculo para a eficiência ótica que se utilizou, baseia-se nesta abordagem e consiste numa média ponderada dos valores de absorvidade do absorsor ( $\alpha_{abs}$ ), da transmissividade do vidro de quartzo ( $\tau_{quartz}$ ) e da refletividade do CPC ( $\eta_{ref,CPC}$ ) expressa na equação (4.17). Desta forma a  $\eta_{opt}$  a introduzir no *type 422* (recetor pressurizado) assume o valor de 0,8, considerando que a  $\alpha_{abs}$  toma o valor de 0,91, assumindo a utilização de um revestimento de alta absorvidade para temperaturas muito elevadas ou pelo facto de existir internamente reflexões múltiplas contribuindo para uma absorção útil elevada.

$$\eta_{opt} = \alpha_{abs} \cdot \tau_{quartz} \cdot \left( \eta_{ref,CPC} \cdot \frac{1}{3} + \frac{2}{3} \right) \quad (4.17)$$

No entanto este modelo apresenta algumas limitações quando aplicado ao sistema em estudo, uma vez que se encontra mais adequado a recetores do tipo tubular e não tanto a recetores volumétricos pressurizados. Destas limitações destacam-se: as perdas radiativas não dependem da temperatura exterior; ao elemento absorsor é-lhe atribuída uma emissividade, no entanto este não está exposto aos condicionamentos exteriores, permutando energia quase exclusivamente sob forma radiativa (exceto sob a forma convectiva para o HTF, i.e., o pretendido) e fora do espectro infravermelho, pois o vidro de quartzo utilizado que o separa do meio envolvente é opaco nestes comprimentos de onda ( $\lambda$ ), sendo totalmente opaco para  $\lambda$  superiores a 5  $\mu\text{m}$ , funcionando como uma espécie de escudo radiativo [130]; o coeficiente de convecção é um parâmetro fixo e não de entrada, o que faz com que não seja possível variar o seu valor em função, por exemplo, da velocidade do vento, que irá contribuir nas perdas convectivas através do vidro de quartzo; a área do absorsor é superior à área de abertura do recetor.

Relativamente ao recetor no geral, admite-se que as perdas mais representativas advêm da componente ótica (explicitada anteriormente), seguidas das perdas radiativas e convectivas, que se estimam advir maioritariamente de perdas relativas ao vidro, que estará numa gama de temperatura entre 400 e 800 °C

[130], sendo o componente que está diretamente exposto aos elementos exteriores. Segundo a tabela de emissividades consultada para o vidro de quartzo [131], assume-se o valor da emissividade em 0,6, e por outro lado, dado o valor do coeficiente de convecção ser um parâmetro fixo, assume-se  $15 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$  durante todo o período de funcionamento do recetor, baseado em [99] e [132]. Na Tabela 4.4 encontram-se os principais valores utilizados (detalhada na Tabela A.7 do anexo II.A).

É de salientar que, de acordo com a literatura [130], é preferível manter a temperatura do vidro abaixo dos  $1000 \text{ }^\circ\text{C}$ , pois foi quando não se observaram devitrificações nem degradações mecânicas. As quedas de pressão não são conhecidas para estas gamas de temperaturas e pressão no recetor utilizado, apenas para valores de pressão e temperatura elevadas ( $18 \text{ bar}$  e  $1200 \text{ }^\circ\text{C}$ ), o que se traduz em cerca de sensivelmente 1,4 % para a tecnologia *DIAPR* ( $25 \text{ kPa}$  em  $1,8 \text{ MPa}$ ) [128]. No presente trabalho assume-se um valor de 2 %. Desta forma garante-se que a eficiência total do recetor (CPC e permutador de calor entre absorvedor e o HTF) varia em torno de 71 %, admitindo que possa ser um valor conservativo, prevenindo a existência de uma degradação da performance durante o tempo de vida do projeto.

### 4.3.2. Turbina e compressor

O compressor permite aumentar a pressão do ar atmosférico que entra na turbina a gás, correspondendo ao primeiro estágio do ciclo de Brayton. O sistema considerado utiliza um compressor do tipo centrífugo e numa só fase [62], acoplado por um veio à turbina que fornece energia necessária à compressão do fluido de trabalho (ver Figura 4.10). O ar comprimido pelo compressor é aquecido pela(s) fonte(s) de calor antes de passar na turbina onde expande, gerando energia mecânica que será utilizada para acionar o gerador elétrico bem como o compressor. Segundo as especificações da microturbina *Ansaldo Turbec T100* [62] e restante literatura [134] [135] [136] [137] [138], os parâmetros destes componentes encontram-se expressos nas tabelas Tabela A.5, A.6 e A.8 a A.13 do anexo II.A.

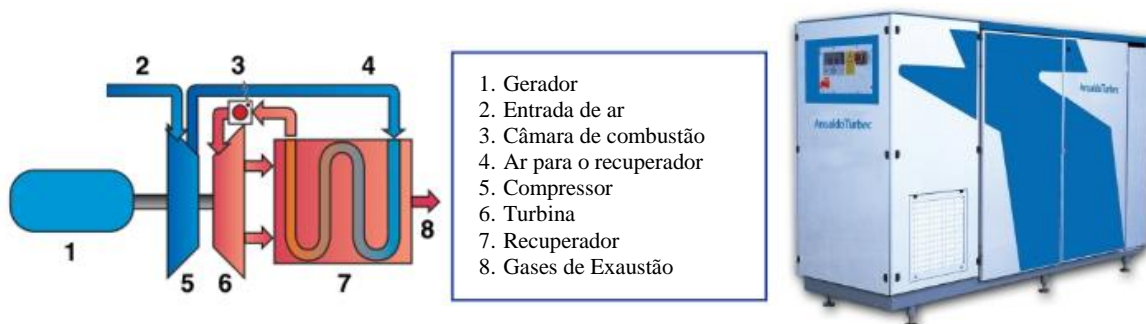


Figura 4.10 - Representação esquemática da microturbina *Ansaldo Turbec T100* (à esquerda) e o equipamento visto do exterior (à direita). Adaptado de [62].

A microturbina utilizada é um sistema que possui vários componentes já integrados. Acontece que para se efetuar a modelação do sistema em *TRNSYS*, esta será feita com os vários componentes, no qual serão utilizados os *types* necessários. A microturbina é principalmente composta por (segundo a Figura 4.10): um gerador elétrico (1 – *type* 428), um compressor (5 - *type* 424) que suga o ar atmosférico (2), uma câmara de combustão (3 - *type* 426), uma turbina (6 - *type* 427) e um recuperador (7 - *type* 425) que recebe ar pressurizado com origem no compressor (4), o qual permuta calor com ar quente expandido vindo da turbina, sendo este último posteriormente expulso do sistema como gases de exaustão (8). Também é adicionado o *type* 429, para se contabilizar perdas de pressão no compressor, turbina e recuperador. Dada a ocorrência de quedas de pressão no recetor mesmo para fluxo radiativo nulo, a microturbina solarizada necessita de um bypass, devolvendo o fluxo à câmara de combustão quando se presencia estas condições por forma a elevar a produção elétrica [139]. Tipicamente a microturbina *Ansaldo Turbec T100* tem um tempo de vida de 60 000 horas com revisão completa às 30 000h, e

algumas inspeções e manutenções em períodos mais pequenos [62]. De salientar que aquando do processo de arranque da *Turbec T100*, esta atinge 80 % da carga em 10 minutos e estará a 100 % aos 20 minutos, período durante o qual opera como motor consumindo um máximo de 15kW com proveniência da rede elétrica.

### 4.3.3. Recuperador

Este é um componente-chave para a maximização do trabalho produzido e eficiência do sistema no geral, já que reaproveita parte da energia proveniente dos gases de exaustão à saída da turbina, sendo direcionado neste caso para o recetor já com uma temperatura superior à aquela que sairia do compressor sem este componente (ver Figura 4.11), diminuindo assim as necessidades de combustível e/ou energia solar para obter a mesma produção elétrica. Este é do tipo compacto, de placas e fluxo em contracorrente havendo também fluxo cruzado e conta com uma eficácia e queda de pressão de cerca de 89 % e 4,5 %, respetivamente [69]. É necessário introduzir no *type 425* que modela o permutador (este utiliza valores de entalpia, necessários para o recetor ou câmara de combustão) o coeficiente de transferência global de calor ( $UA$  em  $W/K$ ), sendo que na Tabela 4.5 estão os valores assumidos para o recuperador operar nestas temperaturas.

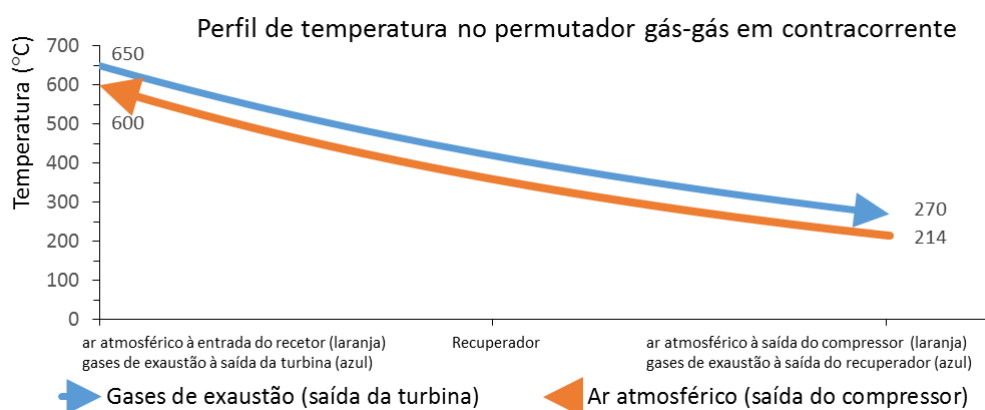


Figura 4.11 - Temperaturas da fonte fria (a laranja) e da fonte quente (a azul) como valores assumidos para a caracterização do recuperador (gás/gás) da *Ansaldo Turbec T100*.

Com base em [138], nomeadamente às suas temperaturas de entrada e saída do lado quente e frio, com a entrada do ar atmosférico comprimido a 214 °C e saída a 598,5 °C (próximo dos valores da literatura), e entrada dos gases de exaustão a 650,3 °C e saída a 291,2 °C, o valor que mais se ajusta ao parâmetro da condutibilidade global para inserir no *type* é 17000 kJ/h.K, ou cerca de 4722,2 W/K, o que se traduz num valor do coeficiente de convecção de cerca de 28,8 W/m<sup>2</sup>.K atendendo à área do recuperador, perto dos 25 W/m<sup>2</sup>.K para permutadores de calor gás-gás de placas mencionado em [140].

Tabela 4.5 - Parâmetros do recuperador (gás-gás) para efeitos de simulação em *TRNSYS*.

Parâmetro	Unidade de Medida	Valor	Referência
$A_{sup,Recup}$	m <sup>2</sup>	164	[138]
$U_{Recup}$	W/m <sup>2</sup> · K	28,8	Assumido
$UA_{Recup}$	W/K	4722	Assumido

### 4.3.4. Camara de combustão

A câmara de combustão (no caso da microturbina em questão) permite a utilização de uma multiplicidade de combustíveis (líquidos e gasosos) nos quais se dará destaque aos gasosos, nomeadamente ao gás natural por ser o mais comum e com os preços mais reduzidos, ao propano já que

é a energia fóssil utilizada no edifício pela caldeira para efeitos de aquecimento, e ao biogás que tem um caráter renovável e com possível proveniência local. É importante uma boa qualidade do biogás de modo a evitar problemas relacionados com a presença de compostos causadores de degradação precoce, bem como a emissão de poluentes além dos gases de efeito de estufa. O artigo [141] e o relatório [142] descrevem processos de purificação de modo a evitar estes problemas e uma análise de ciclo de vida está bastante completa com os trabalhos de [143] [144] com suas limitações e impactos ambientais em [145]. Para utilização do biogás no sistema proposto, é essencial limitar algumas frações de certos compostos para garantir que a produção de energia elétrica não encontrará impedimentos para o seu bom funcionamento e portanto que tenha um tempo de vida útil e condições de operação que se possam fazer conta. Segundo as especificações técnicas da *TURBEC T100 CHP* a biogás [146], é necessário que as concentrações de  $H_2S$  sejam menores que 1500 ppm (2280 mg/Nm<sup>3</sup>), os siloxanos não ultrapassem os 150 mg/Nm<sup>3</sup>, e que o PCI e a fração volúmica de metano deste combustível gasoso sejam superiores a 16 MJ/kg e 40 %, respetivamente.

Utilizou-se para o gás natural, gás propano e biogás os respetivos valores do PCI (Poder Calorífico Inferior) e a sua composição elementar molar encontrados na bibliografia, onde se pode ver as suas características principais na Tabela 4.6 e Tabela 4.7. Para o cálculo das frações mássicas elementares ( $y_i$ ) (que é o valor necessário introduzir no *type 426* do *TRNSYS* – câmara de combustão), caso a composição da mistura de combustível esteja expresso na forma molar ou volúmica, é necessário saber inicialmente a fração molar de cada espécie química ( $x_i$ ) de uma determinada mistura, suas massas molares ( $M_i$ ) em

Tabela 4.6 – Composição molar dos diferentes combustíveis utilizados na simulação.

Gás Natural [147]		Propano [148]		Biogás de digestão anaeróbia [149]	
Componente	Fração molar (%) <sup>e</sup>	Componente	Fração molar (%)	Componente	Fração molar (%)
<b>Metano (CH<sub>4</sub>)</b>	90,05	<b>Propano (C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>)</b>	100	<b>CH<sub>4</sub></b>	64,7
<b>Etano (C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>)</b>	6,4485			<b>CO<sub>2</sub></b>	35
<b>Propano (C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>)</b>	1,7445			<b>H<sub>2</sub>O</b>	0,1
<b>i-butano (C<sub>4</sub>H<sub>10</sub>)</b>	0,234			<b>N<sub>2</sub></b>	0,2
<b>n-butano (C<sub>4</sub>H<sub>10</sub>)</b>	0,2695			<b>H<sub>2</sub>S</b>	500 ppm
<b>i-pentano (C<sub>5</sub>H<sub>12</sub>)</b>	0,02			<b>NH<sub>3</sub></b>	100 ppm
<b>n-pentano (C<sub>5</sub>H<sub>12</sub>)</b>	0,0105				
<b>n-hexano (C<sub>6</sub>H<sub>14</sub>)</b>	0,01				
<b>Azoto (N<sub>2</sub>)</b>	0,5795				
<b>CO<sub>2</sub></b>	0,633				

kg/kmol (de cada elemento e do composto presente no combustível), massa molar média da mistura ( $M_{mix}$ ), número de moles da espécie  $i$  ( $n_i$ ), número total de espécies químicas na mistura ( $N$ ) e o número total de moles na mistura ( $n_{tot}$ ), sendo realizado recorrendo às equações (4.18) e (4.19) [150]:

$$x_i = n_i/n_{tot} = n_i/\sum_{j=1}^N n_j \quad (4.18)$$

<sup>e</sup> Valores médios da composição com proveniência do gasoduto Europeu (MAGREB) e dos metaneiros (GNL – Sines) [147].

$$y_i = (n_i \cdot M_i) / (n_{tot} \cdot M_{mix}) = m_i / \sum_{j=1}^N m_j = x_i \cdot (M_i / M_{mix}) \quad (4.19)$$

Por exemplo, no caso do propano, composto 100 % por 3 átomos de carbono e 8 de hidrogénio com uma massa molecular total de 44,097 g/mol, numa mol tem-se 8,064 g de hidrogénio e 36,033 g de carbono, o que perfaz uma fração mássica de 18,29 % e 81,71 %, respetivamente. Nos restantes combustíveis o cálculo é realizado de forma análoga com a particularidade de cada composto presente na mistura total do combustível ter uma representatividade diferente de 100 %.

Tabela 4.7 – Propriedades (incluindo as frações mássicas elementares) do gás natural, do propano e do biogás proveniente de digestão anaeróbia.

Propriedades	Gás Natural	Propano	Biogás
<b>C</b>	0,7443	0,8171 [148]	0,46311
<b>H<sub>2</sub></b>	0,2354	0,1829 [148]	0,10097
<b>S</b>	0	0	0,00006
<b>N<sub>2</sub></b>	0,0091	0	0,00212
<b>O<sub>2</sub></b>	0,0113	0	0,43374
<b><math>\rho</math> (kg/m<sup>3</sup>)</b>	0,8019 [147]	0,5072 (líquido) [151]	1,2 [149]
<b>PCI (kJ/kg)</b>	48283 [147]	46296 [151]	20200 [149]

#### 4.4. Aproveitamento do calor residual /Produção de calor e frio

Mesmo depois de passar pelo recuperador, o calor residual resultante dos gases de combustão (ou ar quente solar) pode ainda estar a cerca de 270-300 °C permitindo o aproveitamento de parte deste calor permutando os gases de exaustão com água. Isto permite fornecer energia térmica ao edifício na estação de aquecimento ou no caso da estação de arrefecimento, alimentar um *chiller* de absorção de efeito simples de modo a retirar o calor de dentro do edifício e transferi-lo para uma zona no exterior deste último, em que dissipe este calor com o auxílio de uma torre de arrefecimento. Este circuito, posterior ao ciclo de Brayton solarizado, encontra-se já na base da torre e nas imediações desta por motivos de necessidades espaciais, de garantia de resistência estrutural (já que a massa total dos equipamentos poderia comprometer a integridade da torre solar), e práticas como o facto de evitar custos acrescidos com bombas de circulação de água de potência substancialmente superiores por forma a compensar as perdas de carga correspondentes à altura manométrica inerentes à torre solar.

##### 4.4.1. Permutador de calor ar-água

Este permutador é do tipo gás/água no modo contracorrente [152], no qual se pode ver na Figura 4.12 o comportamento da temperatura da água e dos gases de exaustão para um caudal de 2 L/s [62].

É necessário introduzir no *type 5b* (similar ao 425, neste caso sem a necessidade dos valores de entalpia) do *TRNSYS* o coeficiente de transferência global de calor (UA em W/K), sendo que para se estimar este valor utiliza-se a média logarítmica das diferenças de temperatura ( $\overline{\Delta T_{log}}$ ) como denominador da razão com a potência térmica transferida para a água em condições nominais, isto é, entrada de água a 50 °C e saída a 70 °C, e entrada dos gases de exaustão a 270 °C e saída a 70 °C, com potência útil nominal conhecida de 165 kW (para 2 L/s) [62] recorrendo às equações (4.20) e (4.21).

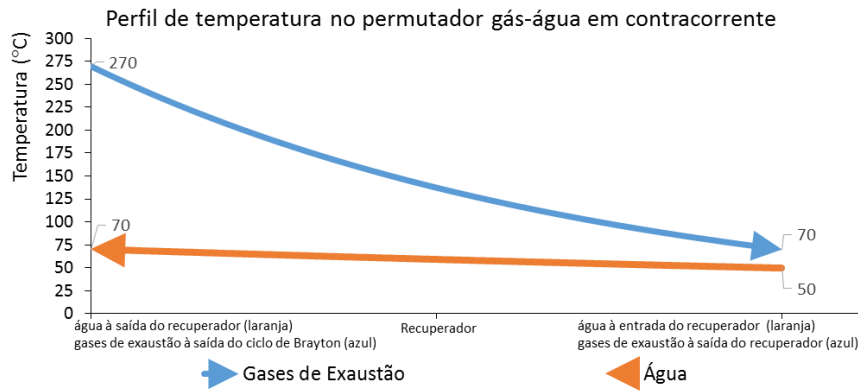


Figura 4.12 - Temperaturas da fonte fria (a laranja) e da fonte quente (a azul) como valores assumidos para a caracterização do permutador ar/água da *Ansaldo Turbec T100* para efeitos de produção de água quente [62].

$$\overline{\Delta T}_{log} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln(\Delta T_{max}/\Delta T_{min})} = \frac{200 - 20}{\ln(200/20)} = 78,2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.20)$$

$$UA = \frac{P_{permutador}}{\overline{\Delta T}_{log}} = \frac{165 \text{ kW}}{78,17 \text{ } ^\circ\text{C}} = 2110,8 \text{ W/K} \quad (4.21)$$

Aquando da calibração com o *TRNSYS*, para as condições acima referidas, a temperatura de saída da água e dos gases de exaustão são de 69,4 °C e 68,8°C, respetivamente, que são próximas dos valores da literatura (70 °C em ambos os casos), pelo que é o valor que se vai utilizar para as simulações realizadas.

#### 4.4.2. Chiller de absorção e torre de arrefecimento

O equipamento escolhido para oferecer arrefecimento às necessidade de frio é o *chiller* de absorção de efeito simples *YAZAKI* mais concretamente o modelo *WFC-SC30*, com capacidade de oferecer 105,5 kW de frio em condições nominais com um COP de 0,7, acionando termicamente por água quente com temperaturas de entrada entre os 70 °C e os 95 °C (88 °C se nominal), utilizando cerca de 150,7 kW para operar o gerador, sendo necessário rejeitar 256,2 kW de calor para o exterior a cerca de 35 °C [153]. As curvas de performance e os pontos retirados dos dados fornecidos pelo fabricante, estão expostas na Figura 4.13 para a temperatura de água refrigerada de 7°C.

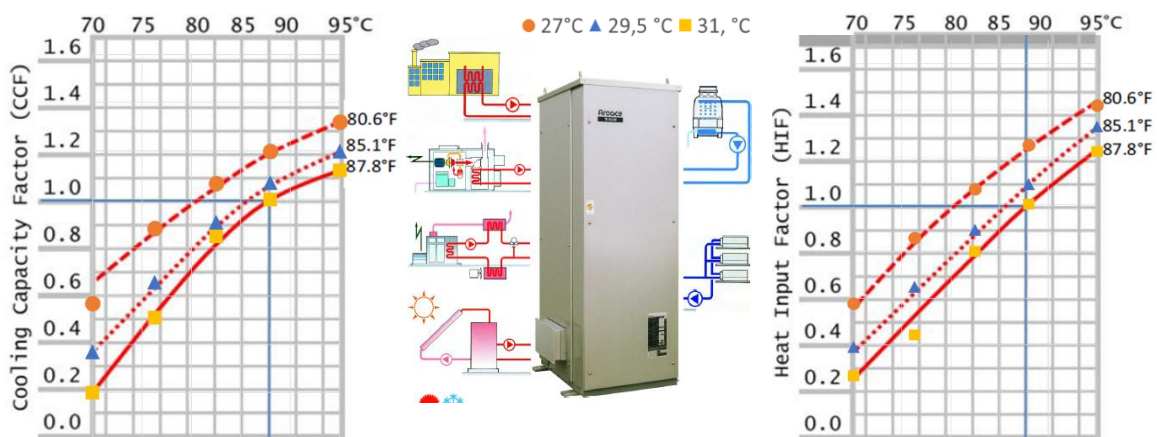


Figura 4.13 - *Chiller* de absorção de efeito simples *Aroance YAZAKI WFC-SC30* acionado termicamente por água quente (aparato exterior na imagem ao centro). As figuras à esquerda e direita representam as curvas de performance (a vermelho) provenientes das especificações técnicas do equipamento em termos de capacidade de arrefecimento e de fração de energia de entrada, respetivamente. Contém ainda nas referidas figuras os pontos a laranja, azul e amarelo (correspondentes às temperaturas de entrada da água proveniente da torre de arrefecimento) oriundos dos dados retirados do ficheiro *Excel* enviado pela companhia após pedido [153].

As temperaturas dos gases de exaustão à saída do recuperador gás-gás após permutarem parte da sua energia com o ar proveniente do compressor e que é direcionada para o recetor, situam-se tipicamente entre os 270 °C e os 300 °C, com capacidade de permutarem com água uma potência até perto dos 190 kW (temperatura inferior a 50 °C à entrada do permutador ar-água) e cerca de 155 kW (temperatura superior a 80 °C), com um fluxo mássico a rondar os 7,2 kg/s. Assim é preferível utilizar o *chiller* indicado pois as necessidades de potência necessária para o funcionamento do mesmo, enquadram-se bastante bem apesar de possuir um COP relativamente baixo comparado com outros *chillers* de absorção nomeadamente os de efeito duplo. Foi também a única companhia a disponibilizar as curvas de performance após contacto, já que muitas delas têm apenas curvas para uma temperatura de água refrigerada de saída (apenas um *setpoint*). Utilizou-se o *type 680* do *TRNSYS*, após criação de um ficheiro auxiliar, sendo no fundo uma matriz com valores para as várias temperaturas e frações de capacidade de arrefecimento e de entrada de calor, de modo a se proceder à simulação.

É de referir que a potência de frio entregue pelo *chiller* referido não é suficiente para colmatar a carga de arrefecimento, pelo que se assume que a restante potência frigorífica será fornecida pelo sistema atualmente existente composto por 1 *chiller* elétrico. É também utilizada uma torre de arrefecimento húmida de ciclo fechado para efeitos de rejeição de calor, no qual os parâmetros basearam-se em equipamentos existentes [154]. Optou-se ainda por utilizar um depósito de água de 500 L com coeficiente de perdas próximo dos 4,6 W/m<sup>2</sup>.K [155] entre o recuperador e o *chiller*, de modo a oferecer a capacidade de fornecer a energia térmica necessária e dentro do intervalo de operação necessários, situando-se sensivelmente entre os 70 °C e os 90 °C. Permite ainda que o COP se encontre próximo do valor nominal.

#### 4.4.3. Dimensionamento das tubagens

Posto isto, é necessário saber qual a dimensão das tubagens do sistema de distribuição de calor e de frio, quer para efeitos de simulação, quer para garantir condições de operação razoáveis. Convém que a velocidade de escoamento da água nas tubagens ronde os 1-2 m/s, permitindo minimizar à partida questões relacionadas com perdas de pressão, erosão, ruído, custos de instalação e de manutenção significativas de um modo geral [156]. A potência máxima de aquecimento e arrefecimento necessárias num dado momento é de 316 kW e 202 kW respetivamente, com caudais de referência (realizados em ensaios à caldeira [116] e ao *chiller* [120]) de cerca de 10 kg/s e 7,2 kg/s (podendo este último valor ir até cerca de 22,5 kg/s). Recorrendo às relações (4.22) a (4.24) com fluxo mássico de circulação da água ( $\dot{m}_{m,H_2O}$  em kg/s), o calor específico da água ( $c_p$  em kJ/kg), a diferença de temperatura entre a entrada e a saída ( $\Delta T$  em °C), o caudal volúmico da água de circulação ( $\dot{m}_{v,H_2O}$  em m<sup>3</sup>/s), a densidade da água ( $\rho_{H_2O}$  em kg/m<sup>3</sup>), a área de secção da tubagem ( $A_{secção,tub}$  em m<sup>2</sup>) e o raio interior da tubagem ( $r_{int,tub}$  em m), é possível ter ideia da velocidade de escoamento de água ( $v_{H_2O}$  em m/s) nas tubagens.

$$Q_{carga} = \dot{m}_{m,H_2O} \cdot c_{p_{H_2O}} \cdot \Delta T = \dot{m}_{v,H_2O} \cdot \rho_{H_2O} \cdot c_{p_{H_2O}} \cdot \Delta T \quad (4.22)$$

$$v_{H_2O} = \frac{\dot{m}_{v,H_2O}}{A_{secção,tub}} = \frac{\dot{m}_{v,H_2O}}{r_{int,tub}^2 \cdot \pi} \quad (4.23)$$

$$r_{int,tub} = \sqrt{\frac{\dot{m}_{v,H_2O}}{v_{H_2O} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{Q_{carga}}{c_{p_{H_2O}} \cdot \Delta T \cdot v_{H_2O} \cdot \pi \cdot \rho_{H_2O}}} \quad (4.24)$$

Assim, visando uma área de secção de tubagem igual para os casos de arrefecimento e aquecimento, optou-se por utilizar um diâmetro de 85 mm e com 2 mm de espessura, perfazendo uma área de secção interior de cerca de 0,005675 m<sup>2</sup>, o que limita a velocidade de escoamento em 1,27 m/s e 1,76 m/s, para os casos de aquecimento e arrefecimento nas condições dos caudais referidos em primeira instância,

respetivamente. Como as horas de utilização são próximas de 2300 (832 horas relativamente ao arrefecimento e 1474 na estação de aquecimento), nestas condições não existe impedimento segundo as indicações da *ASHRAE* [156]. A tubagem a ser implementada é de cobre (com condutividade de 400 W/m.K [70]), respeitando a Norma NP EN 1057, e com um isolamento de 30,5 mm à base de borracha sintética flexível, de estrutura celular fechada [157] o qual se assume uma condutividade de 0,04 W/m.K, baseado noutros tipos de isolamento idênticos [70] [158]. Assumiu-se que a tubagem encontra-se enterrada no solo desde a proximidade da torre (local onde se aproveita o calor residual para formas de energia útil) até ao edifício, a cerca de 1 m de profundidade. Como tal, a temperatura utilizada para contabilizar as perdas térmicas é a média entre a temperatura média anual (16,8 °C) e a proveniente do ficheiro de clima num dado instante. Apesar de não ocorrer convecção propriamente dita, um coeficiente de convecção teve que ser empregue e de valor diferente de zero para permitir que a temperatura desça (na estação de aquecimento) ou se eleve (na estação de arrefecimento) durante os períodos de inativação associados à distribuição de energia térmica através das tubagens, no qual se assumiu um valor 2 W/m<sup>2</sup>.K, fazendo com que diferenças de temperatura de 20 °C possam ocorrer durante o período noturno no inverno e cerca de 5 °C no verão. Desta forma as perdas térmicas nas tubagens assumem valores próximos de 2 a 3 % de um modo geral.

#### **4.5. Simulação em *TRNSYS***

Para efeitos de simulação em *TRNSYS*, é imperativo a utilização de dados atmosféricos e de radiação, sendo o processador de dados meteorológicos o primeiro componente (*type*) a ser introduzido no projeto de simulação. Todos os restantes componentes dependem direta ou indiretamente do recurso solar e das condições atmosféricas num dado momento do ano. De uma forma simplificada, os componentes deste *software* necessitam de parâmetros e dados de entrada (*Inputs*) de outros componentes (por exemplo temperatura ambiente e DNI associados ao ficheiro de clima, ou a pressão de entrada no recetor, tendo como origem a pressão do fluido à saída do compressor ou recuperador). Assim, cada componente funciona como uma espécie de caixa negra (utilizando modelos matemáticos, os quais relacionam quantidades físicas) que usa determinados *inputs*, e necessita da introdução de certos outros parâmetros (como no caso da eficiência relativamente aos helióstatos, é necessário a criação de um ficheiro auxiliar).

Como primeiras abordagens a ter aquando da criação/integração de modelos em ambiente *TRNSYS*, foi necessário um período inicial de reconhecimento do *software* sendo desde logo realizadas tarefas para obter a performance anual da eficiência do campo solar obtido a fim de verificar qual o respetivo desempenho anual, obtendo-se a eficiência média anual pesada ou simples. Para estes testes iniciais utilizou-se apenas o *type* 109 (TMY2) que é um processador de dados de clima e que efetua também a interpolação da radiação incidente e temperatura ambiente bem como dos ângulos zenital e azimutal, neste caso do formato horário para períodos de 5 minutos de discretização, e o *type* 394 que é o componente que permite simular o campo solar (juntamente com o ficheiro da matriz de eficiência previamente explicitada). Após isto, a etapa de adicionar componentes com mais ou menos ligações a outros vem de seguida, à qual se deu prioridade em estabelecer e introduzir os parâmetros e ligações efetivamente necessárias, dado que é necessário configurar o sistema de modo a operar de acordo com o ponto de funcionamento nominal. O modelo foi calibrado para o ponto de funcionamento nominal, pelo que os valores a introduzir podem ser ligeiramente diferentes daqueles expostos na bibliografia, devido a ajustes realizados com base nas análises realizadas a um dado subsistema da central.

##### **4.5.1. Calibração da microturbina *Ansaldo Turbec T100***

Elaborou-se um cenário em condições de operação nominais e estacionárias para identificar e calibrar parâmetros necessários, mais concretamente no que diz respeito à calibração da microturbina *Ansaldo*

*TURBEC T100*. A Figura 4.14 mostra o modelo elaborado em ambiente TRNSYS com as principais conexões para efeitos de calibração da microturbina. Apurou-se os parâmetros que

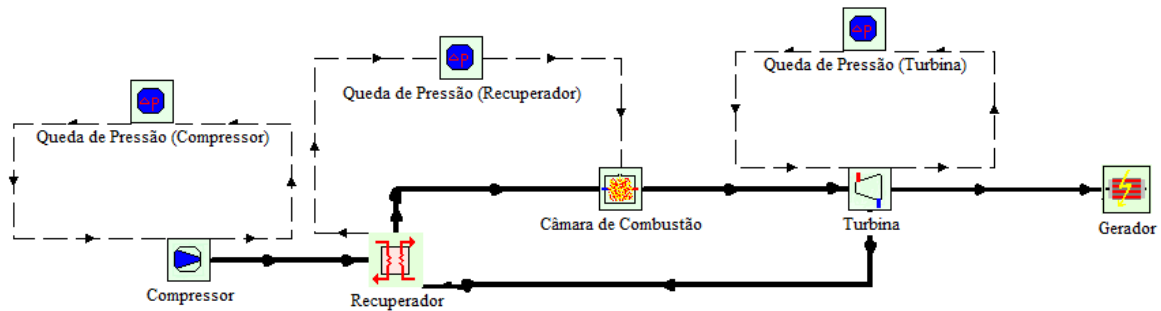


Figura 4.14 - Modelo TRNSYS para a simulação da microturbina *Ansaldo TURBEC T100*, em condições nominais.

reproduzem os valores recolhidos pela bibliografia, no que aos valores a introduzir no *TRNSYS* dizem respeito, os quais estão expostos na Figura 4.15 e Tabela 4.8, utilizando neste caso apenas gás natural como fonte de energia contemplando também a existência de um recuperador. De salientar que alguns valores não coincidem exatamente, pelo que se deu prioridade à potência de geração elétrica, bem como o fluxo energético de combustível, sendo que os erros mais significativos referem-se à potência mecânica da turbina (4,5 % ou 12,8 kW) e à temperatura de saída dos gases de exaustão com proveniência do recuperador (7,7 % ou 21,2 °C).

Verificou-se previamente a eficiência da microturbina caso esta não tivesse recuperador, o que remete para valores na ordem dos 16,31 % com consumos de gás natural de 674 kW e potência elétrica de 109,9 kW fruto de uma maior razão de pressão entre compressor e turbina como consequência da ausência de recuperador (e a diminuição da queda de pressão associada). A comparação destes valores obtidos com o recuperador ilustra claramente as vantagens de se considerar tal equipamento bem como justifica a necessidade de realizar a atualização do trabalho apresentado em [1] tal como definido nos objetivos da presente dissertação.

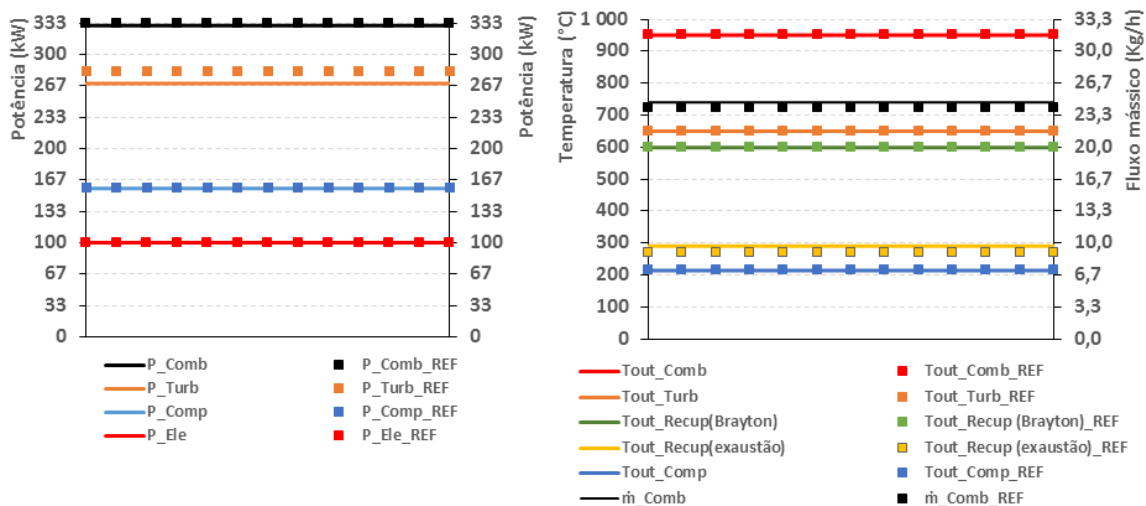


Figura 4.15 - Potências (à esquerda) e temperaturas à saída de cada componente da microturbina e fluxo mássico de combustível (à direita) em condições nominais como resultado da calibração da microturbina *Ansaldo TURBEC T100*.

Tabela 4.8 - Parâmetros assumidos para simulação da *Turbec T100* com gás natural com o erro relativamente ao valor de referência (positivo se superior, e negativo se inferior).

Parâmetros de Entrada	Valor referência	Valor Simulação	Parâmetros de Saída	Valor simulação	Valor referência	Erro (%)
$R_{Comp}$ ( <i>adim</i> )	4,5 [62]	4,5	$p_{Comp}$ ( <i>adim</i> )	4,47	4,5 [62]	-0,67

$\eta_{mec,comp}$ (adim)	0,985 [137]	0,985	$P_{mec,Comp}$ (kW)	157,66	159 [138]	-0,84
$\dot{m}_{Air,ISO}$ (kg/h)	2819,88 [138]	2819,88	$\dot{m}_{Air,ISO}$ (kg/h)	2819,88	2819,88 [62]	0,00
$\eta_{isen,Comp}$ (adim)	0,768 [138]	0,77225	$T_{Comp}$ (°C)	214,5	214 [138]	+0,23
$\eta_{mec,Turb}$ (adim)	0,985 [137]	0,985	$P_{mec,Turb}$ (kW)	269,2	282 [138]	-4,50
$\eta_{isen,Turb}$ (adim)	0,826 [136]	0,84	$T_{Saída,Turb}$ (°C)	650,3	650 [138]	+0,04
$\eta_{Gen}$ (adim)	0,95-0,98 [136]	0,90	$\eta_{th}$ (%)	30,36	30 [136]	+1,2
			$P_{ele}$ (kW)	100,39	100 [136,62]	+0,39
$LHV_{Fuel}$ (kJ/kg)	48283 [147]	48283	$P_{Gás\ natural}$ (kW)	330,71	333 [138]	-0,69
$R_{m,C}$ (adim)	-	0,7316	$T_{Comb}$ (°C)	950	950 [138]	0,00
$R_{m,H_2}$ (adim)	-	0,1505				
$R_{m,S}$ (adim)	-	0				
$R_{m,N_2}$ (adim)	-	0,0550				
$R_{m,O_2}$ (adim)	-	0,0629	$\Delta p_{nom}$ (%)	3,5	3,5 [136]	
$H_{Recup}$ (W/K)	Assum.	4722	$T_{Recup,Exhaust}$ (°C)	291,2	270 [138]	+7,70
			$T_{Recup,Comb}$ (°C)	598,5	600 [133,121]	-0,26

De notar que por exemplo relativamente ao valor introduzido como parâmetro referente à eficiência do gerador no componente correspondente (*type* 428) é inferior ao indicado na literatura, mas permite obter a potência elétrica correspondente às condições nominais de funcionamento da microturbina estando aqui implícito a potência necessária para o compressor do combustível e sua injeção na câmara de combustão e também a que seria necessária para o inversor, retificador de tensão e frequência de modo a poder ser injetável na rede local (no caso de autoconsumo do edifício) ou na rede elétrica (no caso de venda a esta).

#### 4.5.2. Produção de eletricidade

Na produção de eletricidade utilizou-se um modelo construído no *software* TRNSYS que pode ser visualizado na Figura 4.16 contendo os componentes necessários bem como as suas interligações principais. Assim é possível recriar os cenários sem solarização (a combustível apenas), um outro apenas

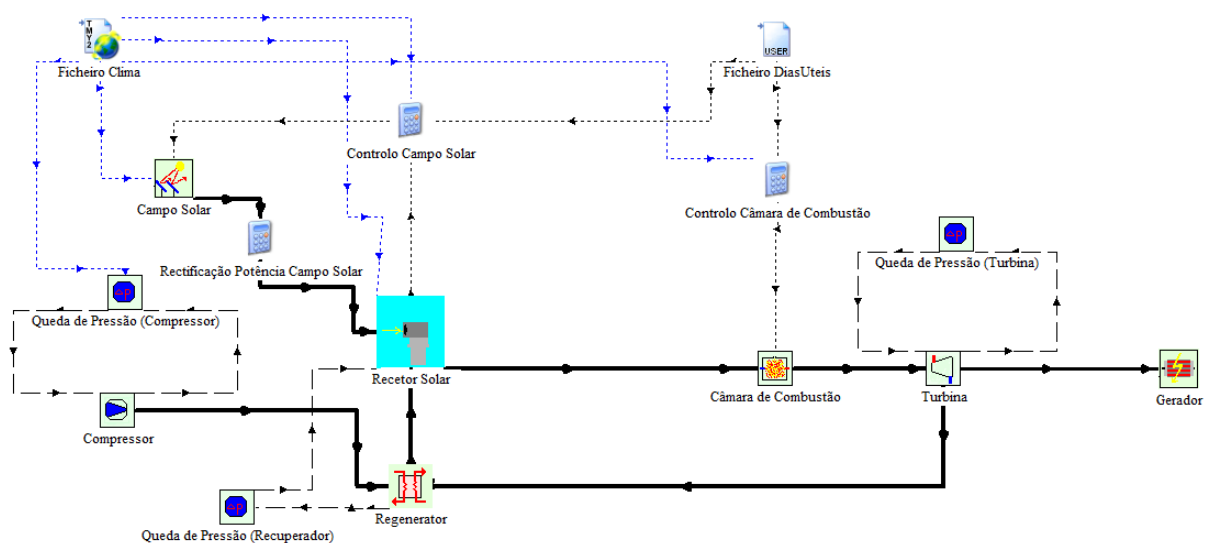


Figura 4.16 - Visualização em ambiente TRNSYS do modelo recriado para simulação do ciclo de Brayton recuperativo com solarização e em sistema aberto para a produção de eletricidade, com os diferentes componentes e suas interligações principais.

com energia solar (sem hibridização) e finalmente um cenário híbrido, adicionando os ficheiros de clima anteriormente mencionados (útil para efeitos de comparação). De notar que para os cenários apenas a combustível se retirou os componentes de solarização e os seus controlos (recetor solar, campo solar, etc.), conectando diretamente os parâmetros de saída do regenerador (recuperador gás-gás) à câmara de combustão. Só depois se efetuou outros condicionamentos, os quais estão resumidos na Tabela 4.10. No caso dos cenários com solarização, foi necessário também calibrar o campo solar e o recetor, que será explicitado mais à frente. Estes modelos/cenários acima descritos correspondem à simulação da torre solar para produção elétrica apenas, que é a base a ser utilizada nas etapas de aproveitamento do calor residual para efeitos de produção de calor e frio, abordado mais à frente neste subcapítulo.

### Perdas de carga

Salienta-se que em termos de perdas de carga no ciclo de Brayton assumem-se para o compressor e turbina o valor de 1 % e 0,022 % respetivamente [135], já para o recuperador o valor é de 4,5 % [69], no recetor e na câmara de combustão, assume-se 2 % [128] e 3,5 % [136] respetivamente.

### Controlo da disponibilidade do campo solar e da temperatura máxima no recetor

Para o caso das soluções híbridas ou as que utilizam apenas energia solar para acionar o ciclo termodinâmico, é importante atentar nas situações dos parágrafos desta secção. Em primeiro lugar, pelo facto de o sistema possuir um recuperador, as temperaturas à entrada do recetor são superiores às obtidas com recuperador de calor, o que faz com que seja necessário menos energia radiativa incidente para obter a mesma potência elétrica de saída. Com o recuperador e com a totalidade do campo solar a direcionar a radiação solar para o recetor, as temperaturas no material absorvedor atingem facilmente os 1200 °C com um DNI superior a 785 W/m<sup>2</sup>, e os 1400 °C com um DNI superior 900 W/m<sup>2</sup> o que compromete por um lado a durabilidade do recetor no geral e em particular do material absorvedor bem como dos componentes da turbina, já que à entrada desta atingir-se-iam temperaturas também na ordem dos 1200 °C, e 950 °C à saída, o que também comprometeria a durabilidade e desempenho do recuperador. Isto contrasta com a utilização do sistema sem integração de um recuperador, na medida em que nesta última situação as temperaturas máximas sentidas são de 750 °C com um DNI de 785 W/m<sup>2</sup> e de 855 °C com um DNI de 900 W/m<sup>2</sup>. Ou seja, para o campo solar existente e considerando a utilização de um recuperador, é necessário controlar a temperatura do absorvedor e recetor através do controlo da disponibilidade do campo solar, a fim de manipular a potência solar que atinge o recetor (isto é, a capacidade de haver apenas uma fração do conjunto de helióstatos a redirecionar energia para o recetor num dado momento, estando os restantes em posição "fora de foco").

O que acontece é que mesmo que se altere a fração de helióstatos em operação, o componente do campo solar que calcula a potência radiativa que foi desfocada atendendo à fração introduzida, transmite ao recetor (parâmetro de saída) a potência total que chegaria caso existisse uma disponibilidade de 100 % para o número de helióstatos introduzidos ( $P_{SF,saída,teo}$ ). Ou seja, é necessário introduzir a equação (4.25) entre os dois componentes de maneira a que a potência incidente no recetor ( $P_{SF,saída,real}$ ) seja efetivamente aquela que está a sair do campo solar, subtraindo portanto a potência desfocada ( $P_{SF,Desfoc}$ ). Isto faz com que as temperaturas do absorvedor sob qualquer valor de DNI num dado momento do dia, não ultrapasse os 1075 °C e relativamente à saída do recetor os 1000 °C.

$$P_{SF,saída,real} = P_{SF,saída,teo} - P_{SF,Desfoc} \quad (4.25)$$

Para o controlo do campo solar existe um parâmetro de saída proveniente do componente que modela a operação do recetor (*type 422*), que é o "OverLoad". Este transmite informação sobre que fração do campo solar será necessária para a temperatura à saída do recetor não ser superior a um dado valor introduzido pelo utilizador como input no componente do recetor (sendo de notar que de acordo com o código deste componente o valor introduzido acresce de 25 °C para fins de determinação do grau de

desfocagem). Este parâmetro de saída é usualmente conectado ao parâmetro de entrada “On/Off Control” do campo solar (*type 394*), o qual deverá definir a fração do campo solar em foco. É importante notar que a forma como o código está desenvolvido (para o caso do componente do recetor) faz com que o “OverLoad” introduzido no campo solar faça diminuir a potência incidente no recetor, de tal forma que a temperatura de operação do recetor diminui mas para valores inferiores a 950 °C à medida que o DNI aumenta, fazendo com que haja utilização de combustível mesmo quando existe radiação solar em excesso. Tal deve-se ao facto de a câmara de combustão operar sempre que a temperatura de saída do recetor seja inferior a 950 °C por forma a garantir a temperatura de entrada do ar na turbina seja a correta (isto para cenários de operações em modo híbrido). Tal não faz sentido na prática, já que irá acionar a combustão em períodos com maior incidência solar, e aliás o que se espera é efetivamente o oposto, diminuir a utilização de combustível chegando mesmo ao ponto de haver fluxo de combustível nulo em horas de maior intensidade radiativa. Portanto é necessário introduzir também uma relação entre o recetor e o campo de heliostatos que elimine ou atenuie este problema de controlo.

Após várias tentativas, optou-se por realizar um teste onde se aplicou o valor do sinal emitido pelo recetor elevado à subtração do próprio com o coeficiente 0,005, por forma a atenuar o sinal que chega ao componente que modela o campo de heliostatos através da equação (4.26). Este acontecimento e a

$$Sinal = Overload^{(Overload-0,005)} \quad (4.26)$$

diferença do ajuste podem ser observados na Figura 4.17, verificando-se a alteração realizada no controlo do campo solar quando a temperatura no recetor é excessiva (à esquerda) por comparação ao comportamento original do código inerente ao recetor (à direita). Como zero significa que nenhum heliostato irá focar e 1 representa a totalidade do campo solar que estará a ser direccionada para o recetor, esta estratégia faz com que o sinal retorne valores mais próximos de 1, que aqueles emitidos pelo parâmetro de saída “Overload” (o sinal varia entre 0 e 1, pelo que elevado a um valor entre 0 e 1, origina valores dentro deste intervalo tanto mais perto de 1 quanto menor forem os valores, isto é, mais próximos de zero). Isto permitiu diminuições na utilização de combustível em períodos com incidência solar suficiente para acionar o ciclo termodinâmico na ordem dos 3,7 % em termos anuais, bem como a obtenção de dados com menor erro associado relativamente ao consumo de combustível inerente à operação da central. É particularmente importante nos cenários com energia proveniente unicamente da energia solar, que contribui para um aumento de perto de 3,5 % da geração elétrica (0,3 % caso híbrido).

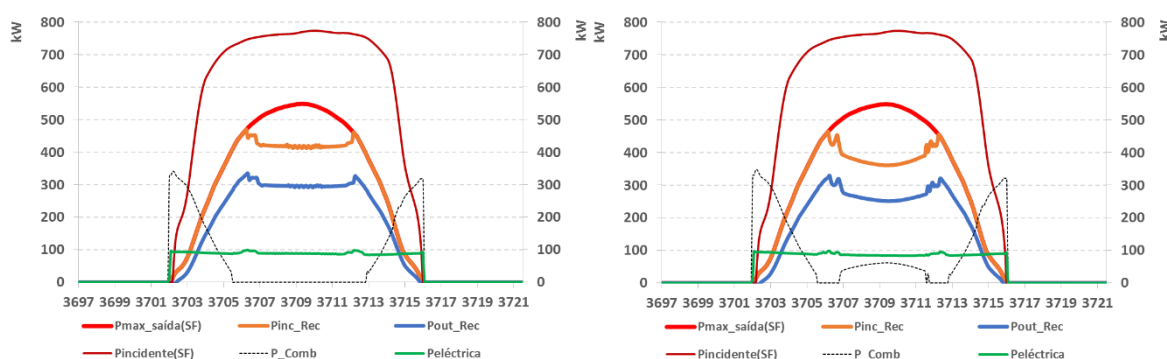


Figura 4.17 - Potências incidente, máxima possível de saída e de saída efetiva do campo solar (i.e., a potência incidente no concentrador secundário), de saída do recetor, do combustível e elétrica, no qual a figura do lado esquerdo é o resultado da aplicação do controlo do sinal de disponibilidade do campo solar (equação 4.26), e do lado direito o resultado da utilização do sinal original proveniente do recetor, ou seja sem aplicação do controlo evidenciando a utilização de combustível em horas com recurso solar suficiente.

Realizou-se também um teste em que não se efetuou nenhum controlo da temperatura do recetor, ou seja com uma disponibilidade do campo solar de 100 %, verificando-se desta forma uma redução da utilização de combustível em termos anuais de 4,4 % relativamente ao teste que utiliza o sinal

“*Overload*” com proveniência do *type* 422 (recetor) para controlar a disponibilidade do campo solar. Desta forma assume-se para os cenários realizados, a estratégia anteriormente mencionada (equação 4.26), que utiliza mais cerca de 1,3 % do combustível consumido anualmente (redução próxima de 70 % do combustível consumido em horas com excesso de sol), o que apesar de não ser a abordagem mais holística, resulta numa aproximação sobrestimada, que pode ser considerada como mais próximo de uma aplicação real, no qual a situação transiente, por exemplo como a resultante da passagem de nuvens, faria acionar o uso de combustível. Uma solução definitiva implicaria a alteração o código do *type*, o que extravasa o âmbito da dissertação e o tempo disponível para o efeito.

### Eficiência elétrica anual do sistema

A eficiência da central relativamente à produção elétrica anual ( $\eta_{ele,sist}$ ) é dada pela razão da energia elétrica produzida ( $E_{ele}$ ), com a soma da energia incidente no campo solar durante o tempo de operação da central ( $E_{inc,SF}$ ) com a energia proveniente do combustível ( $E_{comb}$ ) e da energia parasítica na produção elétrica ( $E_{par,ele}$ ), através da equação (4.27). A  $E_{par,ele}$  é a soma da energia utilizada no seguimento dos helióstatos ( $E_{track,SF}$ ) com a energia utilizada no arranque da microturbina ( $E_{arranque,Turbec}$ ).

Aqui distinguem-se ainda 3 etapas principais nos processos de conversão da energia. A primeira refere-se à eficiência do campo solar ( $\eta_{SF}$ ), contabilizada como a fração da energia radiativa que atingiu o recetor (i.e., na área de abertura do concentrador secundário) sobre a energia radiativa incidente na área de abertura dos helióstatos durante o tempo de utilização da central (neste caso em dias úteis) – equação (4.28). Atendendo à energia que é desfocada intencionalmente define-se também a disponibilidade do campo solar ( $\eta_{disp,SF}$ ) como sendo a fração entre a energia incidente no recetor ( $E_{inc,Rec}$ ) com a soma da energia incidente no recetor e da energia desfocada ( $E_{desfoc,SF}$ ) – equação (4.29). A segunda etapa é a eficiência do recetor ( $\eta_{Rec}$ ) definida como a razão entre a energia térmica introduzida no ciclo de Brayton com proveniência do recetor ( $E_{saída,Rec}$ ) em relação à energia radiativa incidente no recetor ( $E_{inc,Rec}$ ) – equação (4.30). E finalmente a eficiência termoelétrica do ciclo de Brayton ou referido aqui como eficiência do bloco de potência ( $\eta_{BP}$ ), que representa o rácio entre energia elétrica produzida ( $E_{ele}$ ) e a energia entregue ao ciclo de Brayton, seja por via solar ( $E_{saída,Rec}$ ) e/ou através da câmara de combustão ( $E_{comb}$ ) – equação (4.31).

$$\eta_{ele,sist} = \frac{E_{ele}}{E_{inc,SF} + E_{comb} + E_{par,ele}} \quad (4.27)$$

$$\eta_{SF} = \frac{E_{inc,Rec}}{E_{inc,SF}} \quad (4.28)$$

$$\eta_{disp,SF} = \frac{E_{inc,Rec}}{E_{inc,Rec} + E_{desfoc,SF}} \quad (4.29)$$

$$\eta_{Rec} = \frac{E_{saída,Rec}}{E_{inc,Rec}} \quad (4.30)$$

$$\eta_{BP} = \frac{E_{ele}}{E_{saída,Rec} + E_{comb}} \quad (4.31)$$

### 4.5.3. Produção de eletricidade, calor e frio (CHCP)

Assume-se que existe fornecimento de energia às cargas térmicas em períodos diferentes, isto é, não coincidentes (ou se aproveita o calor para aquecimento, ou para produção de frio) de modo a simplificar a simulação e a análise. A Figura 4.18 serve como guia para perceber que abordagens foram tomadas.

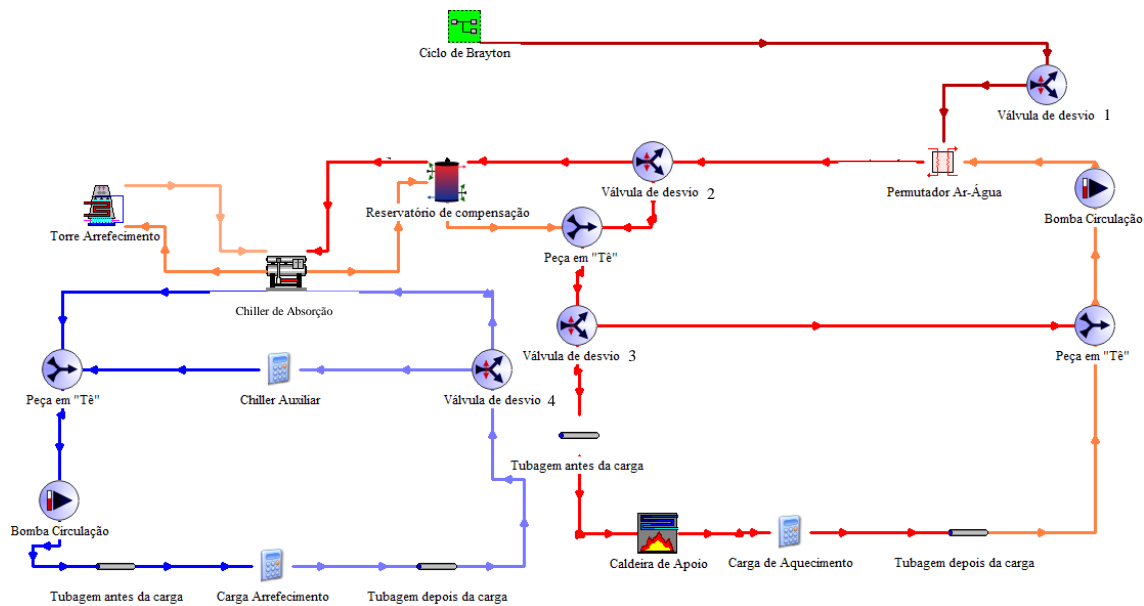


Figura 4.18 - Modelo TRNSYS para a produção de calor e frio resultante do aproveitamento do calor residual.

Relativamente ao aquecimento utiliza-se um circuito em série que percorre as tubagens e a carga térmica, existindo antes do circuito de distribuição uma caldeira (que de facto já existe no campus) para efeitos de apoio com uma potência máxima de 320 kW. A bomba de circulação utilizada neste circuito opera apenas quando existem cargas térmicas, sendo que a válvula de desvio 1 desvia o fluxo de ar proveniente do recuperador para o permutador de calor em função da carga existente por forma a manter os níveis de temperatura do circuito da água. No aquecimento as válvulas 2 e 3 deixam passar fluxo apenas na direção da carga de aquecimento. No caso do arrefecimento a válvula 2 desvia todo o fluxo para o reservatório de compensação, enquanto a válvula 3 (existente aqui para efeitos de controlo da simulação) não deixa passar fluxo no troço da carga de aquecimento.

No caso do circuito para efeitos de arrefecimento salienta-se a utilização do *chiller* de absorção de efeito simples (*YAZAKI*), a torre de arrefecimento húmida de ciclo fechado, um *chiller* auxiliar (para verificar que fração do *chiller* de absorção introduzido consegue colmatar a carga, sendo que de facto existe já um instalado no edifício), um reservatório de compensação de 500 L para manter níveis de temperatura aceitáveis na entrada do *chiller* de absorção, bombas de circulação, tubagens e válvulas de desvio.

Os fluxos mássicos de água que percorrem os componentes em qualquer dos circuitos são considerados como constantes, isto é, as bombas de circulação estão ligadas ou desligadas consoante haja necessidades térmicas ou não respetivamente. O fluxo mássico que percorre o permutador ar-água é de cerca de 7,2 kg/s que é o que passa na carga de aquecimento e caldeira na estação de aquecimento e também o que atravessa o reservatório de compensação na estação de arrefecimento para accionar o *chiller* de absorção também com o mesmo fluxo mássico (valor nominal). Os restantes fluxos mássicos que percorrem o *chiller* de absorção são 15,3 kg/s referente ao circuito de arrefecimento e 5,4 kg/s relativamente à água refrigerada, sendo que o fluxo mássico que percorre a carga de arrefecimento é assumido como 10 kg/s, existindo uma válvula de desvio derivando o restante fluxo mássico pelo o *chiller* auxiliar (ou todo ele caso não existam condições para o *chiller* de absorção operar).

Inerente ao *chiller* de absorção assume-se um total de potência de 3,76 kW<sub>e</sub> (para contemplar as bombas de circulação da água quente entregue – 0,75 kW<sub>e</sub> [159] – de arrefecimento do *chiller* – 2,7 kW<sub>e</sub> [159] – e ainda a potência elétrica interna do mesmo – 310 W<sub>e</sub> [153]) e relativamente à torre de arrefecimento (e bomba de circulação da água de arrefecimento) assume-se um total de potência de 5 kW dos quais cerca de 4 kW<sub>e</sub> referem-se à ventilação, e a restante parte à bomba de pulverização e controlo (como

sendo um valor constante, sendo zero quando o chiller não está a operar, nomeadamente quando a temperatura à entrada do gerador é inferior a 70 °C), já que após alguns testes, o caudal mássico de ar máximo necessário para evitar temperaturas da água de arrefecimento inferiores a 25 °C é cerca de 9 m<sup>3</sup>/s o que se assemelha com as necessidades deste componente referido em detalhes técnicos nesta gama de caudal de ar [154]. As bombas de circulação do circuito que permuta a água com permutador ar/água são assumidas como tendo uma potência de 2,25 kW<sub>e</sub> [159] na estação de aquecimento (pois leva água até ao edifício e até uma altura próxima de 15 m) e de 0,75 kW<sub>e</sub> [159] na estação de arrefecimento (já que se assume que o sistema de arrefecimento adicionado encontra-se próximo da base da torre). A bomba do circuito de arrefecimento possui uma potência de 2,4 kW<sub>e</sub> [159]. Isto é feito mantendo valores de consumo elétrico por unidade de calor rejeitado, por unidade de frio produzido, e por unidade de calor motriz entregue ao chiller na ordem dos 0,030 kWh<sub>e</sub>/kWh<sub>rej,calor</sub>, 0,023 kWh<sub>e</sub>/kWh<sub>arref</sub> e 0,01 kWh<sub>e</sub>/kWh<sub>calor,motriz</sub>, respetivamente, e que são minimamente plausíveis, acredita-se, para sistemas relativamente eficientes com base na literatura [65].

A temperatura de setpoint para a saída de água fria do chiller de absorção foi definida em 10 °C (no ponto nominal o equipamento produz água refrigerada a 7 °C, sendo que esta alteração permite, em termos gerais e no decorrer das simulações, elevar ligeiramente o COP e potência de frio para valores próximos daqueles encontrados na literatura). Já a temperatura de saída escolhida para o chiller auxiliar foi de 13 °C, o que permite que se eleve ligeiramente a temperatura à entrada das cargas de frio (tipicamente entre 11 °C e 12 °C), bem como à sua saída, isto é, à entrada dos chillers, aumentando a diferença de temperatura aos seus terminais, melhorando o coeficiente de performance bem como a sua potência frigorífica. Isto faz com que o chiller de absorção produza frio principalmente em função da potência térmica fornecida a este (ao invés de estar em função da carga), no qual o chiller auxiliar compensará a restante potência.

Realizou-se ainda uma simulação para efeitos de comparação, com o intuito de verificar qual a rentabilidade económica da central aquando da maximização do seu potencial energético, isto é, o aproveitamento de calor residual máximo útil para efeitos de aquecimento de águas sanitárias e/ou para certos processos industriais, considerando a operação da central híbrida quando é de dia e em dias úteis, em modo CHP durante todo o ano. Assume-se um perfil de consumo elétrico semelhante ao do edifício analisado (aliás grande parte dos edifícios e algumas indústrias têm picos de consumo durante o dia) podendo ter uma intensidade superior (no qual se faz valer a classe tarifária anteriormente utilizada para efeitos de poupança de consumo à rede elétrica) e portanto uma carga térmica superior. Para uma temperatura da água à entrada do recuperador de 50 °C e saída sensivelmente a 70 °C, poderá ser suprida uma carga próxima de 475 MWh<sub>t</sub> para um fluxo mássico de 7,2 kg/s (admitindo uma necessidade térmica média próxima dos 167 kW<sub>t</sub>, e assumindo perdas de 5 %). Admite-se custos de investimento, de operação e de capital idênticos e finalmente que utilizam gás propano como fonte de energia para aquecimento de água). Necessidades deste género em termos de temperatura são típicas de certos processos industriais [160] [161] [162].

### **Eficiências CHP e CHCP anuais do sistema**

A eficiência anual da central relativamente à produção combinada de calor e eletricidade ( $\eta_{CHP,sist}$ ), em que todos os parâmetros desta secção referem-se a valores anuais (podendo ser realizada também mensalmente), é dada pela razão entre a soma da energia elétrica produzida ( $E_{ele}$ ) e da energia térmica útil ( $E_{calor}$ ), com a soma da energia incidente no campo solar durante o tempo de utilização da central, ou seja, em dias úteis ( $E_{inc,SF}$ ), da energia proveniente do combustível ( $E_{comb}$ ) e das energias parasíticas quer na produção elétrica ( $E_{par,ele}$ ) quer na produção de calor ( $E_{par,calor}$ ), recorrendo à equação (4.32). A  $E_{par,calor}$  é a energia consumida pela bomba de circulação que permite a existência de um fluxo de

água quente com o intuito aproveitar energia térmica no permutador durante a estação de aquecimento, e que percorre a tubagem adicionando energia térmica ao edifício.

$$\eta_{CHP,sist} = \frac{E_{ele} + E_{calor}}{E_{inc,SF} + E_{comb} + E_{par,ele} + E_{par,calor}} \quad (4.32)$$

A eficiência anual da central relativamente à produção combinada de calor, frio e eletricidade ( $\eta_{CHCP,sist}$ ), é dada pela razão entre a soma da energia elétrica produzida ( $E_{ele}$ ) com as energias térmicas úteis ( $E_{calor}$  e  $E_{frio}$ ), e a soma da energia incidente no campo solar durante o tempo de utilização da central, ou seja, em dias úteis ( $E_{inc,SF}$ ), da energia proveniente do combustível ( $E_{comb}$ ), das energias parasíticas quer na produção elétrica ( $E_{par,ele}$ ), quer na produção de calor ( $E_{par,calor}$ ) ou na produção de frio ( $E_{par,frio}$ ), recorrendo à equação (4.33). A  $E_{par,frio}$  é a energia elétrica consumida pelos sistemas auxiliares inerentes à produção de frio, nomeadamente as bombas de circulação relativas ao circuito que percorre o permutador de calor na estação de arrefecimento ( $E_{b,HX}$ ), à água quente fornecida ao *chiller* de absorção ( $E_{b,HW}$ ), à água de arrefecimento ( $E_{b,CW}$ ) e à água refrigerada ( $E_{b,CHW}$ ), bem como a energia elétrica consumida no *chiller* de absorção ( $E_{e,Abs}$ ) e na torre de arrefecimento para efeitos de ventilação ( $E_{fan,CT}$ ) e de bombagem da água de pulverização ( $E_{b,CT}$ ) – equação (4.34).

$$\eta_{CHCP,sist} = \frac{E_{ele} + E_{calor} + E_{frio}}{E_{inc,SF} + E_{comb} + E_{par,ele} + E_{par,calor} + E_{par,frio}} \quad (4.33)$$

$$E_{par,frio} = E_{b,HX} + E_{b,HW} + E_{b,CW} + E_{b,CHW} + E_{e,Abs} + E_{fan,CT} + E_{b,CT} \quad (4.34)$$

#### 4.5.4. Definição dos cenários a simular

A Tabela 4.9 resume os cenários a simular, bem como algumas características principais:

Tabela 4.9 – Descrição resumida dos cenários a simular.

Cenário		Fonte de energia	Tipo de combustível	Ficheiro de clima	Modos de produção
<b>F-GN</b>	Fuel-only	Apenas combustível	Gás Natural	(DNI3)	Simulados apenas os 15 cenários referidos na coluna da esquerda, no entanto com contabilização diferenciada relativamente aos modos de produção de eletricidade apenas (P), produção combinada de calor e eletricidade (CHP), e produção combinada de calor, frio e eletricidade (CHCP)
<b>F-P</b>		Apenas combustível	Gás Propano	(DNI3)	
<b>F-B</b>		Apenas combustível	Biogás	(DNI3)	
<b>S-1</b>	Solar-only	Apenas solar	-	DNI1	
<b>S-2</b>		Apenas solar	-	DNI2	
<b>S-3</b>		Apenas solar	-	DNI3	
<b>H-GN,1</b>	Híbrido	Híbrido	Gás Natural	DNI1	
<b>H-GN,2</b>		Híbrido	Gás Natural	DNI2	
<b>H-GN,3</b>		Híbrido	Gás Natural	DNI3	
<b>H-P,1</b>		Híbrido	Gás Propano	DNI1	
<b>H-P,2</b>		Híbrido	Gás Propano	DNI2	
<b>H-P,3</b>		Híbrido	Gás Propano	DNI3	
<b>H-B,1</b>		Híbrido	Biogás	DNI1	
<b>H-B,2</b>		Híbrido	Biogás	DNI2	
<b>H-B,3</b>		Híbrido	Biogás	DNI3	

A Tabela 4.10 refere os principais condicionamentos impostos para a operação da central.

É importante referir ainda alguns aspetos relevantes. Pelo facto de se tratar de uma simulação através de modelos, isto é componentes, já existentes a partir de pressupostos teóricos que mesmo sendo modelados em formato numérico (TRNSYS), os resultados são apenas aproximações e contêm erros por si só: a)

equações inerentes; b) regra de convergência das iterações entre componentes utilizada (com um valor máximo de 2 % em termos de limite de convergência na aproximação numérica entre cada iteração dos diversos componentes presentes, sendo ainda assim algo significativo, sendo de notar que o recuperador foi o que contribuiu mais para esta opção); c) pelo facto de em alguns dos casos não se conseguir encontrar informação detalhada o suficiente para introduzir os parâmetros com a adequação necessária em certos componentes, também acrescem de erros não determinados e com difícil comparação, como é o caso do recetor (*type* 422), das simulações efetuadas anteriormente com o *software* *Tonatiuh* relativamente aos erros óticos para um sistema idêntico de pequena escala, e mesmo no *type* 394 (campo solar) do *TRNSYS* no que se refere à energia de ativação e potência de seguimento necessários, e ainda, também o facto do *type* 109 (ficheiro de clima TMY2) fazer uma interpolação que cresce cerca de 15 kWh/m<sup>2</sup>.ano de energia. Ainda relacionado com os ficheiros de clima simulados, denota-se uma diferença associada ao DNI1 comparativamente ao DNI2 e DNI3, relativamente ao intervalo de horas de luz (desfasado 1 hora), e por conseguinte uma diferenciação nas horas de operação da central e das cargas elétricas e térmicas.

Tabela 4.10 – Descrição resumida dos principais condicionamentos impostos para a operação da central.

Condição	Descrição
a)	Em dias úteis.
b)	Quando é de dia ( $\theta_z < 87,5^\circ$ ).
c)	O calor residual recuperado nos cenários solar-only acontece apenas quando a potência da turbina é superior a 120 kW para garantir que só se recupera calor quando existe calor residual a ser expelido pela microturbina (como ajuste realizado para evitar contabilizar calor resultante do facto de não se ter conseguido impedir que o compressor funcionasse durante todo o ano com uma razão de compressão de 4,5 bar).
d)	O <i>chiller</i> de absorção só está a operar quando a temperatura da água quente está dentro do intervalo 70 °C – 95 °C e quando existe carga de arrefecimento.
e)	Só existe circulação de água no permutador ar-água se existirem cargas térmicas e desde que se respeitem as condições anteriores, caso contrário um válvula de desvio diverte todo o fluxo dos gases de exaustão e a bomba de circulação é desligada.
f)	As restantes bombas de circulação do circuito de frio estão em operação apenas quando existem carga e quando o <i>chiller</i> de absorção está ativo, caso contrário apenas a de distribuição de água fria está ativa (no qual esta energia não é contabilizada pois é relativa ao sistema já existente, desviada por uma válvula de desvio para não percorrer o troço do <i>chiller</i> de absorção, por fim a contabilizar a energia exigida pelo sistema auxiliar).
g)	Em modo híbrido e caso o DNI seja menor que 25 W/m <sup>2</sup> , o campo solar permanece inativo e o fluxo mássico proveniente do recuperador entra diretamente na câmara de combustão (através de um controlo existente no recetor solar, fazendo desta forma um “ <i>bypass</i> ” ao mesmo).

## 4.6. Poupança de energia primária fóssil e emissões de CO2

Relativamente ao consumo de energia primária (*PEC - Primary Energy Consumption*) e à poupança de energia primária (*PES - Primary Energy Savings*) em tep, as equações (4.35) a (4.38) permitem apurar estas quantidades para cada cenário ( $PEC_{Cen}$ ) comparativamente ao consumo de referência ( $PEC_{Ref}$ ):

$$Fator_{Conv} = \frac{\eta_{fonte}}{0,086} \quad (4.35)$$

$$PEC_{Ref} = E_{ele,rede} \cdot Fator_{Conv,rede} + E_{Propano} \cdot Fator_{Conv,propano} \quad (4.36)$$

$$PEC_{Cen} = \sum_{i=1}^n E_{fonte_i} \cdot Fator_{Conv_i} \quad (4.37)$$

$$PES = \frac{PEC_{Ref} - PEC_{Cen}}{PEC_{Ref}} \quad (4.38)$$

Os fatores de conversão de eletricidade da rede ( $Fator_{Conv,rede}$ ) para energia primária podem ser calculados multiplicando a energia em MWh pelo fator 0,215 para obter o valor em tep, segundo o Despacho n.º 17313/2008 [163] que assume uma eficiência da rede elétrica de 0,4, sendo utilizado como fator de conversão também no Despacho n.º 15793-D/2013 [164], em que segundo este último a energia primária dos combustíveis fósseis (propano, gás natural e biogás) é o mesmo que os consumos obtidos como resultados das simulações em TRNSYS e das auditorias/referência ao edifício (considerando apenas a eficiência da caldeira no caso do propano para aquecimento de 88,3 %) ao qual para obter os valores em unidades tep é necessário multiplicar o fator 0,086 aos consumos em MWh.

No que diz respeito às emissões de gases de efeito de estufa (GEE), neste trabalho são apenas contabilizadas as emissões de dióxido de carbono ( $CO_2$ ), no qual se esperam, à partida, emissões de metano ( $CH_4$ ) e de óxido nitroso ( $N_2O$ ) inferiores em modo híbrido comparativamente à operação em modo apenas a combustível da microturbina, que já são por si só relativamente baixas devido ao tipo de injeção de combustível pré-misturado com ar (no qual esta apresenta valores em condições nominais de 12,8  $mg_{NOx}/MJ_{comb}$  e 7,2  $mg_{CH_4}/MJ_{comb}$  e máximos de 12,8  $mg_{NOx}/MJ_{comb}$  e 7,2  $mg_{CH_4}/MJ_{comb}$ ) [62].

Para o caso das emissões específicas ( $GEE_e$ ), e dado que se produzem 3 tipos de produtos energéticos (eletricidade, calor e frio), esta contabilização será feita com base no método do conteúdo energético (MCE), correspondente a uma alocação de  $CO_2$  de acordo com a quantidade de energia útil contida em cada forma de energia produzida pela central, baseada no apêndice II do guia de alocação de  $CO_2$  para centrais CHP (*WRI/WBCSD GHG Protocol* [165]) transpondo neste trabalho o método referido para a central CHCP. De acordo com a IEA [166] quando o calor produzido se destina não à venda mas apenas ao consumo do produtor, este método é mais recomendado comparativamente a outros, por exemplo baseados na eficiência de conversão, no potencial de trabalho, etc.

Para o cálculo das  $GEE_e$ , em termos anuais ou mensais, é necessário conhecer o total de emissões produzidas pela central ( $E_{CO_2,tot,Cen}$  em  $kg_{CO_2}$ ), bem como a energia útil de cada forma de energia produzida ( $E_{k,util}$  - com o índice k referente à forma de energia - em MWh), seja esta sob forma de eletricidade ( $E_{ele,util}$ ), calor ( $E_{calor,util}$ ) ou frio ( $E_{frio,util}$ ) e ainda a soma destas últimas, caracterizada como a energia útil total ( $E_{tot,util}$ ). Com esta informação é possível determina-se a fração total de emissões a ser alocada para cada forma de energia ( $f_{CO_2,k}$ ), dividindo a quantidade de energia de cada forma ( $E_{k,util}$ ) pela energia total ( $E_{tot,util}$ ). A alocação do total de emissões da central para cada forma de energia ( $E_{CO_2,k,Cen}$ ) é feito de modo proporcional ao seu conteúdo energético, multiplicando a fração total de emissões a ser alocada para cada forma de energia ( $f_{CO_2,k}$ ) pelo total de emissões ( $E_{CO_2,tot,Cen}$ ). O valor das  $GEE_{e,k,Cen}$  é a razão entre o total de emissões da central alocada para cada forma de energia ( $E_{CO_2,k,Cen}$ ) e a quantidade de energia em cada forma ( $E_{k,util}$ ) – equação (4.39).

$$GEE_{e,k,Cen} = \frac{E_{k,util}}{E_{tot,util}} \times \frac{E_{CO_2,tot,Cen}}{E_{k,util}} \quad (4.39)$$

## 4.7. Viabilidade económico-financeira

Assume-se que o custo médio nivelado de geração de energia ( $LCE$ ) é contabilizado como o relativo à eletricidade ( $LCoE$ ) da forma indicada na equação (4.40) [75], independentemente da geração ser elétrica, calor ou frio úteis, sendo utilizado para se diferenciar da produção exclusivamente elétrica. Os parâmetros referem-se aos custos de investimento ( $I_t$ ), aos de operação e manutenção ( $M_t$ ), ao consumo de combustível ( $F_t$ ), à totalidade de energia útil produzida anualmente ( $E_t$ ) todos para um dado ano de índice  $t$  e durante um tempo de vida do projeto  $n$ , em que  $r$  se refere à taxa de atualização do capital durante esse mesmo período.

$$LCoE[\text{€/MWh}] = \frac{\sum_{t=1}^n \frac{I_t + M_t + F_t}{(1+r)^t}}{\sum_{t=1}^n \frac{E_t}{(1+r)^t}} \quad (4.40)$$

De modo a caracterizar o investimento de uma forma mais próximo do real, o indicador VAL (Valor Atualizado Líquido) é utilizado relacionando diferenças entre entradas e saídas de dinheiro (cash-flow) segundo a seguinte relação expressa na equação (4.41), em que  $R_{L,t}$  é a receita líquida e  $I_t$  é o investimento realizados num ano  $t$  e para um período de tempo de vida de projeto  $n$  anos, sendo que  $r$  refere-se à taxa de atualização/depreciação do capital durante esse mesmo período. A receita líquida num determinado ano  $t$  ( $R_{L,t}$ ) é o balanço entre as poupanças do consumo à rede elétrica ( $C_{rede,t}$ ) e do consumo de combustível para aquecimento ( $C_{comb,aquec,t}$ ), e os gastos relacionados com a operação e manutenção do sistema ( $C_{O\&M,t}$ ) bem como do combustível utilizado na microturbina ( $C_{comb,central,t}$ ), regido pela equação (4.42).

$$VAL_t[\text{€}] = \sum_{t=1}^n \frac{R_{L,t}}{(1+r)^t} - \sum_{t=0}^{n-1} \frac{I_t}{(1+r)^t} \quad (4.41)$$

$$R_{L,t} = C_{rede,t} + C_{comb,aquec,t} - C_{O\&M,t} - C_{comb,central,t} \quad (4.42)$$

Atendendo ao valor resultante da média aritmética dos preços de fecho do operador do mercado ibérico de energia (OMIE) para Portugal (mercado diário) relativo ao mês “m” em €/kWh, e segundo a legislação [119] aplicada a um regime para unidades de pequena produção de autoconsumo, a remuneração relativa à venda de energia à rede elétrica ( $R_{UPAC,m}$ ) como resultado do excedente da produção da central ( $E_{fornecida,m}$ ) é calculada de acordo com a equação (4.43).

$$R_{UPAC,m} = E_{fornecida,m} \times OMIE_m \times 0,9 \quad (4.43)$$

Assume-se portanto um preço médio de 0,0405 €/kWh (com um  $OMIE_m$  médio nos últimos anos de 0,045 €/kWh [118]) de venda à rede em todo o tempo de vida do projeto baseado na média do preço médio dos últimos 8 anos e meio que se pode ver na Figura A.6 do Anexo IV. Para a análise de investimento do projeto e sua possível rentabilização é necessário atentar nos custos variáveis da eletricidade, do combustível e do capital (pelo menos taxas de empréstimos e inflação).

O valor da taxa de empréstimos ( $r_1$ ) até 1 M€ facultado a sociedades não financeiras desde dezembro de 2014 até setembro de 2016, [167] apresenta um máximo para Portugal e zona Euro de 4,68 % e 3,08 %, respetivamente, enquanto os valores mínimos são de 3,39 % e 2,30 %. As taxas de juro ( $r_2$ ) em Portugal desde 2004 até 2015 são em média de 2,14 % (sem contabilizar com os anos com ocorrência de deflação que tomaria um valor a rondar os 0,5 %) e na zona Euro o valor é de 1,98 % [168]. A partir da relação (4.44) relativa à taxa de atualização ( $r$ ), em que  $r_1$  é a taxa de empréstimo e  $r_2$  é a taxa de juro,  $r$  toma o valor médio de 5,80 % para Portugal e 4,73 % para a zona Euro com valores estimados

máximos de 8,45 % e 6,89 %, e mínimos de 3,80 % e 2,81 % respetivamente. Dados estes valores, assume-se para a caracterização dos cenários económicos o valor para Portugal de 4 %, 6 % e 8 % baseados na equação (4.44). O valor de 4 % é um valor proposto como referência indicativa no Regulamento Delegado (EU) nº 480/2014 [169], o qual considera que desta forma se assegura a neutralidade do ano base assumido relativamente à atualização dos fluxos de pagamento, que é ligeiramente próximo ao valor médio da taxa de rendibilidade das obrigações do tesouro de 1999 e 2016 (5 %) e superior aos últimos 3 anos [170].

$$r = [(1 + r_1) \cdot (1 + r_2)] - 1 \quad (4.44)$$

Relativamente ao custo da energia elétrica e dos combustíveis utilizados (gás natural, gás propano e biogás) a variação destes assume-se como uma taxa que é utilizada para os cenários de incremento de preços de combustível (e por conseguinte a poupança no consumo de propano para efeitos de aquecimento) e para o cálculo da poupança de energia elétrica em relação ao consumo da rede em cada cenário, no qual o acréscimo dos custos relativos aos valores anuais de consumo ( $E_n$ ) resulta da equação (4.45) que é um equivalente no caso de ser um incremento anual com base numa taxa ( $i$ ) durante o tempo de vida do projeto ( $n$  anos) em relação ao assumido como atual que é o valor base ( $E_0$ ) utilizado de forma idêntica para cada tipo de energia. Assim assume-se as taxas ( $i$ ) como sendo 1,2 % (taxa média de aumento do custo da eletricidade para consumidores industriais em Portugal desde 1991 sem contar com aumentos IVA [171]), 2,3 % (que é o que acontece com a eletricidade na mesma situação da taxa anterior mas desta vez considerando as sobretaxas atuais como o IVA, sendo idêntico à evolução dos custos do gás natural [172]). O custo base da eletricidade são os valores referidos no capítulo 4.1 (Tabela 4.1), do gás natural é 0,0418 €/kWh, do propano é de 0,124 €/kWh e do biogás de 0,07 €/kWh (ver Tabela A.22 e Figura A.7 a A.10 do anexo IV.A).

$$E_n[\text{€/MWh}] = E_0[\text{€/MWh}] + E_0[\text{€/MWh}] \cdot [(1 + i)^n - 1] \quad (4.45)$$

O tempo de vida de projeto é de 20 anos, justificado pela duração prevista da microturbina (utilização anual próxima de 2900 horas, num total referido pelo fabricante de 60000 horas), bem como se assume robustez e durabilidade dos restantes componentes. Os valores assumidos para os custos de investimento (CAPEX) e operação e manutenção (OPEX) de cada sistema estão expressos na Tabela 4.11.

Tabela 4.11 - Valores assumidos para os investimentos da central termoeleétrica de pequena escala com poligeração, sendo que o valor para a produção elétrica a combustível é apenas o da microturbina, caso seja solar ou híbrido são os valores do sistema *Aora*, caso se pretenda produção CHP o valor a adicionar é próximo de 56,2 k€ e caso seja CHCP adiciona-se ainda cerca de 104 k€ correspondentes ao sistema de frio. Nota: os valores de CAPEX incluem IVA e instalação.

Componente/ subsistema	CAPEX (k€)	OPEX (€/kWh)
<i>Aora Tulip</i>	428 [173,174], 630 [175], 500 [Assum.]	0,036 [76]
Microturbina <i>TURBEC T100</i>	150 [42]	0,013 [42]
Permutador Ar-Água	25 [176]	-
Tubagens	26,17 (150 metros) [157]	10,79 €/m.(10anos) [157]
<i>Chiller</i> Absorção + Torre Arrefecimento (CT).	86 (417 €/kW <sub>cool</sub> ) [177]	-
Tanque Armaz. ( <i>Buffer</i> )	4 [178]	-
Bombas de circulação, válvulas de desvio, etc.	5 (Aquec.), 14 (Arref.) [159,179,180]	-
Produção elétrica (P)	500 ( <i>Aora</i> ) / 150 ( <i>Turbec</i> )	0,036 / 0,013
Produção CHP	556,2 ( <i>Aora</i> ) / 206,2 ( <i>Turbec</i> )	+ 2 % CAPEX (calor) [181]
Produção CHCP	660,2 ( <i>Aora</i> ) / 310,2 ( <i>Turbec</i> )	+ 2 % CAPEX (frio) [181]

## Capítulo 5 – Resultados

De uma forma mais elucidativa para o propósito do que se pretende fazer com este trabalho, os resultados ajudam a entender o que possa ser favorável ou prejudicial para o desempenho em termos gerais dos diferentes sistemas propostos. No subcapítulo 5.1 serão abordados os resultados relativos à questão energética, o subcapítulo 5.2 refere-se às análises ambientais e o subcapítulo 5.3 às económicas.

### 5.1. Avaliação energética

#### 5.1.1. Campo de heliostatos

Com o *software Tonatiuh* criou-se uma matriz da eficiência global do campo solar de modo a ser introduzida no *type 394* do *TRNSYS* (descrito nos subcapítulos 4.1.1 a 4.1.3) que pode ser visualizada através da Figura 5.1 (interpolação da mesma) ou na Figura A.1 do anexo I.A (valores obtidos com o *Tonatiuh*), que é a matriz efetivamente utilizada durante as simulações. Neste trabalho, por oposição a trabalhos anteriores, contabilizou-se o efeito de sombreamento da torre nos cálculos. Verificou-se o

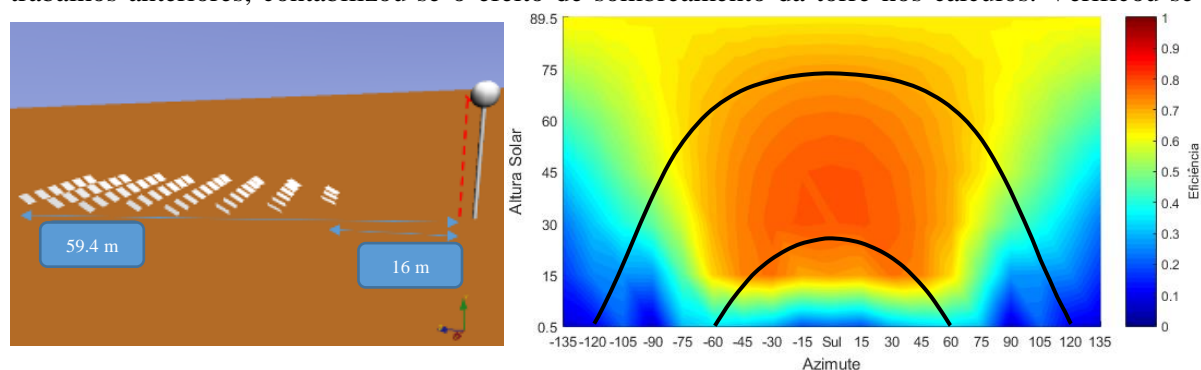


Figura 5.1 - Distância horizontal da primeira e última fila de heliostatos que cruza a vertical onde está situado o recetor (à esquerda) e o resultado da interpolação com o *software MATLAB* da matriz eficiência dos heliostatos obtidos através do *software Tonatiuh* (à direita), no qual o trajetória solar anual que se verifica à latitude do local de teste (Lisboa) situa-se dentro das linhas a preto.

efeito de existir ou não sombreamento da torre na eficiência do campo solar, o que revelou ter impactes ligeiros (redução máxima de cerca de 3,5 % não coincidente com a trajetória solar - ver Figura 5.2), e

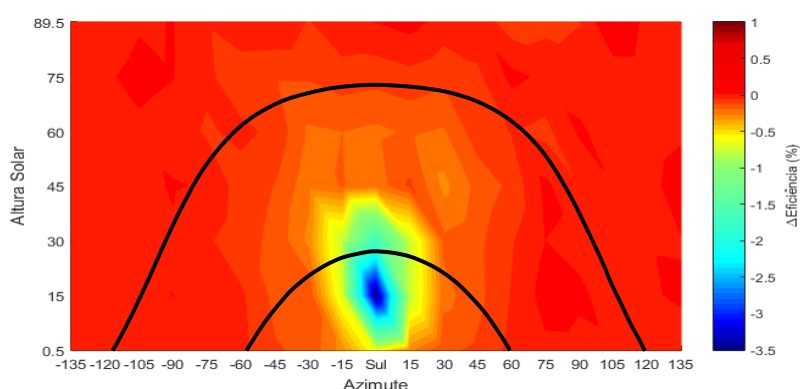


Figura 5.2 - Variação da eficiência relativamente ao cenário com e sem torre, como resultado da subtração dos valores da matriz com torre por aqueles da matriz sem torre, no qual a trajetória solar anual que se verifica à latitude do local de teste (Lisboa) situa-se dentro das linhas a preto.

aliás, a torre é bastante esguia pelo que as sombras lançadas sobre o campo solar são reduzidas, o que explica a influência diminuta apresentada. Na Figura 5.3, encontra-se a distribuição do fluxo radiativo no concentrador secundário proveniente do campo solar para diferentes ângulos (em graus) de altura e azimute solar com recurso ao *software Tonatiuh* para o campo solar utilizado nas simulações da central.

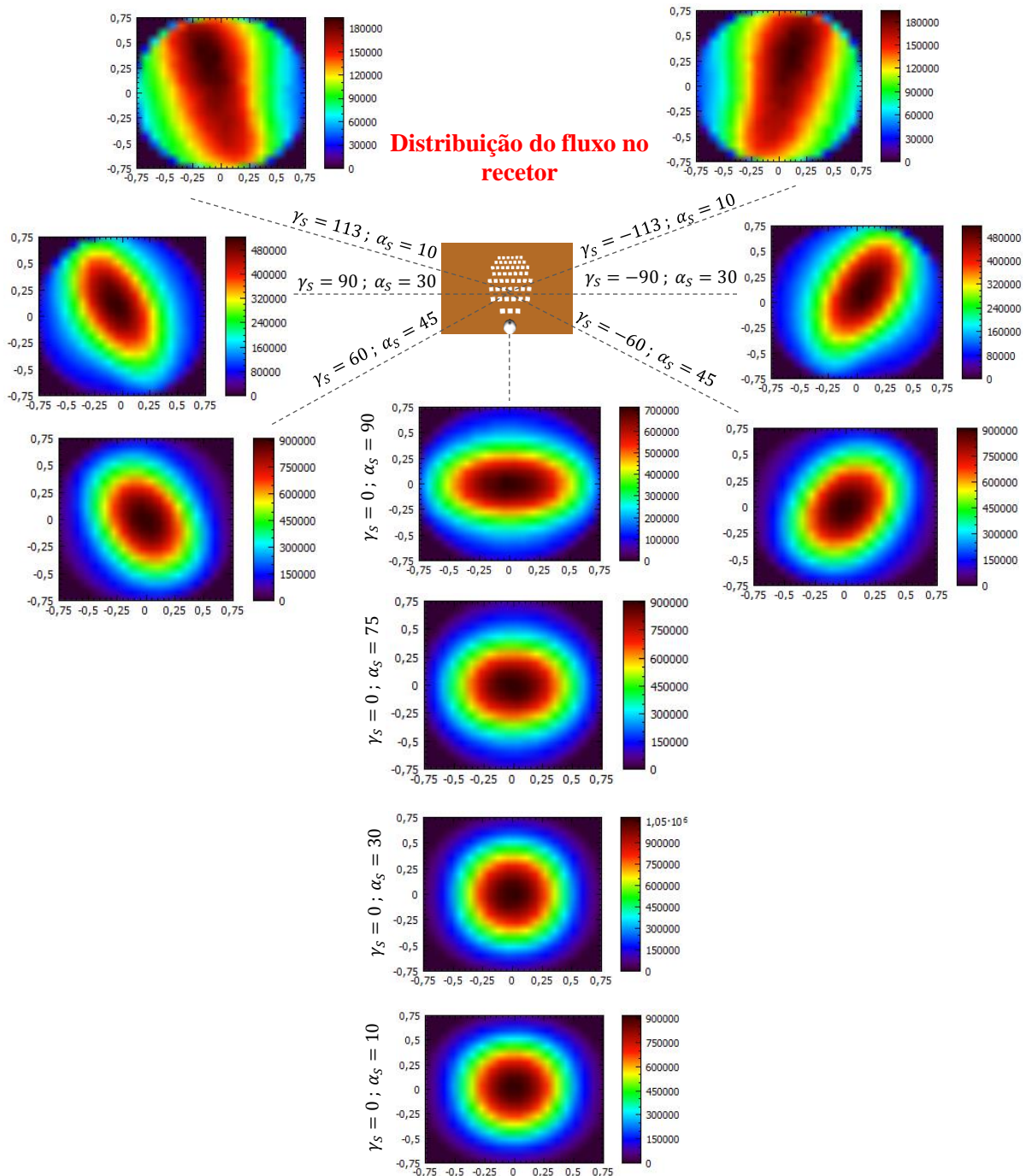


Figura 5.3 - Distribuição do fluxo radiativo no recetor proveniente do campo de heliostatos para diferentes ângulos (em graus) de altura e azimute solar com recurso ao *software Tonatiuh* (TesteA - 1ª fila a 16m da torre). Nota: os valores da escala colorida são em  $W/m^2$ , assumindo um DNI de  $1000 W/m^2$ .

A Figura 5.4 demonstra exemplos das eficiências do campo solar para dias de verão e de inverno, relacionando-as com a potência incidente no mesmo e a potência de saída deste. Verifica-se uma eficiência do campo solar superior no inverno comparativamente ao verão, fruto dos mecanismos de perdas óticas associadas com a trajetória solar inerente aos períodos do ano em questão, no qual a Tabela 5.1 expõe resumidamente as diferentes contribuições (ver detalhes na Tabela A.1 do anexo I.B), estando os valores em concordância segundo a literatura [99]. De acordo com [96] a eficiência média anual do campo solar presente na central solar *PSIO* (que tem um campo solar distribuído a norte da torre, sendo o único sistema em operação com uma distribuição similar encontrado) é de aproximadamente 64 % a 69 %, estando relativamente próxima do simulado e com uma eficiência relativa ao efeito do cosseno idêntica (83%), no qual o valor da eficiência global criado na anterior dissertação ronda os 40 %. É

plausível que a eficiência de dispersão ( $\eta_{Int}$ ) seja elevada dado que o campo solar está muito próximo da torre, e que a eficiência de bloqueio e sombreamento ( $\eta_{B\&Sh}$ ) seja consideravelmente menor já que a torre é relativamente baixa. A Figura A.4 do anexo I.B demonstra a eficiência do efeito do cosseno em termos de valores médios diários ao longo do ano, o que revela ter grandes implicações na eficiência máxima possível de se obter, por exemplo durante a estação de verão onde mais energia solar poderá ser utilizada, resultando numa limitação da eficiência máxima em todo o sistema neste período. No solstício de verão a eficiência média diária do efeito do cosseno ronda os 73,1 % e 91,6 % para o de inverno (já a eficiência máxima do cosseno é de 90,3 % e 97,3%, respetivamente).

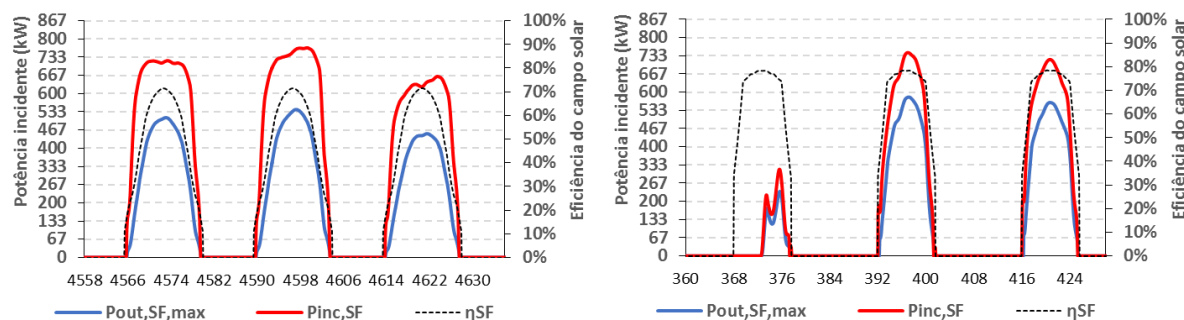


Figura 5.4 - Eficiência do campo de helióstatos bem como a potência incidente no mesmo e a de saída, para dias de verão (à esquerda) e de inverno (à direita).

Tabela 5.1 – Tabela resumo das eficiências relativas aos diferentes mecanismos de perdas de energia radiativa no campo solar utilizado nas simulações com ou sem o peso do DNI. Nota: <sup>C</sup> Valores calculados; <sup>E</sup> Valores estimados; <sup>T\*</sup> Média global anual como resultado da interpolação em TRNSYS.

	$\rho_{ref}$	$\eta_{Cos}^C$	$\eta_{Atm}^C$	$\eta_{B\&Sh}^E$	$\eta_{Int}^E$	$\eta_{Global}^{T*}$
Sem peso do DNI	90,00 %	82,88 %	98,74 %	82,48 %	96,37 %	58,54 %
Com peso do DNI	90,00 %	-	98,74 %	-	96,31 %	62,98 %

## 5.1.2. Simulações em TRNSYS

### 5.1.2.1. Comportamento diário

Inicialmente serão expostos os comportamentos referentes ao ciclo de Brayton para efeitos de geração elétrica durante um dia típico de inverno (9 de janeiro entre as 200 e as 209,5 horas) e de verão (4 de junho entre as 4397,4 e as 4412 horas), focando no recuperador, turbina, na geração elétrica e energia proveniente da combustível, relacionando-os com a potência radiativa incidente no campo solar e no concentrador secundário, identificando a contribuição solar para o bloco de potência (CSBP).

#### 5.1.2.1.1. Produção de eletricidade

Salienta-se que nas figuras deste subcapítulo relativas ao comportamento diário da turbina a gás solarizada, a potência do compressor mantém-se constante por não se ter conseguido impor que esta ficasse inativa fora do período de operação (operando sempre a uma razão de pressão de 4.5). Seja como for, para efeitos de cálculo e análise apenas se contempla a potência elétrica de saída que se produz durante o período de funcionamento da central, induzindo em erro apenas as restantes análises dos cenários solar-only, sendo que objetivo principal é estudar a performance dos casos híbridos. Nos cenários híbridos, as oscilações da produção de eletricidade são principalmente fruto do efeito resultante do controlo do campo solar e recetor. Uma produção ligeiramente menor explica-se já que o efeito da solarização na microturbina que aumenta a queda de pressão, aliado ao facto de se diminuir o caudal de combustível, diminuindo em última instância a pressão nas pás da turbina. Nota-se por exemplo que, através da Figura 5.6 e Figura 5.7, a produção elétrica mantém-se relativamente constante nos cenários

híbridos ao passo que nos cenários que utilizem apenas energia solar (Figura 5.9 e Figura 5.10) é bastante imprevisível, não oferecendo de facto qualquer garantia de potência à rede elétrica onde será injetada.

### Operação em modo fuel-only (apenas combustível)

Com a utilização da microturbina e através da Figura 5.5, denota-se que os parâmetros são bastante previsíveis, verificando-se uma diminuição da eficiência e produção elétricas com o avançar do dia, fruto de uma maior temperatura do ar ambiente à entrada do compressor.

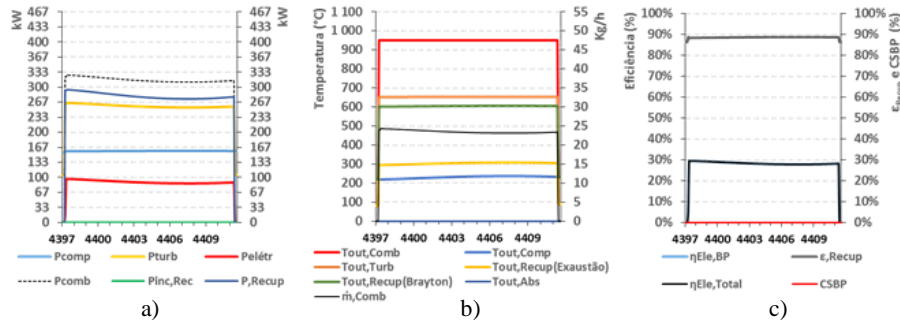


Figura 5.5 - Potências (a), temperaturas e fluxo mássico de combustível (b) e eficiências (c) relativamente à turbina a gás para o cenário F-GN,3.

### Operação em modo híbrido (energia solar e combustível)

Através da Figura 5.6 e Figura 5.7 é possível verificar o efeito da solarização nas eficiências, temperaturas e potências dos diversos subsistemas. Verifica-se que a potência do combustível é utilizada em conformidade com a energia que é necessário fornecer ao bloco de potência, i.e., em função da potência solar entregue ao mesmo (em dias com muito Sol só se utiliza combustível nos inícios e finais de dia) mantendo uma potência elétrica de saída relativamente constante. Quando existe recurso solar considerável e a potência radiativa direcionada para o concentrador secundário é superior a cerca de 420-450 kW é necessário que se reduza uma porção desta energia através da desfocagem parcial por parte do campo solar. As temperaturas de saída do recetor não ultrapassam os 1000 °C graças a este

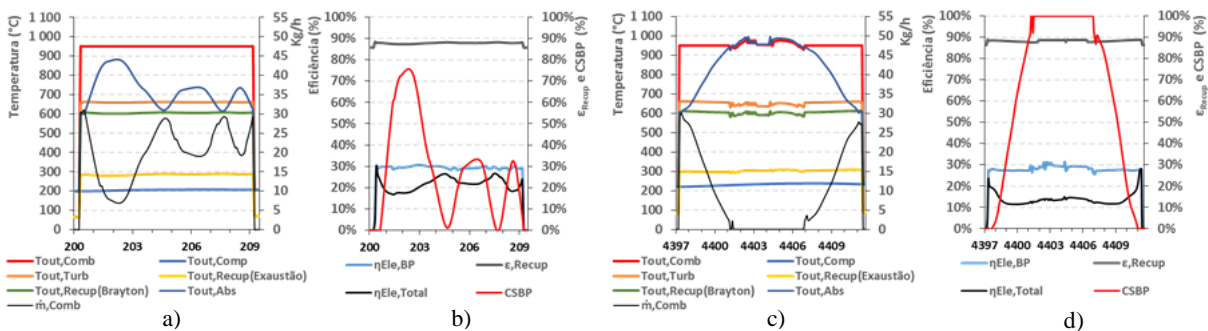


Figura 5.6 - Potências nos principais componentes da turbina a gás solarizada em dias típicos de inverno (a) e verão (c), e as temperaturas, potências e eficiências relativas ao recetor em dias típicos de inverno (b) e de verão (d) no cenário H-GN,3.

controlo, sendo a temperatura máxima desejada, pois é a que entra na câmara de combustão e posteriormente na turbina. A temperatura do absorvedor é apenas ligeiramente superior e por norma deveria rondar os 1200/1300 °C, o que não ocorre, devido às limitações do modelo utilizado no TRNSYS (*type 422*); e aos parâmetros assumidos para o recetor, por forma a permitir uma eficiência que ronde os 71 %. Efetivamente foi assumida uma eficiência ótica de 80 % (incluindo o CPC) estando as restantes perdas dependentes da temperatura média do absorvedor utilizada no *type 422*, que é superior à temperatura do vidro expectável para a temperatura de saída do recetor neste sistema. Desta forma um aumento na temperatura do absorvedor (mantendo a de saída a 950-1000 °C) promove uma diferença acrescida entre estas temperaturas o que resultaria numa degradação da eficiência do recetor em condições nominais).

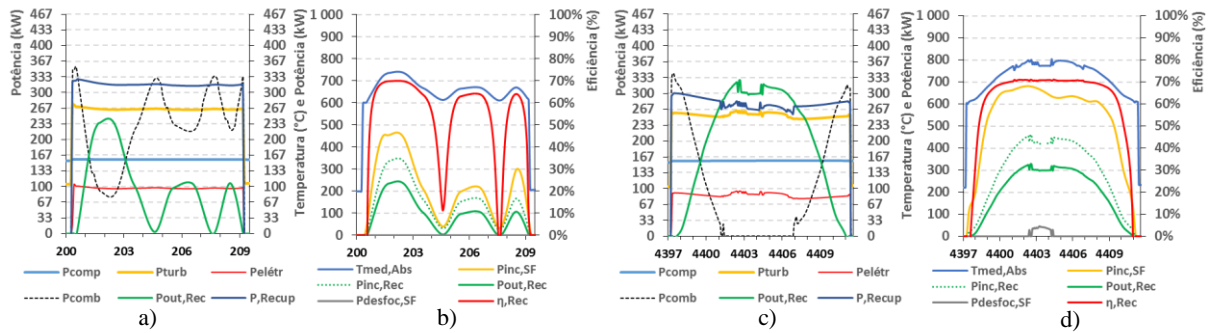


Figura 5.7 - Temperaturas de saída de um dado componente da turbina a gás solarizada bem como o fluxo mássico de combustível (em kg/h) em dias típicos de inverno (a) e verão (c), e as eficiências elétrica, do bloco de potência, eficácia do recuperador e a CSBP em dias típicos de inverno (b) e de verão (d), no cenário H-GN,3.

Através da Figura 5.8 do lado esquerdo observa-se que a potência entregue ao ciclo de Brayton (do recetor e da câmara de combustão) ronda os 300-330 kW de modo a produzir cerca de 100 kW de eletricidade. Na figura do lado direito verifica-se que a eficiência da energia solar entregue à microturbina toma valores de 50 % na melhor das hipóteses e que tendo em conta a eficiência do bloco de potência (próximo de 30 %) a eficiência elétrica total ronda os 13-14 %. Isto é referente à figura mencionada sendo neste caso um exemplo de verão, caso seja inverno e para um dia com um índice de radiação similar, a eficiência da energia solar entregue à microturbina pode tomar valores próximos de 60 % (a eficiência do campo solar é superior no inverno) e que tendo em conta a eficiência do bloco de potência (próximo de 30 %) a eficiência elétrica total pode rondar os 15-17 %.

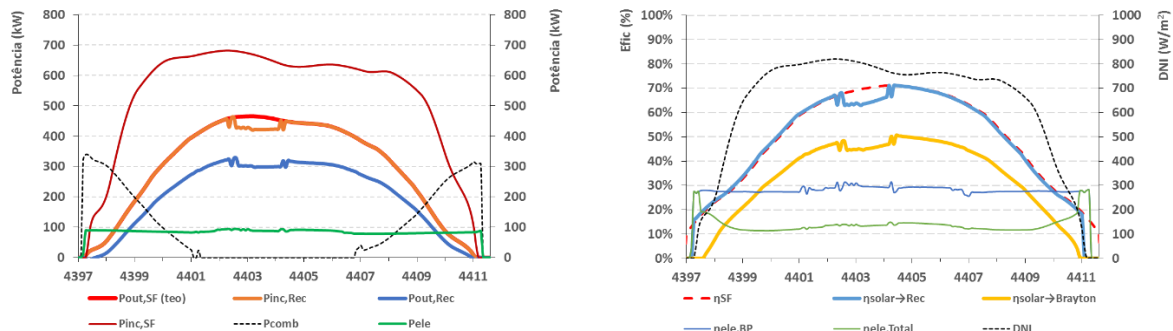


Figura 5.8 - Potências relativas a um dia com recurso solar considerável (à esquerda) e eficiências e DNI para o mesmo dia, relativas às diversas etapas do percurso energético até à conversão elétrica (à direita) no cenário H-GN,3.

### Operação em modo solar-only (apenas energia solar)

Analogamente ao caso híbrido a Figura 5.9 e Figura 5.10 ilustram o comportamento para os cenários recorrendo unicamente a energia solar, evidenciando a variabilidade do recurso e da operação fora do ponto nominal, diminuindo a produção elétrica a ponto de não oferecer qualquer garantia de potência.

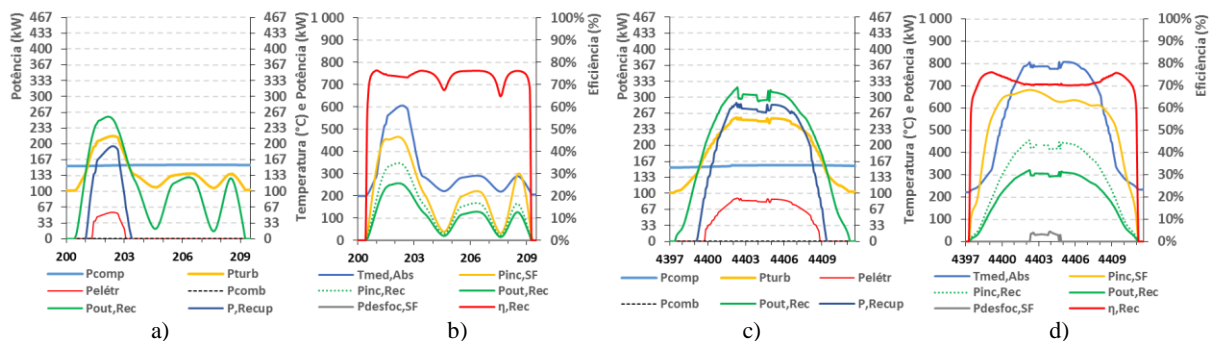


Figura 5.9 - Potências nos principais componentes da turbina a gás solarizada em dias típicos de inverno (a) e verão (c), e as temperaturas, potências e eficiências relativas ao recetor em dias típicos de inverno (b) e de verão (d) no cenário S-3.

Por oposição ao verificado na Figura 5.8 para o caso híbrido, mesmo com um dia com radiação incidente considerável, o modo de produção solar-only apenas inicia a produção elétrica quando a energia entregue ao bloco de potência por parte do recetor é superior a sensivelmente 200 kW (Figura 5.11). Nos cenários fuel-only e híbrido as condições de operação da microturbina estão próximas das nominais, maximizando a produção e eficiência elétricas, já nos cenários solar-only, verificou-se que uma central deste tipo só opera próximo das condições nominais caso haja incidência solar significativa (tipicamente superior a cerca de 650-700 W/m<sup>2</sup>, próximo dos 300 kW de potência com proveniência do recetor solar) e que abaixo destes valores denota-se um efeito que difere muito das centrais solares fotovoltaicas, já que muitas vezes a microturbina está em operação (movimento do rotor) mas sem conseguir produzir energia elétrica num dado momento atendendo à potência da turbina não ser superior à do compressor.

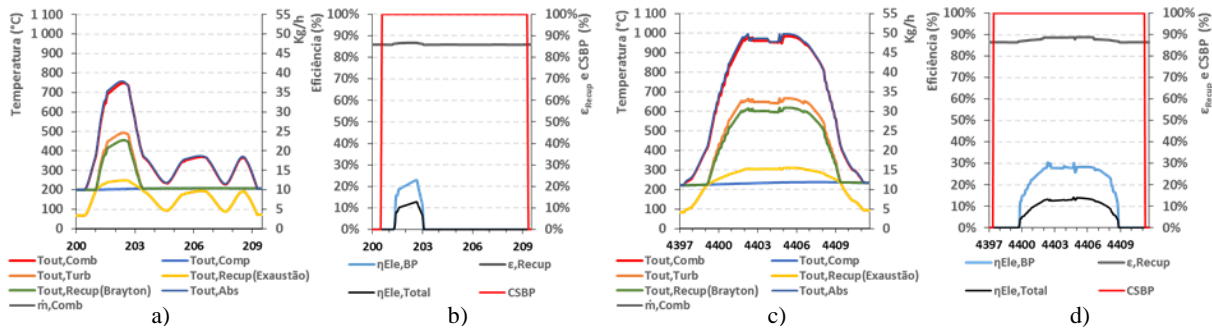


Figura 5.10 - Temperaturas de saída de um dado componente da turbina a gás solarizada bem como o fluxo mássico de combustível em dias típicos de inverno (a) e verão (c), e as eficiências elétrica, do bloco de potência, eficácia do recuperador e CSBP em dias típicos de inverno (b) e de verão (d), no cenário S-3.

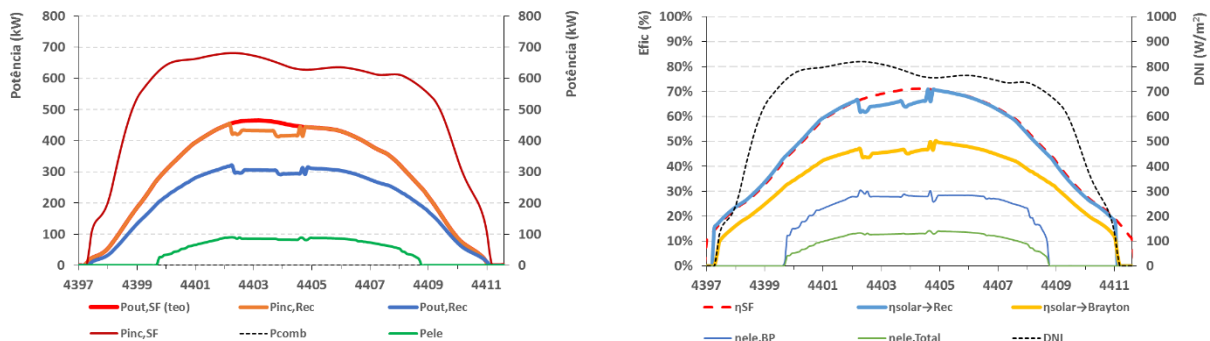


Figura 5.11 - Potências relativas a um dia com recurso solar considerável (à esquerda) e eficiências e DNI (DNI3) para o mesmo dia, relativas às diversas etapas do percurso energético até à conversão elétrica (à direita) no cenário S-3.

No entanto há que ter em conta que não é favorável para a rede elétrica ocorrer produção variável e ao sabor do recurso solar, pois com a utilização de um ciclo termodinâmico a gás, corre ainda o risco de baixar a produção tal que é necessário utilizar energia da rede para levar a máquina (síncrona) de novo à velocidade de sincronismo. Assim salienta-se a vantagem de operação em modo híbrido permitindo maximizar a produção elétrica atendendo à quantidade e qualidade de energia fornecida ao sistema.

### 5.1.2.1.2. Produção de calor

Relativamente à produção de calor, estão expostos na Figura 5.12 e Figura 5.13, o aproveitamento do calor residual para efeitos de aquecimento (híbridos/combustível e solar-only, respetivamente). No mês de janeiro a energia proveniente do calor residual tem potência suficiente para satisfazer a carga, já em dezembro a potência da carga térmica é sempre superior (Figura 5.12 a) e c) respetivamente). No cenário solar-only a radiação solar nem sempre é suficiente para acionar a geração elétrica por forma a permitir que exista calor residual suficiente a ser aproveitado para ser fornecida à carga térmica, sendo acionado a caldeira de apoio grande parte das vezes (Figura 5.13), o que contrasta com os cenários híbridos e a

combustível existindo meses em que se recorre ao apoio apenas fora do período de operação da central. Em todos os casos, as temperaturas e potências fornecidas à carga térmica são mantidas constantes.

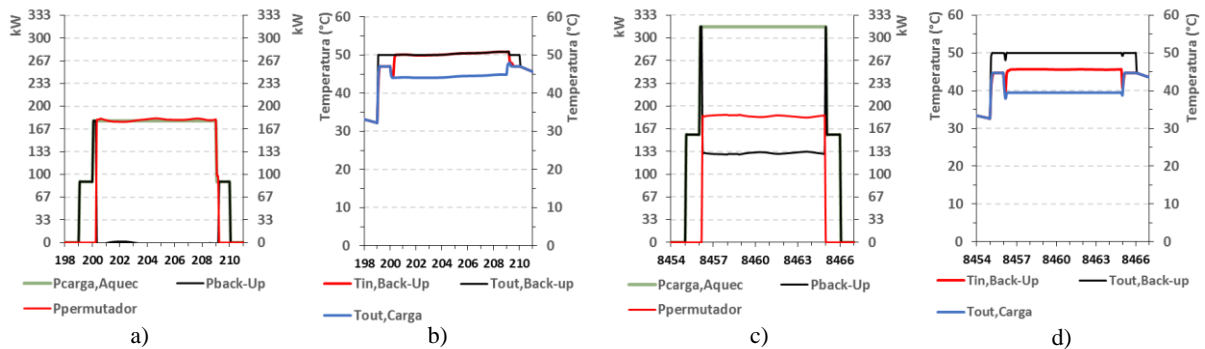


Figura 5.12 - Potências de aquecimento (carga, calor residual e back-up) em dias de janeiro (a) e dezembro (c), e temperaturas à entrada e saída do back-up e da carga em dias de janeiro (b) e dezembro (d) para o cenário H-GN,3.

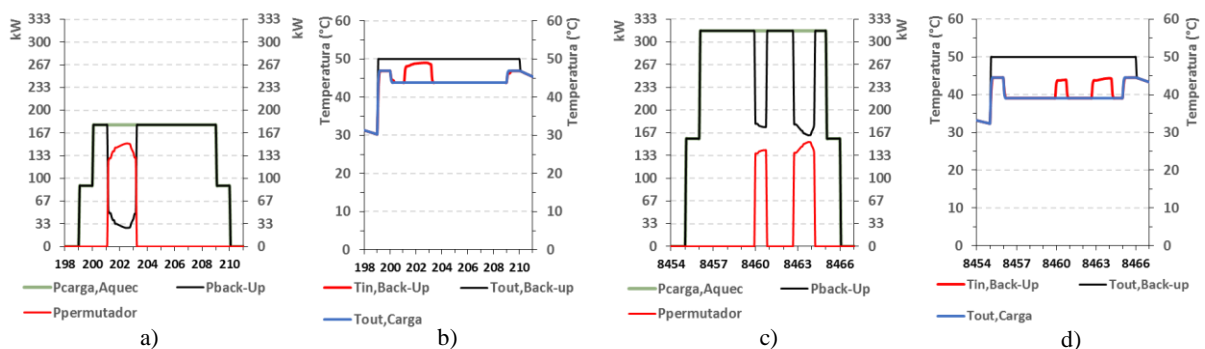


Figura 5.13 - Potências de aquecimento (carga, calor residual e back-up) em dias de janeiro (a) e dezembro (c), e temperaturas à entrada e saída do back-up e da carga em dias de janeiro (b) e dezembro (d) para o cenário S-3.

### 5.1.2.1.3. Produção de frio

Relativamente ao arrefecimento a Figura 5.14 evidência a diferença entre cenários híbridos e solares, tendo como consequência a utilização do *chiller* de absorção ou elétrico (denominado auxiliar).

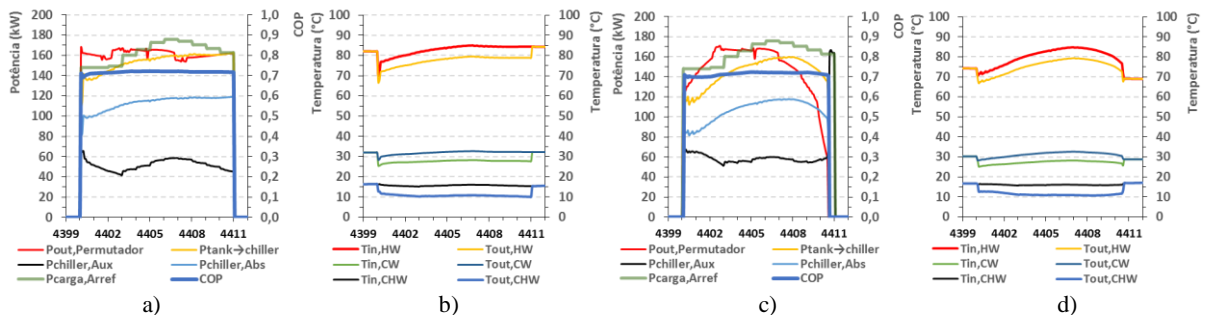


Figura 5.14 - Potências (carga, calor residual, tanque, *chiller* de absorção e auxiliar) e COP para os cenários híbridos (a) e solar-only (c), e temperaturas de entrada e saída da água refrigerada (CHW), do calor motriz (HW) e da água de arrefecimento (CWH) relativamente ao *chiller* de absorção, para os cenários híbridos (b) e solar-only (d) num dia de junho.

As temperaturas de entrada e saída do calor motriz (HW), água de arrefecimento (CW) e de refrigeração (CWH) são mantidas dentro de intervalos minimamente desejados, por vezes com dias em que a temperatura da CW à entrada do *chiller* de absorção ronda os 23 °C. A diferença de temperatura da água do calor motriz (HW) tem um máximo de 6,6 °C e tem em média 5,2 °C, perto do nominal. Quando a fonte de calor residual é proveniente apenas dos cenários com hibridização, isto é, quando o calor motriz é suficiente, a temperatura de entrada no *chiller* de absorção ronda os 80°C-90 °C, enquanto nos cenários solares esta temperatura é menor e muitas das vezes insuficiente para recorrer ao equipamento (menor que 70 °C), sendo necessário utilizar o *chiller* elétrico em modo exclusivo. O tanque tem a utilidade de

limitar a temperatura da HW fornecida ao *chiller* (em qualquer cenário) bem como permitir a sua utilização quando o calor residual recuperado começa a diminuir no fim do dia (solar-only). Permite uma entrega de calor ao chiller de absorção numa condição mais nivelada face às ascilações, quer do recurso solar (solar-only), quer do controlo entre campo solar e recetor (híbridos e solar-only), que induz alterações na eficiência térmica do ciclo de Brayton e por conseguinte da taxa de aproveitamento de calor no recuperador ar-água. A diferença de temperatura da água de arrefecimento ronda os 4,1 °C com máximos de 4,6 °C e da água refrigerada os 4,8 °C com máximos de 5,4 °C, esta última ligeiramente inferior ao indicado pelo fabricante, no entanto o seu fluxo mássico é também superior, pelo que justifica em grande parte esta diferença. O COP térmico do *chiller* ronda os 0,71 em condições nominais. Os *chillers* de absorção são bastante sensíveis às diferenças de temperatura da entrada e saída dos diversos fluxos de um modo geral, e como se mantiveram os caudais mássicos fixos independentemente das temperaturas da água (HW, CW e CHW), da potência entregue a este (calor motriz) e por conseguinte da potência necessária rejeitar para o exterior, a introdução de um setpoint do chiller auxiliar a uma temperatura superior (13 °C por oposição a 10 °C) permitiu uma diferença de temperatura aos terminais do chiller de absorção (na produção de frio) que maximiza a sua performance, à medida que a temperatura da água fria na sua entrada (saída da carga e tubagem de retorno) oscila mas dentro de um intervalo entre 15 °C e 16 °C sensivelmente.

Em termos médios a potência frigorífica do *chiller* de absorção ronda os 108,5 kW para os cenários híbridos e os 98,9 kW relativo aos solares, com potências de calor rejeitado de 260,2 kW e 237,7 kW, e potência entregue ao *chiller* de 152,3 kW e 138,0 kW, respetivamente. Dada a flutuação do recurso solar, o *chiller* opera cerca de 700, 656 e 709 horas para os cenários solares para os ficheiros de clima 1, 2 e 3 respetivamente, ao passo que nos híbridos tem-se cerca de 819 horas de operação (total de 832). Nas opções de produção de frio solar acionados por via térmica e para o caso de Portugal por ter valores de irradiação solar significativa deve-se ter em conta a análise de sensibilidade pelo facto dos *chillers* de compressão elétrica terem um COP muito superior aos de compressão térmica e a rede elétrica apresentar uma fração renovável crescente.

### 5.1.2.2. Comportamento mensal e anual

De um modo global, as tabelas que se seguem exibem em termos anuais a produção de energia útil total, eficiências, fator de capacidade da produção elétrica (Tabela 5.2) e fontes de energia utilizadas e produzidas (Tabela 5.3) consoante o tipo de produção (combinado ou não), destacando que para o caso dos cenários com solarização, obtém-se eficiências solar-eletricidade de pico que rondam os 15-16 % em situações ótimas. De notar que a energia elétrica produzida anualmente pela central com os cenários híbridos, representa cerca de um terço da energia total consumida no edifício, o que se deve principalmente à opção da operação da central ocorrer apenas durante os períodos em que há luz e apenas em dias úteis, a fim de minimizar a venda de energia à rede. De tal forma que o consumo global à rede desce para cerca de 342 MWh<sub>e</sub> e a venda à rede elétrica é cerca de 14 MWh<sub>e</sub> nos cenários híbridos, isto é, cerca de 6 % do total líquido produzido; já para os cenários com uso exclusivo de energia solar o consumo do edifício toma valores entre 490 e 512 MWh<sub>e</sub> com venda à rede desprezável de um máximo de 65 kWh<sub>e</sub>. O leitor interessado poderá ver no anexo V figuras que pretendem ilustrar um exemplo híbrido e outro solar, no contexto do referido anteriormente. Mais ainda, o consumo de referência em termos de classe tarifária diferencia-se em cerca de 53,5 % em HC e 18,8 % em HP, sendo que a produção em modo híbrido permite reduzir as HC e HP para cerca de 41,5 % e 14 %, respetivamente. Nestes cenários a produção de energia elétrica incide aproximadamente em 71 % nas HC e 26 % nas HP, enquanto nos cenários apenas solar tomam valores próximos de 63 % e 37 %, respetivamente. Em termos da opção assumida em operar quando é de dia e em dias úteis permite minimizar a venda de eletricidade à rede (menor que 6,5 % da energia líquida produzida anualmente), em que se incide em cerca de 71 % nas HC e 26 % nas HP (poupança bem superior à remuneração da venda de eletricidade).

Tabela 5.2 - Eficiências anuais do bloco de potência ( $\eta_{BP}$ ), ótica do campo solar ( $\eta_{SF}$ ), disponibilidade do campo solar ( $\eta_{dispSF}$ ), recetor ( $\eta_{Rec}$ ), do ciclo de Brayton contabilizando energia desfocada do campo solar e energia de arranque da microturbina ( $\eta_{ele}$ ), do aproveitamento do calor residual para aquecimento ( $\eta_{Heat}$ ) e para arrefecimento ( $\eta_{Cool}$  - que contemplam a energia útil retirando a energia perdida nas tubagens), a eficiência global CHCP da central ( $\eta_{Global}$ ) e ainda o fator de capacidade da produção elétrica (F. C.ele) para os diferentes cenários simulados.

Cenário	$\eta_{BP}$ (%)	$\eta_{SF}$ (%)	$\eta_{dispSF}$ (%)	$\eta_{Rec}$ (%)	$\eta_{ele}$ (%)	$\eta_{Heat}$ (%)	$\eta_{Cool}$ (%)	$\eta_{CHCP}$ (%)	F. C. ele (%)
<b>F-GN</b>	29,23	-	-	-	29,10	14,00	8,52	51,62	31,40
<b>F-P</b>	29,18	-	-	-	29,06	14,06	8,56	51,68	31,16
<b>F-B</b>	29,18	-	-	-	29,06	13,88	8,44	51,38	32,14
<b>S-1</b>	17,40	60,04	94,02	72,76	6,96	6,14	6,11	19,21	8,40
<b>S-2</b>	17,30	59,42	93,92	72,72	6,82	6,71	5,64	19,17	8,51
<b>S-3</b>	19,47	58,54	92,75	72,35	7,83	6,49	5,42	19,73	10,92
<b>H-GN,1</b>	28,36	60,30	94,43	67,22	17,11	8,36	5,33	30,79	29,17
<b>H-GN,2</b>	28,34	59,69	94,35	67,13	16,87	8,72	5,22	30,81	29,33
<b>H-GN,3</b>	28,48	58,87	93,26	68,05	16,03	8,18	4,92	29,14	29,41
<b>H-P,1</b>	28,33	60,30	94,43	67,25	17,07	8,36	5,34	30,77	29,04
<b>H-P,2</b>	28,32	59,69	94,35	67,16	16,83	8,73	5,25	30,81	29,21
<b>H-P,3</b>	28,46	58,87	93,27	68,07	16,00	8,19	4,94	29,13	29,30
<b>H-B,1</b>	28,33	60,30	94,43	67,19	17,19	8,37	5,39	30,95	29,56
<b>H-B,2</b>	28,32	59,69	94,35	67,10	16,95	8,73	5,25	30,93	29,72
<b>H-B,3</b>	28,46	58,87	93,27	68,03	16,10	8,20	4,92	29,23	29,74

Tabela 5.3 - Energia anual proveniente da combustão ( $E_{Comb}$ ) e da energia solar incidente no campo solar em horas de operação ( $E_{Solar}$ ), energia solar que entrou para o bloco de potência ( $E_{Sol,PB}$ ), eletricidade produzida em termos brutos ( $E_{Ele}$ ) e em termos líquidos ( $E_{Ele,net}$  - retirando os consumos parasíticos relativos ao seguimento solar e ao arranque da microturbina), energia térmica útil para aquecimento ( $E_{heat,net}$  - retirando perdas nas tubagens) e consumos auxiliares ( $E_{heat,par}$ ), energia térmica útil para arrefecimento ( $E_{cool,net}$  - retirando perdas nas tubagens) e consumos auxiliares ( $E_{cool,par}$ ).

Cenário	$E_{Comb}$ (MWh)	$E_{Solar}$ (MWh)	$E_{Sol,PB}$ (MWh)	$E_{Ele}$ (MWh)	$E_{Ele,net}$ (MWh)	$E_{heat,net}$ (MWh)	$E_{heat,par}$ (MWh)	$E_{cool,net}$ (MWh)	$E_{cool,par}$ (MWh)
<b>F-GN</b>	941,1	0,0	0,0	275,0	273,9	132,0	3,32	87,2	9,79
<b>F-P</b>	935,3	0,0	0,0	272,9	271,8	131,8	3,32	87,0	9,79
<b>F-B</b>	965,0	0,0	0,0	281,6	280,4	134,2	3,32	88,5	9,79
<b>S-1</b>	0,0	968,6	423,1	73,6	64,9	59,7	3,32	67,2	8,75
<b>S-2</b>	0,0	997,5	431,0	74,6	65,4	67,1	3,32	64,1	8,37
<b>S-3</b>	0,0	1159,9	491,3	95,7	86,6	75,4	3,32	70,9	8,83
<b>H-GN,1</b>	508,3	968,6	392,8	255,5	246,7	123,6	3,32	86,4	9,84
<b>H-GN,2</b>	506,7	997,5	399,8	257,0	247,8	131,3	3,32	85,7	9,80
<b>H-GN,3</b>	439,6	1159,9	464,8	257,6	248,5	131,1	3,32	85,8	9,79
<b>H-P,1</b>	505,2	968,6	392,8	254,4	245,7	123,4	3,32	86,4	9,85
<b>H-P,2</b>	503,6	997,5	399,9	255,9	246,7	131,2	3,32	85,5	9,76
<b>H-P,3</b>	436,9	1159,9	464,9	256,7	247,6	130,9	3,32	85,8	9,77
<b>H-B,1</b>	521,5	968,6	392,4	258,9	250,2	124,8	3,32	88,1	9,84
<b>H-B,2</b>	519,9	997,5	399,5	260,4	251,2	132,6	3,32	86,6	9,79
<b>H-B,3</b>	451,0	1159,9	464,5	260,5	251,5	132,2	3,32	86,0	9,76

A  $\eta_{BP}$  anual média toma valores de cerca de 29,2 % nos cenários fuel-only, 28,4 % nos híbridos e 17,3-19,5 % nos cenários solar-only, sendo que a diferença do primeiro para o segundo é justificada pelas perdas de carga associadas ao recetor, e no último caso devido quase exclusivamente ao facto da característica natural e irregular do recurso solar, faz com que a energia entregue ao bloco de potência seja em média inferior ao necessário para este operar próximo das condições nominais, reflexo de uma temperatura (e entalpia) insuficiente à entrada da turbina. A  $\eta_{SF}$  anual média diminui ligeiramente com recurso solar crescente (que é normalmente superior no verão, e no qual a eficiência global do campo

solar é nesse período mais reduzida). A  $\eta_{Rec}$  anual média é superior nos cenários solar-only que nos híbridos, já que existindo recurso solar considerável (ou diminuto) neste último caso, a temperatura média do absorvedor é, em média, também superior, contribuindo para perdas superiores, especialmente no início e fim de operação da central com valores inferiores de radiação incidente (como se pode ver Figura 5.6 e Figura 5.9). A  $\eta_{CHCP}$  anual média são superiores nos cenários fuel-only já que têm menos perdas de conversão associadas, atingindo eficiências médias anuais próximas de 51 %, enquanto nos cenários híbridos, que contabiliza as perdas associadas ao campo solar e recetor, são de cerca de 30 %.

A  $E_{Comb}$  pode ser cerca de metade nos cenários híbridos comparativamente aos cenários fuel-only. A  $E_{Ele}$  é superior nos cenários fuel-only, já que operam com uma eficiência superior, juntando ainda o facto de existir um caudal mássico de combustível extra que induz mais pressão nas pás da turbina, o que pode ser de facto mais evidente comparando os valores dos cenários híbridos a biogás e a gás natural, no qual o primeiro apresenta um PCI inferior, logo mais caudal terá que ser introduzido para contribuir com a energia necessária à produção elétrica. Já a  $E_{Ele,net}$  é notavelmente inferior nos cenários híbridos que nos cenários fuel-only, sendo que uma das razões prende-se com o consumo de energia relativamente ao seguimento solar no campo de heliostatos (cerca de 7,9 MWh/ano).

Em termos anuais a Figura 5.15 (valores da Tabela 5.2) permite diferenciar cada um dos cenários simulados em termos de eficiências separadas e combinadas bem como a CSBP.

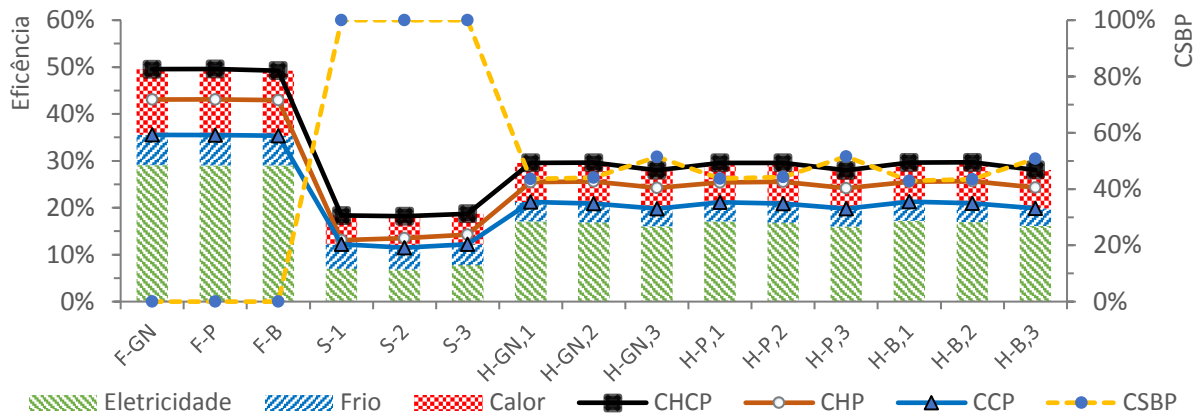


Figura 5.15 - Eficiências médias anuais separadas ou combinadas, com a contribuição solar para o bloco de potência para todos os cenários simulados.

A Figura 5.16 revela as eficiências médias mensais separadas ou combinadas para a situação em que se recorra apenas à microturbina (fuel-only). Verifica-se que a eficiência elétrica apresenta valores médios entre 30,2 % no inverno e 28,2% no verão, no qual a eficiência global a modo CHP pode atingir os 81,5 %, que são valores próximos dos encontrados na literatura (30 % para a produção de eletricidade e 80 % em modo CHP [62]).

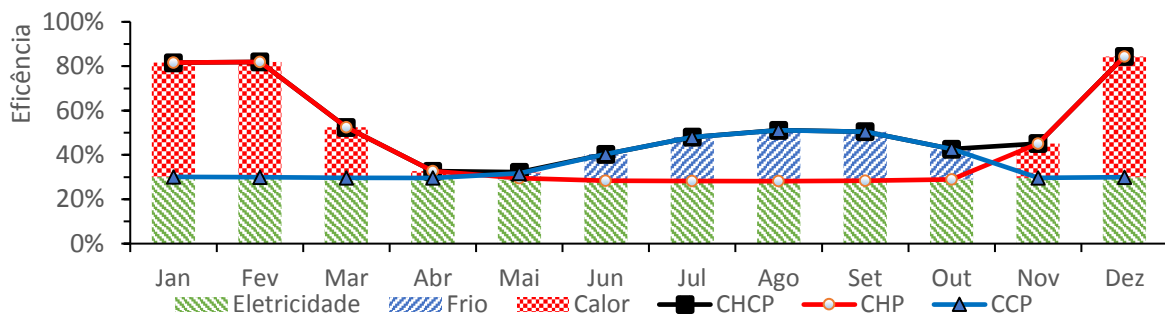


Figura 5.16 - Eficiências médias mensais da central em termos de produção combinada de energia e de forma separada, para o cenário a combustível (apenas a microturbina) a gás natural utilizando o ficheiro de clima 3.

Com a Figura 5.17, verifica-se o efeito da solarização na eficiência global do sistema em modo híbrido para os diferentes meses do ano. Denota-se que a eficiência elétrica (considerando a energia solar incidente no campo solar e o combustível queimado) varia entre 19,4 % no inverno e 13,5 % no verão

com uma CSBP de 44 % e 58,5 % respetivamente, no qual apresenta uma eficiência máxima global de 55 % em modo CHP (contabilizando portanto todas as perdas inerentes ao campo solar e recetor solar). Nos meses de verão a eficiência global reduz-se para metade relativamente ao referido anteriormente, no qual a produção de frio útil é realizada a partir de um *chiller* de absorção com um rendimento (COP real) de 0,66, contabilizando os demais sistemas auxiliares que consomem eletricidade (como as bombas de circulação e o ventilador na torre de arrefecimento), mas também de uma diminuição relativamente à produção elétrica durante este período.

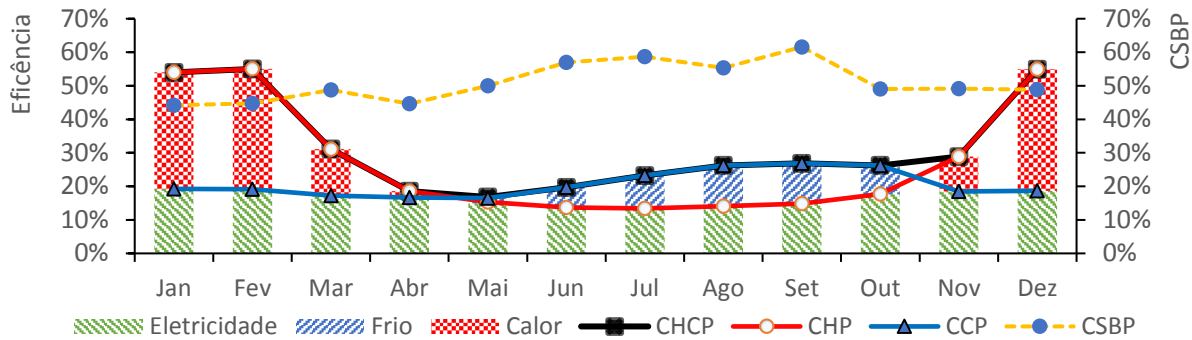


Figura 5.17 - Eficiências médias mensais da central em termos de produção combinada de energia e de forma separada bem como a CSBP para o cenário híbrido a gás natural utilizando o ficheiro de clima 3.

A eficiência da produção elétrica oscila entre os 13,5 % no verão e os 19,4 % no inverno, existindo alguns fatores que influenciam esta diferença, dos quais se destacam: a eficiência do campo solar é superior no inverno comparativamente ao verão (próximo de 69,6 % e 52,7 %, respetivamente, estando aqui inerentes as perdas correspondentes à desfocagem dos helióstatos), no qual a trajetória solar permite que existam menores perdas óticas, nomeadamente relativas ao efeito do cosseno; a CSBP durante o inverno é menor que no verão, o que se traduz numa maior utilização de combustível implicando desta forma menores conversões energéticas com ineficiências como é o caso da concentração de energia solar e posterior conversão térmica no recetor; a temperatura da massa de ar no verão é mais elevada comparativamente ao inverno, fazendo com que a potência mecânica necessária fornecer ao compressor seja superior para obter uma dada razão de pressão ou fluxo mássico, já que o ar ambiente mais quente apresenta menor densidade.

## 5.2. Emissões de CO<sub>2</sub> e consumo de energia primária

Em termos de emissões específicas (Tabela 5.4) as soluções híbridas a gás natural e gás propano apresentam valores médios anuais entre 193 e 260 g<sub>CO2</sub>/kWh, caso a central opere na configuração CHCP, o que são valores inferiores à média anual do sistema electroprodutor mesmo para os últimos anos com maior representatividade hídrica (maior índice de precipitação anual), isto é 281 g<sub>CO2</sub>/kWh em 2010 e 279 g<sub>CO2</sub>/kWh em 2014, segundo a DGEG [13]. São também inferiores ao valor comercializado pela EDP Comercial para o ano de 2015 (292 g<sub>CO2</sub>/kWh) [182], bem como ao comercializado pela EDP Serviço Universal, no que ao período entre junho e setembro de 2016 dizem respeito, forçando a produção elétrica proveniente do carvão, já que contou com menos representatividade eólica e hídrica [183] [184] [185]. Caso se opte pelo cenário híbrido a biogás, e considerando uma redução de 73% das emissões regido pela diretiva europeia [26], situam-se entre 79 e 93 g<sub>CO2</sub>/kWh (valores médios anuais).

As emissões totais da central são cerca de metade em modo híbrido comparativamente a uma utilização da microturbina apenas, dado existir uma CSBP de 43 % a 52 %. As emissões específicas diminuem tanto mais quanto maior for o reaproveitamento do calor residual, no qual valores em produção CHP (aproveitando apenas calor na estação de aquecimento e desperdiçando a restante) podem chegar próximos de 237 g<sub>CO2</sub>/kWh em termos anuais. A Tabela 5.4 contém os valores para os restantes cenários.

Na ótica da produção elétrica os valores de emissões específicas em modo híbrido a gás natural são similares às centrais a gás natural de ciclo combinado (assumindo 50 % de eficiência), já em modo CHP

são sempre inferiores a 280,7 g<sub>CO2</sub>/kWh (menor que o fator de emissões do SEN) atualmente. Através da Figura 5.18, é possível verificar as emissões específicas médias mensais ao longo do ano de forma separada ou combinada para o caso em que se utilize apenas a microturbina.

Tabela 5.4 - Emissões totais anuais da central para produção elétrica (**GEE**), e específicas (**GEEe**), em modo de produção de eletricidade, CHP e CHCP. Nota: os valores entre parêntesis referem-se às emissões totais e específicas relativas ao biogás contemplando uma redução de 73 % das emissões segundo [26].

Cenário	GEE (t <sub>CO2</sub> )	GEEe (ele) (g <sub>CO2</sub> /kWh)	GEEe (CHP) (g <sub>CO2</sub> /kWh)	GEEe (CHCP) (g <sub>CO2</sub> /kWh)
<b>F-GN</b>	191,4	699	474,0	396,8
<b>F-P</b>	217,7	801	542,5	453,9
<b>F-B</b>	291,8 (78,8)	1041 (281,0)	707,4 (191,0)	592,7 (160,0)
<b>S-1</b>	0,0	0	0,0	0,0
<b>S-2</b>	0,0	0	0,0	0,0
<b>S-3</b>	0,0	0	0,0	0,0
<b>H-GN,1</b>	103,4	419	280,7	227,9
<b>H-GN,2</b>	103,0	416	273,4	223,1
<b>H-GN,3</b>	89,4	360	236,9	193,3
<b>H-P,1</b>	117,6	479	320,5	260,0
<b>H-P,2</b>	117,2	475	312,2	254,6
<b>H-P,3</b>	101,7	411	270,4	220,5
<b>H-B,1</b>	157,7 (42,6)	630 (170,2)	422,8 (114,2)	342,8 (92,6)
<b>H-B,2</b>	157,2 (42,4)	626 (169,0)	412,0 (111,2)	336,2 (80,8)
<b>H-B,3</b>	136,4 (36,8)	542 (146,4)	357,5 (96,5)	292,2 (78,9)

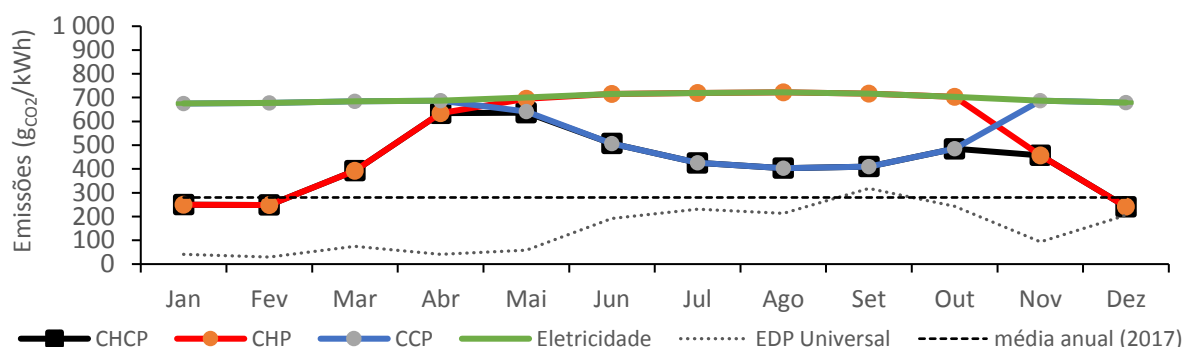


Figura 5.18 - Emissões específicas médias mensais da central em termos de produção elétrica ou combinada de energia (CHP, CCP ou CHCP) e da rede (valores mensais da EDP Serviço Universal em 2016 [186] e da média anual da produção nacional estimada para 2017 – ver Figura A.5 do Anexo III) para o cenário a combustível a gás natural.

Analogamente a Figura 5.19 permite obter a mesma informação, mas neste caso relativo à operação em modo híbrido. Como nesta central, no qual um dos objetivos é substituir energia elétrica produzida no local, pela da rede elétrica de serviço público (RESP), os consumos provenientes da RESP são minorados à custa da adição de combustível para operar a central nas condições pretendidas, sendo importante atentar no benefício de custo/poupança económico (poupar 10,5 ou 13,5 c€/kWh de eletricidade é melhor que vender energia à RESP a uma média próxima dos 4,0 c€/kWh) bem como na intensidade de carbono inerente.

Aliás, comparando a Tabela 5.4 deste subcapítulo e a Figura A.5 do Anexo III, só alguns casos são mais prometedores em termos de evitar realmente emissões, que coincidem com os casos em que as emissões específicas relativas ao sistema proposto serem menores que aquelas associadas à RESP/SEN. As emissões específicas do SEN atuais devem muito à capacidade hídrica instalada e deste 2003 uma contribuição enorme do sector eólico, sendo que o valor para 2014 é de 279 g<sub>CO2</sub>/kWh (ano com índice de hidraulicidade elevado) com a tendência em 315 g<sub>CO2</sub>/kWh [13]. Ora assumindo que durante a operação da central (desde 2017 a 2037) com uma tendência como está expressa na Figura A.5 no anexo

III, um valor médio para este período ronda os 175 g<sub>CO2</sub>/kWh, admitindo que se irá continuar a investir em soluções renováveis de baixo teor em carbono. Pelo que efetivamente é muito mais benéfico ambientalmente a utilização de biogás permitindo evitar até uma média anual de 40,5 t<sub>CO2</sub> (reduzindo cerca de 25,9 % das emissões comparativamente ao edifício de referência, no qual aqui é utilizado o mesmo fator de emissões do SEN aplicado aos cenários). Assim para um sistema solar híbrido deste tipo, nestas condições de clima e com cargas térmicas similares, conclui-se que para fatores de emissões do SEN próximo ou superiores a 280 g<sub>CO2</sub>/kWh (sendo próximo do valor referente ao ano 2014, bem como da tendência atual em 2017) a vantagem ambiental da solução híbrida utilizando combustível fóssil é posta de lado (ver Tabela A.19 e Tabela A.20 do anexo III).

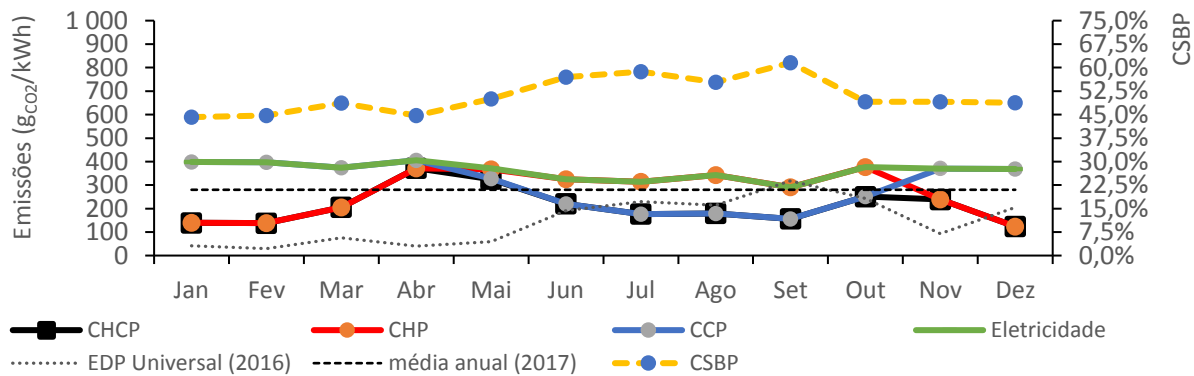


Figura 5.19 - Emissões específicas médias mensais da central em termos de produção elétrica ou combinada de energia (CHP, CCP ou CHCP) e da rede (valores mensais da EDP Serviço Universal em 2016 [186] e da média anual da produção nacional estimada para 2017) bem como a CSBP para o cenário híbrido a gás natural utilizando o ficheiro de clima 3.

Caso se aproveite os cerca de 475 MWh<sub>t</sub> de energia recuperáveis anualmente para aquecimento de água a cerca de 70 °C, as emissões específicas da central CHP podem rondar os 257 g<sub>CO2</sub>/kWh utilizando combustível fóssil (gás natural) com uma eficiência média anual de 78,8 %, e cerca de 125-145 g<sub>CO2</sub>/kWh na mesma ótica em modo híbrido (neste caso a eficiência ronda os 48,9 %).

A Figura 5.20 pretende mostrar a poupança de energia primária (PES) fóssil relativamente ao edifício de referência. Retirando as barras a amarelo correspondentes à energia primária solar (isto é, radiativa) e a verde do biogás, a PES toma valores nos cenários híbridos e solar-only entre 19,5 % e 19,7 %, podendo apresentar nos cenários híbridos a biogás valores próximos de 45,8 % considerando este combustível como fonte renovável. Apesar de existir um aumento da utilização de combustível na

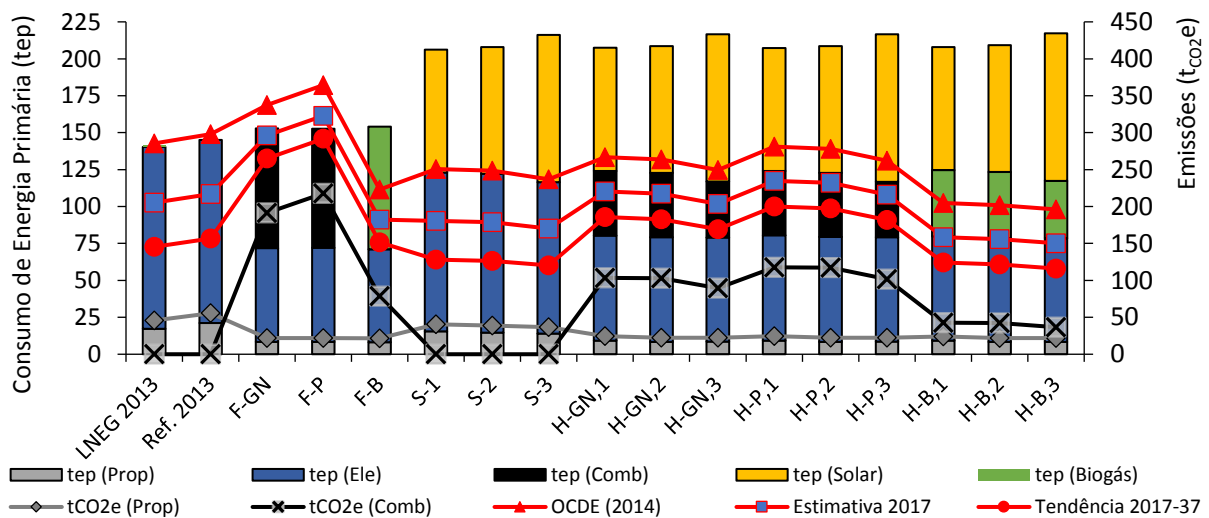


Figura 5.20 - Consumo de energia primária do gás propano (Prop), do combustível utilizado pela central (Comb ou Biogás se for o caso), da eletricidade da rede (Ele), da energia solar (Solar) e as emissões diferenciadas pelos combustíveis (Prop ou Comb), e o total dependendo do fator de emissões da rede elétrica (assumindo 420, 280 e 175 g/kWh para o “OCDE (2014)” [187], “Estimativa 2017” e “Tendência 2017-2037”, respetivamente – Anexo III) correspondentes a cada cenário simulado em modo CHCP, comparando com os valores das auditorias (LNEG 2013) e o utilizado para as simulações (Ref. 2013).

central, a diminuição de energia primária proveniente da rede (por se ter diminuído consumos a esta) permite diminuir a contribuição fóssil inerente aos consumos energéticos no edifício de um modo geral. A figura referida é relativa ao modo CHCP, no qual a diferença comparativamente ao CHP é pouco significante dado que se reduziu em média somente 11,3 MWh<sub>e</sub> de consumo à rede elétrica (cerca de 2,9 tep – ver tabelas Tabela A.18, Tabela A.19 e Tabela A.20 do anexo III).

A utilização do *chiller* de absorção (acionado termicamente através de calor residual, neste caso sob forma de água quente) permite uma redução dos consumos de eletricidade no qual a Figura 5.21 demonstra isso mesmo. Verificou-se de facto redução de consumos elétricos através da utilização do *chiller* de absorção nos cenários simulados mesmo sendo este de efeito simples, diminuindo cerca de 34 % do consumo elétrico utilizado pelos sistemas de arrefecimento convencionais, consumindo em média 0,11 kWh<sub>e</sub>/kWh<sub>c</sub>, portanto com um rácio de eficiência elétrica (EER) próximo de 9,0.

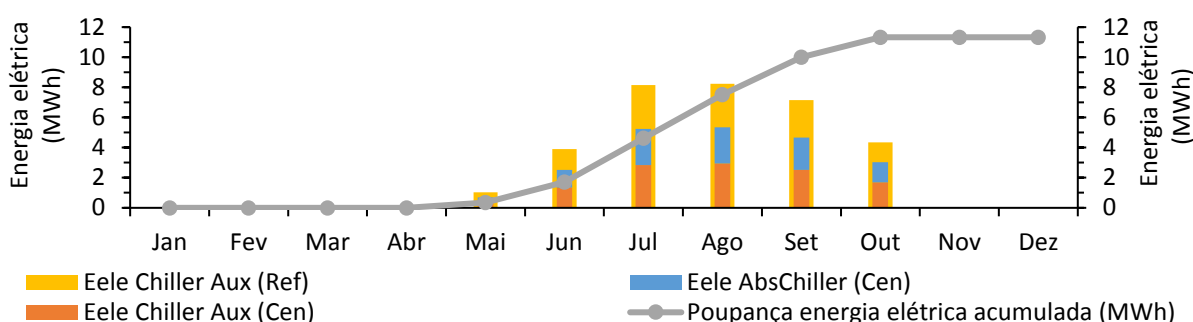


Figura 5.21 - Poupança de energia elétrica com a utilização do *chiller* de absorção no sistema de arrefecimento do edifício.

O facto da fração das necessidades de arrefecimento serem compensadas por *chillers* elétricos com um COP médio de 4, faz com que não exista grande diferença no aumento de energia primária entre as produções combinadas CHCP e CHP. O *chiller* de absorção revela um COP médio de 0,66, atingindo frações com proveniência do calor residual de sensivelmente 68 % e 52 % para os cenários híbridos ou a combustão e solares respetivamente, em que os diferentes ficheiros de clima não inferem grande influência na estação de arrefecimento. A fração solar de arrefecimento apresenta anualmente valores entre 30 % e 35 % nos cenários híbridos e próximo dos 52 % nos cenários solar-only. Relativamente ao aquecimento a fração solar oscila em termos anuais entre os 30 % e 38 % nos cenários híbridos e entre 33 % e 42 % nos cenários solar-only. A fração solar inerente à eletricidade consumida no campus ronda os 13 % e 22 %. Acrescenta-se ainda que tipicamente a central em modo híbrido produz anualmente cerca de 2350 MWh<sub>e</sub>/MW<sub>e</sub>, com valores próximos de 3,6 m<sup>2</sup>/MWh<sub>e</sub> (assumindo 900 m<sup>2</sup> de área total).

### 5.3. Análise económico-financeira

Os valores do LCE calculados estão expressos na Tabela A.23 do anexo IV.B segundo a equação 4.40, tendo por base os custos com combustível expressos na Tabela A.22 do mesmo anexo, podendo representar (nos cenários híbridos a gás natural e no intervalo de taxas 4-12 %) valores de 25,9-39,5, 18,4-28,7 e 17,4-27,4 c€/kWh em termos de eletricidade, produção combinada CHP e CHCP, respetivamente. Utilizando biogás (e caso se considere as mesmas condições mas com um custo médio para um incremento do combustível de 2,3 % anuais) pode-se esperar valores de 34,0-47,7, 23,7-34,3 e 20,2-30,4 c€/kWh em termos de eletricidade, produção combinada CHP e CHCP, respetivamente (ver Tabela A.24). Existindo uma carga térmica mais constante, nos cenários híbridos a gás natural ou a biogás para o intervalo de taxas 4-12 %, valores em modo CHP de 9,6-16,7 c€/kWh são possíveis (ver Tabela A.23) e de 10,2-17,6 c€/kWh considerando incrementos de custos de combustível anuais de 2,3 % em relação ao valor base (ver Tabela A.24).

A solução proposta (cenários híbridos) permite que ocorram reduções de consumos relativamente ao edifício de referência, os quais se traduzem em poupanças financeiras potenciais. Na Figura 5.22 podem-se observar as diferentes contribuições destas poupanças (CHCP), no qual não estão aqui incluídos os

investimentos da central nem os custos de operação e manutenção nem do combustível, sendo apenas para evidenciar em que períodos e que formas de energia se poupa mais. As poupanças anuais em termos de energia elétrica, nomeadamente da energia ativa, potência em horas de ponta (PhP) e da poupança relativa ao IVA podem representar perto de 41,3 k€ enquanto a poupança anual de propano representa valores na ordem dos 18,1 k€. Estes valores em conjunto com a porção de energia elétrica vendida à rede de perto de 643 € promovem uma poupança total anual com valores próximos de 60,0 k€. Em modo CHP as poupanças tomam valores similares, com uma poupança total anual próxima de 57,3 k€ (a utilização do *chiller* de absorção permite poupar em média 11 MWh de energia elétrica e as consequentes poupanças em energia ativa, PhP, IVA e uma venda à rede ligeiramente superior).

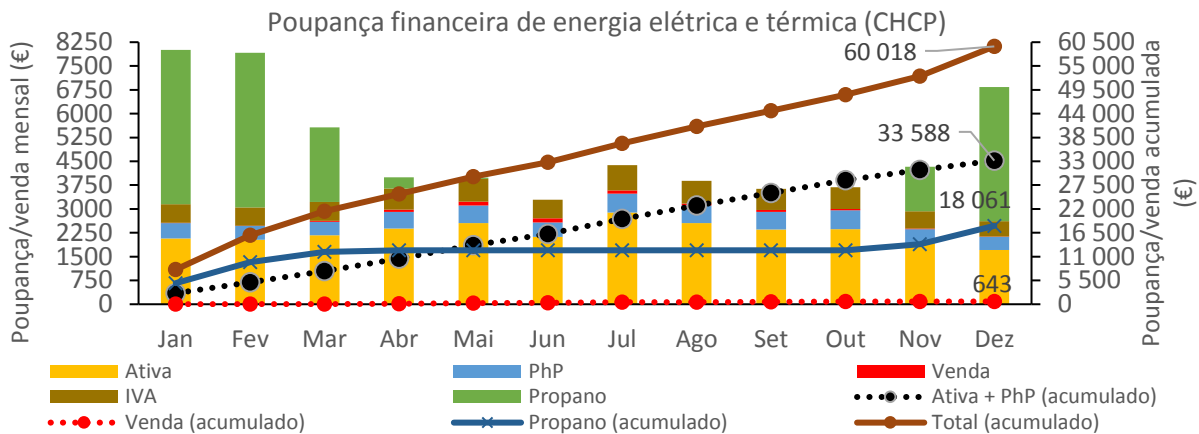


Figura 5.22 - Poupanças no edifício relativas à redução dos consumos de energia elétrica e térmica, evidenciando em que períodos e que formas de energia se irá potencialmente poupar mais relativo ao cenário híbrido em modo CHCP. Nota: os custos de investimento, de O&M bem como do combustível não fazem parte ainda destes cálculos.

A Figura 5.23 e Figura 5.24, revelam o valor atualizado líquido para os cenários híbridos em modo CHP e CHCP respetivamente. Entre estes não se comparou o efeito do DNI para o ficheiro de clima 1, mas apenas entre o 2 e 3, porque durante a simulação em *TRNSYS* e devido à interpolação dos dados (principalmente o ângulo zenital) os dias estão ligeiramente encurtados (no qual existe também um desfasamento de uma hora em relação aos outros) e é pouco notória a distinção relativamente ao segundo. Salienta-se como nota introdutória referente à legenda das figuras referidas o seguinte: por exemplo, o cenário “GN3(r4%,ele1,2%,fuel1,2%,IRC)” significa que é relativo ao cenário H-GN,3 no qual se aplicou uma taxa de atualização ( $r$ ) de 4 %, um incremento do custo anual da eletricidade ( $i_e$ ) de 1,2 %, um incremento do custo anual do combustível ( $i_f$ ) de 1,2 %, que se substituiu a caldeira a gás propano por uma a gás natural e que se considerou benefícios fiscais relativos ao IRC.

Considerando cenários conservadores com  $i_e$  e  $i_f$  de 1,2 % e  $r$  de 4 %, a solução em modo CHP apresenta um PBT de 26 anos. Considerou-se também a substituição da atual caldeira a gás propano (aplicável daqui em diante para todos os cenários abordados e nas figuras do cálculo do VAL, salvo no caso do próprio propano) por uma a gás natural ou biogás se for o caso (investimento adicional assumido de 20 k€ para 460 kW de potência térmica [188]), culminando num PBT de 22,3 anos. Adicionou-se ainda uma forma de poupança relacionada com a amortização de parte do capital investido sob forma de IRC (Imposto sobre Rendimentos Coletivos), atualmente a uma taxa de IRC de 21 %, no qual a taxa dedutível é 8% por um período de 12,5 anos [189]. Esta poupança é contabilizada, a título de exemplo, para aplicação a uma empresa, já que o LNEG, sendo estatal, não paga IRC. Por exemplo, num total de investimento de 576,2 k€ poderá ser adicionado ao cash-flow anual durante o período referido, um valor de poupança de 9680 € (produto do investimento total com a taxa de IRC e a taxa de amortização de 8 %). Como se vê na Figura 5.23 para o modo CHP, isto apresenta uma vantagem económica sob forma de benefícios fiscais, que é assumido aqui como poupança direta na solução energética durante os anos dedutíveis, no qual existe um período de retorno que pode ser inferior ao tempo de vida útil do sistema (a verde e azul), eventualmente até com um PBT inferior a 16 anos. Isto significa que o VAL pode ascender a cerca de 125 K€ com um retorno do investimento (ROI) próximo de 22 %. Denota-se que a diferença entre o ficheiro de clima 2 e 3, é o suficiente para aumentar o consumo de combustível no

primeiro, ao ponto de adiar o PBT em pelo menos dois anos. A partir da figura mencionada é possível verificar que nem todos os cenários permitem uma rentabilização económica do projeto durante o seu tempo de vida (20 anos), seja como for todos os apresentados têm uma característica ascendente, i.e., uma tendência para a recuperação do capital investido. Aqui dá-se mais ênfase aos cenários a gás natural, no qual estão apenas apresentados um cenário para o biogás e outro para o propano, devido às implicações que o custo do combustível tem na solução (mesmo sendo híbrida) optando pelos cenários mais favoráveis para estes, descartando desde logo a utilização de gás propano (Figura 5.23).

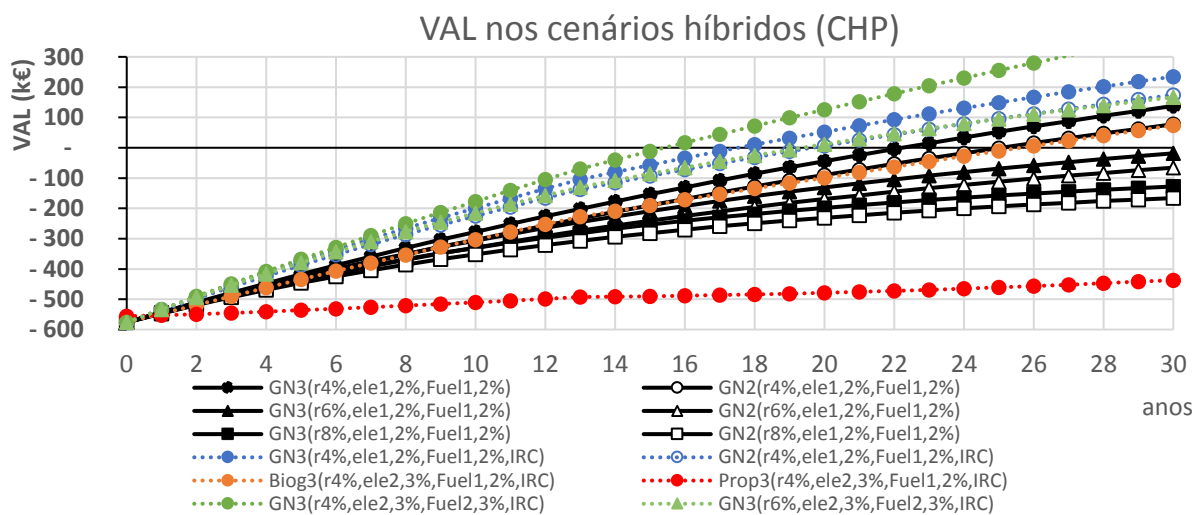


Figura 5.23 - Valorização económica (VAL) dos cenários híbridos em modo CHP com diferentes opções de poupança que contemplam cumulativamente: poupança na eletricidade e combustível para aquecimento (linhas negras a cheio) com substituição da caldeira a propano por uma a gás natural ou biogás se for o caso (linha a cheio, exceto o propano); benefícios fiscais relativos ao IRC a uma taxa de 8 % a 12,5 anos (linhas a picotado e a cores).

As condições limite para a viabilidade (sempre com benefícios fiscais e substituição da caldeira e para o DNI 3) são:  $r$  de 6 %,  $i_e$  e  $i_f$  de 2,3 % a um máximo de 43 €/MWh<sub>comb</sub>;  $r$  de 4 %,  $i_e$  e  $i_f$  de 1,2 % a um máximo de 48,5 €/MWh<sub>comb</sub>; 57 €/MWh<sub>comb</sub> com  $r$  máximo de 4 %,  $i_e$  e  $i_f$  mínimos de 2,3 %. Para o DNI 2 é necessário um  $r$  máximo de 4 %,  $i_e$  e  $i_f$  mínimo de 1,2 % a um máximo de 43 €/MWh<sub>comb</sub>.

Já relativamente ao biogás, este apresenta um PBT de 25,7 anos na melhor das hipóteses, salientando que o custo deste combustível foi assumido em 70 €/MWh, o que limita em grande parte o retorno de capital da solução nestas condições (mesmo sendo favoráveis com  $r$  de 4 %, e  $i_e$  de 2,3 %) dado que as poupanças nos cenários híbridos entre os diferentes combustíveis são muito similares, reforçando a ideia que o combustível não deverá apresentar um custo muito elevado. Caso se utilize gás natural, e com  $r$  de 4 %,  $i_e$  e  $i_f$  de 2,3 %, substituição da caldeira a gás propano por gás natural e admitindo a possibilidade de existir benefícios fiscais relativos ao IRC, a solução terá um PBT na melhor das hipóteses de aproximadamente 15,4 anos, podendo valorizar economicamente em 22,4 % o investimento despendido inicialmente. De facto o que torna a solução viável é efetivamente a existência de benefícios fiscais encarados como um incentivo relativamente à implantação da solução proposta, caso contrário a central terá que apresentar um tempo de vida de operação entre 25 e 30 anos (sem grandes despendios de capital adicionais). Por outro lado  $i_e$  e  $i_f$  de 2,3 % permitem um PBT próximo de 19 anos com  $r$  de 4 % e sem benefícios fiscais, mas encontra um PBT de 24 anos caso  $r$  seja de 6 %. Taxas de atualização de 6 % podem ser aceites, segundo os resultados, mas apenas quando existir  $i_e$  e  $i_f$  de 2,3 %, substituição da caldeira a gás propano por gás natural e existência benefícios fiscais (PBT de 19,2 anos).

No que diz respeito ao cenários híbridos em modo CHCP, a Figura 5.24 apresenta os resultados análogamente aos cenários em CHP, no qual se destaca a limitação, à partida, da viabilidade da solução, dado que terá que se investir cerca de 104 k€ adicionais, fazendo com que o frio produzido apresente um custo por unidade de energia bastante elevado, e no qual a poupança de consumos elétricos do

sistema de arrefecimento da solução face ao sistema convencional (de referência) são insuficientes de um modo geral para permitir uma recuperação do capital durante o tempo de vida útil do sistema. No entanto existe um caso em que a situação apresenta-se viável caso se utilize gás natural: com  $r$  de 4 %,  $i_e$  e  $i_f$  de 2,3 %, substituição da caldeira a gás propano por gás natural e admitindo a possibilidade de existir benefícios fiscais relativos ao IRC, a solução terá um PBT na melhor das hipóteses de aproximadamente 18,1 anos, podendo valorizar economicamente em 7,3 % o investimento inicial. No entanto para estas condições o custo de combustível não deverá ser superior a 46 €/MWh<sub>comb</sub>.

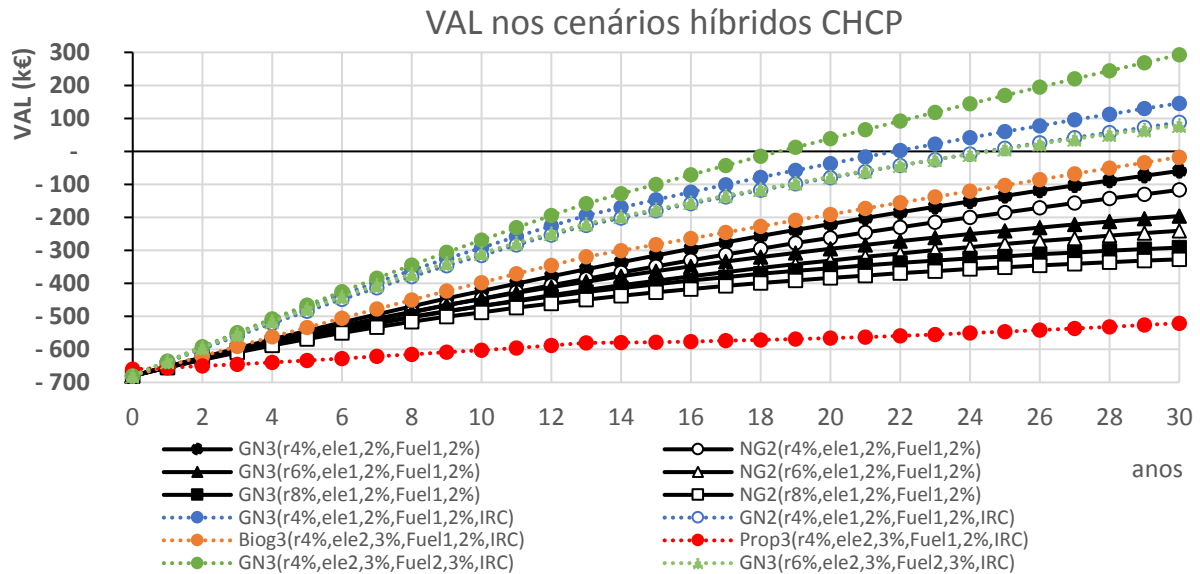


Figura 5.24 - Valorização económica (VAL) dos cenários híbridos em modo CHCP com diferentes opções de poupança que contemplam cumulativamente: poupança na eletricidade e combustível para aquecimento (linhas negras a cheio) com substituição da caldeira a propano por uma a gás natural ou biogás se for o caso (linha a cheio, exceto o propano); benefícios fiscais relativos ao IRC a uma taxa de 8 % a 12,5 anos (linhas a picotado e a cores).

Relativamente aos cenários a combustível apenas, a Figura A.10 (CHP) e Figura A.11 (CHCP) do anexo IV.C apresentam o VAL para destes cenários, prevendo-se aqui um PBT a partir dos 11,5 anos, no entanto com um impacte ambiental em nada favorável (emissões de CO<sub>2</sub> e PEC fóssil).

Como foi referido na metodologia referente à produção na configuração híbrida em modo CHP para cargas superiores e mais constantes ao longo do ano (como o sector industrial, hoteleiro, etc.) a Figura A.12 do anexo IV.C evidencia a recuperação do capital para o cenário híbrido a gás natural e a biogás. De facto, recuperando o calor residual durante as cerca de 2900 horas de operação da central faz com que o LCE (para um intervalo  $r$  de 4 % a 12 %) em modo CHP possa rondar os 0,10-0,15 €/kWh (a 41,8 €/MWh<sub>comb</sub>) ou 0,12-0,18 €/kWh (a 70 €/MWh<sub>comb</sub>). É possível um PBT entre os 9 anos ( $r$  de 4 % com 41,8 €/MWh<sub>comb</sub>) e os 13 anos ( $r$  de 6 % com 70 €/MWh<sub>comb</sub>) sem benefícios fiscais e com  $i_e$  e  $i_f$  de 1,2 %. Isto revela que para uma situação deste género, um CAPEX próximo de 5,5 €/W<sub>e</sub> (CHP) permite uma rentabilização económica sem incentivos fiscais, apesar do investimento inicial ser avultado.

O que tem grande impacto no retorno do investimento é de facto a poupança relativa ao consumo elétrico, ao consumo de gás propano para efeitos de aquecimento e também a existência de benefícios fiscais. Este último poderá contribuir para a diminuição do LCOE caso seja incluindo nos cálculos. Em suma, para o investimento ser viável será necessário a existência de: taxas de atualização não superiores a 4 %, incrementos de custos da energia elétrica (e propano) superiores a 2,3 %, custo do valor base do combustível inferior a 46 €/MWh, existência de benefícios fiscais, e/ou o prolongamento do tempo de vida da central ou ainda a diminuição do CAPEX, por forma a permitir uma produção economicamente viável com a configuração híbrida no modo CHCP para o sistema proposto com as cargas e condições assumidas.

## Capítulo 6 – Conclusões e Desenvolvimentos Futuros

### Conclusões

O presente trabalho, tendo como principal objetivo aprimorar um trabalho já realizado sobre esta temática, incidiu sobre a simulação de uma central solar termoelétrica híbrida (a combustíveis gasosos) com recetor central de pequena dimensão (na escala de 100 kW<sub>e</sub> e 165 kW<sub>t</sub> – idêntico ao sistema *Aora Tulip* instalado em Almeria, Espanha), de modo a fornecer energia elétrica a um edifício de serviços, na região de Lisboa, Portugal, aproveitando o calor residual do processo de conversão termoelétrico por forma a suprir parte da carga térmica do edifício (de aquecimento e de arrefecimento). Utilizou-se a ferramenta computacional *Tonatiuh* que efetua um traçamento de raios a fim de determinar a matriz de eficiência anual do campo solar em função da trajetória solar, sendo posteriormente introduzida num dos componentes (*types*) do modelo criado em ambiente *TRNSYS* para modelar a performance da central em termos anuais, com uma discretização temporal de 5 minutos, a qual contempla a utilização de um recuperador gás-gás no estágio superior da central (ciclo de Brayton), para diferentes cenários. Estipulou-se que a central apenas trabalha de dia e em dias úteis de modo a coincidir com os períodos onde existem maiores necessidades energéticas, valendo-se de ser também o período em que existe radiação solar, e com custos associados de consumo à rede elétrica mais elevados (incidindo cerca de 71 % nas HC e 26 % nas HP) por forma a diminuir o consumo de eletricidade proveniente da rede elétrica, bem como a venda nos períodos de excedente (remuneração reduzida na atual legislação).

A introdução do recuperador gás-gás no ciclo de Brayton resultou num aumento da eficiência da microturbina de cerca de 16,3 % para próximo de 30 % em condições nominais. Em modo híbrido, a CSBP ronda os 43 % e os 52 % em termos anuais. A eficiência média anual do bloco de potência toma valores entre 17,3 e 19,5 % nos cenários solar-only, próxima de 28,4 % para os sistemas híbridos e 29,2 % nos sistemas fuel-only. A eficiência de pico anual da conversão de energia solar em eletricidade é próxima de 17 %. A eficiência anual do campo solar (durante a operação da central) ronda os 59 % e oscila sensivelmente entre os 54 % e 71 % nos meses de junho e dezembro, dado que neste último existe uma diminuição do ângulo de incidência solar que promove um aumento na eficiência relativo ao efeito do cosseno (média diária no solstício de verão de 73,1 % e 91,6 % no de inverno). O recetor solar apresenta um rendimento médio de 71,1 % em condições nominais.

As eficiências globais máximas do sistema em modo CHCP ocorrem nos meses com maior carga térmica de aquecimento (inverno), atingindo valores médios mensais próximos de 81 %, 57 % e 39 % para os cenários fuel-only, híbrido e solar-only, respetivamente, com emissões específicas de GEE próximas de 240-285, 124-209 (gás natural e propano) e 0 g<sub>CO2</sub>/kWh, respetivamente. No verão dada uma CSBP que ronda os 54% a 62 %, valores de emissões próximas deste valor podem ser obtidas em modo de arrefecimento atingindo eficiências globais de 51 %, 26-30 % e 19-21 %, respetivamente. Em termos anuais obtém-se valores de emissões (em modo CHCP) próximos de 397-454 g<sub>CO2</sub>/kWh no modo fuel-only e 193-260 g<sub>CO2</sub>/kWh em modo híbrido com uma eficiência global próxima de 51 % e de 29-30 %, respetivamente. Verificou-se redução de consumos elétricos através da utilização do *chiller* de absorção mesmo sendo este de efeito simples, diminuindo cerca de 34 % do consumo elétrico utilizado pelos sistemas de arrefecimento convencionais, consumindo em média 0,11 kWh<sub>c</sub>/kWh<sub>c</sub> (EER de 9,0). A fração solar de arrefecimento apresenta anualmente valores entre 30 % e 35 % nos cenários híbridos e próximo dos 52 % nos cenários solar-only relativamente ao *chiller* de absorção, mas caso se considere que a energia elétrica produzida pela central forneça energia também para os *chillers* convencionais existentes, a fração solar pode tomar valores médios próximos de 61 % em certos meses (existindo até horas no qual o arrefecimento advém inteiramente de energia solar). Relativamente ao aquecimento a fração solar oscila em termos anuais entre os 30 % e 38 % nos cenários híbridos e entre 33 % e 42 % nos cenários solar-only. A fração solar inerente à eletricidade consumida no campus ronda os 13-22 %.

A poupança de energia primária fóssil relativamente ao edifício é reduzida nos cenários híbridos e solar-only entre 14,5 % e 19,7 % (podendo apresentar nos cenários híbridos a biogás valores de 45,8 %) Dependente do fator de emissões proveniente da rede considerado, e atendendo ao facto que se diminui consumos da rede à custa de utilização de combustível, existem reduções de emissões apenas quando este fator é superior a cerca de 280 g<sub>CO2</sub>/kWh, podendo chegar a uma poupança de 13,5 a 101,8 t<sub>CO2</sub>/ano. Caso se utilize biogás as poupanças podem chegar aos 40,5 t<sub>CO2</sub>/ano mesmo para um fator de emissões da rede de 175 g<sub>CO2</sub>/kWh. O LCE em operação híbrida pode atingir valores de 25,9, 18,4 e 17,4 c€/kWh em termos de eletricidade, produção combinada CHP e CHCP, respetivamente. Caso exista uma carga térmica mais constante ao longo do ano, valores de LCE em produção CHP de 9,6 c€/kWh são possíveis. Salienta-se que dados os custos de investimento desta tecnologia serem ainda avultados, e pelo facto de não se aproveitar mais o calor residual proveniente do ciclo de potência, a situação económica em modo CHCP está no limite da viabilidade em 20 anos considerando benefícios fiscais sob forma de amortização em IRC (PBT de 18,1 anos e ROI de 7,3 %). É necessário privilegiar implementações em setores com maiores necessidades e mais constantes, onde a energia elétrica e térmica apresentem maiores custos e o recurso solar e o financiamento sejam mais favoráveis.

## Desenvolvimentos futuros

Sugere-se o desenvolvimento de um modelo/componente em ambiente *TRNSYS* do recetor mais adaptado à tipologia de efeito volumétrico, por forma a obter uma análise mais fidedigna principalmente no que diz respeito às variações de fluxo solar incidente e ao fluxo mássico de ar pressurizado de modo a quantificar as perdas que ocorrem num recetor deste tipo, e o efeito que as quedas de pressão originam na entalpia para diferentes condições. O controlo entre campo solar e recetor deverá ser também ele melhorado. Uma análise mais detalhada sobre os mecanismos de perdas óticas do campo de helióstatos permitiria adotar outra configuração do mesmo, em que se sugere para já o aumento da altura da torre solar e/ou o afastamento dos helióstatos relativamente à torre por forma a uniformizar a eficiência global do campo solar ao longo do ano. Será interessante também verificar qual o sombreamento no campo solar devido ao edifício ou outros elementos que diminuem o fator de forma.

Propõe-se investigar o efeito de variar os caudais mássicos e/ou utilizar uma microturbina com eficiência elétrica e temperatura superiores. É necessário a recolha de dados reais sobre um sistema idêntico já implementado, a fim de verificar o grau real de rigor sobre os parâmetros energéticos e técnicos, principalmente o campo solar, comportamento do recetor, e microturbina solarizada. Será igualmente importante conhecer dados mais rigorosos das cargas térmicas para melhor ajustar e quantificar com menor erro a produção destas formas de energia. Ou ainda, caso se conheça as características térmicas do edifício (e a disposição das fachadas envidraçadas face à trajetória solar, etc.) é possível modelar o comportamento térmico do edifício com auxílio do *TRNSYS* e/ou *Energy Plus*. Salienta-se que a monitorização (diferenciada) de consumos é de importância cada vez mais acrescida para justificar (após simulações) viabilidades de implementações de soluções energéticas nos vários domínios.

Determinar a diferença entre implementar uma central idêntica mas a uma escala menor e outra de dimensão ligeiramente superior, com o intuito de investigar a performance energética (eficiências elétrica e global, temperaturas à entrada da turbina e do calor residual, versatilidade de poligeração, etc.) e económica (custos de investimento, de operação e manutenção e de hibridização/armazenamento). Numa futura análise, pode-se pôr ainda a questão de juntar: um sistema para armazenamento de água quente/vapor e/ou de água fria/gelo; aplicação de painéis fotovoltaicos e solar térmicos integrados na solução proposta, com o intuito de diminuir o custo unitário de energia e possibilitar a operação de *chillers* de absorção com um COP superior. Deverá dar-se atenção ao sistema de arrefecimento, nomeadamente ao controlo da ventilação da torre de arrefecimento, em que se poderá utilizar outro sistema e comparar os custos de investimento, de operação e custo final da energia a outros tipos de sistemas de rejeição de calor, principalmente se este for reaproveitado como por exemplo para fins de aquecimento e/ou unidades de tratamento de ar. Esta central apresenta grande potencialidade no sector industrial pelo que merece um estudo dedicado a esta área.

## Referências Bibliográficas

- [1] Hägg, L. (2015). *Production of Electricity, Heat, and Cooling with a Small-Scale CSP System*. Master Thesis, Faculty of Engineering, Lund University, Lund.
- [2] Perez, R., & Perez, M. (2015). A Fundamental Look At Supply Side Energy Reserves For The Planet. *The International Energy Agency SHC Programme Solar Update*, (April 2009), 4–6. Retirado de: <http://www.iea-shc.org/data/sites/1/publications/2015-11-A-Fundamental-Look-at-Supply-Side-Energy-Reserves-for-the-Planet.pdf>
- [3] U.S Energy Information Administration. (2016). *International Energy Outlook 2016* (Vol. 0484). Retirado de: <http://www.eia.gov/forecasts/ieo/world.cfm>
- [4] Economidou, M., Laustsen, J., Ruysevelt, P., & Staniaszek, D. (2011). *Europe's Buildings Under the Microscope*. Retirado de: [https://europeanclimate.org/documents/LR\\_%20CbC\\_study.pdf](https://europeanclimate.org/documents/LR_%20CbC_study.pdf)
- [5] IHA - International Hydropower Association. A brief history of hydropower [Acedido a: 20-Jul-2016] <https://www.hydropower.org/a-brief-history-of-hydropower>
- [6] IRENA (2016). Renewable capacity statistics. Retirado de: [http://www.irena.org/DocumentDownloads/Publications/IRENA\\_RE\\_Capacity\\_Statistics\\_2016.pdf](http://www.irena.org/DocumentDownloads/Publications/IRENA_RE_Capacity_Statistics_2016.pdf)
- [7] John K. Kaldellis, D. Zafirakis, The wind energy (r)evolution: A short review of a long history, *Renewable Energy*, Volume 36, Issue 7, July 2011, Pages 1887-1901, ISSN 0960-1481, Retirado de: <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2011.01.002>
- [8] Thomas Ackermann, Lennart Söder, An overview of wind energy-status 2002, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 6, Issues 1–2, 2002, Pages 67-127, ISSN 1364-0321, Retirado de: [http://dx.doi.org/10.1016/S1364-0321\(02\)00008-4](http://dx.doi.org/10.1016/S1364-0321(02)00008-4)
- [9] Fraunhofer ISE (2013). Photovoltaics Report, 18 March. Retirado de: <https://www.ise.fraunhofer.de/de/downloads/pdf-files/aktuelles/photovoltaics-report-in-englischer-sprache.pdf>
- [10] Fraunhofer ISE (2013). Press Release - Organic PV Modules Pass Stress Test, (11), 1–2. Retirado de: <https://www.ise.fraunhofer.de/en/press-and-media/pdfs-zu-presseinfos-englisch/2014/press-release-organic-pv-modules-pass-stress-test.pdf>
- [11] IEA. (2016). *Key World Energy Statistics*. Retirado de: <https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/KeyWorld2016.pdf>
- [12] Kristin Seyboth, Sverrisson, F., Appavou, F., Brown, A., Epp, B., Leidreiter, A., ... Sovacool, B. (2016). *Renewables 2016 Global Status Report*. Retirado de: <http://www.ren21.net/status-of-renewables/global-status-report/>
- [13] DGEG (2016). Energia em Portugal 2014. Retirado de: [http://www.apren.pt/fotos/newsletter/conteudos/energia\\_em\\_portugal\\_2014\\_dgeg\\_1459441498.pdf](http://www.apren.pt/fotos/newsletter/conteudos/energia_em_portugal_2014_dgeg_1459441498.pdf)
- [14] IEA Unit converter [Acedido a: 11-Dez-2015] <https://www.iea.org/statistics/resources/unitconverter/>

- [15] PORDATA. Energias renováveis no balanço energético em Portugal [Acedido a: 09-Jul-2016] <http://www.pordata.pt/Portugal/Energias+renov%C3%A1veis+no+balan%C3%A7o+energ%C3%A9tico+-1128>
- [16] Yilmaz, F., Balta, M. T., & Selbaş, R. (2016). A review of solar based hydrogen production methods. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 56, 171–178. <http://doi.org/10.1016/j.rser.2015.11.060>
- [17] Teske, S., Janis, L., Luis, C., Marcel, B., Elena, D., Christoph, R., ... SolarPACES. (2016). Solar Thermal Electricity Global Outlook 2016. Retirado de: <http://www.greenpeace.org/international/Global/international/publications/climate/2016/Solar-Thermal-Electricity-Global-Outlook-2016.pdf>
- [18] Yadav, D., & Banerjee, R. (2016). A review of solar thermochemical processes. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 54, 497–532. Retirado de: <http://doi.org/10.1016/j.rser.2015.10.026>
- [19] DGEG (2015). Renováveis - Estatísticas rápidas - nº 128 - junho Retirado de: <http://www.dgeg.pt/>
- [20] DGEG (2016). Renováveis - Estatísticas rápidas - nº 140 - junho Retirado de: <http://www.dgeg.pt/>
- [21] PORDATA. Precipitação total em Portugal. <http://www.pordata.pt/Portugal/Precipita%C3%A7%C3%A3o+total-1070> [Acedido a: 02-Ago-2016]
- [22] APREN. Newsletter de junho 2016 [Acedido a: 27-Jul-2016] <http://www.apren.pt/pt/newsletters/junho-2016/>
- [23] Portugal 2020. TEMA 1 - INFORMAÇÕES GERAIS SOBRE O PORTUGAL 2020 [Acedido a: 04-Ago-2016] <https://www.portugal2020.pt/Portal2020/FAQs-Tema1>
- [24] European Commission. 2030 climate & energy framework [Acedido a: 04-Ago-2016] [http://ec.europa.eu/clima/policies/strategies/2030\\_en](http://ec.europa.eu/clima/policies/strategies/2030_en)
- [25] Resolução do Conselho de Ministros n.º 20/2013. *Diário da República*, 1.ª série — N.º 70 — 10 de abril de 2013. Retirado de: <https://dre.pt/application/dir/pdf1sdip/2013/04/07000/0202202091.pdf>
- [26] Directiva 2009/28/CE do Parlamento Europeu e do Conselho de 23 de Abril de 2009 relativa à promoção da utilização de energia proveniente de fontes renováveis. Retirado de: <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/PT/TXT/PDF/?uri=CELEX:32009L0028&from=EN>
- [27] Edenhofer, O., Pichs-Madruga, R., Sokona, Y., Minx, J. C., Farahani, E., Susanne, K., ... Zwickel, T. (2014). *Climate Change 2014: Mitigation of Climate Change. Working Group III Contribution to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*. <http://doi.org/10.1017/CBO9781107415416>
- [28] IEA. (2015). *Energy and Climate Change*. Retirado de: <https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/WEO2015SpecialReportonEnergyandClimateChange.pdf>

- [29] IEA. (2016). *CO2 emissions from fuel combustion - Highlights*. Retirado de: [https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/CO2EmissionsfromFuelCombustion\\_Highlights\\_2016.pdf](https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/CO2EmissionsfromFuelCombustion_Highlights_2016.pdf)
- [30] Eurostat. Greenhouse gas emission statistics. [http://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/images/5/5e/2016-GHG\\_statistics\\_tables\\_and\\_figures.xls](http://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/images/5/5e/2016-GHG_statistics_tables_and_figures.xls) [Acedido a: 25-Nov-2016]
- [31] IRENA. (2016). *Renewable Energy and Jobs*, (December), 1–144. Retirado de: [http://www.irena.org/DocumentDownloads/Publications/IRENA\\_RE\\_Jobs\\_Annual\\_Review\\_2016.pdf](http://www.irena.org/DocumentDownloads/Publications/IRENA_RE_Jobs_Annual_Review_2016.pdf)
- [32] UKERC. (2014). *Low carbon jobs: The evidence for net job creation from policy support for energy efficiency and renewable energy*. Retirado de: <http://www.ukerc.ac.uk/asset/0A611DB6%2DDCEA%2D4628%2D97FC16042EAD4F20/>
- [33] World Bank (2011). *Issues in estimating the employment generated by energy sector activities*. World Bank Sustainable Energy Department. Retirado de: [http://siteresources.worldbank.org/INTOGMC/Resources/Measuring\\_the\\_employment\\_impact\\_of\\_energy\\_sector1.pdf](http://siteresources.worldbank.org/INTOGMC/Resources/Measuring_the_employment_impact_of_energy_sector1.pdf)
- [34] Jacobson, M. Z., & Delucchi, M. A. (2011). Providing all global energy with wind, water, and solar power, Part I: Technologies, energy resources, quantities and areas of infrastructure, and materials. *Energy Policy*, 39(3), 1154–1169. Retirado de: <http://doi.org/10.1016/j.enpol.2010.11.040>
- [35] Delucchi, M. A., & Jacobson, M. Z. (2011). Providing all global energy with wind, water, and solar power, Part II: Reliability, system and transmission costs, and policies. *Energy Policy*, 39(3), 1170–1190. <http://doi.org/10.1016/j.enpol.2010.11.045>
- [36] Hameer, S., & Niekerk, J. L. Van. (2015). *International Journal for Research in Electrical Engineering - A Novel Methodology for Comparing Thermal Energy Storage to Chemical and Mechanical Energy Storage Technologies of Electricity*, 1(1), 1–13. Retirado de: <http://internationaljournalsforresearch.com/Pdf/International%20Journal%20for%20Research%20in%20Electrical%20Engineering/International%20Journal%20for%20Research%20in%20Electrical%20Engineering-1.pdf>
- [37] Hameer, S. (2016). *Round Trip Efficiency Formulation for Comparing Thermal Energy Storage Systems to Electrical Energy Storage Systems*. UD/Africa Energy Conference, 26 April. Retirado de: <http://www.energy.udel.edu/symposium2016/hameer.pdf>
- [38] Energy, S., Program, T., & Review, P. (2010). *Novel Molten Salts Thermal Energy Storage for Concentrating Solar Power Generation*, (205), 1–24. Retirado de: [http://www1.eere.energy.gov/solar/review\\_meeting/pdfs/prm2010\\_ualabama.pdf](http://www1.eere.energy.gov/solar/review_meeting/pdfs/prm2010_ualabama.pdf)
- [39] Mancini, T. R., Gary, J. A., Kolb, G. J., & Ho, C. K. (2011). *Power Tower Technology Roadmap and cost reduction plan*. SANDIA Report. Retirado de: <http://www.osti.gov/servlets/purl/1011644-0d5QFT/>
- [40] IEA (2007). *Tracking industrial energy efficiency and CO2 emissions*. Paris, France; Retirado de: [https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/tracking\\_emissions.pdf](https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/tracking_emissions.pdf)
- [41] Cho, H., Smith, A. D., & Mago, P. (2014). *Combined cooling, heating and power: A review of performance improvement and optimization*. *Applied Energy*, 136, 168–185. <http://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.08.107>

- [42] Pedersen, A. H. (2004). *Microturbine Energy Systems The OMES Project*. Retirado de: <http://www.bioturbine.org/Publications/PDF/OMES-Public%20report.pdf>
- [43] Wu, D. W., & Wang, R. Z. ã. (2006). Combined cooling, heating and power : A review. *Progress in Energy and Combustion Science*, 32, 459–495. Retirado de: <http://doi.org/10.1016/j.pecs.2006.02.001>
- [44] U.S. Department of Energy - Combined Heat and Power Basics <https://energy.gov/eere/amo/combined-heat-and-power-basics> [Acedido a: 17-Nov-2016]
- [45] Duffie, J. A. and Beckman, W. A. (2013) *Solar Engineering of Thermal Processes*, Fourth Edition, John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, NJ, USA. <http://dx.doi.org/10.1002/9781118671603>
- [46] Escobar, R. A., Cortés, C., Pino, A., Salgado, M., Pereira, E. B., Martins, F. R., ... Cardemil, J. M. (2015). Estimating the potential for solar energy utilization in Chile by satellite-derived data and ground station measurements. *Solar Energy*, 121, 139–151. Retirado de: <http://doi.org/10.1016/j.solener.2015.08.034>
- [47] EnergyPlus. Weather data by location - Lisboa 085360 (INETI). Retirado de: [https://energyplus.net/weather-download/europe\\_wmo\\_region\\_6/PRT//PRT\\_Lisboa.085360\\_INETI/all](https://energyplus.net/weather-download/europe_wmo_region_6/PRT//PRT_Lisboa.085360_INETI/all)
- [48] SolarGIS. Free download of solar resource maps [Acedido a: 15-Fev-2016] <http://solargis.info/doc/free-solar-radiation-maps-DNI>
- [49] TRNSYS TMY2 Data. Excel macro for reading TMY2 data. <http://sel.me.wisc.edu/trnsys/weather/tmy2data.htm> [Acedido a: 15-Fev-2016]
- [50] LNEG. Localização do pólo de Alfragide do LNEG. <http://www.lneg.pt/contactos/polos/1> [Acedido a: 15-Jan-2016]
- [51] Mezrhab, A., Schillings, C., & Wolferstätter, F. (2011). Advanced CSP Teaching Materials Chapter 2 Solar Radiation. Retirado de: <http://www.energy-science.org/bibliotheque/cours/1361469594Chapter%2002%20radiation.pdf>
- [52] Crescioli, L. (2014). Optimal Heliomobile Field Configurations in a Variable-Geometry Test Facility for Central Receiver Solar Systems. Retirado de: [http://tesi.cab.unipd.it/47305/1/Tesi\\_Ludovico\\_Crescioli.pdf](http://tesi.cab.unipd.it/47305/1/Tesi_Ludovico_Crescioli.pdf)
- [53] IEA-ETSAP, & IRENA. (2013). *Concentrating solar power - Technology Brief E10*. Retirado de: <https://www.irena.org/DocumentDownloads/Publications/IRENA-ETSAP%20Tech%20Brief%20E10%20Concentrating%20Solar%20Power.pdf>
- [54] Neumann, A., & Witzke, A. (1999). The influence of sunshape on the DLR Solar Furnace beam. *Solar Energy*, 66(6), 447–457. Retirado de: [http://doi.org/10.1016/S0038-092X\(99\)00048-1](http://doi.org/10.1016/S0038-092X(99)00048-1)
- [55] Lieberman, D. (2014). *Status Report on Existing Capacities, Technological and Human Resources - EU SOLARIS*. Retirado de: [http://www.eusolaris.eu/Portals/0/documents/EUS\\_WP3\\_MS15\\_Final.pdf?ver=2016-02-25-193705-483](http://www.eusolaris.eu/Portals/0/documents/EUS_WP3_MS15_Final.pdf?ver=2016-02-25-193705-483)

- [56] Weinstein, L. A., Loomis, J., Bhatia, B., Bierman, D. M., Wang, E. N., & Chen, G. (2015). Concentrating Solar Power. *Chemical Reviews*, 115(23), 12797–12838. Retirado de: <http://doi.org/10.1021/acs.chemrev.5b00397>
- [57] U.S. Department of Energy-National Energy Technology Laboratory (NETL); Smith, Lance; Karim, Hasan; Etemad, Shahrokh; and Pfefferle, William C., "The Gas Turbine Handbook" (2006). Section 3.2.1.2 Lean Pre-mixed Combustion. Retirado de: <https://www.netl.doe.gov/File%20Library/Research/Coal/energy%20systems/turbines/handbook/3-2-1-2.pdf>
- [58] Li, L., Coventry, J., Bader, R., Pye, J., & Lipiński, W. (2016). Optics of solar central receiver systems: a review. *Optics Express*, 24(14), A985. Retirado de: <http://doi.org/10.1364/OE.24.00A985>
- [59] Moran, M. J., & Shapiro, H. N. (2006). *Fundamentals of engineering thermodynamics 5th Edition*. (John Wiley & Sons Ltd) (5th ed.). Retirado de: <https://yidnekachew.files.wordpress.com/2012/04/fundamentals-of-engineering-thermodynamics-moran-j-shapiro-n-m-5th-ed-2006-wiley1.pdf>
- [60] Schmitz, M., Schwarzbo, P., Buck, R., & Pitz-paal, R. (2006). Assessment of the potential improvement due to multiple apertures in central receiver systems with secondary concentrators, 80, 111–120. <http://doi.org/10.1016/j.solener.2005.02.012>
- [61] Rosa do Nascimento, M. A., de Oliveira Rodrigues, L., Cruz dos Santos, E., Batista Gomes, E. E., Goulart Dias, F. L., Gutiérrez Velásques, E. I., & Miranda Carrillo, R. A. (2013). Micro Gas Turbine Engine: A Review. *Progress in Gas Turbine Performance*, 107–141. Retirado de: <http://doi.org/10.5772/2797>
- [62] TURBEC T100 microturbine system (2009). Technical description Version 3. Retirado de: [http://people.unica.it/danielecocco/files/2012/07/Microturbina\\_T100\\_Detailed\\_Specifications1.pdf](http://people.unica.it/danielecocco/files/2012/07/Microturbina_T100_Detailed_Specifications1.pdf)
- [63] Azevedo, P. (2007). *Estudo da formação e destruição de óxidos de azoto em chamas de hidrogénio e/ou hidrocarbonetos com ou sem presença de compostos azotados*. Instituto Superior Técnico. Retirado de: [http://repositorio.ineg.pt/bitstream/10400.9/428/1/Pedro%20Azevedo%20\(Tese%20de%20Doutoramento\).pdf](http://repositorio.ineg.pt/bitstream/10400.9/428/1/Pedro%20Azevedo%20(Tese%20de%20Doutoramento).pdf)
- [64] WWF- India and CEEW. (2014). *Renewables beyond electricity - Solar air conditioning & dessalination in India*. Retirado de: [http://ceew.in/pdf/CEEW-WWF-Renewables-beyond-Electricity-Report\\_3Aug14.pdf](http://ceew.in/pdf/CEEW-WWF-Renewables-beyond-Electricity-Report_3Aug14.pdf)
- [65] SOLAIR (2009). Requisitos de projecto e configuração de sistemas Solares para Ar-Condicionado (SAC) de pequena e média dimensão – Linhas de Orientação. Retirado de: [http://www.solair-project.eu/uploads/media/SOLAIR\\_Guidelines\\_PT.pdf](http://www.solair-project.eu/uploads/media/SOLAIR_Guidelines_PT.pdf)
- [66] Henning, H. M. (2007). Solar assisted air conditioning of buildings - an overview. *Applied Thermal Engineering*, 27(10), 1734–1749. <http://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.07.021>
- [67] Liu, M., Shi, Y., & Fang, F. (2014). Combined cooling, heating and power systems : A survey. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 35, 1–22. Retirado de: <http://doi.org/10.1016/j.rser.2014.03.054>

- [68] Kim, D. S., & Infante Ferreira, C. A. (2008). Solar refrigeration options - a state-of-the-art review. *International Journal of Refrigeration*, 31(1), 3–15. Retirado de: <http://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.07.011>
- [69] Shah, R. (2005). Compact heat exchangers for microturbines. *Micro Gas Turbines, Educational* (September), 1–18. Retirado de: <http://dc.engconfintl.org/cgi/viewcontent.cgi?article=1026&context=heatexchangerfall2005>
- [70] F. P. Incropera, D. P. Dewitt, T. L. Bergman, and A. S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 7<sup>o</sup> ed. John Wiley and Sons, 2011.
- [71] Foto de um disco parabólico. <http://www.ecoideaz.com/expert-corner/concentrated-solar-power-in-india-still-in-infancy> [Acedido a: 27-Ago-2016]
- [72] Foto de uma central de torre. [http://www.abeinsa.com/export/sites/abeinsa/resources/images/nuestras\\_actividades/Ingenieria\\_y\\_construccion/Energia\\_agua\\_medioambiente/energia/solar/PS20.png](http://www.abeinsa.com/export/sites/abeinsa/resources/images/nuestras_actividades/Ingenieria_y_construccion/Energia_agua_medioambiente/energia/solar/PS20.png) [Acedido a: 27-Ago-2016]
- [73] Foto de um coletor cilindro parabólico. <http://www.solarmillennium.de/cache/4c0e5d509b5d7f6efbdf9286e33306d2.jpg> [Acedido a: 27-Ago-2016]
- [74] Foto de um coletor Fresnel linear. <http://helioscsp.com/reliance-powers-concentrated-solar-power-csp-plant-to-be-commissioned-on-october/> [Acedido a: 27-Ago-2016]
- [75] IRENA Report (2012), Concentrating Solar Power, Volume 1, Issue 2/5, June 2012 Retirado de: [http://www.irena.org/DocumentDownloads/Publications/RE\\_Technologies\\_Cost\\_Analysis-CSP.pdf](http://www.irena.org/DocumentDownloads/Publications/RE_Technologies_Cost_Analysis-CSP.pdf)
- [76] IRENA (2016). *The Power to Change: Solar and Wind Cost Reduction Potential to 2025*. Retirado de: [http://www.irena.org/DocumentDownloads/Publications/IRENA\\_Power\\_to\\_Change\\_2016.pdf](http://www.irena.org/DocumentDownloads/Publications/IRENA_Power_to_Change_2016.pdf)
- [77] Funken, K.-H. (2008). The Jülich Solar Power Tower, DLR. Retirado de: [http://www.dlr.de/sf/en/Portaldata/73/Resources/dokumente/grossanlagen/juelich/Juelich\\_Solar\\_Power\\_Tower-EN.pdf](http://www.dlr.de/sf/en/Portaldata/73/Resources/dokumente/grossanlagen/juelich/Juelich_Solar_Power_Tower-EN.pdf)
- [78] Mancini, R. (2015). *Volumetric Solar Receiver for a Parabolic Dish and Micro-Gas Turbine system: Design, modelling and validation using*. Master of Science Thesis. KTH School of Industrial Engineering and Management. Retirado de: <http://kth.diva-portal.org/smash/get/diva2:848781/FULLTEXT01.pdf>
- [79] Sanchez, M., Dupuy, D., Li, R., Volut, Y., Nzihou, A., Hafi, M. El, ... Gonzales, J. (2016). *Thermophysics, Radiation and Flow for Solar Facilities Identity*. Odeille, France. Retrieved from [http://www.promes.cnrs.fr/uploads/pdfs/production/rapport\\_2016/TRECS\\_vens.pdf](http://www.promes.cnrs.fr/uploads/pdfs/production/rapport_2016/TRECS_vens.pdf)
- [80] ESTELA. (2012). *Strategic Research Agenda 2020-2025*. Retrieved from [http://www.estelasolar.org/wp-content/uploads/2015/11/2012-ESTELA-Strategic-Research-Agenda-2020-2025\\_Summary.pdf](http://www.estelasolar.org/wp-content/uploads/2015/11/2012-ESTELA-Strategic-Research-Agenda-2020-2025_Summary.pdf)

- [81] IRENA. (2015). Renewable Power Generation Costs in 2014 : An Overview, (January), 92. Retirado de: [http://www.irena.org/DocumentDownloads/Publications/IRENA\\_RE\\_Power\\_Costs\\_2014\\_report.pdf](http://www.irena.org/DocumentDownloads/Publications/IRENA_RE_Power_Costs_2014_report.pdf)
- [82] ESTELA. (2016). The Value of Solar Thermal Electricity, 12. Retrieved from [http://www.estelasolar.org/Docs/2016\\_ESTELA\\_STE-CSP\\_Value\\_Final.pdf](http://www.estelasolar.org/Docs/2016_ESTELA_STE-CSP_Value_Final.pdf)
- [83] CSP Today. Global Tracker. <http://social.csptoday.com/tracker/projects> [Acedido a: 18-Jul-2016]
- [84] SOLARPACES - Concentrating Solar Power Projects <http://www.nrel.gov/csp/solarpaces/index.cfm> [Acedido a: 13-Out-2016]
- [85] SOLARPACES - CSP Projects Map. [http://www.solarpaces.org/images/articulos/Projects\\_Feb2016v3.png](http://www.solarpaces.org/images/articulos/Projects_Feb2016v3.png) [Acedido a: 13-Out-2016]
- [86] AbengoaSolar - Por primera vez en la historia de África, Abengoa opera una planta termosolar de torre durante 24 horas ininterrumpidas. [http://www.abengoasolar.com/web/es/acerca\\_de\\_nosotros/sala\\_de\\_prensa/noticias/2016/abg\\_20160329](http://www.abengoasolar.com/web/es/acerca_de_nosotros/sala_de_prensa/noticias/2016/abg_20160329) [Acedido a: 11-Ago-2016]
- [87] TorresolEnergy - La planta de 19,9MW Gemasolar alcanza las 24 horas de producción ininterrumpida. <http://www.torresolenergy.com/TORRESOL/Press/gemasolar-solar-power-plant-reaches-24-hours-of-uninterrupted-production> [Acedido a: 11-Ago-2016]
- [88] M. Collares, Energia Solar: Vem aí uma revolução? - A Cátedra Energias Renováveis. Dia do Sol - Univ. Évora. Retirado de: [http://www.apren.pt/fotos/editor2/manuel\\_collares\\_pereira\\_energias\\_renovaveis\\_dia\\_so\\_sol.pdf](http://www.apren.pt/fotos/editor2/manuel_collares_pereira_energias_renovaveis_dia_so_sol.pdf)
- [89] PreFlexMS - Predictable & Flexible Solar Power with molten salt energy storage. <http://preflexms.eu/> [Acedido a: 29-Dez-2016]
- [90] MCTI, UE, & DGE. (2015). *Relatório da 7a Convocatória de Diálogos Setoriais União Europeia - Brazil*. Retirado de: [http://sectordialogues.org/sites/default/files/acoes/documentos/produtos\\_1\\_2\\_e\\_3\\_-\\_filipe\\_joel\\_soares.pdf](http://sectordialogues.org/sites/default/files/acoes/documentos/produtos_1_2_e_3_-_filipe_joel_soares.pdf)
- [91] CIEMAT-PSA. (2015). *Plataforma Solar de Almeria - CIEMAT - Annual Report 2015*. Retirado de: [http://www.psa.es/es/techrep/2015/ANNUAL\\_REPORT\\_2015.pdf](http://www.psa.es/es/techrep/2015/ANNUAL_REPORT_2015.pdf)
- [92] SFERA. (2012). *R12.4 Guidelines for Testing of CSP components*. Retirado de: [http://sfera.sollab.eu/downloads/JRA/WP12/Deliverable\\_R12.4\\_Guidelines\\_for\\_Testing\\_CSP.pdf](http://sfera.sollab.eu/downloads/JRA/WP12/Deliverable_R12.4_Guidelines_for_Testing_CSP.pdf)
- [93] Behar, O., Khellaf, A., & Mohammedi, K. (2013). A review of studies on central receiver solar thermal power plants. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 23, 12–39. <http://doi.org/10.1016/j.rser.2013.02.017>
- [94] Li, L., Coventry, J., Bader, R., Pye, J., & Lipiński, W. (2016). Optics of solar central receiver systems: a review. *Optics Express*, 24 (14), A985. <http://doi.org/10.1364/OE.24.00A985>

- [95] Noone, C. J. (2011). Optimization of Central Receiver Concentrated Solar Thermal: Site Selection, Heliostat Layout & Canting, 1–67. <https://dspace.mit.edu/bitstream/handle/1721.1/69782/776865264-MIT.pdf?sequence=2>
- [96] Noone, C. J., Torrilhon, M., & Mitsos, A. (2012). Heliostat field optimization: A new computationally efficient model and biomimetic layout. *Solar Energy*, 86(2), 792–803. <http://doi.org/10.1016/j.solener.2011.12.007>
- [97] Ho, C. K., & Iverson, B. D. (2014). Review of high-temperature central receiver designs for concentrating solar power. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 29, 835–846. <http://doi.org/10.1016/j.rser.2013.08.099>
- [98] Hoffschmidt, P. B. (2014). Receivers for Solar Tower Systems. SFERA SUMMER School presentation 2014, Solar receivers technology - an introduction, Solar receivers and reactors. CNRS-PROMES, Odeillo, France. Retirado de: <http://sfera2.sollab.eu/uploads/images/networking/SFERA%20SUMMER%20SCHOOL%202014%20-%20PRESENTATIONS/SolarTowerReceivers%20-%20Bernhard%20Hoffschmidt.pdf>
- [99] Romero-Alvarez, M., & Zarza, and E. (2007). *Handbook of Energy Efficiency and Renewable Energy - Chapter 21. Concentrating Solar Thermal Power*. <http://doi.org/10.1201/9781420003482.ch21>
- [100] Foto Central Gemasolar. <http://www.torresolenergy.com/TORRESOL/central-tower-technology/en> [Acedido a: 15-Set-2016]
- [101] Foto Central Crescent Dunes. [https://en.wikipedia.org/wiki/Crescent\\_Dunes\\_Solar\\_Energy\\_Project#/media/File:Crescent\\_Dunes\\_Solar\\_December\\_2014.JPG](https://en.wikipedia.org/wiki/Crescent_Dunes_Solar_Energy_Project#/media/File:Crescent_Dunes_Solar_December_2014.JPG) [Acedido a: 15-Set-2016]
- [102] Foto Central PS10 (torre). <http://i.eepochtimes.com/assets/uploads/2007/04/704250901241805-450x591.jpg> [Acedido a: 15-Set-2016]
- [103] Foto Central PS10 (torre e campo solar). [http://www.abengoa.es/web/es/negocio/energia/electricidad\\_solar/termosolar/](http://www.abengoa.es/web/es/negocio/energia/electricidad_solar/termosolar/) [Acedido a: 15-Set-2016]
- [104] Foto Recetor REFOS. [http://www.dlr.de/sf/en/desktopdefault.aspx/tabid-10693/18599\\_read-43284/](http://www.dlr.de/sf/en/desktopdefault.aspx/tabid-10693/18599_read-43284/) [Acedido a: 15-Set-2016]
- [105] Gianella, S. (2012). International Symposium on High Temperature Solar Materials - Porous Materials For High-Temperature Solar Absorbers. Retirado de: [http://www.engicer.com/wp-content/uploads/presentations/High\\_Temperature\\_Solar\\_Materials\\_Korea\\_2012.pdf](http://www.engicer.com/wp-content/uploads/presentations/High_Temperature_Solar_Materials_Korea_2012.pdf)
- [106] Foto Central Julich. <http://www.cspworld.org/cspworldmap/j-lich-solar-tower> [Acedido a: 15-Set-2016]
- [107] Lubkoll, M., Backström, T. W. Von, & Kröger, D. G. (2014). Survey on Pressurized Air Receiver Development. *2nd Southern African Solar Energy Conference 2014*, 27(0). Retirado de: <http://sterg.sun.ac.za/wp-content/uploads/2014/02/501.pdf>
- [108] Ávila-Marín, A. L. (2011). Volumetric receivers in Solar Thermal Power Plants with Central Receiver System technology: A review. *Solar Energy*, 85(5), 891–910. Retirado de: <http://doi.org/10.1016/j.solener.2011.02.002>

- [109] J. Karni, a. Kribus, R. Rubin, and P. Doron, “The ‘Porcupine’: A Novel High-Flux Absorber for Volumetric Solar Receivers,” *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 120, no. 2, p. 85, 1998. Retirado de: [https://www.researchgate.net/publication/237737177\\_The\\_Porcupine\\_A\\_Novel\\_High-Flux\\_Absorber\\_for\\_Volumetric\\_Solar\\_Receivers](https://www.researchgate.net/publication/237737177_The_Porcupine_A_Novel_High-Flux_Absorber_for_Volumetric_Solar_Receivers)
- [110] Kuravi, S., Trahan, J., Goswami, D. Y., Rahman, M. M., & Stefanakos, E. K. (2013). Thermal energy storage technologies and systems for concentrating solar power plants. *Progress in Energy and Combustion Science*, 39(4), 285–319. <http://doi.org/10.1016/j.pecs.2013.02.001>
- [111] Augsburger, G., & Favrat, D. (2013). Modelling of the receiver transient flux distribution due to cloud passages on a solar tower thermal power plant. *Solar Energy*, 87(1), 42–52. Retirado de: <http://doi.org/10.1016/j.solener.2012.10.010>
- [112] Caliot, C., Flamant, G., & Ferriere, A. (2013). CSP Research in France and Actual Developments in High Temperature Volumetric Solar Absorbers - PROMES-CNRS. Retirado de: [http://www.supsi.ch/dti/dms/dti/docs/eventi-comunicazione/eventi/CSP-porous/Caliot\\_WS\\_CMC4CSP.pdf](http://www.supsi.ch/dti/dms/dti/docs/eventi-comunicazione/eventi/CSP-porous/Caliot_WS_CMC4CSP.pdf)
- [113] AORA’s Tulip™ System - Official Site <http://aora-solar.com> [Acedido a: 05-Jun-2016]
- [114] Ramiro, R. (2014). *Identificação e implementação de medidas de racionalização de energia de baixo custo em sistemas AVAC (Campus LNEG - Alfragide)*. Dissertação Mestrado Universidade de Lisboa - Faculdade de Ciências. <http://hdl.handle.net/10451/17992>
- [115] Salema, D., Franco, C. (2012). Campus de Alfragide - Diagnóstico Energético (março 2012).
- [116] Alves, R., Salema, D. (2015). *Desempenho Energético em 2014 – Campus de Alfragide*.
- [117] Classe tarifária EDP - ciclo semanal <http://www.erse.pt/pt/electricidade/tarifaseprecos/periodoshorarios/Paginas/CicloSemanalTodosFornecPtCont.aspx> [acedido a 15-Nov-2016]
- [118] Operador do Mercado Ibérico de Eletricidade. <http://www.omie.es/files/flash/ResultadosMercado.swf> [acedido a 15-Set-2016]
- [119] Decreto-Lei 153/2014 de 20 de outubro. Retirado de: <https://dre.pt/application/file/58428682>
- [120] Salema, D., Abreu. A., Silva,R. (2014). *Desempenho Energético em 2013 – Campus de Alfragide*.
- [121] Aora Solar's Tulip System - A hybrid solar thermal solution. Retirado de: <http://www.iitj.ac.in/CSP/material/21dec/aora.pdf>
- [122] Koikari, S., Amano, T., Onomura, T., & Iemoto, M. (2014). Field-aligned heliostats and their application to central receiver system. *Solar Energy*, 105, 575–589. Retirado de: <http://doi.org/10.1016/j.solener.2014.04.024>
- [123] Tonatiuh - A Monte Carlo ray tracer for the optical simulation of solar concentrating systems <http://iat-cener.github.io/tonatiuh/> [Acedido a: 05-Fev-2016]

- [124] Hamza K, Gandhi U, Saitou K. Optimal Scheduling of Parabolic Heliostats Aim Targets in a Mini-Tower Solar Concentrator System. ASME. International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, *Volume 5: 37th Design Automation Conference, Parts A and B* ():351-358. Retirado de: <http://doi.org/10.1115/DETC2011-48582>
- [125] P. Schwarzbözl. TRNSYS Model Library for Solar Thermal Electric Components (STEC) - Reference Manual 3.0, DLR.
- [126] Lutchman, S. L. (2014). Heliostat Field Layout Optimization for a Central Receiver, (December), 1–145. Retirado de: <http://scholar.sun.ac.za/handle/10019.1/96043>
- [127] Zhang, H., Wang, Z., Guo, M., & Liang, W. (2009). Cosine efficiency distribution of heliostats field of solar thermal power tower plants. *Asia-Pacific Power and Energy Engineering Conference, APPEEC, 1*(5), 1–4. Retirado de: <http://doi.org/10.1109/APPEEC.2009.4918245>
- [128] Karni, J., Kribus, A., Doron, P., Rubin, R., Fiterman, A., & Sagie, D. (1997). The DIAPR: A High-Pressure, High-Temperature Solar Receiver. *Journal of Solar Energy Engineering, 119*(1), 74. <http://doi.org/10.1115/1.2871853>
- [129] Kribus, a., Doron, P., Rubin, R., Reuven, R., Taragan, E., Duchan, S., & Karni, J. (2001). Performance of the Directly-Irradiated Annular Pressurized Receiver (DIAPR) Operating at 20 Bar and 1,200°C. *Journal of Solar Energy Engineering, 123*(1), 10. Retirado de: <http://doi.org/10.1115/1.1345844>
- [130] Karni, J., & Kribus, A. (1998). A High pressure window for Volumetric Solar Receivers. *J. Solar Energy Engineering, (February 1998)*. Retirado de: [https://www.researchgate.net/publication/275032391\\_A\\_High\\_pressure\\_window](https://www.researchgate.net/publication/275032391_A_High_pressure_window)
- [131] MIKRON. Table of emissivity of various surfaces. Retirado de: [http://www-eng.lbl.gov/~dw/projects/DW4229\\_LHC\\_detector\\_analysis/calculations/emissivity2.pdf](http://www-eng.lbl.gov/~dw/projects/DW4229_LHC_detector_analysis/calculations/emissivity2.pdf)
- [132] A. Cengel, J. Ghajar, Heat and Mass Transfer: Fundamentals & Applications (2011) – 4th Edition, McGraw-Hill, Chapter 3. Retirado de: <http://cecs.wright.edu/~stthomas/htchapter03.pdf>
- [133] Flower shaped power - *Today's Energy Solutions*, June 2015 <http://www.onlinetes.com/article/flower-shaped-power/> [Acedido a: 05-Set-2016]
- [134] Caresana, F., Pelagalli, L., Comodi, G., & Renzi, M. (2014). Microturbogas cogeneration systems for distributed generation : Effects of ambient temperature on global performance and components ' behavior. *APPLIED ENERGY, 124*, 17–27. Retirado de: <http://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.02.075>
- [135] Barsi, D., Perrone, A., Ratto, L., Ricci, G., & Zunino, P. (2016). Compressor and Turbine multidisciplinary design for highly efficient micro-gas turbine for energy cogeneration. *WSEAS, (45)*, 122–134. Retirado de: <http://www.wseas.us/e-library/conferences/2016/venice/EMA/EMA-16.pdf>
- [136] Garborg, L. (2010). *Physical Modeling of a Turbec T100 Microturbine*. Faculty of Science and Technology, University of Stavanger (Master Thesis). Retirado de: <https://core.ac.uk/download/pdf/30921931.pdf>

- [137] Pipeline and Gas Journal. Efficiency And Operating Characteristics Of Centrifugal And Reciprocating Compressors. <https://pgjonline.com/2010/10/25/efficiency-and-operating-characteristics-of-centrifugal-and-reciprocating-compressors/> [Acedido a: 05-Ago-2016]
- [138] Kautz, M., & Hansen, U. (2007). The externally-fired gas-turbine (EFGT-Cycle) for decentralized use of biomass. *Applied Energy*, 84(7-8), 795–805. <http://doi.org/10.1016/j.apenergy.2007.01.010>
- [139] Homann, C., van der Spuy, J., & von Backström, T. (2016). The effects of solarization on the performance of a gas turbine, *160008*, 160008. <http://doi.org/10.1063/1.4949249>
- [140] Dimopoulos, G. G., Georgopoulou, C. A., & Kakalis, N. M. P. (2012). *The introduction of exergy analysis to the thermo-economic modelling and optimisation of a marine combined cycle system. The 25th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact Of energy Systems*. Retirado de: [http://www.ecos2012.org/public/proceedings/pdf/TEAO/TEAO\\_ecos2012\\_061.pdf](http://www.ecos2012.org/public/proceedings/pdf/TEAO/TEAO_ecos2012_061.pdf)
- [141] Ryckebosch, E., Drouillon, M., & Vervaeren, H. (2011). Techniques for transformation of biogas to biomethane. *Biomass and Bioenergy*, 35(5), 1633–1645. Retirado de: <http://doi.org/10.1016/j.biombioe.2011.02.033>
- [142] Petersson, A., Holm-nielsen, J. B., & Baxter, D. (2009). Biogas upgrading technologies – developments and innovations. *IEA Bioenergy*. Retirado de: [http://www.iea-biogas.net/files/daten-redaktion/download/publi-task37/upgrading\\_rz\\_low\\_final.pdf](http://www.iea-biogas.net/files/daten-redaktion/download/publi-task37/upgrading_rz_low_final.pdf)
- [143] Poeschl, M., Ward, S., & Owende, P. (2012). Environmental impacts of biogas deployment - Part I: Life Cycle Inventory for evaluation of production process emissions to air. *Journal of Cleaner Production*, 24, 168–183. Retirado de: <http://doi.org/10.1016/j.jclepro.2011.10.039>
- [144] Poeschl, M., Ward, S., & Owende, P. (2012). Environmental impacts of biogas deployment - Part II: Life Cycle Assessment of multiple production and utilization pathways. *Journal of Cleaner Production*, 24, 184–201. Retirado de: <http://doi.org/10.1016/j.jclepro.2011.10.030>
- [145] Corona, B., & San Miguel, G. (2015). Environmental analysis of a Concentrated Solar Power (CSP) plant hybridised with different fossil and renewable fuels. *Fuel*, 145, 63–69. Retirado de: <http://doi.org/10.1016/j.fuel.2014.12.068>
- [146] Energia, A. (2009). AE-T100B - Micro Turbine Biogas. Retirado de: [http://www.ansaldoenergia.com/easyUp/file/ansaldo\\_ae-t100\\_biogas.pdf](http://www.ansaldoenergia.com/easyUp/file/ansaldo_ae-t100_biogas.pdf)
- [147] Galp gás natural distribuição. Caraterísticas do gás natural. <http://galpgasnaturaldistribuicao.pt/Centro-de-Infoma%C3%A7%C3%A3o/Monitorizacao-do-gas-natural> [Acedido a: 15-Set-2016]
- [148] Molar Mass, Molecular Weight and Elemental Composition Calculator. [http://www.webqc.org/molecular-weight-of-C3H8%20\(propane\).html](http://www.webqc.org/molecular-weight-of-C3H8%20(propane).html) [Acedido a: 15-Set-2016]
- [149] Baltic Biogas Bus - Content of biogas. <http://www.balticbiogasbus.eu/web/about-biogas.aspx> [Acedido a: 15-Set-2016]
- [150] McAllister, S., Chen, J.-Y., & Fernandez-Pello, A. C. (2011). Thermodynamics of Combustion. In *Fundamentals of Combustion Processes* (pp. 15–47). Springer. <http://doi.org/10.1007/978-1-4419-7943-8>

- [151] U.S. Department of Energy, Hydrogen Analysis Resource Center - Lower and Higher Heating Values of Hydrogen and Other Fuels. <http://hydrogen.pnl.gov/hydrogen-data/lower-and-higher-heating-values-hydrogen-and-other-fuels> [Acedido a: 15-Set-2016]
- [152] Turbivas - Microturbina T100 <http://ifs.simucentermarche.it/turbivas/prodotto.html> [Acedido a: 27-Set-2016]
- [153] YAZAKI DataSheet- WFC-Series. (n.d.). Water-Fired Chiller / Chiller-Heater. Retirado de: <http://www.yazakienergy.com/docs/WFCSUL-II-2D2-0513.pdf>
- [154] SuperChill Australia – “sulzer” closed circuit cooling tower – EWK-C: <http://www.superchill.com/pdf/Dok-37-EWK-C-technical-detail.pdf> [acedido a 15-Nov-2016]
- [155] Sieline Solar Heating - Floor Standing Domestic Hot Water Boiler <http://sieline.gr/media/File/SIELINE%20FLOOR%20STANDING%20BOILER%20150-500%20EN.pdf> [acedido a 15-Nov-2016]
- [156] ASHRAE (1997). ASHRAE Fundamentals Handbook (SI). Chapter 33 - Pipe Sizing. Retirado de: <http://tem-trading.com/technicalbook/wp-content/uploads/2016/01/F33S.pdf>
- [157] Gerador de preços online. [http://www.geradordeprecos.info/obra\\_nova/calculaprecio.asp?Valor=10|0\\_0\\_0\\_0|ICS010|ics\\_010:1\\_0\\_0\\_2c5\\_0\\_11\\_0\\_3c3\\_0\\_2](http://www.geradordeprecos.info/obra_nova/calculaprecio.asp?Valor=10|0_0_0_0|ICS010|ics_010:1_0_0_2c5_0_11_0_3c3_0_2). [Acedido a: 10-Out-2016]
- [158] ISOPIPE. <http://www.isopipe.eu/en/isopipe-tc.asp> [Acedido a: 10-Out-2016]
- [159] DAB. Wet Rotor circulators – BPH/MBH/DPH/DMH. [https://cld.pt/dl/download/c6fa0588-edd2-4bc9-a151-070fdf45b175/CAT14\\_BMH-BPH-DMH-DPH.pdf](https://cld.pt/dl/download/c6fa0588-edd2-4bc9-a151-070fdf45b175/CAT14_BMH-BPH-DMH-DPH.pdf) [acedido a 15-Nov-2016]
- [160] IEA SHC Task 49. Solar Process Heat for Production Advanced Applications - Integration Guideline. Retirado de: [http://task49.iea-shc.org/Data/Sites/7/150218\\_iea-task-49\\_d\\_b2\\_integration\\_guideline-final.pdf](http://task49.iea-shc.org/Data/Sites/7/150218_iea-task-49_d_b2_integration_guideline-final.pdf)
- [161] AI Minho (2010). Guia de Orientação para a utilização das energias renováveis nas empresas. Retirado de: [http://www.aiminho.pt/imgAll/file/Sustentar/Guia\\_de\\_Orientacao\\_para\\_a\\_utilizacao\\_das\\_Energias\\_Renovaveis.pdf](http://www.aiminho.pt/imgAll/file/Sustentar/Guia_de_Orientacao_para_a_utilizacao_das_Energias_Renovaveis.pdf)
- [162] IRENA (2015). Solar Heat for Industrial Processes – Technology Brief. Retirado de: [http://www.irena.org/DocumentDownloads/Publications/IRENA\\_ETSAP\\_Tech\\_Brief\\_E21\\_Solar\\_Heat\\_Industrial\\_2015.pdf](http://www.irena.org/DocumentDownloads/Publications/IRENA_ETSAP_Tech_Brief_E21_Solar_Heat_Industrial_2015.pdf)
- [163] Despacho nº17313/2008 do Decreto –Lei n.º 71/2008, de 15 de abril, do SGCIE — Sistema de Gestão dos Consumos Intensivos de Energia. Retirado de: [http://sgcie.publico.adene.pt/Legislacao/Documents/Despacho%2017313\\_2008.pdf](http://sgcie.publico.adene.pt/Legislacao/Documents/Despacho%2017313_2008.pdf)
- [164] Despacho (extrato) n.º 15793-D/2013. D.R. n.º 234, 3.º Suplemento, Série II de 2013-12-03 Retirado de: <https://dre.pt/application/dir/pdf2sdip/2013/12/234000003/0001300013.pdf>
- [165] Allocation of GHG Emissions from a Combined Heat and Power (CHP) - Plant Guide to calculation worksheets (2006) v1.0 A WRI/WBCSD GHG Protocol Initiative calculation tool. Retirado de: [www.ghgprotocol.org/files/ghgp/tools/CHP\\_guidance\\_v1.0.pdf](http://www.ghgprotocol.org/files/ghgp/tools/CHP_guidance_v1.0.pdf)

- [166] Allocating CO2 emissions to heat and electricity – Harmelink Consulting Retirado de: <http://www.harmelinkconsulting.nl/files/2015-09/harmelinkconsulting-f819001a5683bf5c545297313bc99314-assessment-of-co2-emissions-of-electricity.pdf>
- [167] Banco de Portugal. Boletim Estatístico – dezembro de 2016. A.10 – Taxas de juros bancárias, empréstimos e depósitos. Retirado de: [https://www.bportugal.pt/sites/default/files/anexos/10-taxas\\_juro\\_bancarias\\_1.pdf](https://www.bportugal.pt/sites/default/files/anexos/10-taxas_juro_bancarias_1.pdf)
- [168] EUROSTAT – taxas de inflação. <http://ec.europa.eu/eurostat/tgm/table.do?tab=table&plugin=1&language=en&pcode=tec00118>. [acedido a 10-Nov-2016].
- [169] POSEUR – Programa Operacional Sustentabilidade e Eficiência no Uso de Recursos – 2014-20 (2015). Nota de orientações para análise financeira, Portugal 2020. Retirado de: <https://poseur.portugal2020.pt/media/38126/nota-de-orienta%C3%A7%C3%B5es-para-an%C3%A1lise-financeira.pdf>
- [170] PORDATA - Taxas de rendibilidade de obrigações do tesouro em Portugal. <http://www.pordata.pt/Portugal/Taxas+de+rendibilidade+de+obriga%C3%A7%C3%B5es+do+tesouro-2803>. [acedido a 07-Jan-2017]
- [171] PORDATA. Preços da electricidade para utilizadores domésticos e industriais (Euro/ECU) na Europa. [http://www.pordata.pt/Europa/Pre%C3%A7os+da+electricidade+para+utilizadores+dom%C3%A9sticos+e+industriais+\(Euro+ECU\)-1477](http://www.pordata.pt/Europa/Pre%C3%A7os+da+electricidade+para+utilizadores+dom%C3%A9sticos+e+industriais+(Euro+ECU)-1477). [acedido a 16-Nov-2016]
- [172] PORDATA. Preços do gás natural para utilizadores domésticos e industriais (Euro/ECU) na Europa. [http://www.pordata.pt/Europa/Pre%C3%A7os+do+g%C3%A1s+natural+para+utilizadores+dom%C3%A9sticos+e+industriais+\(Euro\)-1478](http://www.pordata.pt/Europa/Pre%C3%A7os+do+g%C3%A1s+natural+para+utilizadores+dom%C3%A9sticos+e+industriais+(Euro)-1478). [acedido a 16-Nov-2016]
- [173] Bloomberg News: “Solar Tulip Targets Facebook Generation with Designer Power”. [[http://www.ezklein.org/?page\\_id=1368](http://www.ezklein.org/?page_id=1368)] [acedido a 03-Ago-2016]
- [174] Taxa de Câmbio - Dolar para Euro (2012). [<http://www.x-rates.com/average/?from=USD&to=EUR&amount=1&year=2012>]
- [175] Novel applications of a solarized microturbine Project - EUREKA Network. <http://www.eurekanetwork.org/project/id/6247> [acedido a 03-Ago-2016]
- [176] Peters, M., Timmerhaus, K., & West, R. (2016, October). *Equipment costs*. Retirado de McGrawHill Education: <http://www.mhhe.com/engcs/chemical/peters/data/>
- [177] Buck, R., & Friedmann, S. (2007). Solar-Assisted Small Solar Tower Trigeneration Systems. *Journal of Solar Energy Engineering*, 129(4), 349. Retirado de: <http://doi.org/10.1115/1.2769688>
- [178] M. C. Rodríguez-Hidalgo, P. A. Rodríguez-Aumente, A. Lecuona, M. Legrand, and R. Ventas (2012). Domestic hot water consumption vs. solar thermal energy storage: The optimum size of the storage tank, *Appl. Energy*, vol. 97, pp. 897–906. Retirado de: [http://oa.upm.es/23075/1/INVE MEM\\_2012\\_155655.pdf](http://oa.upm.es/23075/1/INVE_MEM_2012_155655.pdf)

- [179] Catálogo bombas e equipamentos hidráulicos Rolo & Pereira - Preçário 2015. Retirado de : [https://cld.pt/dl/download/9863fe1f-7916-4cfc-bb34-5997707aaf25/TABELA\\_2015\\_SD.pdf](https://cld.pt/dl/download/9863fe1f-7916-4cfc-bb34-5997707aaf25/TABELA_2015_SD.pdf)
- [180] DAB Water Technology Pricelist 2015. Retirado de: <http://smitsveldhoven.nl/upload/file/DAB-Prijzlijst-2015-v01.pdf>
- [181] Soteris Kalogirou, The potential of solar industrial process heat applications, Applied Energy, Volume 76, Issue 4, December 2003, Pages 337-361, ISSN 0306-2619, Retirado de: [http://dx.doi.org/10.1016/S0306-2619\(02\)00176-9](http://dx.doi.org/10.1016/S0306-2619(02)00176-9)
- [182] EDP Comercial. Conheça a origem da energia. <https://energia.edp.pt/particulares/apoio-cliente/origem-energia/?sector=Total%20EDP%20Comercial&year=2015&period=-1>. [acedido a 23-Nov-2016]
- [183] EDP Universal. Origens da energia. <http://www.edpsu.pt/pt/origemdaenergia/Pages/OrigensdaEnergia.aspx>. [acedido a 23-Nov-2016]
- [184] Índice de eolicidade de Portugal Continental – 3º Trimestre de 2016, novembro. Retirado de: [http://www.apren.pt/fotos/editor2/16mjr028\\_apren.pdf](http://www.apren.pt/fotos/editor2/16mjr028_apren.pdf)
- [185] Centro de informação REN. Estatística Mensal - SEN. <http://www.centrodeinformacao.ren.pt/PT/InformacaoExploracao/Paginas/EstatisticaMensal.aspx>. [acedido a 23-Nov-2016]
- [186] Rotulagem de energia elétrica EDP Serviço Universal (2016). Retirado de: <http://www.edpsu.pt/pt/origemdaenergia/Folhetos%20de%20Rotulagem/Rotulagem%20de%20energia%20el%C3%A9trica%20EDP%20SU%202016.pdf>
- [187] IEA (2016). Recent trends in the OCDE: energy and CO<sub>2</sub> emissions. Retirado de: [http://www.iea.org/media/statistics/Recent\\_Trends\\_in\\_the\\_OECD.pdf](http://www.iea.org/media/statistics/Recent_Trends_in_the_OECD.pdf)
- [188] Catálogo BAXIROCA – Tabela 2015. Retirado de: <http://www.a24.pt/cat/Baxiroca.pdf>
- [189] Lei nº 82-D/2014 de 31 de dezembro. Retirado de: <https://dre.pt/application/conteudo/66022084>

## Anexos

### I. Campo solar (auxiliar)

#### I.A. Matriz de eficiência do campo solar

Aqui apresenta-se os valores originais relativos à matriz eficiência dos helióstatos que foi obtida a partir do *software Tonatiuh* segundo as 3 configurações analisadas: o campo utilizado nas simulações (contemplando o efeito de sombreamento da torre) na Figura A.1, o campo sem a torre na Figura A.2 e o campo sem erros óticos (dispersão) na Figura A.3.

$\theta_z(^{\circ})$	$\gamma_z(^{\circ})$																	$\alpha_s(^{\circ})$		
	-135	-120	-105	-90 (Este)	-75	-60	-45	-30	-15	0 (Sul)	15	30	45	60	75	90 (Oeste)	105		120	135
0,5	62,43%	62,50%	62,61%	62,67%	62,72%	62,88%	62,92%	62,95%	63,00%	63,05%	63,03%	62,98%	62,88%	62,75%	62,77%	62,65%	62,71%	62,47%	62,47%	89,5
15	53,82%	56,25%	58,99%	61,77%	64,36%	66,59%	68,49%	69,88%	70,70%	70,97%	70,67%	69,85%	68,50%	66,73%	64,35%	61,74%	58,92%	56,21%	53,81%	75
30	43,36%	48,44%	54,09%	59,67%	64,72%	68,88%	72,00%	74,08%	75,38%	75,78%	75,36%	74,08%	71,96%	68,86%	64,71%	59,69%	54,09%	48,43%	43,35%	60
45	32,71%	40,08%	48,42%	55,94%	63,68%	69,85%	73,91%	76,50%	78,04%	78,47%	78,08%	76,44%	73,84%	69,87%	63,66%	55,93%	48,42%	40,08%	32,74%	45
60	23,10%	31,69%	39,19%	46,17%	57,44%	69,47%	74,51%	77,38%	78,48%	78,04%	78,40%	77,42%	74,45%	69,49%	57,49%	46,17%	39,16%	31,73%	23,11%	30
75	16,36%	24,72%	26,24%	26,40%	45,57%	65,81%	73,78%	75,58%	70,72%	71,86%	70,69%	75,50%	73,79%	65,82%	45,62%	26,42%	26,23%	24,72%	16,37%	15
89,5	7,29%	10,43%	20,89%	6,64%	30,34%	34,03%	32,32%	28,64%	19,46%	21,61%	19,45%	28,67%	32,32%	34,02%	30,34%	6,65%	20,90%	10,42%	7,28%	0,5

Figura A.1 - Matriz da eficiência global do campo solar utilizado nas simulações em TRNSYS (Teste A), tal como obtido através do *software Tonatiuh*.

$\theta_z(^{\circ})$	$\gamma_z(^{\circ})$																	$\alpha_s(^{\circ})$		
	-135	-120	-105	-90 (Este)	-75	-60	-45	-30	-15	0 (Sul)	15	30	45	60	75	90 (Oeste)	105		120	135
0,5	62,43%	62,53%	62,60%	62,65%	62,77%	62,87%	62,91%	63,01%	63,00%	63,03%	62,99%	63,00%	62,89%	62,85%	62,71%	62,61%	62,48%	62,45%	89,5	
15	53,85%	56,25%	58,96%	61,76%	64,40%	66,71%	68,61%	69,99%	70,79%	71,07%	70,74%	69,96%	68,57%	66,69%	64,35%	61,76%	58,95%	56,24%	53,80%	75
30	43,35%	48,46%	54,08%	59,68%	64,79%	68,92%	72,08%	74,29%	75,58%	76,00%	75,55%	74,28%	72,04%	68,91%	64,79%	59,66%	54,11%	48,46%	43,35%	60
45	32,72%	40,10%	48,42%	55,92%	63,67%	69,95%	74,04%	76,74%	78,23%	78,72%	78,20%	76,73%	74,01%	69,98%	63,63%	55,98%	48,40%	40,10%	32,68%	45
60	23,08%	31,71%	39,18%	46,17%	57,49%	69,57%	74,65%	77,67%	79,24%	79,73%	79,15%	77,60%	74,59%	69,55%	57,48%	46,17%	39,18%	31,71%	23,10%	30
75	16,37%	24,71%	26,24%	26,38%	45,58%	65,85%	73,93%	75,71%	71,41%	75,44%	71,46%	75,73%	73,93%	65,87%	45,58%	26,39%	26,23%	24,71%	16,34%	15
89,5	7,28%	10,43%	20,89%	6,64%	30,34%	34,06%	32,44%	28,78%	19,76%	22,27%	19,73%	28,81%	32,44%	34,06%	30,34%	6,64%	20,89%	10,42%	7,30%	0,5

Figura A.2 - Matriz da eficiência global do campo solar sem o efeito de sombreamento da torre solar, tal como obtido através do *software Tonatiuh*.

$\theta_z(^{\circ})$	$\gamma_z(^{\circ})$																	$\alpha_s(^{\circ})$		
	-135	-120	-105	-90 (Este)	-75	-60	-45	-30	-15	0 (Sul)	15	30	45	60	75	90 (Oeste)	105		120	135
0,5	65,08%	65,17%	65,23%	65,25%	65,29%	65,68%	65,73%	65,87%	65,96%	65,77%	65,61%	65,81%	65,65%	65,42%	65,49%	65,24%	65,19%	65,17%	65,07%	89,5
15	55,89%	58,46%	61,27%	64,47%	67,21%	69,48%	71,44%	72,74%	73,55%	73,74%	73,51%	72,66%	71,50%	69,37%	67,20%	64,29%	61,40%	58,45%	55,85%	75
30	45,06%	50,15%	56,15%	62,18%	67,52%	71,86%	74,75%	76,76%	78,08%	78,43%	77,85%	76,88%	74,68%	71,57%	67,47%	62,12%	56,29%	50,24%	44,88%	60
45	33,57%	41,36%	50,12%	58,30%	66,37%	72,73%	76,54%	79,14%	80,59%	80,99%	80,37%	79,05%	76,46%	72,85%	66,36%	58,19%	50,25%	41,33%	33,47%	45
60	23,45%	32,55%	40,43%	47,88%	59,98%	72,36%	77,23%	80,13%	80,99%	80,50%	80,74%	80,05%	77,15%	72,39%	59,96%	47,97%	40,52%	32,57%	23,44%	30
75	16,56%	25,26%	26,95%	27,41%	47,76%	68,74%	76,61%	78,16%	73,60%	74,43%	73,73%	78,24%	76,64%	68,76%	47,71%	27,40%	27,04%	25,13%	16,50%	15
89,5	7,27%	10,52%	21,48%	6,89%	31,66%	35,57%	33,61%	29,71%	20,07%	21,96%	20,08%	29,74%	33,67%	35,51%	31,66%	6,87%	21,51%	10,54%	7,29%	0,5

Figura A.3 - Matriz da eficiência global do campo solar sem erros óticos (dispersão dos helióstatos) (Teste S), tal como obtido através do *software Tonatiuh*.

#### I.B. Resultados auxiliares dos testes específicos ao campo solar

Adicionalmente, recorrendo ao *software MATLAB*, determinou-se a eficiência média diária ao longo do ano relativa ao componente de mecanismos de perdas óticas do efeito do cosseno, para um campo solar com uma disposição tal como utilizado nas simulações (Figura A.4), no qual os estão expostos os valores máximos e mínimos que ocorrem no solstício de inverno e de verão, respetivamente.

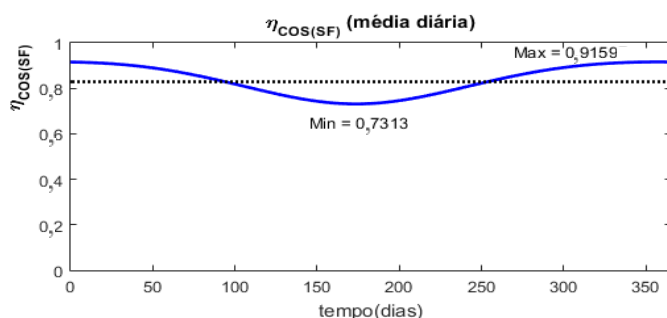


Figura A.4 - Eficiência média diária do efeito do cosseno ao longo do ano para a configuração do campo solar utilizado para a simulação do sistema, com uma média anual a tracejado (82,88 %), calculada com a ferramenta computacional *MATLAB* baseada nas equações 4.3 a 4.8. Nota: o eixo das abcissas refere-se aos dias do ano.

Para as estimativas dos diferentes mecanismos óticos, utilizou-se a eficiência do campo solar sem erros óticos (Teste S) por modo a estimar qual a eficiência relativa à dispersão ( $\eta_{Int}$ ) comparativamente à matriz que contém erros óticos (Teste A). A razão entre as eficiências globais do Teste A e o Teste S indica qual eficiência relativa à dispersão. Dado que se definiu um valor fixo de 0,9 para a refletividade dos helióstatos ( $\rho_{Hel}$ ), e que se calculou  $\eta_{Cos}$  e  $\eta_{Atm}$  com recurso às equações (4.2) a (4.8) através do *software MATLAB*, é possível estimar  $\eta_{B\&Sh}$ , utilizando a equação (4.1) como se pode ver nas tabelas Tabela A.1 e Tabela A.2. De notar que aqui é assumido a média dos DNI 2 e DNI 3, já que para além do DNI 1 estar desfasado 1 hora dos restantes, a interpolação realizada através do *type* 109 neste ficheiro de clima provoca um efeito de corte no final do dia (cerca de 1 hora todos os dias) induzindo o ângulo zenital para 90° de modo abrupto. Isto não aconteceu com os restantes ficheiros de clima que se apresentam bem similares entre si, daí a sua utilização para estimar os diferentes mecanismos de perdas óticas.

Tabela A.1 - Comparação entre os testes realizados ao campo solar com o *software Tonatiuh* e com *MATLAB* (discretização sub-horária e com o uso dos diferentes ficheiros de clima simulados). Nota: \* Média global anual; \*\* média global anual pesada com os valores de DNI de 5 em 5 minutos; – não determinado; # resultado do rácio da eficiência anual entre o obtido com o Teste A e o Teste S (sem erros óticos); <sup>T</sup> interpolação *TRNSYS*; <sup>C</sup> Valores calculados; <sup>E</sup> Valores estimados; <sup>1,2 e 3</sup> DNI.

Parâmetro	<i>Tonatiuh</i>		<i>MATLAB</i>
	Teste A	Teste S	Teste A
$\rho_{Hel}$	90,00 %	90,00 %	90,00 %
$\eta_{Cos}^C$	–	–	82,88 %
$\eta_{Atm}^C$	–	–	98,74 %
$\eta_{S,B\&Sh}^E$	≈ 79,49 % <sup>*2,3</sup>	≈ 82,48 % <sup>*2,3</sup>	–
$\eta_{B\&Sh}^E$	≈ 82,48 % <sup>*2,3</sup>	–	–
$\eta_{Int}^E$	≈ 96,37 % <sup>*#2,3</sup> ≈ 96,31 % <sup>**#2,3</sup>	–	–
$\eta_{Global,N\tilde{a}oPesada,(DNI1)}$	59,10 % <sup>T*</sup>	63,75 % <sup>T*</sup>	<73,65 %
$\eta_{Global,N\tilde{a}oPesada,(DNI2)}$	58,53 % <sup>T*</sup>	60,75 % <sup>T*</sup>	<73,65 %
$\eta_{Global,N\tilde{a}oPesada,(DNI3)}$	58,55 % <sup>T*</sup>	60,75 % <sup>T*</sup>	<73,65 %
$\eta_{max}$ (verão/inverno)	71,04 % /78,47 % <sup>T</sup>	73,81 % /81,00 % <sup>T</sup>	<80,30 % / <86,43 %
$\eta_{Global,Pesada,(DNI1)}$	63,83 % <sup>T**</sup>	67,01 % <sup>T**</sup>	–
$\eta_{Global,Pesada,(DNI2)}$	62,98 % <sup>T**</sup>	65,37 % <sup>T**</sup>	–
$\eta_{Global,Pesada,(DNI3)}$	62,98 % <sup>T**</sup>	65,42 % <sup>T**</sup>	–

Tabela A.2 - Tabela resumo das eficiências relativas aos diferentes mecanismos de perdas de energia radiativa no campo solar utilizado nas simulações (seguindo a legenda da tabela anterior) com ou sem o peso do DNI.

	$\rho_{ref}$	$\eta_{Cos}^C$	$\eta_{Atm}^C$	$\eta_{B\&Sh}^E$	$\eta_{Int}^E$	$\eta_{Global}^{T*}$
Não pesada com DNI	90,00 %	82,88 %	98,74 %	82,48 %	96,37 %	58,54 %
Pesada com DNI	90,00 %	–	98,74 %	–	96,31 %	62,98 %

## II. Modelo *TRNSYS* (auxiliar)

### II.A. Parâmetros dos componentes (*types*) do modelo *TRNSYS*

Os componentes (*types*) principais utilizados na simulação com a ferramenta computacional *TRNSYS*, estão expostos na Tabela A.3 com uma breve descrição, detalhadas nas tabelas Tabela A.4 a Tabela A.17.

Tabela A.3 - *Types* utilizados para modelação no *software TRNSYS*.

Type utilizado	Biblioteca	Descrição
<i>Weather Processor (109-TMY2)</i>	Standard	Lê, processa e interpola valores do ficheiro de clima.
<i>Heliostat Field (394)</i>	STEC	Modela o campo solar.
<i>Pressure Drop (429)</i>	STEC	Calcula quedas de pressão.
<i>Compressor (424)</i>	STEC	Modela o compressor.
<i>Pressurized Receiver (422)</i>	STEC	Modela o recetor pressurizado.
<i>Combustion Chamber (426)</i>	STEC	Modela a câmara de combustão.
<i>Turbine (427)</i>	STEC	Modela a turbina do ciclo de Brayton.
<i>Generator (428)</i>	STEC	Modela o gerador elétrico.
<i>Heat Exchanger (425)</i>	STEC	Modela o recuperador gás-gás em contracorrente.
<i>Heat Exchanger (5b)</i>	Standard	Modela o recuperador gás-água em contracorrente.
<i>Variable Speed Pump (110)</i>	Standard	Modela a bomba de circulação.
<i>Boiler (700)</i>	TESS	Modela a caldeira para aquecimento de água.
<i>Circular, Fluid-Filled Pipe (709)</i>	TESS	Modela o comportamento das tubagens de distribuição da água para fins de climatização.
<i>Data Reader (9a)</i>	Standard	Lê ficheiros externos (por exemplo formato <i>ASCII</i> ).
<i>Storage Tank (4c)</i>	Standard	Modela o reservatório de água " <i>buffer tank</i> ".
<i>Hot Water-Fired Single-Effect Absorption Chiller (680)</i>	TESS	Modela o <i>chiller</i> de absorção de efeito simples acionado por água quente.
<i>Closed Circuit Cooling Tower (510)</i>	TESS	Modela a torre de arrefecimento de circuito fechado.
<i>Tee Piece (11h)</i>	Standard	Modela a peça em "tê" que converge dois fluxos.
<i>Controlled flow diverter (11f)</i>	Standard	Modela a válvula de desvio para dois fluxos.

Seguem-se a partir deste ponto, tabelas relativas a cada um dos *types* mencionados, com os parâmetros fixos necessários introduzir, e portanto utilizados na simulação, bem como os parâmetros de entrada (*Input*) e de saída (*Output*) associados a um determinado *type* (entre chavetas, por exemplo " {422} "). Por exemplo, o *type* 394 (campo de helióstatos), recebe como inputs o DNI, velocidade do vento, ângulos zenital e azimutal do *type* 109-TMY2, e o fator gama proveniente do output do recetor (*type* 422), fornecendo como output a potência radiativa ao *type* 422, bem como a potência desfocada, elétrica auxiliar (parasítica do seguimento) e eficiência do campo solar, fornecidos ultimamente aos componentes auxiliares para escrita (em formato *.csv* ou *ASCII*) a ficheiros de resultados da simulação (instantâneas e de formato médio ou somas, anuais ou mensais, conforme a análise pretendida). É denominado {Eq}, quando um dado *input* ou *ouput* se refere a uma equação, {Out} quando se refere a um *output* para fins de escrita de ficheiros de resultados de simulação, {-} quando esse parâmetro não foi utilizado e {ISO} quando são introduzidos valores de referência. Como o *type* 429 (queda de pressão) é utilizado 3 vezes, será denominado 429i, 429j e 429k, quando se referirem à queda de pressão associada à entrada de ar no compressor, ao recuperador gás-gás e à exaustão na turbina, respetivamente.

Tabela A.4 - *Inputs*, parâmetros e *outputs* relativos ao componente do campo de heliostatos (*Type* 394).

Input	Output	Parâmetros	Valor	Ref
DNI (kJ/h. m <sup>2</sup> ) {109}	$\dot{Q}_{Rec}$ (kJ/h) {422/Eq}	$N_{Hel}$ (adim)	52	[121] [113]
$v_{Vento}$ (m/s) {109}	$\dot{Q}_{Desfoc}$ (kJ/h){Out}	$A_{Hel}$ (m <sup>2</sup> )	16	[121] [113]
$\Gamma$ (adim) {422/Eq}	$P_{Loss,Track}$ (kJ/h){Out}	$\rho_{Hel}$ (adim)	1	-
$\theta_z$ (°) {109}	$\eta_{CampoSolar}$ (adim){Out}	$E_{Hel,Start}$ (kJ)	90	[1]
$\alpha_s$ (°) {109}	-	$P_{Hel,Track}$ (kJ/h)	198	[1]
-	-	$v_{Vento,Máx}$ (m/s)	16	[1]

Na Tabela A.4 acima, o *input* gama  $\Gamma$  advém do *type* 422 mas após passar por uma equação auxiliar baseada na equação 4.26 do documento, e o *output* do fluxo de energia direcionado para o recetor ( $\dot{Q}_{Rec}$ ) passa por uma equação auxiliar baseada na equação 4.25 do documento.

Tabela A.5 - *Inputs*, parâmetros e *outputs* relativos ao componente da queda de pressão associada à entrada de ar no compressor (*Type* 429).

Input	Output	Parâmetros	Valor	Ref
$T_{Air,In}$ (°C) {109}	$T_{Air,Out}$ (°C) {424}	$P_{queda,Relat,nom}$ (adim)	0,01	[135]
$p_{Air,In}$ (bar){ISO}	$p_{Air,Out}$ (bar){424}	$T_{Air,In,nom}$ (°C)	15	[62] (ISO)
$\dot{m}_{Air,In}$ , (kg/h){ISO}	$\dot{m}_{Air,Out,Work}$ (kg/h){-}	$\dot{m}_{Air,In,nom}$ (kg/h)	2819,88	[138]
-	$P_{queda,Relat}$ (adim) {-}	$p_{Air,In,nom}$ (bar)	1,013	[62] (ISO)
-	-	$Op_{Mode}$ (1; 2)	2	-

Tabela A.6 - *Inputs*, parâmetros e *Outputs* para o componente do compressor (*Type* 424). Nota: a eficiência isentrópica nominal ( $\eta_{isen,nom}$ ) é um input mas é introduzida como um parâmetro fixo, daí estar referido duas vezes na tabela.

Input	Output	Parâmetros	Valor	Ref
$T_{Air,In}$ (°C){429i}	$T_{Air,Out}$ (°C){425}	$R_{Comp}$ (adim)	4,5	[62]
$p_{Air,In}$ (bar){429i}	$p_{Air,Out}$ (bar){429j}	$\eta_{mec,comp}$ (adim)	0,985	[137]
$\dot{m}_{Air,In,M2}$ (kg/h){427}	$\dot{m}_{Air,Out,Work}$ (kg/h){429j}	$\dot{m}_{Air,In,ISO}$ (kg/h)	2819,88	[138]
$\eta_{isen,nom}$ (adim)	$\dot{m}_{Air,Out,Cool}$ (kg/h){429j}	$Load_{parcial}$	0	-
$R_{AirMass,Cool}$ (adim) {427}	$P_{Comp,real}$ (kJ/h) {428}	$Oper_{Mode}$	2	-
-	$P_{Comp,relat}$ (kJ/kg) {428}	$\eta_{isen,nom}$ (adim)	0,77225	(~ [138])
-	$h_{Air,Out}$ (kJ/kg){425}	-	-	-
-	$\dot{m}_{Air,Out}$ (kg/h) {425}	-	-	-

Tabela A.7 - *Inputs*, parâmetros e *Outputs* para o componente do recetor pressurizado (*Type* 422).

Input	Output	Parâmetros	Valor	Ref
$T_{Air,Amb}$ (°C){109}	$T_{Air,Out}$ (°C) {426}	$Rec_{Model}$ (1; 4)	1	-
$T_{Air,In}$ (°C) {425}	$p_{Air,Out}$ (bar){426}	$\eta_{optica}$ (adim)	0,80	Assum. <sup>f</sup>
$p_{Air,In}$ (bar) {429j}	$h_{Air,Out}$ (kJ/kg){426}	$\epsilon_{Abs}$ (adim)	0,6	Assum. [130] <sup>g</sup>
$h_{Air,In}$ (kJ/kg) {425}	$\dot{m}_{Air,Out}$ (kg/h){426}	$A_{Rec}$ (m <sup>2</sup> )	0,7	[113] [121]
$\dot{m}_{Air,In}$ (kg/h) {425}	$P_{th}$ (kJ/h) {426}	$f_{Abs}$ (adim)	1	-
$P_{Inc}$ (kJ/h) {394}	$\eta_{th}$ (adim){Out}	$Flux_{Low,limit}$ (W/m <sup>2</sup> )	0,001	-
Control (0; 1){Eq}	$p_{loss}$ (0; 1){-}	$Flux_{Up,limit}$ (M W/m <sup>2</sup> )	2	-
-	$P_{parasitic}$ (kJ/h){-}	$Oper_{Mode}$	23	-

<sup>f</sup> Ver subcapítulo 4.2.1.

<sup>g</sup> Emissividade média para o vidro de quartzo entre 400 e 800 °C [131] (Ver subcapítulo 4.2.1).

-	Op <sub>Status</sub> (0; 1){-}	$\varepsilon_{Tub,Q}$ (adim)	0,001	-
-	Flux <sub>Overload</sub> (0: 1) {426}	$A_{Sup,tub}$ (m <sup>2</sup> )	0,7	[113] [121]
-	T <sub>Abs,Out</sub> (°C){Out}	$C_{f,loss,conv,tub}$ (W/m <sup>2</sup> . K)	15	[99] [132] <sup>h</sup>
-	$\dot{m}_{Air,Optim}$ (kg/h){-}	$C_{f,loss,cool}$ (adim)	0,001	-
-	-	$P_{loss,nom}$ (0; 1)	0,02	Assum. (~[128])
-	-	T <sub>Air,In,nom</sub> (°C)	600	[138]
-	-	$p_{Air,In,nom}$ (bar)	4,5	[113]
-	-	T <sub>Air,Out,nom</sub> (°C)	950	[113]
-	-	$\dot{m}_{Air,in,nom}$ (kg/h)	2819,88	[138]
-	-	$P_{parasitic}$ (W)	0	-

Relativamente à câmara de combustão, a temperatura desejada de saída deste componente e que se pretende que entre na turbina ( $T_{gás,Out}$ ) é assumida em 950 °C sempre que se queira colocar a câmara de combustão em funcionamento, i.e., quando esta está a operar em modo fuel-only e no caso de operação na configuração híbrida de modo a manter as condições nominais de entrada na turbina, com recurso a uma equação simples, neste caso com a operação no modo 2 do componente (em função da temperatura desejada de saída). Caso se pretenda utilizar a microturbina solarizada sem existir hibridização, o modo escolhido é 1 (em função do caudal mássico de combustível -  $\dot{m}_{Fuel,In}$ ), no qual se introduz o valor de 0,00000001 kg/h em  $\dot{m}_{Fuel,In}$ .

Tabela A.8 - Inputs, parâmetros e Outputs para o componente da câmara de combustão (Type 426). Nota1: Modos de operação : (1) A temperatura de saída como resultado do fluxo mássico de combustível facultado; (2) O fluxo mássico de combustível como resultado da temperatura de saída introduzida; (3) a queda de pressão é independente das condições de entrada. Nota2: Para mais informação sobre as características dos combustíveis ver subcapítulo 4.2.4.

Input	Output	Parâmetros	Gás Natural	Propano	Biogás
T <sub>Air,In</sub> (°C){422}	T <sub>gás,Out</sub> (°C){427}	LHV <sub>Fuel</sub> (kJ/kg)	48283	46296	20200
$\dot{m}_{Air,In}$ (kg/h){422}	$\dot{m}_{Fuel,Out}$ (kg/h){Out}	$R_{m,C}$ (adim)	0,7443	0,8171	0,46311
$\dot{m}_{Fuel,In}$ (kg/h)	$\dot{m}_{gc,Out}$ (kg/h){427}	$R_{m,H_2}$ (adim)	0,2354	0,1829	0,10097
T <sub>gás,Out</sub> (°C)	$p_{Air,Out}$ (bar){427}	$R_{m,S}$ (adim)	0	0	0,00006
$p_{Air,In}$ (bar){422}	$R_{Air}$ (adim) {428}	$R_{m,N_2}$ (adim)	0,0091	0	0,00212
$h_{Air,In}$ (kJ/kg){422}	$R_{m,CO_2}$ (adim){427}	$R_{m,O_2}$ (adim)	0,0113	0	0,43374
-	$R_{m,H_2O}$ (adim) {427}	$R_{m,H_2O}$ (adim)	0	0	0
-	$R_{m,SO_2}$ (adim) {427}	$R_{m,cinzas}$ (adim)	0	0	0
-	$R_{m,Air}$ (adim) {427}	$p_{loss,nom}$ (%)	3,5 %	3,5 %	3,5 %
-	$R_{m,Air/N_2}$ (adim) {427}	T <sub>Air,In</sub> (°C){-}	-	-	-
-	$\dot{m}_{CO_2,Out}$ (kg/h){Out}	$\dot{m}_{Air,In}$ (kg/h){-}	-	-	-
-	$\dot{Q}_{Fuel}$ (kJ/h){428}	$p_{Air,In}$ (bar){-}	-	-	-
-	$N_{Air,min}$ (adim){428}	-	-	-	-
-	$h_{Out}$ (kJ/kg){427}	-	-	-	-
-	$p_{queda,Relat}$ (adim) {-}	-	-	-	-

Tabela A.9 - Inputs, parâmetros e outputs para o componente da turbina (Type 427).

Input	Output	Parâmetros	Valor	Ref
-------	--------	------------	-------	-----

<sup>h</sup> Valor médio entre ar em movimento e parado (tabela 3-9 de [132]) próximo do valor baseado em [99] para a ST em questão.

$T_{Comb,Air,In}$ (°C){426}	$T_{Air,Out}$ (°C){425} {429k}	$\eta_{mec,Turb}$ (adim)	0,985	[137]
$T_{Cool,Air,In}$ (°C){424}	$\dot{m}_{gás,Out}$ (kg/h){425} {429k}	$T_{máx,In,NoCool}$ (°C)	950	Assum.
$P_{Air,In}$ (bar){426}	$P_{Turb,real}$ (kJ/h){428}	$p_{Amb}$ (bar)	1,013	Assum. ISO
$\dot{m}_{gc,In}$ (kg/h){426}	$P_{Turb,relat}$ (kJ/kg){428}	$T_{máx,In,Cool}$ (°C)	950	Assum.
$\dot{m}_{Cool,Air}$ (kg/h){424}	$R_{m,Cool,Air}$ (adim) {428}	-	-	-
$\eta_{isen}$ (adim)	$h_{Out}$ (kJ/kg){425}	$\eta_{isen}$ (adim)	0,835	Assum. (~[138])
$R_{m,CO_2}$ (adim) {426}	$p_{gás,Out}$ (bar){429k}	-	-	-
$R_{m,H_2O}$ (adim) {426}	-	-	-	-
$R_{m,SO_2}$ (adim) {426}	-	-	-	-
$R_{m,Air}$ (adim) {426}	-	-	-	-
$R_{m,Air/N_2}$ (adim){426}	-	-	-	-
$P_{quedaRelat,silenciador}$ (-)	-	-	-	-
$P_{quedaRelat,Recuper}$ (-)	-	-	-	-
$h_{Air,Work}$ (kJ/kg){426}	-	-	-	-
$h_{Air,Cool}$ (kJ/kg){424}	-	-	-	-

Tabela A.10 - Inputs, parâmetros e outputs para o componente da queda de pressão no silenciador de exaustão (Type 429).

Input	Output	Parâmetros	Valor	Ref
$T_{Air,In}$ (°C){427}	$T_{Air,Out}$ (°C){-}	$P_{queda,Relat,nom}$ (adim)	0,00222	[135]
$P_{Air,In}$ (bar){427}	$P_{Air,Out}$ (bar){-}	$T_{Air,In,nom}$ (°C)	650	-
$\dot{m}_{Air,In}$ (kg/h){427}	$\dot{m}_{Air,Out,Work}$ (kg/h){-}	$\dot{m}_{Air,In,nom}$ (kg/h)	2819,88	-
-	$P_{queda,Relat}$ (adim) {427}	$P_{Air,In,nom}$ (bar)	4,5	-
-	-	$Op_{Mode}$ (1; 2)	2	-

Tabela A.11 - Inputs, parâmetros e outputs para o componente do gerador (Type 428).

Input	Output	Parâmetros	Valor	Ref
$P_{Turb,real}$ (kJ/h){427}	$P_{Eletric,out}$ (kJ/h){Out}	$\eta_{Gerador}$ (adim)	0,90	Assum.
$W_{Comp,eixo}$ (kJ/h){-}	$\eta_{th}$ (adim)	$Op_{Mode}$ (1; 2)	1	-
$\dot{Q}_{Fuel}$ (kJ/h){426}	$\dot{m}_{Air,in,Comp}$ (kg/h){-}	-	-	-
$P_{Eletric,out}$ (kJ/h){-}	-	-	-	-
$P_{Turb,relat}$ (kJ/kg){-}	-	-	-	-
$P_{Comp,relat}$ (kJ/kg){-}	-	-	-	-
$R_{Air}$ (adim){-}	-	-	-	-
$N_{Air,min,spec}$ (adim){-}	-	-	-	-
$R_{m,Cool,Air}$ (adim) {427}	-	-	-	-

Tabela A.12 – Inputs, parâmetros e outputs para o componente do permutador gás-gás (Type 425). Nota: O modo de operação é com permuta através de fluxo em contracorrente (modo 2).

Input	Output	Parâmetros	Valor	Ref
$T_{Hot,In}$ (°C){427}	$T_{Hot,Out}$ (°C){5b}	$Cf_{transf,calor}$ (kJ/h. K)	17000	Assum. <sup>i</sup>
$\dot{m}_{Hot,In}$ (kg/h){427}	$\dot{m}_{Hot,Out}$ (kg/h){5b}	-	-	-
$T_{Cold,In}$ (°C){424}	$T_{Cold,Out}$ (°C){422}	-	-	-
$\dot{m}_{Cold,In}$ (kg/h){424}	$\dot{m}_{Cold,Out}$ (kg/h){422}	-	-	-
$h_{Hot}$ (kJ/kg){427}	$\dot{Q}_{Heat}$ (kJ/h){Out}	-	-	-
$h_{Cold}$ (kJ/kg){424}	Efectiveness (adim) {Out}	-	-	-
-	$h_{Cold,Out}$ (kJ/kg){422}	-	-	-

<sup>i</sup> Ver subcapítulo 4.2.3.

Tabela A.13 - *Inputs*, parâmetros e *outputs* relativos ao componente da queda de pressão associada ao recuperador gás-gás (*Type* 429).

Input	Output	Parâmetros	Valor	Ref
$T_{Air,In}$ (°C) {109}	$T_{Air,Out}$ (°C) {424}	$P_{queda,Relat,nom}$ (adim)	0,045	[69]
$p_{Air,In}$ (bar){ISO}	$p_{Air,Out}$ (bar){424}	$T_{Air,In,nom}$ (°C)	600	[62] (ISO)
$\dot{m}_{Air,In}$ , (kg/h){ISO}	$\dot{m}_{Air,Out,Work}$ (kg/h){-}	$\dot{m}_{Air,In,nom}$ (kg/h)	2819,88	[138]
-	$P_{queda,Relat}$ (adim) {-}	$p_{Air,In,nom}$ (bar)	4,5	[62] (ISO)
-	-	$Op_{Mode}$ (1; 2)	2	-

Relativamente aos circuitos de calor e de frio, o permutador gás-água (*Type* 5b) recebe água para ser aquecida que passa previamente numa bomba de circulação, que ou vem proveniente da carga térmica de aquecimento, ou no caso do arrefecimento é proveniente do tanque de compensação (“*buffer tank*” *Type*4c). De forma análoga a água depois de ser aquecida é enviada para um destes circuitos (dependendo de se tratar da estação de aquecimento ou arrefecimento) conforme explicitado no subcapítulo 4.5.3.

Tabela A.14 – *Inputs*, parâmetros e *Outputs* para o componente do permutador gás-água (*Type* 5b). Nota: O modo de operação é com permuta através de fluxo em contracorrente (modo 2).

Input	Output	Parâmetros	Valor	Ref
$T_{Hot,In}$ (°C) {427}	$T_{Hot,Out}$ (°C){Out}	$Cf_{transf,calor}$ (kJ/h. K)	7800	Assum. <sup>j</sup>
$\dot{m}_{Hot,In}$ (kg/h){427}	$\dot{m}_{Hot,Out}$ (kg/h){Out}	$Cp_{gás}$ (kJ/kg. K)	1,020	[70]
$T_{Cold,In}$ (°C)	$T_{Cold,Out}$ (°C)	$Cp_{H_2O}$ (kJ/kg. K)	4,185	[70]
$\dot{m}_{Cold,In}$ (kg/h)	$\dot{m}_{Cold,Out}$ (kg/h)	-	-	-
-	$\dot{Q}_{Heat}$ (kJ/h){Out}	-	-	-
-	Efectiveness (adim) {Out}	-	-	-

Para contabilizar a energia despendida pela caldeira de apoio na estação de aquecimento, quando a energia proveniente do calor residual não é suficiente, utilizou-se o *type* 700 (*Boiler*) introduzindo a potência máxima útil transferida para a água (320 kW<sub>t</sub> por ser ligeiramente superior à potência máxima instantânea da carga térmica de aquecimento assumida), a eficiência global da caldeira (88,3 % [115]), a temperatura de *setpoint* na qual se deseja que a caldeira mantenha caso o calor residual não a permita atingir (50 °C) e o calor específico da água (4,190 kJ/kg. K [70]). A temperatura e fluxo mássico de entrada da água são provenientes das saídas do recuperador gás-água, saída para fornecer energia térmica à carga, passando primeiro pela tubagem de distribuição.

Tabela A.15 - *Inputs*, parâmetros e *Outputs* para o componente do tanque de compensação (*Type* 4c). Nota: Aqui só estão colocados estes parâmetros que são os efetivamente utilizados.

Input	Output	Parâmetros	Valor	Ref
$T_{Hot,In}$ (°C){5b}	$T_{Hot,Out}$ (°C){5b}	$V_{tanq}$ (m <sup>3</sup> )	0,5	Assum.
$\dot{m}_{Hot,In}$ (kg/h){5b}	$\dot{m}_{Hot,Out}$ (kg/h){5b}	$Cp_{H_2O}$ (kJ/kg. K)	4,190	[70]
$T_{Cold,In}$ (°C){680}	$T_{Load,Out}$ (°C){680}	$\rho_{H_2O}$ (kg/m <sup>3</sup> )	970	[70]
$\dot{m}_{Cold,In}$ (kg/h){680}	$\dot{m}_{Load,Out}$ (kg/h){680}	$Cf_{loss,tanq}$ (W/m <sup>2</sup> . K)	4,6	[155]
$T_{Air,Amb}$ (°C){109}	-	$P_{ele}$ (kJ/h)	0,01	-

<sup>j</sup> Ver subcapítulo 4.3.1.

As temperaturas ( $T_{CHW,In}$ ) e fluxos mássicos ( $\dot{m}_{CHW,In}$ ) de água refrigerada entram no *chiller* com proveniência da carga térmica em primeira instância, no qual passam por uma válvula de desvio para dividir o fluxo mássico de água que sai da carga térmica de arrefecimento, no qual um vai para o *chiller* de absorção e outro para o *chiller* auxiliar. Quando o fluxo mássico de saída ( $\dot{m}_{CHW,Out}$ ) volta a arrefecer a carga a uma temperatura mais baixa ( $T_{CHW,Out}$ ) é previamente misturada com o caudal mássico virtualmente à mesma temperatura, proveniente do *chiller* auxiliar e entra no circuito de distribuição de frio para retirar calor à carga de arrefecimento.

Tabela A.16 - Inputs, parâmetros e Outputs para o componente do *chiller* de absorção de efeito simples (*Type* 680).

Input	Output	Parâmetros	Valor	Ref
$T_{CHW,In}$ (°C)	$T_{CHW,Out}$ (°C)	$P_{nom,cool}$ (kW)	105,5	[153]
$\dot{m}_{CHW,In}$ (kg/h)	$\dot{m}_{CHW,Out}$ (kg/h)	$COP_{nom,cool}$ ( <i>adim</i> )	0,7	[153]
$T_{CW,In}$ (°C){510}	$T_{CW,Out}$ (°C){510}	$Cp_{HW}$ (kJ/kg.K)	4,203	[70]
$\dot{m}_{CW,In}$ (kg/h){510}	$\dot{m}_{CW,Out}$ (kg/h){510}	$Cp_{CHW}$ (kJ/kg.K)	4,184	[70]
$T_{HW,In}$ (°C){4c}	$T_{HW,Out}$ (°C){4c}	$Cp_{CW}$ (kJ/kg.K)	4,178	[70]
$\dot{m}_{HW,In}$ (kg/h){4c}	$\dot{m}_{HW,Out}$ (kg/h){4c}	$P_{ele,aux}$ (kW)	3,76 (0,31)	
$Setpoint_{CHW}$ (°C)	$E_{CHW}$ (kJ/h){Out}	$Setpoint_{CHW}$ (°C)	10	-
Control (0; 1){Eq}	$E_{CW}$ (kJ/h){Out}			
	$E_{HW}$ (kJ/h){Out}			
	$E_{ele}$ (kJ/h){Out}			
	$f_{nom,cool}$ ( <i>adim</i> ){-}			
	$f_{nom,heat}$ ( <i>adim</i> ){-}			
	$COP$ ( <i>adim</i> ){Out}			

Tabela A.17 - Inputs, parâmetros e Outputs para o componente da torre de arrefecimento (CT) de circuito fechado (*Type* 510).

Input	Output	Parâmetros	Valor	Ref
$T_{CW,In}$ (°C){680}	$T_{CW,Out}$ (°C){680}	<i>Hum. mode</i>	2	-
$\dot{m}_{CW,In}$ (kg/h){680}	$\dot{m}_{CW,Out}$ (kg/h){680}	$T_{CW,In,nom}$ (°C)	35	[153]
$T_{Amb}$ (°C){109}	$\dot{Q}_{Heat,CT}$ (kJ/h){Out}	$T_{CW,Out,nom}$ (°C)	31	[153]
$RH_{Amb}$ (%) {109}	$P_{ele,fan}$ (kW){Out}	$\dot{m}_{w,nom}$ (kg/h)	15,3	[153]
$p_{Amb}$ ( <i>bar</i> ) {ISO}	-	$Cp_{CW}$ (kJ/kg.K)	4,178	[70]
Control <sub>fan</sub> (0; 1){Eq}	-	$T_{Amb,nom}$ (°C)	27	[154]
-	-	$T_{w,Amb,nom}$ (°C)	24	[154]
-	-	$\dot{m}_{Air}$ (kg/s)	9,3	[154]
-	-	$p_{nom}$ ( <i>atm</i> )	1	-
-	-	$P_{ele,fan}$ (kW)	5	Assum. [154]
-	-	$n^{\circ}$ Power Cf ( <i>adim</i> )	1	-
-	-	Power Cf ( <i>adim</i> )	1	-

## II.B. Equações auxiliares utilizadas do modelo TRNSYS

Foram introduzidas no modelo equações auxiliares para contabilizar alguns parâmetros, que são um complemento à informação relativa às condições de operação estipuladas tal como referido na Tabela 4.10 das quais se destacam:

- Equações entre o campo solar e o recetor, já abordadas no subcapítulo 4.5.2;

- Equação para a câmara de combustão operar durante as horas pretendidas;
- Equação para introduzir consumos da microturbina no arranque, 15 kW no início de cada dia de utilização, quando o azimute é menor que zero e quando o ângulo zenital está compreendido entre 90 e 85 °;
- Equação para contabilizar a energia necessária relativamente ao *chiller* auxiliar (convencional) baseada no balanço de energia de calor sensível entre temperaturas e fluxos mássicos de entrada e saída;
- Equações para colmatar as cargas térmicas, refletindo-se nas temperaturas de saída após as cargas térmicas baseada no balanço de energia de calor sensível entre temperaturas e fluxos mássicos de entrada e saída;
- Equações para operar as bombas de circulação nos circuitos correspondentes quando existem cargas e os demais condicionamentos impostos;
- Equação para divergir o fluxo da válvula de desvio 1 (após o ciclo de Brayton) em função da potência térmica necessária para aquecimento por forma a igualar (por excesso) esta última;
- Equação para divergir o fluxo da válvula de desvio 2 e 3 consoante exista carga de arrefecimento ou de aquecimento;
- Equação para divergir o fluxo da válvula de desvio 4 consoante o *chiller* de absorção esteja a operar ou não;
- Equação para acionar ou não a ventilação da torre de arrefecimento, o *chiller* de absorção e as bombas relativas à água de arrefecimento e à água quente que entra no *chiller*.

### III. Emissões de CO<sub>2</sub> e consumo de energia primária fóssil (auxiliar)

Na Figura A.5 apresenta-se as emissões anuais do SEN e a sua tendência.

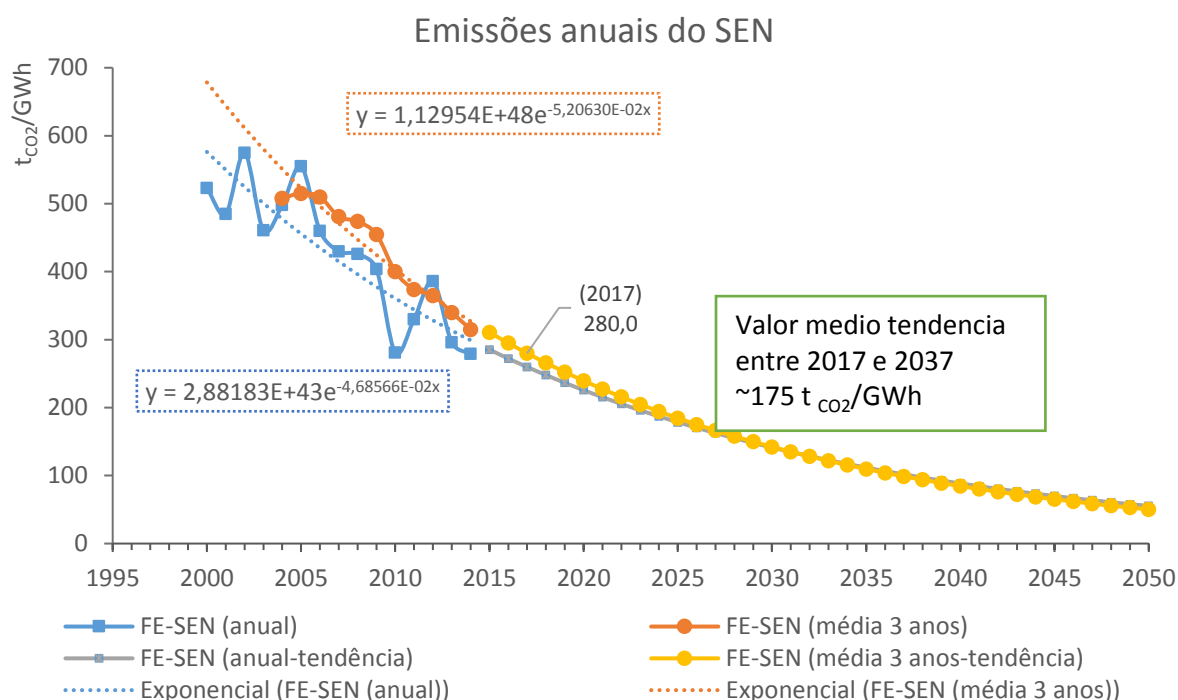


Figura A.5 - Emissões anuais e médias trianuais do sistema elétrico nacional (SEN) [13] com as respetivas linhas de tendência exponencial (decrecente) relativo às respetivas equações com recurso ao *EXCEL*.

Apresentam-se também os resultados relativos às emissões anuais de CO<sub>2</sub> e poupança de energia primária fóssil para os cenários simulados em modo CHP e CHCP relativamente ao cenário de referência, bem como a diferença entre estes nas tabelas Tabela A.19, Tabela A.20 e Tabela A.21, respetivamente. Valores negativos indicam que se registou poupanças. Nas emissões assumiu-se 3 valores distintos para o fator de emissões inerente ao consumo de eletricidade proveniente da rede elétrica: “OCDE (2014)” representa o fator médio para a OCDE em 2014 com 420 g<sub>CO2</sub>/kWh [186]; “Estimativa 2017” representa o valor estimado para o ano 2017 com base na tendência atual do fator de emissões do SEN com 280 g<sub>CO2</sub>/kWh; “Tendência 2017-37” representa o valor médio estimado entre 2017 e 2037 (período de utilização da central) com base na tendência atual do fator de emissões do SEN com 175 g<sub>CO2</sub>/kWh. Relativamente a estes dois últimos valores a Figura A.5 é bastante elucidativa. Considerou-se ainda que o biogás é renovável e que apresenta uma redução de CO<sub>2</sub> de 73 % em relação às emissões efetivas da central.

Tabela A.18 - Emissões de CO<sub>2</sub> e consumo de energia primária fóssil no cenário de referência.

	Emissões (tCO <sub>2</sub> /ano)			Consumo de energia primária fóssil
	OCDE (2014)	Estimativa 2017	Tendência 2017-37	tep /ano
<b>LNEG (2013)</b>	285,3	205,4	145,4	140,3
<b>Ref. (2013)</b>	297,9	217,1	156,5	145,1

Tabela A.19 - Emissões de CO<sub>2</sub> e poupança de energia primária fóssil em termos anuais para os cenários simulados em modo CHCP em relação ao cenário de referência.

Cenário (CHCP)	Emissões (tCO <sub>2</sub> /ano)			Poupança de energia primária fóssil	
	OCDE (2014)	Estimativa 2017	Tendência 2017-37	%	tep/ano
<b>F-GN</b>	+39,6	+79,1	+108,6	+5,3%	+7,7
<b>F-P</b>	+66,5	+105,8	+135,2	+5,1%	+7,4
<b>F-B</b>	-74,7	-34,8	-5,0	-51,0%	-74,1
<b>S-1</b>	-47,2	-36,4	-28,3	-15,3%	-22,2
<b>S-2</b>	-49,3	-38,5	-30,3	-15,9%	-23,0
<b>S-3</b>	-60,8	-46,8	-36,4	-19,7%	-28,6
<b>H-GN,1</b>	-31,2	+3,2	+29,1	-14,5%	-21,0
<b>H-GN,2</b>	-34,3	+0,4	+26,4	-15,4%	-22,3
<b>H-GN,3</b>	-48,3	-13,5	+12,6	-19,5%	-28,3
<b>H-P,1</b>	-16,6	+17,7	+43,5	-14,6%	-21,2
<b>H-P,2</b>	-19,7	+14,8	+40,8	-15,4%	-22,4
<b>H-P,3</b>	-35,6	-0,9	+25,1	-19,5%	-28,4
<b>H-B,1</b>	-93,3	-58,5	-32,4	-45,0%	-65,4
<b>H-B,2</b>	-96,1	-61,1	-34,9	-45,8%	-66,5
<b>H-B,3</b>	-101,8	-66,8	-40,5	-45,8%	-66,5

Tabela A.20 - Emissões de CO<sub>2</sub> e poupança de energia primária fóssil em termos anuais para os cenários simulados em modo CHP em relação ao cenário de referência.

Cenário (CHP)	Emissões (tCO <sub>2</sub> /ano)			Poupança de energia primária fóssil	
	OCDE (2014)	Estimativa 2017	Tendência 2017-37	%	tep/ano
<b>F-GN</b>	+51,3	+86,8	+113,5	+9,4 %	+13,7
<b>F-P</b>	+78,4	+113,7	+140,2	+9,3 %	+13,5
<b>F-B</b>	-63,7	-27,5	-0,4	-47,2 %	-68,4
<b>S-1</b>	-42,0	-33,0	-26,2	-13,5 %	-19,6
<b>S-2</b>	-44,2	-35,1	-28,2	-14,1 %	-20,4
<b>S-3</b>	-55,3	-43,1	-34,1	-17,8 %	-25,8
<b>H-GN,1</b>	-25,5	+7,0	+31,4	-12,5 %	-18,1
<b>H-GN,2</b>	-28,6	+4,2	+28,7	-13,4 %	-19,4
<b>H-GN,3</b>	-42,6	-9,7	+15,0	-17,5 %	-25,4
<b>H-P,1</b>	-11,0	+21,5	+45,8	-12,6 %	-18,3
<b>H-P,2</b>	-14,1	+18,6	+43,1	-13,5 %	-19,5
<b>H-P,3</b>	-30,0	+2,8	+27,4	-17,6 %	-25,5
<b>H-B,1</b>	-87,5	-54,6	-30,0	-43,0 %	-62,4
<b>H-B,2</b>	-90,4	-57,3	-32,5	-43,8 %	-63,6
<b>H-B,3</b>	-96,2	-63,0	-38,2	-43,9 %	-63,7

Tabela A.21 – Poupança das emissões anuais de CO<sub>2</sub> e de energia primária fóssil para os cenários simulados entre o modo CHP e CHCP (i.e., os valores sendo positivos revelam poupanças do modo CHCP comparativamente ao modo CHP).

Cenário (diferença entre CHP e CHCP)	Emissões (t <sub>CO2</sub> /ano)			Poupança de energia primária fóssil	
	OCDE (2014)	Estimativa 2017	Tendência 2017-37	%	tep/ano
<b>F-GN</b>	11,7	7,8	4,9	4,1 %	6,0
<b>F-P</b>	11,9	7,9	5,0	4,2 %	6,1
<b>F-B</b>	11,0	7,3	4,6	3,9 %	5,6
<b>S-1</b>	5,2	3,4	2,2	1,8 %	2,6
<b>S-2</b>	5,1	3,4	2,1	1,8 %	2,6
<b>S-3</b>	5,5	3,7	2,3	2,0 %	2,8
<b>H-GN,1</b>	5,7	3,8	2,4	2,0 %	2,9
<b>H-GN,2</b>	5,7	3,8	2,4	2,0 %	2,9
<b>H-GN,3</b>	5,6	3,7	2,3	2,0 %	2,9
<b>H-P,1</b>	5,7	3,8	2,4	2,0 %	2,9
<b>H-P,2</b>	5,7	3,8	2,4	2,0 %	2,9
<b>H-P,3</b>	5,6	3,7	2,3	2,0 %	2,9
<b>H-B,1</b>	5,8	3,9	2,4	2,0 %	3,0
<b>H-B,2</b>	5,7	3,8	2,4	2,0 %	2,9
<b>H-B,3</b>	5,6	3,7	2,3	2,0 %	2,9

## IV. Análise económico-financeira (auxiliar)

### IV.A. Custos de aquisição e venda da energia assumidos

A Figura A.6 evidencia a variação dos preços de fecho do operador do mercado Ibérico de energia elétrica (OMIE) para Portugal (mercado diário), no qual se utilizou o valor médio do período selecionado (4,5 c€/kWh) multiplicado pelo fator 0,9 segundo a legislação, relativos à remuneração da venda de excedente à RESP.

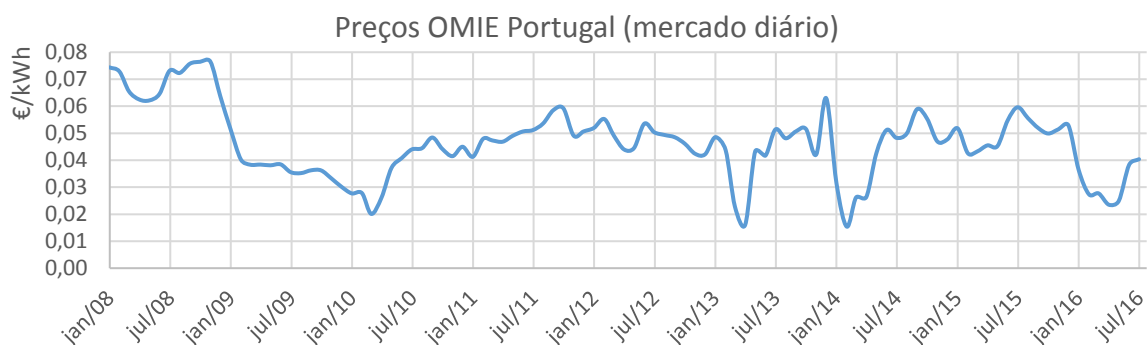


Figura A.6 - Preços de fecho do operador do mercado Ibérico de energia elétrica (OMIE) para Portugal (mercado diário) [118], no qual se utilizou o valor médio de 4,5 c€/kWh multiplicado pelo fator 0,9 relativos à remuneração da venda de excedente à RESP.

O custo base dos combustíveis utilizados para a análise económica estão expostos na Tabela A.22, bem como os custos médios para o período de operação da central (durante 20 anos) conforme se tenha assumido uma taxa de incremento anual ( $i_f$ ) de 1,2 % ou 2,3 %. Nos cálculos do LCOE utilizou-se os valores com os incrementos anuais (diferentes em cada ano), e não os valores médios como está indicado na tabela, que serve apenas para evidenciar o seu custo médio durante a operação da central.

Tabela A.22 – Custo base dos combustíveis utilizados para a análise económica e o valor médio durante o período da central conforme a taxa de incremento anual ( $i_f$ ) com base na equação (4.45).

Custo do combustível	Gás Natural	Gás Propano	Biogás
<b>Custo base (€/MWh)</b>	41,8	124,0	70,0
<b><math>i_f = 1,2\%</math> (€/MWh)</b>	47,2	138,9	79,1
<b><math>i_f = 2,3\%</math> (€/MWh)</b>	53,0	155,9	88,7

A Figura A.7, Figura A.8 e Figura A.9 mostram os custos da energia adquirida assumidos durante o tempo de vida do projeto (com incrementos de custo de 1,2 % e 2,3 %) em que no caso gás natural e eletricidade é possível visualizar a tendência dos preços ao longo dos anos retirados de PORDATA [170] [171].

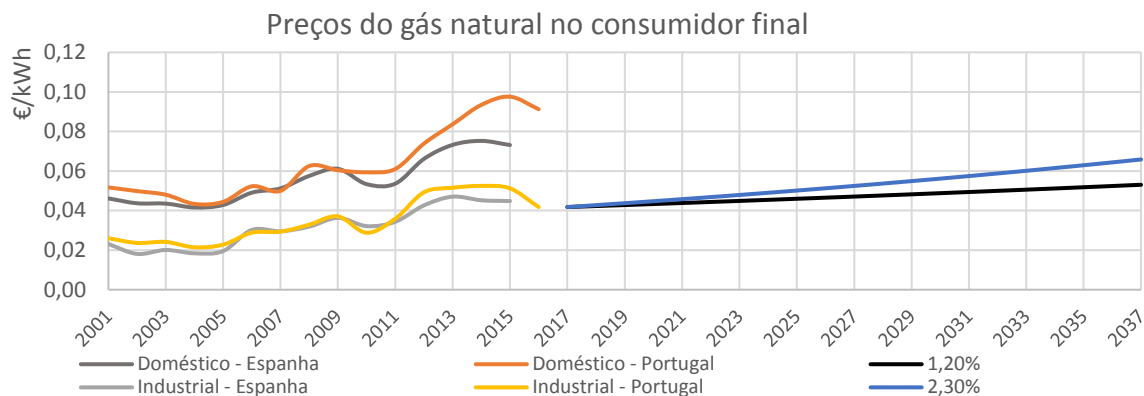


Figura A.7 - Preços do gás natural para o consumidor final (doméstico e industrial na península ibérica) e a evolução do custo assumido.

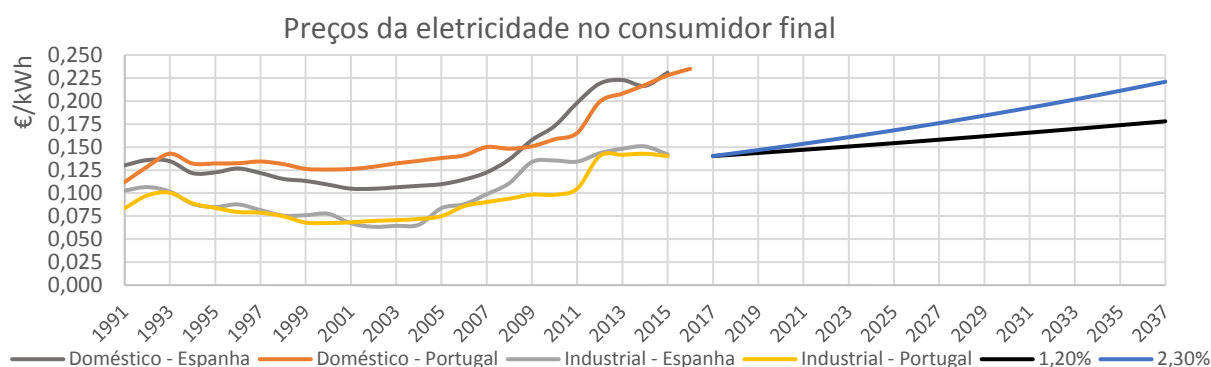


Figura A.8 - Preços da eletricidade para o consumidor final (doméstico e industrial na península ibérica) e a evolução do custo assumido.

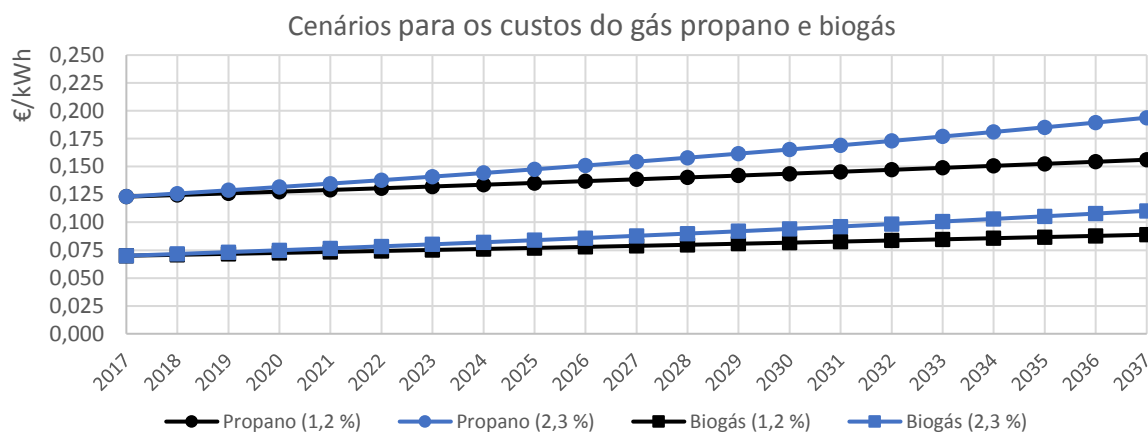


Figura A.9 - Evolução dos custos do gás propano e biogás assumidos para a análise económica.

#### IV.B. LCE para os diferentes cenários (incluindo hipótese industrial)

Os valores do LCE estão expressos na Tabela A.23, segundo a equação 4.40, assumindo um custo de base para o combustível segundo a Tabela A.22, em que os custos de operação e manutenção (O&M) são de 0,013 €/kWh e 0,036 €/kWh para os casos de produção elétrica utilizando apenas a microturbina e do sistema híbrido e solar, respetivamente, totalizado num investimento de 150 k€ e 500 k€, idem. No

caso do custo para climatização assume-se que a energia fornecida é “gratuita”, em que no caso do aquecimento o investimento é próximo de 56,2 k€ (para as tubagens, bomba de circulação, permutador, etc.) assumindo um custo de O&M de 2 % deste investimento por ano (exceto para as tubagens pois é um valor decenal). Relativamente ao arrefecimento assume-se um custo de investimento total que ronda os 104 k€, assumindo um custo de O&M de 2 % do investimento relativamente ao sistema de arrefecimento (na base de que o custo das tubagens já foi realizado para o caso do aquecimento, fazendo com que a infraestrutura de distribuição já é existente). Relativamente aos custos aproximados de energia no edifício de referência tem-se os seguintes valores: eletricidade em horas de cheia e de ponta (0,1030 e 0,1345 €/kWh respetivamente); calor produzido de 0,1404 €/kWh (88,3% de eficiência da caldeira); frio produzido entre 0,0226 €/kWh (hora de cheia) e 0,0336 €/kWh (hora de ponta) para um COP de 4 relativamente aos *chillers* elétricos.

Tabela A.23 – Custos nivelados da energia elétrica ( $LCoE_{ele}$ ), da energia térmica para efeitos de aquecimento ( $LCE_{calor}$ ) e para arrefecimento ( $LCE_{frio}$ ), e custo da energia global nos modos CHP ( $LCE_{CHP}$ ) e CHCP ( $LCE_{CHCP}$ ) nos principais cenários, bem como para o caso CHP em que se maximiza a recuperação de calor residual aproveitável anualmente, com custos da energia térmica ( $LCE_{calor,h}$ ) e custo da energia global ( $LCE_{CHP,h}$ ), num intervalo de valores com taxas de atualização de 4 % a 12 %, respetivamente, assumindo os custos base de combustível referidos na Tabela A.22.

Cenário	$LCoE_{ele}$ (c€/kWh)	$LCE_{calor}$ (c€/kWh)	$LCE_{frio}$ (c€/kWh)	$LCE_{CHP}$ (c€/kWh)	$LCE_{CHCP}$ (c€/kWh)	$LCE_{calor,h}$ (c€/kWh)	$LCE_{CHP,h}$ (c€/kWh)
<b>F-GN</b>	19,7-23,0	3,6-6,3	12,6-20,7	14,6-17,6	14,2-18,1	1,2-2,0	7,8-9,5
<b>F-P</b>	48,0-51,4	3,6-6,3	12,6-20,7	33,8-36,9	30,4-34,3	1,2-2,0	18,1-19,8
<b>F-B</b>	29,3-32,6	3,6-6,1	12,4-20,3	21,1-24,2	19,7-23,5	1,2-2,0	11,5-13,2
<b>S-1</b>	60,8-107,2	8,3-14,3	16,7-27,4	36,4-64,0	30,0-52,1	-	-
<b>S-2</b>	60,4-106,5	7,3-12,6	17,5-28,7	34,2-60,1	29,1-50,7	-	-
<b>S-3</b>	46,4-81,2	6,5-11,2	15,7-25,8	28,3-49,4	24,7-42,8	-	-
<b>H-GN,1</b>	27,2-39,5	3,9-6,7	12,7-20,9	19,6-28,7	18,4-27,4	1,2-2,0	10,0-14,6
<b>H-GN,2</b>	27,1-39,3	3,6-6,3	12,8-21,1	19,1-28,1	18,1-26,9	1,2-2,0	9,9-14,6
<b>H-GN,3</b>	25,9-38,1	3,6-6,3	12,8-21,1	18,4-27,3	17,4-26,2	1,2-2,0	9,6-14,2
<b>H-P,1</b>	44,2-56,5	3,9-6,7	12,7-20,9	31,0-40,1	27,8-36,8	1,2-2,0	15,7-20,4
<b>H-P,2</b>	44,0-56,2	3,6-6,3	12,8-21,1	30,2-39,1	27,3-36,1	1,2-2,0	15,7-20,3
<b>H-P,3</b>	40,5-52,6	3,7-6,3	12,8-21,1	27,9-36,9	25,4-34,2	1,2-2,0	14,5-19,2
<b>H-B,1</b>	33,0-45,1	3,8-6,6	12,4-20,5	23,5-32,5	21,6-30,4	1,2-2,0	12,0-16,7
<b>H-B,2</b>	32,9-44,9	3,6-6,2	12,7-20,8	22,9-31,7	21,2-29,9	1,2-2,0	12,0-16,6
<b>H-B,3</b>	30,9-42,9	3,6-6,2	12,8-21,0	21,7-30,5	20,2-28,9	1,2-2,0	11,3-16,0

De notar que isto significa que, por exemplo, no cenário H-GN,3 em modo CHCP (ou CHP) a energia pode ter um custo próximo de 0,18 €/kWh, seja esta sob forma elétrica ou térmica. A Tabela A.23 revela que a situação que contemple arrefecimento em modo CHCP, para estas condições de cargas térmicas assumidas é à partida uma má opção, já que o *chiller* opera cerca de 819 horas por ano (em 832 horas com necessidades de frio) com um COP médio de 0,66, o que diminui claramente a produtividade energética e consequente rentabilidade económica caso se trate dos cenários híbridos ou a combustível, e piora na situação dos cenários solares já que estes operam entre 656 e 709 horas. Custos de frio produzido estão próximos de 0,13 €/kWh, sendo muito elevados, comparativamente aos custos de frio na ordem dos 0,034-0,045 €/kWh caso seja produzido por um *chiller* elétrico de COP entre 3 e 4 em horas de ponta (0,1345 €/kWh). O custo por unidade de energia da central na configuração CHP e CHCP é semelhante, no entanto o investimento inicial é superior, o que retarda a rentabilização económica.

Caso se assuma o custo do combustível durante o tempo de vida da central a um incremento anual de 2,3 %, a Tabela A.24 apresenta os resultados para os diferentes LCEs.

Tabela A.24 - Custos nivelados da energia elétrica ( $LCoE_{ele}$ ), da energia térmica para efeitos de aquecimento ( $LCE_{calor}$ ) e para arrefecimento ( $LCE_{frio}$ ), e custo da energia global nos modos CHP ( $LCE_{CHP}$ ) e CHCP ( $LCE_{CHCP}$ ) nos principais cenários, bem como para o caso CHP em que se maximiza a recuperação de calor residual aproveitável anualmente, com custos da energia térmica ( $LCE_{calor,h}$ ) e custo da energia global ( $LCE_{CHP,h}$ ), num intervalo de valores com taxas de atualização de 4 % a 12 %, respetivamente, assumindo os custos  $i_f=2,3$  % de combustível referidos na Tabela A.22.

Cenário	$LCoE_{ele}$ (c€/kWh)	$LCE_{calor}$ (c€/kWh)	$LCE_{Frio}$ (c€/kWh)	$LCE_{CHP}$ (c€/kWh)	$LCE_{CHCP}$ (c€/kWh)	$LCE_{calor,h}$ (c€/kWh)	$LCE_{CHP,h}$ (c€/kWh)
<b>F-GN</b>	23,2-25,6	3,6-6,3	12,6-20,7	16,9-19,4	16,2-19,6	1,2-2,0	9,1-10,4
<b>F-P</b>	58,4-59,1	3,6-6,3	12,6-20,7	40,8-42,1	36,3-38,7	1,2-2,0	21,9-22,6
<b>F-B</b>	35,2-32,6	3,6-6,1	12,4-20,3	25,1-24,2	23,1-26,0	1,2-2,0	13,7-14,8
<b>S-1</b>	60,8-107,2	8,3-14,3	16,7-27,4	36,4-64,0	30,0-52,1	-	-
<b>S-2</b>	60,4-106,5	7,3-12,6	17,5-28,7	34,2-60,1	29,1-50,7	-	-
<b>S-3</b>	46,4-81,2	6,5-11,2	15,7-25,8	28,3-49,4	24,7-42,8	-	-
<b>H-GN,1</b>	29,3-41,0	3,9-6,7	12,7-20,9	21,0-29,8	19,6-28,2	1,2-2,0	10,7-15,1
<b>H-GN,2</b>	29,2-40,8	3,6-6,3	12,8-21,1	20,5-29,1	19,2-27,7	1,2-2,0	10,7-15,1
<b>H-GN,3</b>	27,7-39,4	3,6-6,3	12,8-21,1	19,6-28,2	18,4-27,0	1,2-2,0	10,2-14,6
<b>H-P,1</b>	50,4-61,1	3,9-6,7	12,7-20,9	35,1-43,2	31,2-39,4	1,2-2,0	17,8-21,9
<b>H-P,2</b>	50,1-60,8	3,6-6,3	12,8-21,1	34,3-42,2	30,7-38,6	1,2-2,0	17,8-21,9
<b>H-P,3</b>	45,8-56,6	3,7-6,3	12,8-21,1	31,5-39,5	28,3-36,4	1,2-2,0	16,3-20,5
<b>H-B,1</b>	36,6-47,7	3,8-6,6	12,4-20,5	25,9-34,3	23,5-31,9	1,2-2,0	13,3-17,6
<b>H-B,2</b>	36,4-47,5	3,6-6,2	12,7-20,8	25,2-33,5	23,1-31,3	1,2-2,0	13,2-17,5
<b>H-B,3</b>	34,0-45,2	3,6-6,2	12,8-21,0	23,7-32,0	21,9-30,1	1,2-2,0	12,4-16,7

#### IV.C. VAL nos cenários a combustível e na hipótese industrial

Apresentam-se na Figura A.10 e Figura A.11 os resultados económicos baseados no VAL para os cenários a combustível (com utilização exclusiva da microturbina sem sistema solar) na configuração CHP e CHCP, respetivamente, e sem considerar benefícios fiscais em termos de amortização em IRC.

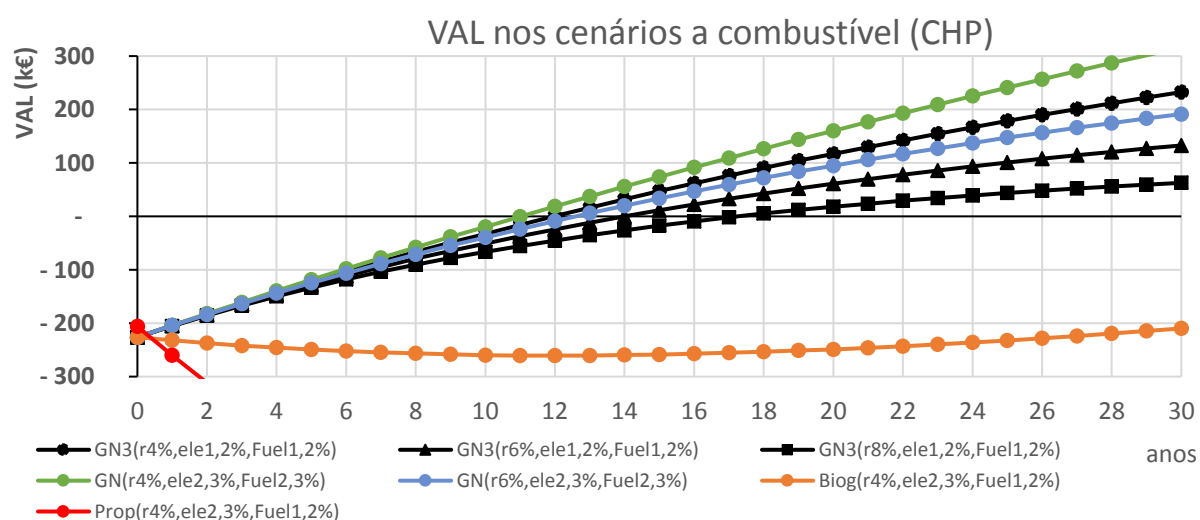


Figura A.10 - Valorização económica (VAL) dos cenários a combustível em modo CHP contemplando a poupança na eletricidade e combustível para aquecimento incluindo a substituição da caldeira a propano por uma a gás natural ou biogás se for o caso (exceto o propano).

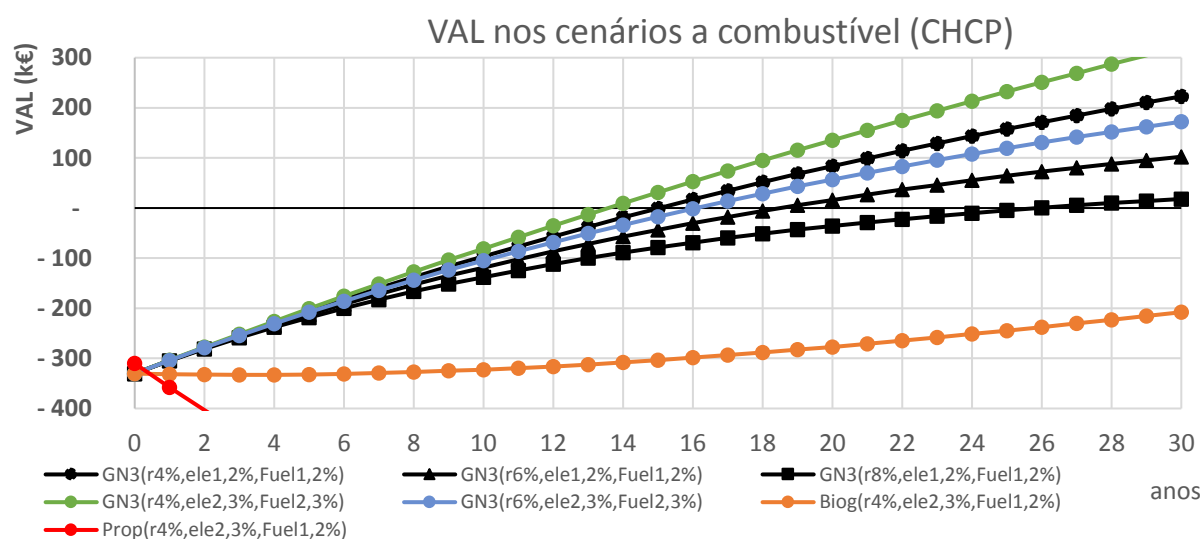


Figura A.11 - Valorização económica (VAL) dos cenários a combustível em modo CHCP contemplando a poupança na eletricidade e combustível para aquecimento incluindo a substituição da caldeira a propano por uma a gás natural ou biogás se for o caso (exceto o propano).

Admitindo que existem cargas térmicas (para aquecimento) constantes ao longo do ano e que as poupanças são realizadas de forma idêntica aos cenários híbridos abordados no documento (neste caso sem substituição da caldeira a gás propano), a Figura A.12 apresenta a rentabilização financeira (VAL) da aplicação da central solar híbrida num possível contexto industrial. Note-se que esta solução permite rentabilizar economicamente o projeto entre 8 e 13 anos, mesmo utilizando biogás (a 70 €/MWh assumindo benefícios fiscais em sede de IRC) para taxas de atualização de 8 %. Um PBT conservador entre 10 e 12 anos é possível para uma tecnologia recente e com custos de investimento avultado, o merece que se invista e investigue nos nichos de mercado mais apropriados e recetivos ao CSP até porque a energia fóssil tende a ficar mais estrangida com custos de combustível elevados. O setor do biogás também merece um desenvolvimento considerável, especialmente em Portugal, por forma a permitir competir com o setor fóssil e promover soluções híbridas, de entre as quais CSP.

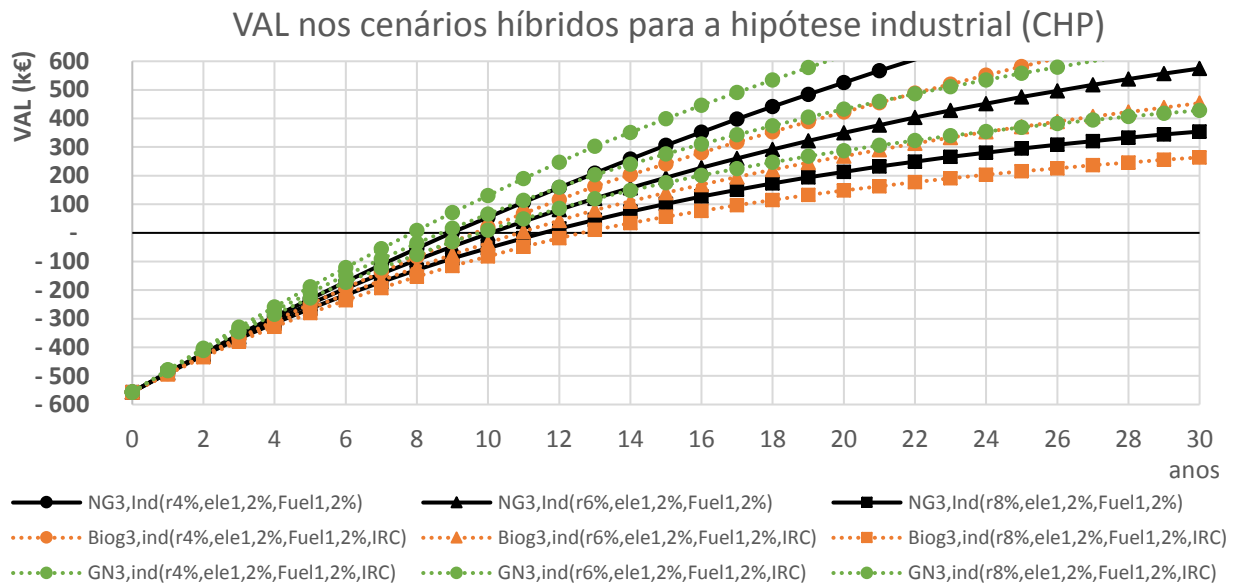


Figura A.12 - Valorização económica (VAL) dos cenários híbridos em modo CHP no caso hipotético da aplicação em ambiente industrial (maximizando o aproveitamento do calor residual) com as seguintes opções de poupança que contemplam cumulativamente: poupança na eletricidade e combustível para aquecimento (linhas negras a cheio); benefícios fiscais relativos ao IRC a uma taxa de 8 % a 12,5 anos (linhas a picotado e a cores).

## V. Gráficos do consumo, produção e venda de energia elétrica (auxiliar)

Com a Figura A.13, Figura A.14, Figura A.15 e Figura A.16 é possível ter uma ideia, quer da carga elétrica instantânea ao longo do ano, quer das potências produzidas pelo sistema, consumidas à rede e ainda a venda do excedente.

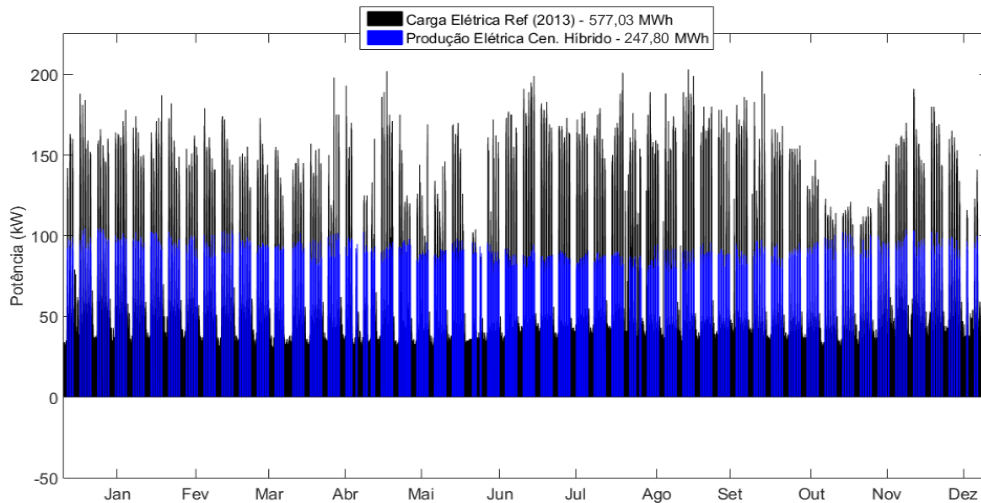


Figura A.13 - Carga elétrica de referência (a preto) e a produção elétrica (azul) no cenário H-GN,2.

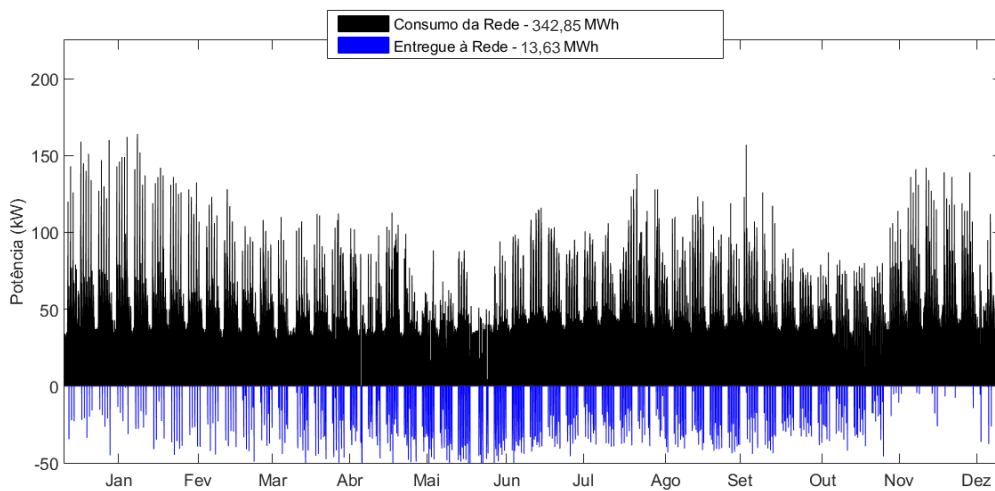


Figura A.14 - Consumo elétrico (a preto) e a venda de excedente (azul) no cenário H-GN,2.

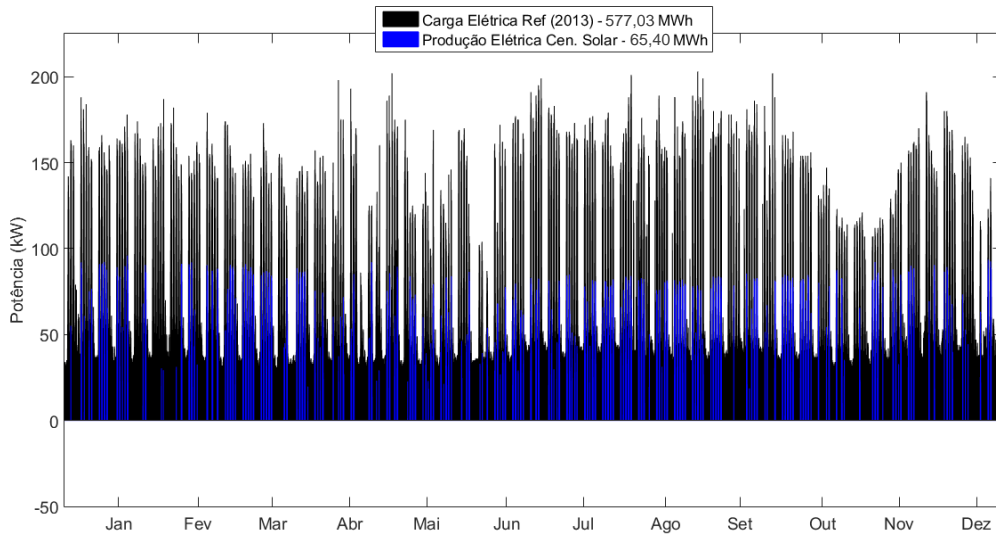


Figura A.15 - Carga elétrica de referência (a preto) e a produção elétrica (azul) no cenário S-2.

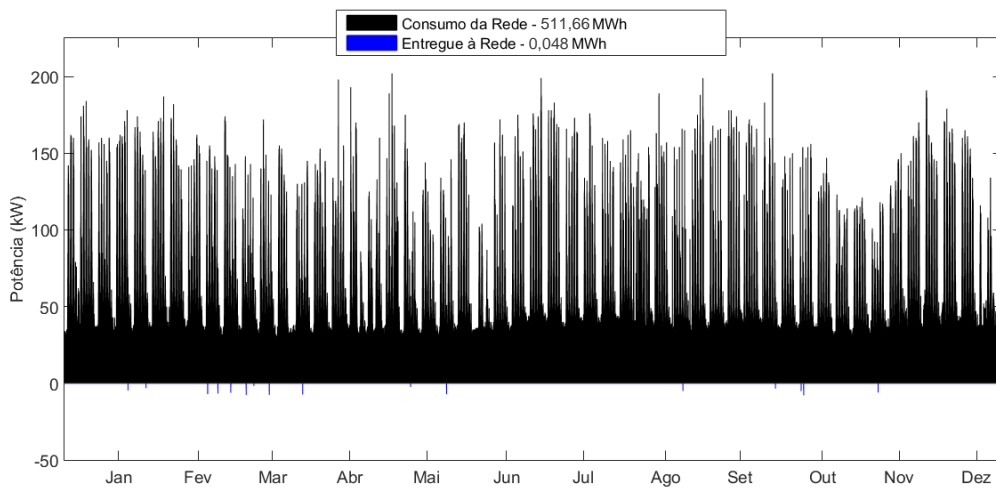


Figura A.16 - Consumo elétrico (a preto) e a venda de excedente (azul) no cenário S-2.