

Universidade de Évora - Escola de Ciências e Tecnologia

Mestrado em Engenharia da Energia Solar

Dissertação

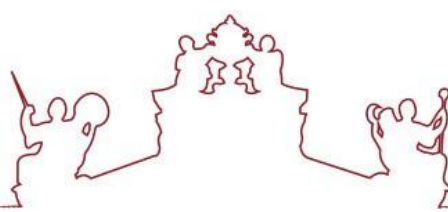
**Modelação numérica de um concentrador solar do tipo
central de torre com configuração beam-down**

Gonçalo Filipe Carvalho Delgado

Orientador(es) | Diogo Canavarro

Paulo Canhoto

Évora 2021



Universidade de Évora - Escola de Ciências e Tecnologia

Mestrado em Engenharia da Energia Solar

Dissertação

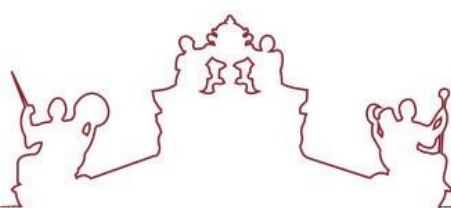
**Modelação numérica de um concentrador solar do tipo
central de torre com configuração beam-down**

Gonçalo Filipe Carvalho Delgado

Orientadores | Diogo Canavarro

Paulo Canhoto

Évora 2021



A dissertação foi objeto de apreciação e discussão pública pelo seguinte júri nomeado pelo Diretor da Escola de Ciências e Tecnologia:

Presidente | Isabel Maria Malico (Universidade de Évora)

Vogais | Diogo Canavarro (Universidade de Évora) (Orientador)
Germilly Reki Morais Barreto (Instituto de Soldadura e Qualidade) (Arguente)

Agradecimentos

É neste pequeno canto que pretendo enaltecer aqueles que diretamente e indiretamente contribuíram para a conceção do presente trabalho.

A dissertação é um culminar da vida académica, e nesse sentido, é com muito agrado que nesta última etapa tive a oportunidade de trabalhar com os professores Diogo Canavarro e Paulo Canhoto, na qual facultaram conhecimentos importantes para fortalecer algumas das minhas bases de conhecimento.

Porém não foram só eles que desempenharam um papel importante, agradeço também ao Afonso Cavaco pela disponibilidade que teve em facultar dados de radiação da estação meteorológica.

Um agradecimento também especial à Cátedra das Energias Renováveis da Universidade de Évora, que com a bolsa INIESC possibilitou a continuação de estudos e para além disso, permitiu trabalhar em projetos que fortaleceram as minhas valências.

Um agradecimento especial a todos os meus amigos pelo apoio dado nas escolhas ao longo da vida académica, com o seu apoio foi possível atingir este patamar.

Por último, e muito importante, as pessoas que possibilitaram tudo isto, os meus pais, Aníbal Delgado e Maria de Fátima Carvalho e o meu irmão Dário Delgado, que me possibilitaram o acesso à educação e mais importante que tudo deram a melhor educação.

Muito agradecido a todos,

Gonçalo Delgado

Resumo

Este trabalho consiste na modelação de um sistema de concentração do tipo torre com uma nova configuração beam-down (ST-BD), com o objetivo de estudar o seu desempenho ótico e térmico.

A performance ótica dos sistemas de torre (SPT) e (ST-BD) são analisadas para duas localizações distintas utilizando os softwares Tonatiuh e Matlab, sendo demonstrado que o sistema ST-BD, que tem um maior número de estágios que o sistema SPT, apresenta uma menor eficiência ótica.

Na performance térmica é considerado um sistema de armazenamento com o recetor integrado, considerando ar como fluido de transferência de calor e gabro para armazenar calor sensível e absorver energia.

É desenvolvido um modelo transiente unidimensional no software MATLAB para estudar a performance e avaliar diferentes casos de funcionamento do sistema.

Os resultados obtidos são otimistas, sendo demonstrando que a tecnologia poderá evoluir para um patamar comercial.

Numerical modeling of a central tower type solar concentrator with beam-down configuration

Abstract

This work consists of the modeling of a tower type concentration system with a new beam-down configuration (ST-BD), in order to study its optic and thermal performance.

The optical performance of the tower (SPT) and ST-BD systems are analysed for two different locations using the software Tonatiuh and Matlab, being demonstrated that the ST-BD system, which has a higher number of optical stages than SPT system, presents lower optical efficiency.

In thermal performance is considered a storage system with an integrated receiver, considering air has a heat transfer fluid and gabbro for sensible heat storage and absorber of energy.

A one-dimensional transient model is developed using software MATLAB to study the performance and evaluate different cases of system operation.

The results obtained are optimistic, being demonstrated that technology may be developed to a commercial level.

Palavras-Chave

- Energia solar
- Concentração solar
- Beam down
- Recetor térmico
- Armazenamento de térmico

Índice

| | |
|--|-------|
| Lista de Figuras | ix |
| Lista de tabelas | xii |
| Nomenclatura..... | xiii |
| Símbolos Gregos..... | xv |
| Lista de Abreviaturas..... | xvi |
| Publicações e trabalhos relacionados com a dissertação | xviii |
| 1. Introdução..... | 1 |
| 1.1 Enquadramento e Motivação | 1 |
| 1.2 Objetivos..... | 8 |
| 1.3 Organização da dissertação..... | 8 |
| 2. Fundamentos teóricos..... | 10 |
| 2.1 Geometria Terra-Sol | 10 |
| 2.1.1 Ângulos solares..... | 10 |
| 2.1.2 Declinação solar | 11 |
| 2.1.3 Ângulo horário..... | 12 |
| 2.1.4 Altura angular e ângulo solar zenital..... | 12 |
| 2.1.5 Ângulo de azimute solar | 13 |
| 2.2 Conceitos óticos..... | 13 |
| 2.2.1 Concentração máxima | 14 |
| 2.2.2 Ângulo de aceitação, θ_a | 15 |
| 2.2.3 Conceito de Etendue..... | 17 |
| 2.2.4 Conceito de Cordas Hottel..... | 18 |
| 2.2.5 Eficiência ótica | 18 |
| 2.2.6 Modificador do ângulo de incidência | 19 |
| 2.2.7 Ferramenta de cálculo..... | 20 |

| | | |
|-------|---|----|
| 2.3 | Fundamentos de conversão e transferência de energia | 21 |
| 2.3.1 | Primeira lei da termodinâmica..... | 21 |
| 2.3.2 | Transferência de calor | 22 |
| 2.3.3 | Eficiência de um recetor solar térmico | 26 |
| 2.3.4 | Conversão termoelétrica de energia - Ciclo de Rankine..... | 26 |
| 3. | Descrição do sistema | 29 |
| 3.1 | Sistema de torre com configuração Beam-Down | 29 |
| 3.2 | Configuração do sistema Beam-Down | 31 |
| 3.2.1 | Conceito Beam-Down | 31 |
| 3.2.2 | Ótica do Sistema projetado..... | 32 |
| 3.3 | Sistema de armazenamento com o recetor solar integrado..... | 36 |
| 3.3.1 | Fluido de transferência de calor..... | 37 |
| 3.3.2 | <i>Packed bed</i> | 38 |
| 3.3.3 | Material de isolamento térmico | 40 |
| 3.4 | Ligação ao ciclo termodinâmico e modos de operação do sistema | 40 |
| 3.4.1 | Procedimento de arranque do sistema | 41 |
| 3.4.2 | Fase de carga do Sistema..... | 42 |
| 3.4.3 | Fase de descarga do sistema | 42 |
| 3.4.4 | Fase de standby..... | 43 |
| 4. | Simulação da performance ótica do sistema..... | 44 |
| 4.1 | Localizações consideradas para análise do sistema | 44 |
| 4.2 | Simulações da performance do sistema ST-BD..... | 45 |
| 4.3 | Performance ótica do sistema ST-BD nas diferentes localizações | 47 |
| 4.4 | Comparação da eficiência ótica do sistema SPT e ST-BD na região de Évora..... | 49 |
| 5. | Modelação do recetor solar térmico com armazenamento de energia integrado ... | 51 |
| 5.1 | Formulação do modelo | 52 |
| 5.1.1 | Transferência de calor entre o sólido e o fluído | 53 |

| | | |
|-------|--|-----|
| 5.1.2 | Transferência de calor na fase sólida..... | 54 |
| 5.1.3 | Perdas térmicas para o ambiente | 56 |
| 5.2 | Solução numérica do modelo do recetor solar térmico com armazenamento de energia integrado | 63 |
| 6. | Performance do recetor solar térmico com sistema de armazenamento de energia integrado..... | 65 |
| 6.1 | Dados de radiação solar e temperatura ambiente..... | 65 |
| 6.2 | Arranque a frio do sistema..... | 67 |
| 6.2.1 | Performance do Sistema | 67 |
| 6.2.2 | Evolução do armazenamento de energia | 69 |
| 6.3 | Comportamento do sistema com dias de céu parcialmente nublados..... | 70 |
| 6.4 | Comportamento do sistema em períodos de céu encoberto..... | 73 |
| 6.5 | Performance do sistema para diferentes modos e condições de operação..... | 74 |
| 6.5.1 | Operação do sistema na fase de carga com diferentes caudais mássicos . | 74 |
| 6.5.2 | Comparação do funcionamento do sistema para diferentes diâmetros de rocha no packed bed | 76 |
| 6.5.3 | Avaliação do impacto da operação em contínuo da bomba de circulação | 77 |
| 7. | Conclusão | 80 |
| 8. | Perspetivas Futuras | 82 |
| | Referências | 83 |
| | Anexos | 88 |
| | Anexo A..... | 89 |
| | Propriedades termodinâmicas e de transporte do seco ar à pressão atmosférica.... | 89 |
| | Anexo B..... | 94 |
| | Anexo C..... | 96 |
| | Fatores de forma em transferência de calor por radiação térmica..... | 96 |
| | Anexo D..... | 98 |
| | Anexo E..... | 100 |

| | |
|------------------------|-----|
| Anexo F | 101 |
| Métodos Numéricos..... | 101 |

Lista de Figuras

| | |
|---|----|
| Figura 1.1: Alteração da temperatura média sazonal, em °C, para o período de 2071-2100, em comparação com o período de 1961-1990. (Cenário de um aumento mundial de 2°C) [3]..... | 1 |
| Figura 1.2: Tendências e objetivos de redução das emissões de gases de efeito de estufa na UE [3]. | 2 |
| Figura 1.3: Etapas de desenvolvimento da política de energias renováveis em Portugal [4]..... | 2 |
| Figura 1.4: Distribuição da radiação solar direta normal anual na Europa, em kWh/m ² [5]. | 3 |
| Figura 1.5: Diferentes configurações de sistemas CSP [6]. | 4 |
| Figura 1.6: Esquema do sistema de Concentração de Torre Solar com configuração Beam-Down em Masdar [14]. | 7 |
| Figura 2.1: Movimento de translação da Terra em torno do Sol [16]. | 10 |
| Figura 2.2: Variação da declinação solar ao longo de um ano. | 11 |
| Figura 2.3: Concentrador ótico com menor área de abertura [17]. | 15 |
| Figura 2.4: Concentrador ótico com maior área de abertura [17]. | 15 |
| Figura 2.5: Relação entre a concentração e a necessidade de seguimento. | 15 |
| Figura 2.6: Curva transmissão ideal para diferentes direções de raios em que a curva i é o ideal e a r é a real [17]. | 16 |
| Figura 2.7: Concentrador solar com diferentes ângulos de aceitação devido a imperfeições do sistema e erros óticos [17]. | 17 |
| Figura 2.8: Geometria possível para aplicar o método de cordas Hottel [17]. | 18 |
| Figura 2.9: Visão principal do Tonatiuh [24]. | 20 |
| Figura 2.10: Esquema do ciclo de Rankine ideal e respetivo diagrama temperatura-entropia [25]. | 26 |
| Figura 3.1: Sistema de concentração de torre solar com configuração Beam-Down em Masdar [28]. | 29 |
| Figura 3.2: Caminho ótico dos raios solares [28]. | 30 |
| Figura 3.3: Sistema ótico secundário [28]. | 30 |
| Figura 3.4: Representação esquemática da aproximação Cassegrain ou Beam-Down [20]. | 32 |

| | |
|--|----|
| Figura 3.5: Design de um sistema de concentração de torre solar com configuração Beam-Down [18]. | 33 |
| Figura 3.6: Otimização do ponto focal do espelho secundário a partir do princípio dos raios extremos [18]. | 34 |
| Figura 3.7: Uso de um CEC como ótica terciária. | 35 |
| Figura 3.8: Sistema ST-BD completo com a CEC usado como concentrador terciário [18]. | 36 |
| Figura 3.9: Esquema do recetor térmico com tanque de armazenamento integrado. | 36 |
| Figura 3.10: Material usado no <i>packed bed (gabro)</i> [32]. | 39 |
| Figura 3.11: Material de isolamento térmico Microtherm [33] | 40 |
| Figura 3.12: Material de isolamento térmico de Foamglass [34]. | 40 |
| Figura 3.13: Diagrama P&ID do sistema de conversão termoelétrica. | 41 |
| Figura 3.14: Horas de funcionamento da fase de descarga. | 43 |
| Figura 4.1: Variação do DNI para as regiões de a) Évora, Portugal; b) Hurghada, Egipto. | 44 |
| Figura 4.2: Modificador de ângulo de incidência do sistema com configuração Beam-Down. | 46 |
| Figura 4.3: Modificador de ângulo de Incidência do sistema de Torre Solar convencional. | 46 |
| Figura 4.4: Energia captada pelo sistema ST-BD na localização de Évora. | 47 |
| Figura 4.5: Energia captada pelo sistema ST-BD na localização de Hurghada. | 48 |
| Figura 4.6: Trajeto do sol a) Localização de Évora, Portugal; Hurghada, Egipto. | 49 |
| Figura 4.7: Eficiência ótica do sistema para a localização de Évora a) Sistema SPT; b) Sistema ST-BD. | 49 |
| Figura 5.1: Circulação do fluido no tanque de armazenamento. | 53 |
| Figura 5.2: Todas as resistências térmicas do tanque de armazenamento. | 57 |
| Figura 5.3: Movimento de convecção natural interna na câmara do tanque de armazenamento. | 59 |
| Figura 5.4: Representação da convecção natural externa do sistema. | 60 |
| Figura 5.5: Superfícies horizontais a) aquecida e virada para cima; b) arrefecida e virada para cima [26]. | 60 |
| Figura 5.6: Convecção forçada interna na câmara do topo do tanque de armazenamento. | 61 |

| | |
|---|----|
| Figura 5.7: Mecanismos de transferência de calor entre o <i>packed bed</i> e a parede lateral. | 62 |
| Figura 5.8: Representação esquemática do modelo do tanque de armazenamento de energia. | 64 |
| Figura 6.1: Cinco dias do mês de Junho com o céu limpo em Évora..... | 66 |
| Figura 6.2: Cinco dias do mês de Junho com o céu parcialmente nublado em Évora. .. | 66 |
| Figura 6.3: Cinco dias do mês de dezembro com céu nublado em Évora. | 66 |
| Figura 6.4: Evolução da temperatura do <i>packed bed</i> numa situação de arranque a frio para um período de cinco dias de céu limpo. | 68 |
| Figura 6.5: Evolução da temperatura do fluido numa situação de arranque a frio para um período de cinco dias de céu limpo. | 68 |
| Figura 6.6: Evolução da energia armazenada no sistema. | 69 |
| Figura 6.7: Evolução da temperatura do <i>packed bed</i> para um período de cinco dias de céu parcialmente nublado..... | 70 |
| Figura 6.8: Comparação da evolução da energia armazenada para dois períodos de cinco dias com céu limpo e céu parcialmente nublado. | 71 |
| Figura 6.9: Evolução da temperatura do <i>packed bed</i> para um período de cinco dias de céu encoberto. | 73 |
| Figura 6.10: Variação do caudal do fluido de transferência de calor com <i>set points</i> diferentes de caudal na fase de carga..... | 75 |
| Figura 6.11: Evolução da temperatura da primeira camada do <i>packed bed</i> para diferente <i>set points</i> de caudal do HTF na fase de carga durante um período de cinco dias de céu limpo..... | 75 |
| Figura 6.12: Temperatura da última camada do <i>packed bed</i> no tanque de armazenamento com diferentes caudais..... | 76 |
| Figura 6.13: Evolução da temperatura da primeira e última camada do <i>packed bed</i> para três diâmetros de rocha diferentes. | 77 |
| Figura 6.14: Perfil de Temperatura do <i>Packed Bed</i> no Tanque de armazenamento (Céu encoberto). | 78 |
| Figura 6.15: Comparação do armazenamento de energia utilizando dois funcionamentos distintos, um funcionamento ininterrupto (caudal forçado) com o funcionamento normalizado, (convecção natural + convecção forçada). | 78 |
| Figura 7.1: Comparação da eficiência ótica do sistema SPT com o sistema ST-BD. | 81 |

Lista de tabelas

| | |
|--|----|
| Tabela 1.1: Análise comparativa das diferentes tecnologias CSP [7]. | 5 |
| Tabela 3.1: Dimensões do tanque de armazenamento com o recetor integrado [11]. | 37 |
| Tabela 3.2: Valores dos coeficientes para as correlações de Tikhomirov e de Kelley [13]. | 39 |
| Tabela 3.3: Posição de funcionamento das válvulas no arranque do sistema. | 41 |
| Tabela 3.4: Posição de funcionamento das válvulas na fase de carga do sistema. | 42 |
| Tabela 3.5: Posição de funcionamento das válvulas na fase de descarga do sistema. ... | 43 |
| Tabela 4.1: Perfil de IAM para os sistemas ST com configuração Beam-Down. | 45 |
| Tabela 4.2: Eficiência Ótica para os sistemas SPT. [21] | 45 |
| Tabela 4.3: Perfil de IAM do sistema ST-BD. [22] | 46 |
| Tabela 4.4: Performance do sistema ST-BD na localização de Évora, Portugal; Hurghada, Egipto..... | 48 |
| Tabela 4.5: Performance dos sistemas SPT e ST-BD na localização de Évora. | 50 |
| Tabela 5.1: Condutividade térmica do material que constitui fronteira com o material de armazenamento. | 58 |

Nomenclatura

| Símbolo | Descrição | Unidades |
|------------------|---|--------------------|
| A | Área | $[m^2]$ |
| $A_{abertura}$ | Área de abertura | $[m^2]$ |
| $A_{recetor}$ | Área do recetor | $[m^2]$ |
| B' | Coefficiente de expansão térmica | $[1/K]$ |
| c_p | Capacidade térmica específica | $[J/kg \cdot K]$ |
| C | Fator de concentração | - |
| C_g | Fator de concentração geométrico | - |
| C_p | Capacidade térmica mássica | $[J/kg \cdot K]$ |
| D | Diâmetro | $[m]$ |
| d_{rock} | Diâmetro da rocha do packed bed | $[m]$ |
| e | Espessura | $[m]$ |
| F | Distância focal | $[m]$ |
| F_{12} | Fator de vista entre as superfícies 1 e 2 | - |
| g | Aceleração gravítica (= 9.81 m/s ²) | $[m/s^2]$ |
| G_0 | Velocidade de massa | $[kg/m^2 \cdot s]$ |
| Gr | Número de Grashof | - |
| h | Entalpia | kJ |
| h_z | Ângulo horário | $[^\circ]$ |
| h_{conv} | Coefficiente de transferência de calor por convecção | $[W/m^2 \cdot K]$ |
| h_{rs} | Coefficiente de transferência de calor por radiação | $[W/m^2 \cdot K]$ |
| h_{rv} | Coefficiente de transferência de calor por radiação no espaço vazio | $[W/m^2 \cdot K]$ |
| h_{rs} | Coefficiente de transferência por radiação entre os elementos do packed bed | $[W/m^2 \cdot K]$ |
| $h_{convparede}$ | Coefficiente de perdas por convecção do packed bed para a parede | $[W/m^2 \cdot K]$ |

| | | |
|-------------------------|---|-----------------------|
| $h_{rad-cond_{parede}}$ | Coefficiente de perdas por radiação e condução do <i>packed bed</i> para a parede | [W/m ² ·K] |
| h_{entra} | Entalpia do fluido à entrada | [J/kg] |
| h_{saida} | Entalpia do fluido à saída | [J/kg] |
| h_v | Coefficiente convectivo volumétrico | [W/m ³ ·K] |
| I_{inc} | Energia incidente (radiação solar) | [W] |
| l | Espessura | [m] |
| k | Condutividade térmica | [W/ m ·K] |
| Lat | Latitude local | [°] |
| LL | Longitude local | [°] |
| L | Dimensão característica | [m] |
| \dot{m} | Caudal mássico | [kg/s] |
| n | Índice de refração | - |
| Nu | Número de Nusselt | - |
| P_{atm} | Pressão atmosférica | [Pa] |
| Pr | Número de Prandtl | - |
| \dot{Q}_{cond} | Transferência de calor por condução | [W] |
| \dot{Q}_{conv} | Transferência de calor por convecção | [W] |
| \dot{Q}_{rad} | Transferência de calor por radiação | [W] |
| | térmica | |
| $Q_{sistema}$ | Energia absorvida pelo sistema | [W] |
| Ra | Número de Rayleigh | - |
| R_{cav} | Raio da cavidade | [m] |
| R_{cond} | Resistência térmica de condução | [K/W] |
| R_{conv} | Resistência térmica de convecção | [K/W] |
| Re | Número de Reynolds | - |
| R_i | Constante do gás ideal | [J/kg ·K] |
| SL | Longitude standard | [°] |
| T_{surr} | Temperatura do meio envolvente | [°C] |
| ΔT | Diferença de temperatura | [°C] |
| T_{dp} | Temperatura do ponto de orvalho | [°C] |
| T_p | Temperatura da parede | [°C] |
| T_{packed} | Temperatura do <i>packed bed</i> | [°C] |

| | | |
|--------------|--|-----------------------|
| T_{sky} | Temperatura do céu | [°C] |
| $T_{fluído}$ | Temperatura do fluido | [° C] |
| T_{amb} | Temperatura do ar ambiente | [° C] |
| U_{perdas} | Coefficiente global de perdas térmicas | [W/m ² ·K] |
| v_f | Velocidade do escoamento | [m/s] |
| Z | Altura | [m] |

Símbolos Gregos

| <i>Símbolos</i> | Descrição | Unidades |
|------------------|---|-------------------------------------|
| θ_a | Ângulo de aceitação | [°] |
| α_s | Altura angular do sol | [°] |
| α_T | Difusividade térmica | [m ² /s] |
| δ | Declinação solar | [°] |
| ε | Emissividade | - |
| ϵ | Porosidade | - |
| η_{opt} | Eficiência ótica | [%] |
| η_{Rth} | Rendimento térmica do ciclo de Rankine | [%] |
| η_R | Eficiência do recetor solar térmico | - |
| θ_{inc} | Ângulo de incidência | [°] |
| $\theta_{inc,L}$ | Ângulo de incidência longitudinal | [°] |
| $\theta_{inc,T}$ | Ângulo de incidência transversal | [°] |
| θ_R | Metade do ângulo de aceitação ($\alpha=2\theta_a$) | [°] |
| μ | Viscosidade dinâmica | [N·s/m ²] |
| v_e | Volume específico | m ³ /kg |
| ρ | Densidade | [kg/m ³] |
| σ | Constante de Stefan Boltzman (= 5,67x10 ⁻⁸) | [W/m ² ·K ⁴] |
| Φ | Ângulo de zénite | [°] |
| φ_s | Ângulo de azimute | [°] |

Lista de Abreviaturas

| | |
|------------------|---|
| AST | <i>Apparent Solar Time</i> |
| CAP | <i>Concentration-Acceptance Product</i> |
| CPC | <i>Compound Parabolic Concentrator</i> |
| CSP | <i>Concentrated Solar Power</i> |
| DNI | <i>Direct normal irradiance</i> |
| ET | Equação do tempo |
| EU | União Europeia |
| HTF | <i>Heat transfer fluid</i> |
| IAM | <i>Incidence Angle Modifier</i> |
| INIESC | Infraestrutura Nacional de Investigação em Energia Solar de Concentração |
| INSHIP | <i>Integrating National research agendas on Solar Heat for Industrial Process</i> |
| LCOE | <i>Levelized Cost of Energy</i> |
| LDC | <i>Low Density Concrete</i> |
| LFR | <i>Linear Fresnel Reflector</i> |
| LST | <i>Local Standard Time</i> |
| NIO | <i>Non-imaging optics</i> |
| OVR | <i>Open Volumetric Receiver</i> |
| P | Espelho primário |
| PCI | Problema às Condições Iniciais |
| PDR | <i>Parabolic Dish Reflector</i> |
| PNEC 2030 | Plano Nacional da Energia e Clima 2030 |
| PTC | <i>Parabolic Trough Collector</i> |
| PV | <i>Photovoltaics</i> |
| PVR | <i>Pressurized Volumetric Receiver</i> |
| RK4 | Método <i>Runge Kutta</i> de 4º ordem |
| RNC 2050 | Plano para a Neutralidade Carbónica para 2050 |
| SPT | <i>Solar Power Tower</i> |
| S | Espelho secundário |

ST-BD *Solar Tower Beam-Down*
UPC *Ultra-high Performance Concrete*

Publicações e trabalhos relacionados com a dissertação

No âmbito do presente trabalho foi publicado na conferência internacional *SolarPACES2020* [1] um artigo científico sobre os sistemas SPT com configuração ST-BD para processos industriais.

Canavarro, D., Delgado, D., Patil, V., Blanco, M., Horta, P., “Etendue-Matched Solar Tower Beam-Down System for High-Temperature Industrial Processes”, *SolarPACES 2020 Conference* (aceite para apresentação oral).

Outro dos trabalhos realizados foi para uma tarefa do WP4 (*Worked Package 4*) do projeto H2020 INSHIP: Integrating National Research Agendas on Solar Heat for Industrial Processes, Grant Agreement nº 731287.

O objetivo da tarefa consistia em analisar técnicas para estudar a performance ótica dos sistemas de foco pontual usando o método Monte Carlo de traçado de raios [2].

1. Introdução

1.1 Enquadramento e Motivação

Os impactos ambientais ocorridos no último século têm afetado o planeta terra, como resultado têm-se verificado alterações climáticas muito evidentes. Em média, em 2016, a temperatura do planeta esteve 1,1 °C acima da média para o período pré-industrial [3]. O cenário para que a temperatura média da atmosfera fique abaixo dos 2°C, determinado pelo acordo de Paris, está em risco e, para além disso, esse cenário por si só obriga a uma adaptação dos sistemas de geração de energia e do sistema de transportes que são responsáveis por uma parcela significativa das emissões de gases de efeito de estufa. Uma vez que os 2°C são uma média mundial, isso significa que em certas zonas do planeta as temperaturas podem atingir valores de 5°C ou até mesmo 8°C acima da média, como representado na Figura 1.1 [3].

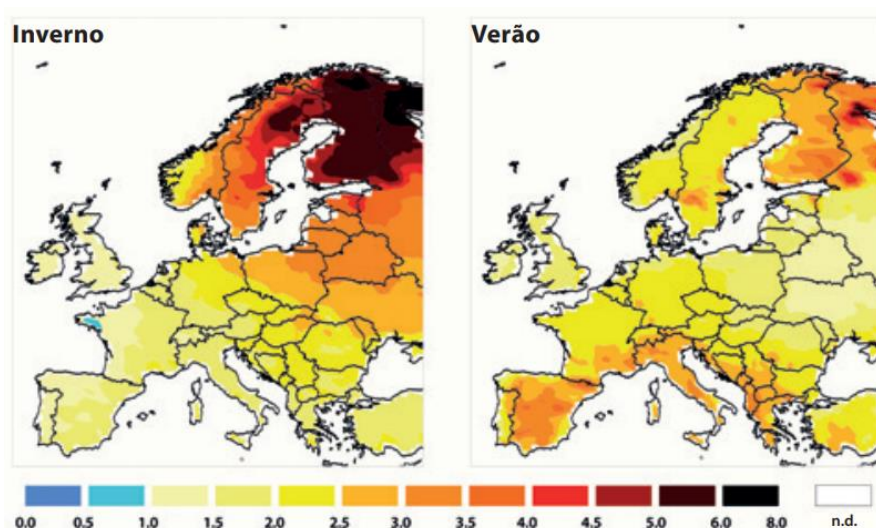


Figura 1.1: Alteração da temperatura média sazonal, em °C, para o período de 2071-2100, em comparação com o período de 1961-1990. (Cenário de um aumento mundial de 2°C) [3].

Para combater a subida da temperatura do planeta, os Estados Membros da UE (União Europeia) têm unido esforços de modo a minimizar os impactos futuros no clima. No início da segunda década do século XXI os países membros da UE têm criado planos para combater as emissões de carbono para a atmosfera, na Figura 1.2 está representado os objetivos traçados pela UE relativamente as emissões de gases com efeito de estufa.

No caso de Portugal, para atingir as metas definidas pela UE, foi criado o PNEC 2030 (Plano Nacional da Energia e Clima para 2030) e o RNC 2050 (Plano para a Neutralidade Carbónica para 2050).

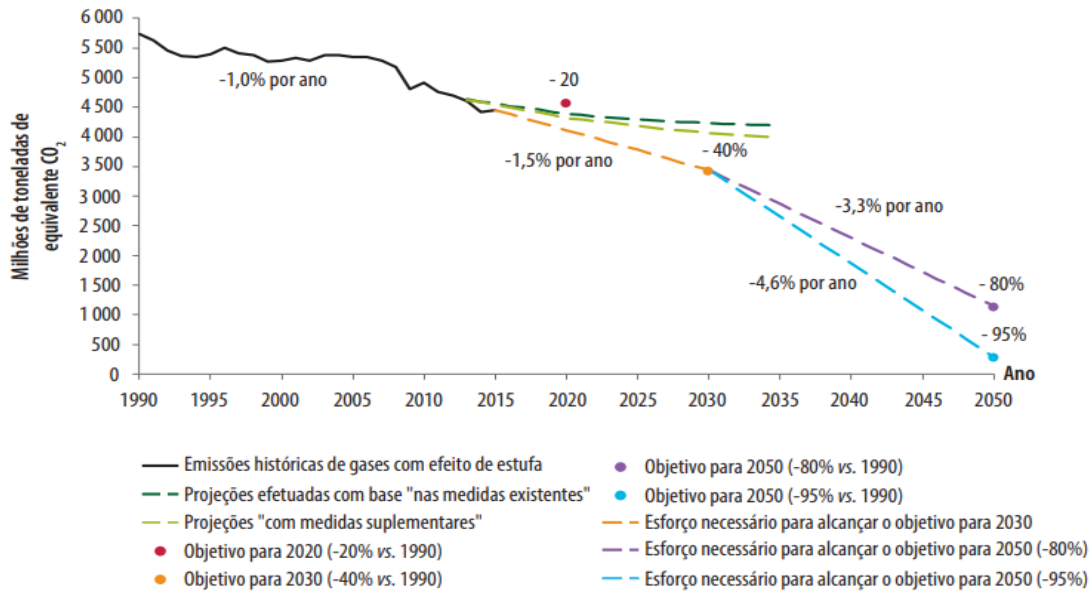


Figura 1.2: Tendências e objetivos de redução das emissões de gases de efeito de estufa na UE [3].

Estes dois planos foram criados para que Portugal caminhe para uma descarbonização da economia, procurando melhorar a eficiência energética nos principais setores da atividade e reduzir as emissões de gases de efeito de estufa para atmosfera com um investimento significativo nas energias renováveis.

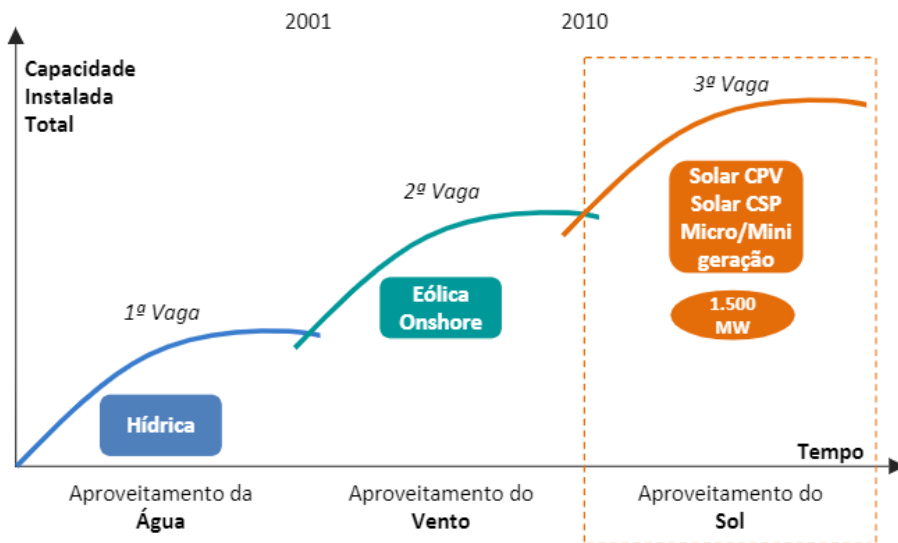


Figura 1.3: Etapas de desenvolvimento da política de energias renováveis em Portugal [4].

Para que Portugal continue a caminhar para um futuro sustentável necessita de continuar a apostar nas energias de fontes renováveis. Nas últimas duas décadas, como é visível na Figura 1.3, esta aposta surgiu numa primeira fase na energia hidroelétrica e depois na energia eólica. Portugal atingiu já um valor de capacidade instalada destas duas fontes renováveis próximo do máximo e, sendo um país com recurso solar elevado, como mostrado na Figura 1.4, pretende-se aumentar a capacidade instalada de sistemas de energia solar e, dessa forma, reforçar o *mix* energético com esta fonte de energia primária. Sendo esta aposta a chamada de “3º vaga” nas energias renováveis em Portugal.

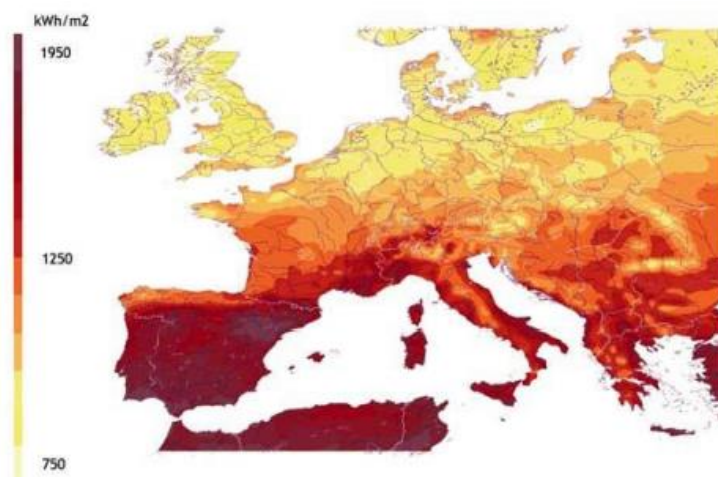


Figura 1.4: Distribuição da radiação solar direta normal anual na Europa, em kWh/m² [5].

Com o crescimento da tecnologia de energia solar fotovoltaica (PV – *Photovoltaics*), as tecnologias de energia solar começam a ganhar o seu espaço no mercado energético, porém nas grandes centrais de PV o armazenamento químico em baterias ainda é insustentável a nível económico e acarreta problemas a nível ambiental, facto que é contra o propósito do uso das energias renováveis. Por isso é necessário procurar alternativas que permitam armazenar energia para ser convertida nas horas de ponta, que por norma são horas em que a disponibilidade de radiação solar é menor ou mesmo inexistente. Nesse sentido várias tecnologias de concentração (CSP - *Concentrated Solar Power*) têm sido estudadas e desenvolvidas para a produção de eletricidade ou para outras formas de aproveitamento, como por exemplo a produção de combustíveis sintéticos. As tecnologias de concentração já se encontram numa fase de amadurecimento, no entanto têm-se procurado alternativas para reduzir ainda mais os custos e tornar ainda mais competitiva a sua utilização, reduzindo o custo nivelado da energia (LCOE - *Levelized Cost of Energy*) e dos combustíveis sintéticos.

Os sistemas CSP utilizados na captação da energia solar estão divididos em quatro tecnologias distintas (ver Figura 1.5), agrupadas em dois grupos: os sistemas de foco linear (ou 2D) e sistemas de foco pontual (ou 3D).

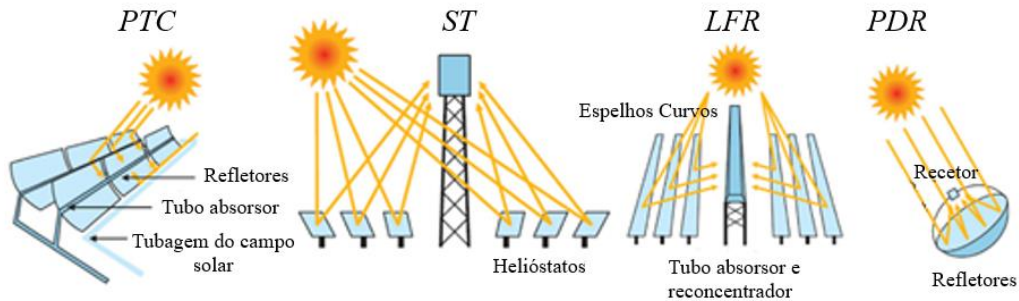


Figura 1.5: Diferentes configurações de sistemas CSP [6].

Um dos sistemas de foco linear é denominado por sistema concentrador cilíndrico-parabólico (PTC - *Parabolic Trough Collector*). Este sistema é constituído por espelhos lineares de perfil parabólico que são usados para captar e redirecionar a radiação solar para um tubo recetor que se encontra no foco da parábola. No interior deste tubo recetor circula um fluido de transferência de calor para o qual é transferida uma parte significativa da energia que é absorvida no recetor. O fluido quente irá depois ser usado para transferir energia para um bloco de potência (ciclo termodinâmico), para a geração de energia elétrica, ou armazenada em tanques para utilização em horas em que não há disponibilidade de radiação solar (armazenamento de energia térmica).

Outro dos sistemas de foco linear são os sistemas de Fresnel Linear (LFR - *Linear Fresnel Reflector*). Este sistema usa longos espelhos planos, ou ligeiramente curvos, que refletem a radiação proveniente do sol para os tubos recetores que se encontram alguns metros acima do solo. Muitas das vezes esta tecnologia tem incorporado um concentrador secundário de modo a aumentar o ângulo de aceitação da radiação solar.

Em relação aos sistemas de foco pontual, existe o sistema de Torre Solar, (SPT - *Solar Power Tower*). Este sistema usa espelhos, chamados de helióstatos, que refletem a radiação solar, projetando-a num único foco situado na torre recetora. O recetor térmico existente na torre converte grande parte da radiação absorvida em energia térmica útil por via do aquecimento de um fluido de trabalho. Cada helióstato está incorporado num

sistema de seguimento a dois eixos de alta precisão, de modo que os erros óticos sejam minimizados.

Outro dos sistemas de foco pontual são os sistemas de Disco Parabólico (PDR - *Parabolic Dish Reflector*). Este sistema consiste num concentrador em forma de disco parabólico que reflete a radiação incidente para um recetor térmico localizado no ponto focal da parábola. Este tipo de sistemas também necessita de um sistema de seguimento a dois eixos.

As quatro tecnologias de concentração referidas anteriormente continuam a ser objeto de uma intensa atividade de investigação, na qual se procura encontrar desenhos, configurações e materiais que melhorem os seus desempenhos.

Tabela 1.1: Análise comparativa das diferentes tecnologias CSP [7].

| | Custo | Ocupação de superfície | Eficiência | Gama de temperatura de operação | Gama de fatores de concentração | Potencial de melhoramento |
|------------|-------------|------------------------|------------|---------------------------------|---------------------------------|---------------------------|
| PTC | Baixo | Grande | Baixo | 20 – 400 | 15-45 | Limitado |
| LFR | Muito baixo | Média | Baixo | 50 – 300 | 10-40 | Significante |
| SPT | Alto | Média | Alta | 300-565 | 150-1500 | Muito significativa |
| PDR | Muito alto | Pequena | Alta | 120 – 1500 | 100 – 1000 | Muito potencial |

Na produção de eletricidade todas as tecnologias de CSP estão já bem desenvolvidas, mas caso se pretenda perspetivar outros horizontes algumas delas ficam ainda aquém do pretendido em termos de desempenho. É o caso das tecnologias de foco linear que, no caso da produção de combustíveis sintéticos (“*syngas*”, hidrogénio, etc.), os seus valores de fator de concentração são insuficientes para atingir as temperaturas necessárias para os processos químicos envolvidos. Em relação às tecnologias de foco pontual, a tecnologia PDR tem vindo a ser menos utilizada na área das tecnologias CSP devido às suas limitações de conversão térmica e relativa baixa potência nominal por módulo. Contudo, existe algum potencial para o seu regresso na produção de combustíveis sintéticos, pois a tecnologia PDR apresenta elevados valores de fator de concentração que permitem obter as temperaturas necessárias. Este aspeto é tanto mais crucial quando Portugal definiu recentemente uma estratégia nacional para a produção de hidrogénio em larga escala [8].

No presente estudo, o modelo conceptual a ser analisado e modelado será um sistema SPT. Esta é a solução mais difundida tanto para a produção de eletricidade como para a

produção de combustíveis sintéticos. Nesse sentido, relevou-se interessante analisar o estado da arte da tecnologia e estudar algumas possibilidades de melhoria da sua performance e/ou questões de operação e manutenção.

Neste trabalho foi utilizado o modelo ótico desenvolvido para o *Work Package* WP4 do projeto de investigação INSHIP - *Integrating National research agendas on Solar Heat for Industrial Process* [9], no âmbito da infraestrutura INIESC (Infraestrutura Nacional de Investigação em Energia Solar de Concentração) [10], acoplado à análise térmica de um recetor solar com armazenamento térmico integrado, constituído por um tanque preenchido por um *packed bed* de areia ou cascalho que tem a função de absorver a radiação incidente proveniente do sistema de concentração, armazenar energia e transferir calor para o fluido de trabalho (ar), o qual é depois utilizado para transferir essa energia para o bloco de potência (ciclo termodinâmico).

A tecnologia SPT abordada tem uma configuração que permite integrar o recetor no sistema de armazenamento instalado próximo do solo para maior facilidade de operação e manutenção e, eventualmente, o uso de materiais mais económicos [11]. Esta configuração designa-se por “Configuração Beam-Down”, na qual parte do desenho é semelhante a um sistema SPT convencional mas com a diferença de que o recetor se encontra ao nível do solo e, no caso do presente trabalho, no interior de um tanque, é realizada a absorção, conversão e armazenamento de energia, algo que também é aprofundado em vários trabalhos recentes disponíveis na literatura [12 , 13] .

A constituição do recetor no interior do próprio tanque de armazenamento permite eliminar a tubagem que seria necessária para o transporte do fluido desde o recetor até ao sistema de armazenamento, reduzindo não só os custos como também as perdas térmicas associadas [11].

Apesar de o recetor se encontrar ao nível do solo não é possível eliminar a torre por completo, uma vez que esta é utilizada para suportar o refletor secundário. No entanto, o seu tamanho pode ser reduzido até um terço em comparação com o que seria uma torre convencional [11]. Na Figura 1.6 está esquematizado um sistema de torre com a configuração Beam-Down.

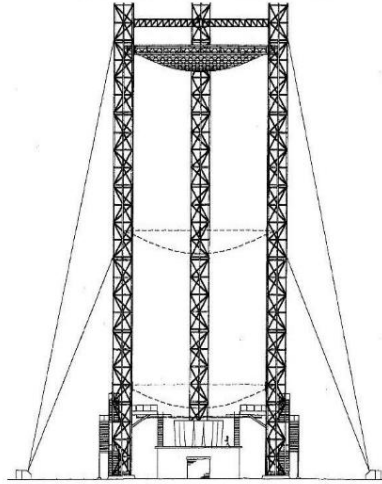


Figura 1.6: Esquema do sistema de Concentração de Torre Solar com configuração Beam-Down em Masdar [14].

Outro motivo do interesse para o estudo desta configuração é a procura de materiais mais económicos e, dessa forma, diminuir o custo desta tecnologia. Neste contexto, é estudado um sistema de armazenamento integrado com o recetor térmico em que é usado gabro (rocha plutónica) como material para armazenamento de calor sensível e como fluido de transferência de calor o ar. A combinação do *packed bed* de gabro como material de armazenamento e o ar como fluido de transferência de calor oferecem vantagens económicas e, para além disso, não apresentam perigos de corrosão, que é um problema associado, por exemplo, aos sais fundidos [15]. Para além disso, pelo que tem sido reportado na literatura, o uso de rocha tem-se tornado uma atração para o armazenamento devido à sua estabilidade a altas temperaturas [11].

Ponderando todos os argumentos apresentados na literatura, nesta dissertação pretende-se elaborar uma análise ótica e térmica do sistema de torre com configuração beam-down e recetor/armazenamento constituído por um *packed bed* de gabro. Na parte da ótica será estudado o comportamento da ótica do sistema com uma configuração otimizada comparando com os sistemas convencionais.

Em relação a parte térmica será modelado o comportamento térmico do recetor/tanque de armazenamento em regime transiente, na qual se pretende modelar o comportamento do material utilizado e da quantidade de energia armazenada, testando ciclos de cargas e descarga e variando o caudal do fluido de transferência. Todos estes estudos foram elaborados com dados de radiação solar em Évora, Portugal.

1.2 Objetivos

Nos capítulos seguintes será apresentada a tecnologia de concentração SPT com uma configuração diferente do sistema convencional, procurando comparar esta configuração e estudar a sua performance. Este modelo foi escolhido para que seja possível trabalhar em duas vertentes, na vertente de produção de eletricidade, que será abordada neste trabalho, e na vertente dos combustíveis sintéticos, que foi um tema trabalhado em paralelo para o projeto INSHIP.

Nesse trabalho pretende-se estudar uma nova configuração para um sistema de torre solar com configuração Beam-Down (ST-BD - *Solar Tower Beam-Down*), analisando a sua performance com os dados da radiação solar disponíveis para Évora e comparar os resultados com um sistema SPT convencional.

Para além disso, pretende-se fazer uma modelação numérica da transferência de calor no recetor e respetivo sistema de armazenamento integrado através do software Matlab, estudando os ciclos de carga e descarga do sistema de armazenamento.

Nesse sentido os objetivos principais desta dissertação são os seguintes:

- Analisar a ótica de um sistema de torre solar com configuração beam down e comparar com os sistemas de torre solar convencional;
- Modelação do sistema de armazenamento com o recetor integrado da tecnologia ST-BD em regime transiente;
- Análise dos ciclos de carga e descarga do sistema ST-BD com armazenamento com base nos dados de radiação solar disponíveis para a cidade de Évora.

1.3 Organização da dissertação

A dissertação está organizada em capítulos e secções da forma descrita de seguida.

No **Capítulo 2** é apresentada uma abordagem das temáticas necessários para compreender os estudos que foram realizados nesta dissertação. Desse modo aborda-se a geometria do sistema Terra-Sol (ver secção 2.1) onde é apresentado a forma de cálculo dos ângulos solares, os conceitos da ótica (ver secção 2.2) que são necessários para a construção do sistema de concentração e o estudo da sua performance e, por último, são apresentados os fundamentos para a análise térmica do sistema (ver Secção 2.3)

necessários para a compreensão da modelação térmica do recetor e tanque de armazenamento.

No **Capítulo 3** é descrito o sistema e as propriedades dos materiais usados, sendo apresentado o conceito do sistema ST-BD (ver Secção 3.1), é explicado também como a sua ótica é desenhada (ver Secção 3.2), é descrito o sistema de armazenamento com o recetor integrado (ver Secção 3.3) São também descritos todos os componentes que compõem o sistema, sendo explicado com maior detalhe os diferentes modos de funcionamento (ver Secção 3.4).

No **Capítulo 4** é apresentado o estudo da performance ótica do sistema ST-BD através do software Tonatiuh e MATLAB. É apresentado um estudo ótico do mesmo sistema para regiões diferentes (ver Secção 4.3) e uma comparação do sistema ST-BD com o sistema SPT para a mesma localização (ver Secção 4.4).

No **Capítulo 5** são demonstradas as simplificações assumidas para o desenvolvimento do modelo (ver Secção 5.1) e apresentada a resolução numérica utilizada na construção do modelo (ver Secção 5.2).

No **Capítulo 6** é apresentada a análise do desempenho do sistema térmico para diferentes condições meteorológicas (ver Secções 6.2, 6.3 e 6.4). Para além disso é comparada o desempenho do sistema de armazenamento para diferentes condições de funcionamento (ver Secção 6.5).

No **Capítulo 7** são apresentadas as principais conclusões do trabalho, sendo evidenciado os pontos chaves referentes à performance ótica e térmica do sistema ST-BD.

No **Capítulo 8** referido também os próximos passos a dar para afirmar a tecnologia no mercado da produção de energia elétrica ou na produção de combustíveis sintéticos.

Capítulo 2

2. Fundamentos teóricos

2.1 Geometria Terra-Sol

Para a caracterização de qualquer sistema solar é necessário conhecer a geometria Terra-Sol e o recurso solar ao longo do ano, pois só assim é possível determinar tanto os ângulos de incidência da radiação solar na superfície terrestre e nos coletores solares bem como a energia disponível, a fim de estudar a viabilidade da instalação de uma dada tecnologia solar numa determinada região.

Neste capítulo serão abordados os conceitos principais que descrevem o movimento aparente do Sol ao longo do ano, sendo apresentado as equações utilizadas para o cálculo dos ângulos solares necessários para determinar a radiação solar incidente numa superfície.

2.1.1 Ângulos solares

A Terra realiza dois tipos de movimentos principais, um de rotação, que é um movimento giratório que a Terra realiza sobre o seu próprio eixo e um movimento de translação, que é o movimento que a Terra descreve a volta do Sol. No primeiro movimento a Terra demora cerca de 24 horas a completar uma rotação completa e, no caso do segundo movimento, a Terra demora cerca de 365,25 dias a completar uma órbita em torno do Sol. Na Figura 2.1 estão representados os dois movimentos descritos pela Terra, sendo indicadas na figura as estações do ano referentes ao hemisfério Norte [16].

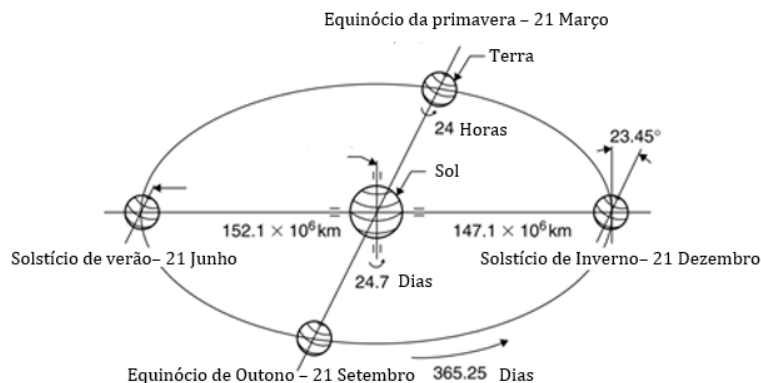


Figura 2.1: Movimento de translação da Terra em torno do Sol [16].

É importante ser capaz de determinar o ângulo solar em cada hora e dia do ano porque a posição do sol varia continuamente em resultado dos movimentos de rotação e translação. Como estes movimentos são bem conhecidos e previsíveis, é possível prever a posição aparente do Sol e determinar o ângulo de incidência em qualquer superfície e, com isso, a quantidade de radiação incidente. Essa quantidade de energia depende, no entanto, não apenas do ângulo de incidência, mas também dos processos de absorção e dispersão da radiação na atmosfera os quais, por sua vez, variam com as condições meteorológicas locais e a composição da atmosfera, nomeadamente em termos da concentração de vapor de água e de aerossóis.

2.1.2 Declinação solar

Como pode ser observado na Figura 2.1 o eixo de rotação da Terra encontra-se inclinado de um ângulo de $23,45^\circ$ com a normal ao plano da órbita. A declinação solar, representada por δ , é o ângulo entre a linha que une os centros do Sol e da Terra com a sua projeção no plano do equador. A declinação solar varia entre $-23,45^\circ$ e $+23,45^\circ$, que são valores correspondentes ao solstício de Inverno e de Verão no hemisfério norte, respetivamente. Um valor de declinação igual a 0° refere-se aos equinócios de Primavera e de Outono [16]. Esta variação está representada na Figura 2.2.

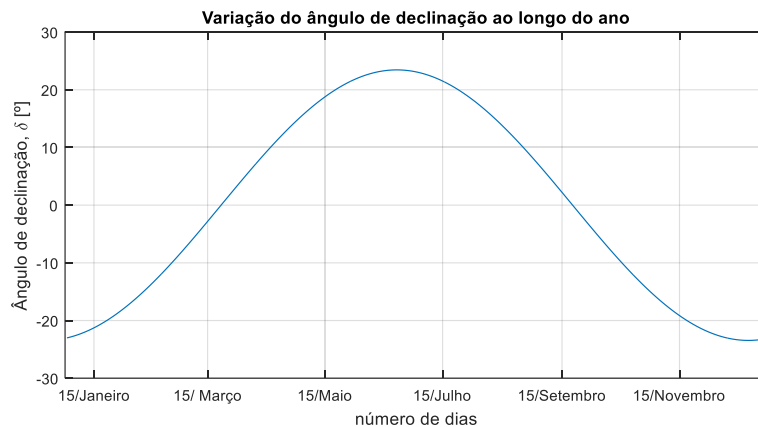


Figura 2.2: Variação da declinação solar ao longo de um ano.

A declinação solar para qualquer dia do ano, representado por δ , pode ser calculada pela Equação (2.1) [16]

$$\delta = 23.45 \sin \left[\frac{360}{365} (284 + N) \right] \quad (2.1)$$

em que N corresponde ao dia do ano.

2.1.3 Ângulo horário

O ângulo horário, h_z , é o ângulo no plano equatorial entre a projeção da linha Terra-Sol nesse plano e o meridiano local. Quando o ângulo horário é 0° significa que o Sol se encontra no meio-dia solar local. Uma vez que a Terra demora 24 horas a completar uma rotação, em média uma variação de aproximadamente de 15° do ângulo horário corresponde a 1 hora [16]. O ângulo horário para qualquer instante pode ser calculado a partir da Equação (2.2) [16]:

$$h_z = \pm 0.25 (N^\circ \text{ de minutos em relação ao meio dia solar}) \quad (2.2)$$

Na Equação (2.2), o sinal negativo aplica-se aos períodos antes do meio dia solar e o sinal positivo aos períodos após o meio dia solar. Outra forma de calcular o ângulo horário é através da Equação (2.3), em que é necessário saber a hora solar aparente (AST – *Apparent Solar Time*) [16]

$$h_z = (AST - 12)15 \quad (2.3)$$

A hora solar é determinada a partir da hora do relógio (LST – *Local Standard Time*), pela equação do tempo, ET, calculada pela Equação (2.5) e pelos valores de longitude standard, SL, e longitude local, LL [16].

$$AST = LST + ET \pm 4(SL - LL) - DS \quad (2.4)$$

$$ET = 9.87 \sin(2B) - 7.53 \cos B - 1.5 \sin B \quad (2.5)$$

em que o fator B é calculado pela Equação (2.6) [16]

$$B = (N - 81) \frac{360}{364} \quad (2.6)$$

e DS é o acerto horário para a hora de verão e hora de inverno, se aplicável.

2.1.4 Altura angular e ângulo solar zenital

A altura angular do Sol, α_s , é o ângulo entre os raios solares e a sua projeção no plano horizontal. Este ângulo é complementar do ângulo solar zenital, Φ , ou seja, o ângulo entre os raios solares e a vertical

do local normal ao plano horizontal [16]. A expressão para calcular a altura angular do Sol ou o ângulo solar zenital é dado pela Equação (2.7) [16]

$$\sin(\alpha_s) = \cos(\Phi) = \sin(Lat) \sin(\delta) + \cos(Lat) \cos(\delta) \cos(h_z) \quad (2.7)$$

em que Lat é definido como a latitude local.

2.1.5 Ângulo de azimute solar

O ângulo de azimute solar, φ_s , é o ângulo entre a projeção dos raios solares no plano horizontal e o meridiano local, medido nesse plano horizontal. Para obter φ_s pode ser usada a Equação (2.8) [16]

$$\sin(\varphi_s) = \frac{\cos(\delta) \sin(h_z)}{\cos(\alpha_s)} \quad (2.8)$$

Esta equação é válida para $\cos(h_z) > \tan(\delta)/\tan(Lat)$. Caso isto não se verifique, significa que o sol se encontra atrás da linha Este-Oeste, sendo nesse caso necessário corrigir o ângulo de azimute obtido através da Equação (2.9) para as horas da manhã ou pela Equação (2.10) para as horas da tarde.

$$\varphi_s = -\pi + |\varphi_s| \quad (2.9)$$

$$\varphi_s = \pi - \varphi_s \quad (2.10)$$

2.2 Conceitos óticos

Os sistemas de concentração dividem-se em dois tipos de sistemas, os sistemas de foco linear, que são sistemas 2D e os sistemas de foco pontual, que são sistemas 3D. Este último é o que será abordado neste trabalho, pois o sistema de torre solar com configuração Beam-Down é um sistema de foco pontual.

Na ótica, para obter grandes valores de concentração é necessário combinar ótica formadora de imagem com ótica não-formadora de imagem, (NIO - *Non-imaging optics*), tendo assim uma boa compactação e altos fatores de concentração. A ótica NIO é um ramo da ótica dedicado exclusivamente a soluções de altas eficiências, sendo desenvolvidas para os sistemas 2D [17]. No caso do sistema 3D o processo é semelhante, uma vez que a ótica 3D é obtida a partir de sistemas 2D por simetria de

rotação [17]. O que significa que, em certa medida, se pode olhar para um concentrador SPT, como uma versão 3D de um concentrador LFR [18].

2.2.1 Concentração máxima

A concentração solar é uma solução útil para obter sistemas de elevadas temperaturas. Para isso aplica-se a NIO que permite ser utilizada como sistema de concentração de energia. Quanto maior a área de abertura, $A_{abertura}$, para a mesma área de recetor, $A_{recetor}$, maior é o fator de concentração da tecnologia. A concentração geométrica, C_g , de um sistema é definida pela Equação (2.11) [17]:

$$C_g = \frac{A_{abertura}}{A_{recetor}} \quad (2.11)$$

Na conceção de um sistema ótico é necessário numa primeira instância definir qual a quantidade de concentração que se pretende para o sistema. Para determinar a concentração máxima dos sistemas de foco linear e pontual é utilizado respetivamente as Equações (2.12) e (2.13) [17]

$$C_{2D} = \frac{n}{\sin(\theta_R)} \quad (2.12)$$

$$C_{3D} = \frac{n^2}{\sin(\theta_R)^2} \quad (2.13)$$

em que n é o índice de refração na qual o recetor está imerso e θ_R é metade do ângulo de aceitação. A concentração máxima, caso seja considerado $n=1$, em que o recetor se encontra imerso no vácuo ou ar e se for considerado um raio de ângulo solar de $\theta_{Sun} = 4.7$ mrad, para sistemas de foco linear, é de **213X** e para sistemas de foco pontual é aproximadamente de **45300X** [19 , 20].

2.2.2 Ângulo de aceitação, θ_a

Para perceber melhor alguns pequenos conceitos óticos olhemos para a Figura 2.3 e Figura 2.4. Nestas duas figuras, a área de abertura da Figura 2.3 é menor que a área da Figura 2.4, o que significa que o concentrador da Figura 2.4 tem uma maior concentração geométrica, para a mesma área de recetor a_2 . Por outro lado, devido a conservação de Etendue, conceito abordado na Secção 2.2.3 se a área de abertura aumentar, caso que acontece na Figura 2.4, o ângulo de aceitação, α_B , diminui [17].

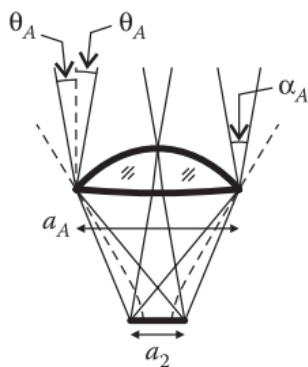


Figura 2.3: Concentrador ótico com menor área de abertura [17].

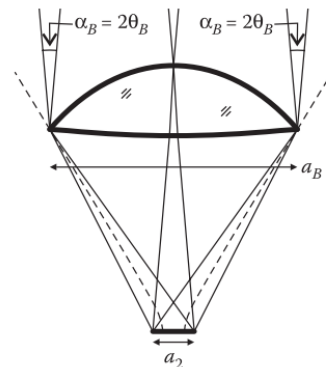


Figura 2.4: Concentrador ótico com maior área de abertura [17].

O que significa que o sistema da Figura 2.3 tem menor concentração, mas tem um ângulo de aceitação mais amplo para acomodar o movimento aparente do sol no céu.

Por esse motivo, o aumento do fator de concentração obriga a um seguimento mais preciso para que o sistema consiga acomodar o movimento do sol. Na Figura 2.5 está representado um exemplo da relação da concentração versus tecnologia de seguimento para as tecnologias de concentração solar existentes.

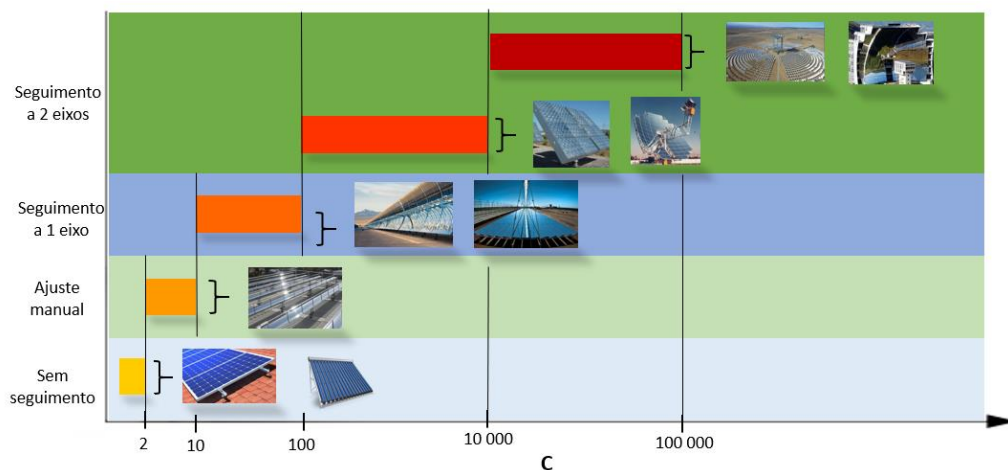


Figura 2.5: Relação entre a concentração e a necessidade de seguimento.

Para perceber melhor a importância do ângulo de aceitação de um sistema, tomemos como exemplo um concentrador ideal. Este aceita toda a radiação quando a metade do ângulo de aceitação, θ_R , é maior ou igual que o ângulo de Incidência, θ_{inc} . Esta metade do ângulo de aceitação é obtido a partir da Equação [17]

$$\theta_R = \frac{\theta_a}{2} \quad (2.14)$$

em que θ_a é o ângulo de aceitação total.

Na prática, os concentradores tendem a não ser ideais embora estes existam como é o caso do Concentrador Parabólico Composto (CPC) [17]. O comportamento real de um concentrador é semelhante ao que se mostra na Figura 2.6. Nos concentradores não-ideais nem toda luz incidente na área de abertura do coletor entre $\pm\theta$ é capturada (curva r), traduzindo-se num ângulo de aceitação θ_R inferior ao valor teórico (curva i). Por definição, θ_R é o ângulo para o qual o coletor captura 90% da potência máxima [21].

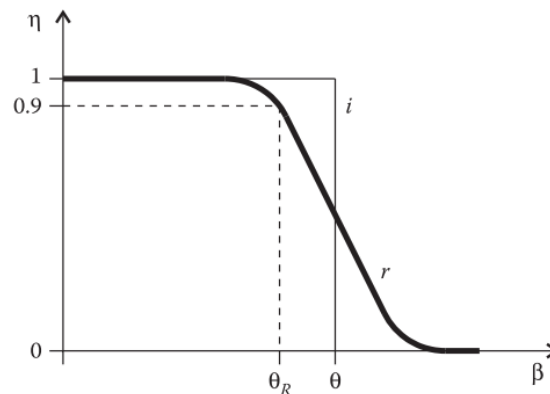


Figura 2.6: Curva transmissão ideal para diferentes direções de raios em que a curva i é o ideal e a r é a real [17].

Importa perceber a importância do ângulo de aceitação, uma vez que este ângulo define a concentração do nosso sistema. Não importa apenas procurar uma elevada concentração para o sistema sem considerar a aceitação real do concentrador, a qual deverá ser capaz de acomodar a fonte efetiva que ilumina o concentrador (disco solar, dispersão da luz na atmosfera, erros óticos, imprecisão de *tracking*, etc.). Ou seja, o concentrador quando projetado tem de ser desenhado com um ângulo de aceitação razoável de modo a prever possíveis erros do sistema. Como representado na Figura 2.7 os erros e imperfeições do sistema podem levar à diminuição do ângulo de aceitação de θ_{a_1} para θ_{a_2} , com penalização no factor de concentração geométrica final (Eqs. (2.12) e (2.13)).

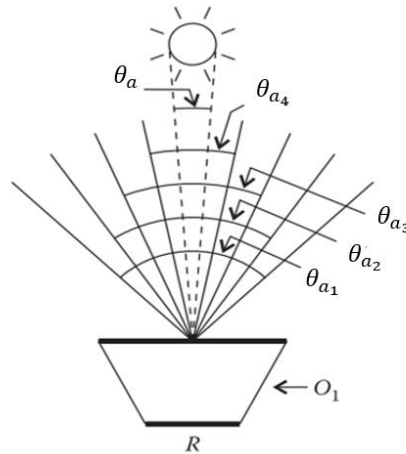


Figura 2.7: Concentrador solar com diferentes ângulos de aceitação devido a imperfeições do sistema e erros óticos [17].

2.2.3 Conceito de Etendue

O conceito de Etendue descreve que toda a luz desde o ponto inicial até ao ponto final é conservada em todos os estágios no concentrador. Em qualquer sistema ótico a quantidade geométrica conhecida por Etendue requer área e espaço angular para a luz viajar. O valor de Etendue para sistemas $2D$ e $3D$ é obtido pela Equação (2.15) e (2.16) [20].

$$U_{2D} = 2na \sin(\theta_a) \quad (2.15)$$

$$U_{3D} = 2n^2 a \sin(\theta_a)^2 \quad (2.16)$$

Este conceito é de extrema importância na análise ótica dos concentrados, pois a não conservação da Etendue penaliza o valor do produto de aceitação da concentração, (CAP - *Concentration-Acceptance Product*). A obtenção do valor do CAP para um sistema $3D$ é fornecido pela Equação (2.17) [17].

$$CAP_{3D} = \sqrt{C_g} \sin(\theta_a) \quad (2.17)$$

Em que, C_g representa a concentração geométrica do concentrador. O valor do CAP nunca é superior a 1, e quando o valor é 1 significa que o concentrador atinge a concentração máxima, ou seja, estamos perante um concentrador ideal (assumindo que o recetor está imerso em ar ou vácuo, índice de refração $n = 1$) [17].

2.2.4 Conceito de Cordas Hottel

O método de cordas de *Hottel* é muito aplicado em problemas 2D, em superfícies com a forma plana, concava ou convexa. Em norma, este método apenas é válido para casos em que a entrada e a saída do canal ótico não se conectam [17]. Para perceber melhor este conceito olhemos para a Figura 2.8. Neste caso é possível aplicar o método de cordas de Hottel, uma vez que a área a_1 e a área a_2 não se conectam [20].

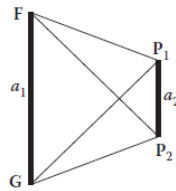


Figura 2.8: Geometria possível para aplicar o método de cordas Hottel [17].

Na Figura 2.8 a fonte Lambertiana de radiação FG com dimensão a_1 e uma linha P_1 e P_2 com dimensão a_2 é obtido o fator de forma a partir da Equação (2.18).

$$U_{a_1-a_2} = [F, P_2] + [G, P_1] - [F, P_1] - [G, P_2] \quad (2.18)$$

2.2.5 Eficiência ótica

A eficiência ótica é definida para um certo ângulo de incidência como a potência que chega ao recetor, E_R , e a potência captada pelo sistema ótico, E_P [21]:

$$\eta_{opt}(\alpha_s, \varphi_s) = \frac{E_R(\alpha_s, \varphi_s)}{E_P(\alpha_s, \varphi_s)} \quad (2.19)$$

Uma das formas empíricas de estimar o E_P e E_R , é utilizando o software de traçado de raios, (ver Secção 0). O software contabiliza a potência que chega ao recetor e ao primário, considerando todas as propriedades dos materiais reais.

Este método permite calcular a eficiência ótica do sistema, para vários valores de azimute, φ_s , e de altura solar, α_s , que influenciam a potência captada pelo sistema, e respetivamente, as suas eficiências óticas [21].

2.2.6 Modificador do ângulo de incidência

O modificador de ângulo de incidência (IAM - *Incidence Angle Modifier*), é importante no estudo do desempenho do coletor, sendo definido pela fração entre a eficiência ótica para um determinado ângulo e para o ângulo de incidência com a normal à superfície coletada [22]. Em norma, a eficiência ótica do coletor diminui com o aumento do ângulo de incidência, uma vez que aumenta as perdas óticas do sistema. As perdas óticas contabilizadas são as perdas por efeito cosseno, por bloqueio, sombreamento e as perdas no recetor, sendo o IAM, $K(\alpha_s, \varphi_s)$, dado pela Equação (2.20) [23].

$$K(\alpha_s, \varphi_s) = \frac{\eta_{opt}(\alpha_s, \varphi_s)}{\eta_{opt_0}(\alpha_s = 90, \varphi_s)} \quad (2.20)$$

O ângulo de incidência, $\theta_{inc} = (\alpha_s, \varphi_s)$, é decomposto numa componente transversal e longitudinal. O ângulo referente a componente longitudinal com uma orientação Norte-Sul é obtida pela Equação (2.21) :

$$\theta_{inc,L} = \tan^{-1}(\tan \Phi \times \cos \varphi_s) \quad (2.21)$$

Para obter o ângulo de incidência para a componente transversal em relação ao recetor com uma orientação Norte-Sul aplica-se a Equação (2.22):

$$\theta_{inc,T} = \tan^{-1}(\tan \Phi \times \sin \varphi_s) \quad (2.22)$$

Sendo obtido o valor do IAM através do produto entre o ângulo de Incidência longitudinal, $\theta_{inc,L}$, e o ângulo de incidência transversal, $\theta_{inc,T}$, obtendo a Equação (2.23):

$$K(\theta_L, \theta_T) \approx K(\theta_{inc,L}, 0) \times K(0, \theta_{inc,T}) \quad (2.23)$$

2.2.7 Ferramenta de cálculo

O software Tonatiuh é uma ferramenta de traçado de raios que permite, através do método de monte Carlo calcular de forma empírica a performance de um sistema de concentração solar. O software lança raios da fonte solar para a direção pretendida, permitindo determinar a respectiva potência que chega ao primário e ao recetor, na Figura 2.9 está representado uma imagem do software Tonatiuh.

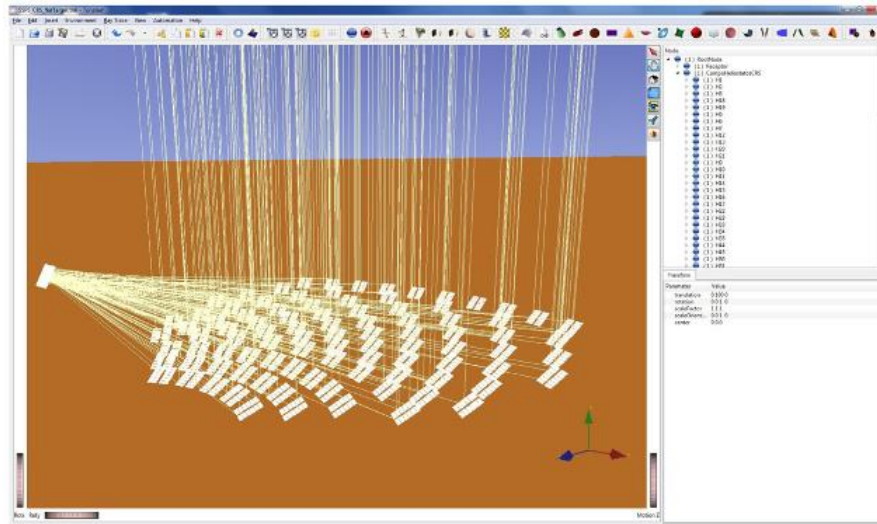


Figura 2.9: Visão principal do Tonatiuh [24].

A potência obtida pelo software contabiliza as propriedades dos materiais e erros óticos. O que significa que o valor de potência do sistema contabiliza os sombreamentos, bloqueios, efeitos cosseno e perdas óticas dos materiais.

2.3 Fundamentos de conversão e transferência de energia

2.3.1 Primeira lei da termodinâmica

A primeira lei da termodinâmica, conhecida também como princípio da conservação da energia, estabelece que a energia não pode ser criada nem destruída, apenas pode mudar de forma. Ou seja, esta lei afirma que a variação da energia total de um sistema, $\Delta E_{sistema}$, tem que ser igual à diferença entre a energia que entra, $E_{entrada}$, e a que sai do referido sistema, $E_{saída}$ [25].

$$\Delta E_{sistema} = E_{entrada} - E_{saída} \quad (2.24)$$

Para analisar um determinado sistema, considerando um volume de controlo, a forma integral da equação da energia toma a seguinte forma

$$\dot{Q} - \dot{W} = \iint_{s.c.} \left(e + \frac{p}{\rho} \right) \rho (\mathbf{v} \cdot \mathbf{n}) dA + \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{v.c.} e \rho dV + \dot{W}_\mu \quad (2.25)$$

em que \dot{Q} e \dot{W} são o calor e o trabalho trocado com o exterior, respetivamente, \dot{W}_μ é o trabalho das forças viscosas, p é pressão, ρ é densidade, e $e = u + v^2/2 + gz$ é a energia total específica, onde u é energia interna, v é velocidade e z é altura. O primeiro termo do lado direito da equação (2.25) representa os fluxos de energia que atravessam a superfície de controlo (s.c.), que encerra o referido volume, associados aos fluxos de massa com velocidade \mathbf{v} , sendo \mathbf{n} o vetor unitário normal à superfície. O segundo termo do lado direito representa a variação da energia total do sistema encerrado pelo volume de controlo (v.c.). A variação desta energia total em regime estacionário é zero, ou seja, toda a energia que entra no volume de controlo (calor, trabalho ou associada a fluxos de massa) no caso de regime estacionário é igual à quantidade de energia que sai. No caso de os termos de trabalho serem nulos ou desprezáveis, se existir apenas uma série de entradas e saídas unidimensionais e se os termos de energia cinética e potencial forem desprezáveis, então a equação da energia reduz-se para

$$\frac{\partial}{\partial t} (mcT) = \dot{Q} + \sum (\dot{m}h)_{entrada} - \sum (\dot{m}h)_{saída} \quad (2.26)$$

em que m é massa, c capacidade térmica específica, \dot{m} caudal mássico e h entalpia. Isto quer dizer que a variação de energia total é igual ao balanço de energia no sistema. A quantidade de fluido que

atravessa as entradas e saídas do volume de controlo é proporcional à respetiva área, A , e à densidade, ρ , e velocidade do fluido, v [25]:

$$\dot{m} = \rho v A \quad (2.27)$$

2.3.2 Transferência de calor

A conversão de energia solar nos sistemas de concentração ocorre no recetor. Estes sistemas são desenhados para absorver o máximo de radiação solar disponível através do sistema de concentração e transferir da forma mais eficiente possível essa energia para um fluido de transferência de calor (HTF - *Heat Transfer Fluid*). É desta forma que a radiação solar é convertida em energia térmica. Nem toda a energia que chega ao recetor é absorvida e depois transferida para o HTF uma vez que, por um lado, o próprio recetor não se comporta como um corpo negro e por isso há uma pequena parte da energia que não é absorvida e, por outro lado, existem perdas de calor para o ambiente por condução térmica, radiação térmica e convecção. Existem três formas de transferência de calor que serão detalhadas de seguida: condução, radiação e convecção.

2.3.2.1 Transferência de calor por condução

A transferência de calor por condução é um fenómeno que ocorre quando existe uma interação entre dois sistemas com temperaturas diferentes ou quando existe um gradiente de temperatura num dado material. A transferência de calor por condução não depende apenas da diferença de temperatura, depende também das propriedades dos materiais, nomeadamente da sua condutividade térmica. A transferência de calor por condução é descrita pela Equação (2.28) [26]

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{\Delta T}{R_{cond}} \quad (2.28)$$

em que R_{cond} é a resistência térmica por condução [K/W], que define a taxa de transferência do material em análise. Para determinar R_{cond} em paredes planas aplica-se a Equação (2.29) [25]

$$R_{cond} = \frac{l}{kA} \quad (2.29)$$

em que k é a condutividade térmica do material [W/ m·K], l é a espessura do material e A é a área de transferência. No caso da condução de calor seja radial, numa geometria cilíndrica, por exemplo, aplica-se a Equação (2.30)

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2\pi kl} \quad (2.30)$$

em que r_{int} e r_{ext} são, respetivamente, o raio interno e externo da camada cilíndrica em análise.

2.3.2.2 Transferência de calor por convecção

A transferência de calor por convecção é um processo que envolve o escoamento (convecção forçada) ou movimento de um fluido devido à diferença de temperatura (convecção natural). Para determinar a taxa de transferência de calor nos mecanismos de convecção é aplicada a Equação (2.31) [26]

$$\dot{Q}_{conv} = \frac{(T_p - T_\infty)}{R_{conv}} \quad (2.31)$$

em que, T_p é a temperatura da parede ou da superfície, T_∞ é a temperatura do fluido e R_{conv} é a resistência térmica de convecção, que é determinada pela Equação (2.32) [27]

$$R_{conv} = \frac{1}{h_{conv}A} \quad (2.32)$$

em que h_{conv} é o coeficiente de transferência de calor por convecção, em [W/ m²K], o qual terá de ser determinado para a geometria e condições de escoamento e de fronteira de cada caso, e A é a área de transferência.

Na análise da transferência de energia por convecção são utilizados grupos adimensionais, sendo o coeficiente de transferência de calor calculado em função do número de Nusselt, Nu, que por sua vez é calculado em função do número de Prandtl, Pr, e do número de Grashof, Gr (ou do número de Rayleigh, Ra), no caso de convecção natural e do número de Reynolds, Re, no caso de convecção forçada, calculados, respetivamente, pelas Equações (2.33) (2.34) (2.35) (2.36) e (2.37)

$$\text{Nu} = \frac{h_{conv}L}{k} \quad (2.33)$$

$$\text{Pr} = \frac{C_p \mu}{k} \quad (2.34)$$

$$\text{Gr} = \frac{gB'\Delta TL^3}{\nu\alpha} \quad (2.35)$$

$$\text{Ra} = \text{GrPr} \quad (2.36)$$

$$\text{Re} = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{4\dot{m}}{\pi\mu D} \quad (2.37)$$

em que:

g = Aceleração gravítica [m/s^2]

k = Condutividade térmica [$\text{W/m}\cdot\text{K}$]

μ = Viscosidade dinâmica [$\text{N}\cdot\text{s/m}^2$]

B' = Coeficiente volumétrico de expansão térmica, $B' = \frac{1}{T}$ [K^{-1}]

ν = viscosidade cinemática [m^2/s]

ΔT = Diferença de temperatura entre a superfície e o fluido [K]

α_T = Difusividade térmica [m^2/s]

\dot{m} = Caudal mássico [kg/s]

D = Diâmetro [m]

L = Dimensão característica [m]

As propriedades do fluido k , ν , μ e α dependem da temperatura, pelo que são determinadas para o valor de temperatura média, T_m , do fluido, denominada por temperatura de filme, dada pela Equação (2.38) [27].

$$T_m = \frac{1}{2}(T_p + T_\infty) \quad (2.38)$$

2.3.2.3 Transferência de calor por radiação

A transferência de energia por radiação é outro dos mecanismos de transferência de calor. Neste mecanismo de transferência de energia, todos os corpos ou superfícies com temperatura acima do zero absoluto emitem e absorvem energia, ou seja, trocam calor com os corpos ou superfícies na sua vizinhança de acordo com a Equação (2.39)

$$\dot{Q}_{rad} = A_1 h_r (T_1 - T_2) \quad (2.39)$$

em que T_1 e T_2 são as temperaturas das superfícies 1 e 2, respectivamente, A_1 é a área de transferência e h_r [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$] é o coeficiente de transferência de calor dado pela Equação (2.40)

$$h_r = \frac{\sigma(T_1 + T_2)(T_1^2 + T_2^2)}{\frac{1 - \varepsilon_1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{F_{12}} + \frac{A_1}{A_2} \left(\frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2} \right)} \quad (2.40)$$

onde:

ε representa a emissividade,

F_{12} o fator de forma entre as superfícies 1 e 2,

A representa a área de transferência e

σ é a constante de Stefan-Boltzman ($= 5.67 \times 10^{-8} \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}^4$).

O fator de forma ou fator de vista F_{12} é calculado consoante a geometria do problema. No Anexo C estão representadas as configurações geométricas utilizadas neste trabalho e respectivos fatores de forma.

No caso da troca de calor por radiação com o meio ambiente, como por exemplo o céu, é necessário estimar uma temperatura equivalente, a qual está relacionada com a temperatura ambiente, T_{amb} . No caso de um clima quente e húmido essa temperatura equivalente pode variar cerca de 10°C em relação a T_{amb} , enquanto no caso de um clima frio e seco a variação é de 30°C . Uma forma de obter um valor

aproximado da temperatura do céu é utilizar a Equação (2.41), em que os valores de temperatura são expressos todos eles em graus Kelvin [22].

$$T_{sky} = T_{amb} \left[0.8 + \frac{T_{dp} - 273}{250} \right]^{0.25} \quad (2.41)$$

onde T_{dp} é a temperatura do ponto de orvalho.

2.3.3 Eficiência de um recetor solar térmico

A eficiência de um recetor solar térmico, η_R , é definida como a razão entre o calor útil transferido para o fluido de trabalho, $Q_{\text{útil}}$, e a energia incidente, I ,

$$\eta_R = \frac{Q_{\text{útil}}}{I_{\text{inc}}} \quad (2.42)$$

2.3.4 Conversão termoelétrica de energia - Ciclo de Rankine

O ciclo de Rankine é o ciclo termodinâmico mais utilizado em sistemas de concentração para produção de termoelectricidade solar. O ciclo de Rankine ideal ou ciclo de vapor consiste nos seguintes quatro processos, de acordo com o esquema e diagrama termodinâmico mostrado na Figura 2.10:

- 1 – 2 Processo isentrópico de compressão na bomba;
- 2 – 3 Processo isobárico na fonte quente em que é fornecido calor para produção de vapor;
- 3 – 4 Processo isentrópico de expansão na turbina com a realização de trabalho;
- 4 – 1 Processo isobárico de rejeição de calor para a fonte fria e condensação do vapor;

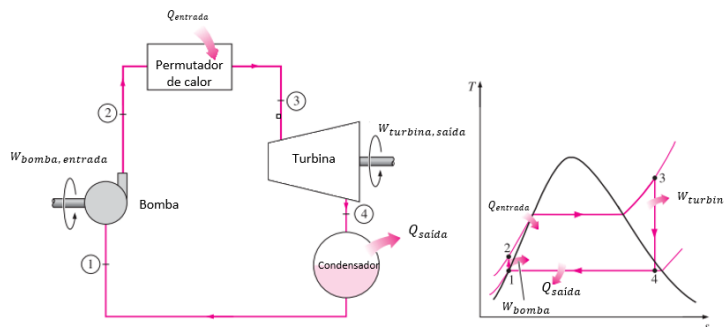


Figura 2.10: Esquema do ciclo de Rankine ideal e respetivo diagrama temperatura-entropia [25].

Os estados do fluido de trabalho, normalmente água-vapor, no ciclo são: 1 – líquido saturado; 2 – líquido subarrefecido; 3 – vapor sobreaquecido; 4 – vapor saturado ou mistura de vapor e líquidos saturados. O balanço da energia do ciclo em regime estacionário é dado pela Equação (2.43)

$$Q_{entrada} - Q_{saída} + W_{bomba} - W_{turbina} = 0 \quad (2.43)$$

O permutador de calor (fonte quente) e o condensador (fonte fria) não envolvem qualquer trabalho e no caso do ciclo ideal a bomba e a turbina são consideradas isentrópicos. Deste modo, a conservação de energia por unidade de massa de fluido de trabalho em cada processo é expressa, em J/kg, pelas seguintes equações:

No caso da bomba ($Q = 0$):

$$W_{bomba} = h_2 - h_1 = v_e(P_2 - P_1) \quad (2.44)$$

No caso do permutador ($W = 0$):

$$Q_{entrada} = h_3 - h_2 \quad (2.45)$$

No caso da turbina ($Q = 0$):

$$W_{turbina} = h_3 - h_4 \quad (2.46)$$

No caso do condensador ($W = 0$):

$$Q_{saída} = h_4 - h_1 \quad (2.47)$$

O rendimento do ciclo de Rankine, $\eta_{R_{th}}$ é determinado pela Equação (2.48)

$$\eta_{R_{th}} = \frac{W_{net}}{Q_{entrada}} = 1 - \frac{Q_{saída}}{Q_{entrada}} \quad (2.48)$$

em que:

$$W_{net} = Q_{entrada} - Q_{saída} = W_{turbina} - W_{bomba} \quad (2.49)$$

No entanto, no ciclo de Rankine real os processos de compressão na bomba e expansão na turbina não são isentrópicos, o que tem como consequência uma diminuição do rendimento do ciclo em relação à situação ideal. Neste caso, a irreversibilidade dos processos de compressão e expansão é integrada na análise do ciclo através das chamadas eficiências isentrópicas da bomba e da turbina, as quais são definidas como a razão entre as variações de entalpia do fluido de trabalho para as situações reais e ideais e que, tipicamente, se situam em torno de 0,8. Além disso, com o objetivo de melhorar o rendimento do ciclo, este é normalmente modificado para prever o pré-aquecimento regenerativo da água antes da entrada na fonte quente (permutador de calor) e o reaquecimento de vapor entre dois processos de expansão em dois corpos ou secções da turbina. Estes processos de pré-aquecimento regenerativo e reaquecimento de vapor permitem obter rendimentos superiores que, dependendo das pressões e temperaturas nas fontes quente e fria, pode situar-se em torno de 0,25 – 0,35. Além disso, é necessário considerar ainda a eficiência mecânica da turbina e a eficiência do gerador elétrico que está acoplado à turbina as quais, tipicamente, têm valores acima de 0,9.

3. Descrição do sistema

3.1 Sistema de torre com configuração Beam-Down

Como referenciado nos capítulos anteriores, será estudado um sistema de Torre Solar com configuração Beam-Down. O funcionamento deste tipo de sistemas é muito semelhante aos sistemas de torre solar convencional. A radiação direta é captada pelos helióstatos, que tem acoplado um sistema de seguimento a dois eixos que permite acompanhar o movimento do sol, enviando desta forma toda a radiação recebida para o secundário que se encontra no topo da torre.

A radiação recebida pelo secundário é redirecionada para o recetor que se encontra incorporado no interior do tanque de armazenamento ao nível do solo. Para melhorar o sistema é acoplado uma ótica terciária na entrada da cavidade, de modo a potencializar o rendimento ótico do sistema. Para além disso, é instalada na cavidade um vidro de quartzo de modo a diminuir as perdas térmicas por convecção por parte do recetor térmico. Como o recetor se encontra no interior do tanque de armazenamento a energia é absorvida diretamente pelo recetor [27]. Na Figura 3.1 está representado um sistema ST-BD experimental que foi instalado em Abu Dhabi.



Figura 3.1: Sistema de concentração de torre solar com configuração Beam-Down em Masdar [28].

Esta configuração permite que todos os componentes relacionados com o recetor solar estejam instalados ao nível do solo, evitando estruturas complexas para suportar os componentes no topo da

torre. A torre não é eliminada, potencialmente o seu tamanho poderá ser menor, isto porque continua a ser necessário uma torre para fixar os espelhos que são usadas como secundário [11 , 12].

Toda a radiação que chega aos helióstatos continua a ser direccionada para o topo da torre onde se encontra instalado uma ótica secundária, que por sua vez redireciona toda a radiação para um ponto focal na qual se encontra o recetor térmico, representado na Figura 3.2 por F_2 .

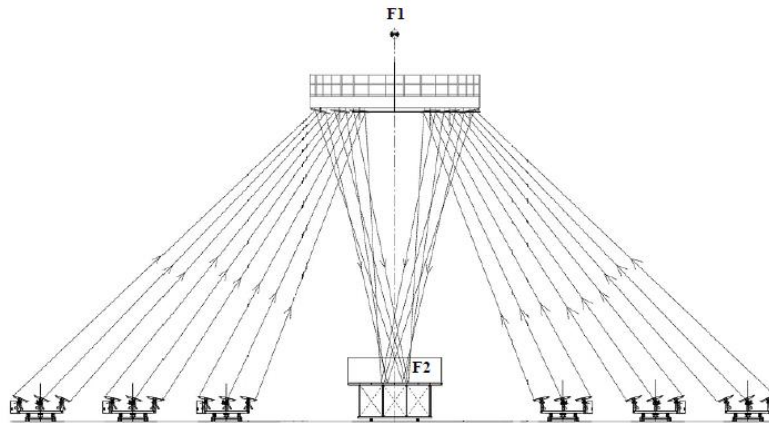


Figura 3.2: Caminho óptico dos raios solares [28].

Uma das contrapartidas deste sistema é a necessidade de uma grande área de espelho de secundário para acoplar toda a radiação recebida pelos helióstatos. Nesse aspeto tem-se procurado uma geometria e um design adequado para minimizar os custos. Sendo insustentável a instalação de um espelho único no topo da torre, é normalmente instalado pequenos segmentos de espelhos (ver Figura 3.3).



Figura 3.3: Sistema óptico secundário [28].

Para além de diminuir os custos económicos diminui as cargas provocadas pelo vento na estrutura de suporte e as tensões térmicas impostas pelas altas temperaturas a que a estrutura é sujeita, pois o espaçamento entre os segmentos de espelho permite a circulação de ar e o arrefecimento por convecção [27, 11].

A restrição do uso de segmentos de espelho no secundário é ao nível ótico, isto porque os heliostatos apenas colocam a radiação em um único segmento, caso contrário a radiação seria refletida para fora do foco principal [28].

3.2 Configuração do sistema Beam-Down

O sistema em estudo foi projetado com base das referências literárias consultadas ao longo do desenvolvimento da dissertação, tendo a componente ótica sido baseada na maioria nas referências [18, 17, 21]. Relativamente ao design e propriedades específicas dos materiais na modelação térmica foram utilizadas as referências [12, 28, 27].

O sistema de armazenamento da tecnologia ST-BD considerada é semelhante ao apresentado pela referência [12], tendo sido dimensionado neste trabalho para fornecer uma potência $700 \text{ kW}_{\text{ele}}$ à saída do gerador. Os cálculos de eficiência do ciclo de Rankine associado e o cálculo do calor necessário fornecer ao ciclo termodinâmico, de acordo com a teoria apresentada na secção 2.3.4, assim como a seleção dos equipamentos propostos a utilizar neste sistema e respetivos fabricantes são apresentados no anexo D, onde a Tabela D 3 apresenta o resumo dos valores obtidos. A capacidade máxima do tanque de armazenamento com o recetor integrado é de aproximadamente de 10 000 MJ, como está representado na Figura 6.6 na Secção 6.2.2.

A performance do sistema será analisada com os dados de recurso solar na região de Évora, Portugal (Latitude: $38^{\circ}34.0002' \text{ N}$, Longitude: $7^{\circ}54' \text{ O}$).

Nas secções seguintes será explicado como a ótica do sistema é desenhada e enumerado todos os materiais utilizados para armazenar energia térmica.

3.2.1 Conceito Beam-Down

Como esquematizado na Figura 3.4, neste tipo de configurações a luz refletida pelos heliostatos (\mathbf{P}_1 \mathbf{P}_2) é direcionada para o espelho no topo da torre (\mathbf{S}_1 \mathbf{S}_2) que posteriormente redireciona toda a radiação recebida para um terciário (\mathbf{T}_1 \mathbf{T}_2) e finalmente chega ao recetor (\mathbf{R}_1 \mathbf{R}_2).

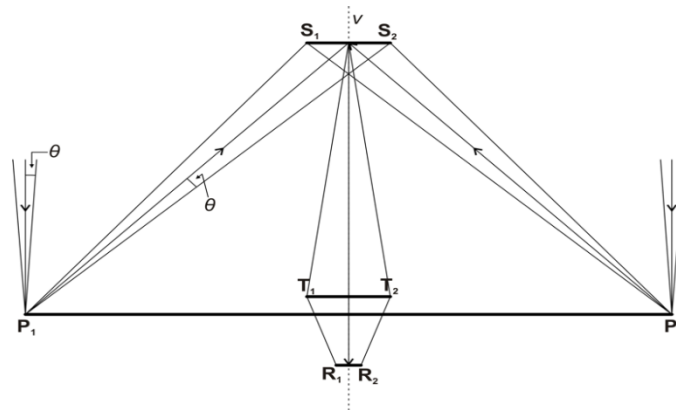


Figura 3.4: Representação esquemática da aproximação Cassegrain ou Beam-Down [20].

Esta configuração, representada na Figura 3.4 permite que o recetor seja instalado ao nível do solo, o que potencialmente facilita a operação e manutenção do sistema de armazenamento com o recetor integrado [27].

3.2.2 Ótica do Sistema projetado

Na conceção do sistema é necessário definir as dimensões para projetar adequadamente os componentes óticos para atingir a concentração pretendida. No caso deste trabalho projetou-se um sistema com pelo menos 1000 vezes de concentração.

Definindo o valor de concentração é possível definir as dimensões do sistema ótico que se pretende projetar. Para isso utiliza-se os conceitos teóricos referidos na Secção 2.2.

Na construção geométrica da ótica aplicou-se o método ótico aplanático que considera a fonte solar como um ponto e que esse ponto apenas emite um único raio, ignorando os raios de borda [29]. Este método em sistemas de alta concentração é razoável, isto porque o ângulo de aceitação é baixo e o erro ótico de considerar a fonte como um único ponto é pequeno.

No desenho do sistema ótico, representado pela Figura 3.5, define-se os pontos iniciais do espelho primário, **P**, do espelho secundário, **S**, e do ponto focal, **F**.

Definindo as dimensões do sistema, ou seja, **P₁P₂**, **S₁S₂**, **T₁T₂**, **R₁R₂**, pode-se iniciar o design do sistema. Este design é projetado para um concentrador 2D e posteriormente a partir da simetria de rotação transforma-se num modelo em 3D.

O processo de design de um sistema de torre com configuração Beam-Down é representado na Figura 3.5.

A posição de S deve estar entre S_1S_2 e pertencer ao eixo vertical v . A sua posição final deve ser ajustada para corresponder ao tamanho de S_1S_2 , ou seja, o último ponto do espelho secundário, S_4 , deve ser o ponto S_2 para corresponder à conservação de Etendue. Na prática tal não acontece devido à aproximação aplanática utilizada, mas é possível minimizar esta desfasagem.

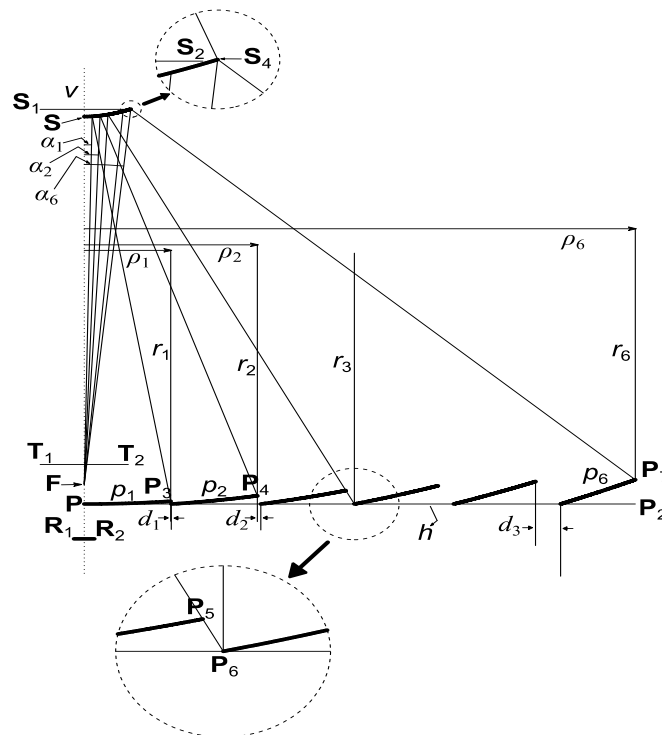


Figura 3.5: Design de um sistema de concentração de torre solar com configuração Beam-Down [18].

O mesmo processo repete-se para o ponto F que se deve encontrar perto de T_1T_2 na interceção com o eixo v , como representado na Figura 3.5. A sua localização é definida pelo princípio dos raios extremos [17], em que este ponto deve, aproximadamente, captar os raios provenientes dos helióstatos, como está representado na Figura 3.6. Com isto é possível aumentar as tolerâncias óticas (ângulo de aceitação) do concentrador, obtendo melhores performances do mesmo.

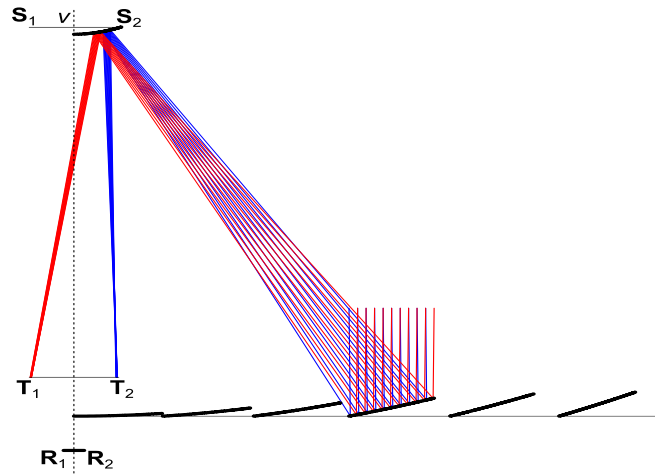


Figura 3.6: Otimização do ponto focal do espelho secundário a partir do princípio dos raios extremos [18].

Sabendo a posição \mathbf{P} , é possível usar o caminho dos raios r_1 para encontrar a posição \mathbf{P}_3 . Como representado na Figura 3.5 a distância entre \mathbf{P} e \mathbf{P}_3 define a ampliação ρ_1 , que define a ótica aplanática, que é obtida pela Equação (3.1)

$$\rho_1 = f \sin \alpha_1 \quad (3.1)$$

em que α_1 é o ângulo que o raio r_1 faz após a reflexão no espelho secundário com eixo vertical v . E f é dado pela Equação (3.2)

$$f = \frac{nR}{2 \sin \theta} \quad (3.2)$$

em que R é o tamanho do recetor ($\mathbf{R}_1 \mathbf{R}_2$), n é o índice de refração no qual o recetor está imerso.

Para os helióstatos seguintes repetem-se os passos. Entre o primeiro helióstato, p_1 , e o segundo helióstato, p_2 , é deixado uma distância d_1 por forma a não bloquear a radiação enviada pelo helióstato consecutivo e assim sucessivamente para todos os espelhos, até chegar ao último espelho designado pelo ponto \mathbf{P}_7 (ver Figura 3.5).

No ponto \mathbf{P}_7 o raio, r_6 , é refletido atingindo o secundário no ponto \mathbf{S}_2 . No entanto esse fenómeno não acontece por duas razões, uma porque a fonte é considerada como um ponto e por outro lado o refletor primário é considerado descontínuo, tendo as perdas cosseno de Etendue em cada espelho. Para

minimizar estes efeitos é possível alterar a posição dos pontos **S** e **P** e recalcular a forma do primário e do secundário [18].

Todo este processo descrito anteriormente é usado para projetar os espelhos primários e o secundário. Depois de toda a ótica primária e secundária estar projetada projeta-se o concentrador terciário, que é definido entre os pontos **T**₁ e **T**₂, representados na Figura 3.7.

A inclusão do terciário no sistema é muito importante, permitindo reduzir o tamanho do espelho secundário, reduzindo significativamente as perdas óticas por sombreamento, como também favorece a tecnologia aumentando o ângulo de aceitação. Num modo geral, a sua inclusão favorece um aumento da concentração penalizando da eficiência ótica, com isso esperando obter temperaturas de operação mais elevadas por redução do tamanho do recetor e respetivas perdas térmicas.

Deste modo, a solução é usar um concentrador elíptico parabólico (CEC - *Compound Elliptical Concentrator*) [17], como mostrado na Figura 3.7.

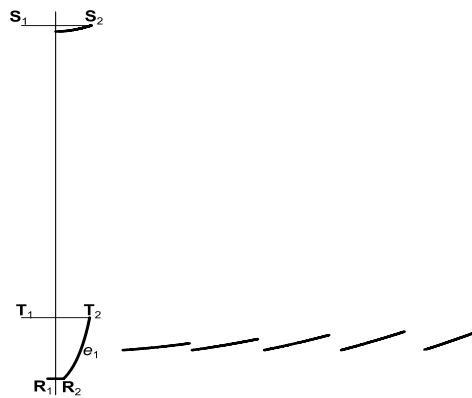


Figura 3.7: Uso de um CEC como ótica terciária.

O lado direito do espelho elíptico, e_1 , é simétrico em relação ao eixo vertical v . A elipse e_1 tem como focos **S**₁ e **R**₁ passando por **T**₂.

É possível que, no final, haja colisão entre os primeiros helióstatos e a ótica terciária, sendo necessário remover os primeiros helióstatos. A solução final pode ser obtida por simetria de rotação, como mostra a Figura 3.8.

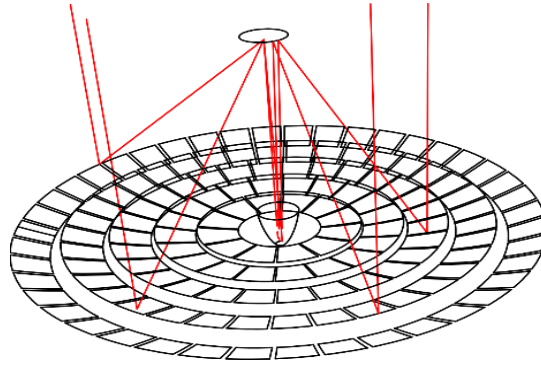


Figura 3.8: Sistema ST-BD completo com a CEC usado como concentrador terciário [18].

3.3 Sistema de armazenamento com o recetor solar integrado

Para além da necessidade de definir toda a geometria do sistema ótico foi também necessário definir a geometria e os componentes do sistema do recetor térmico com armazenamento. As dimensões e os materiais utilizados foram baseados num estudo semelhante disponível na literatura [12, 13]. Na Figura 3.9 está representado o recetor solar térmico com tanque de armazenamento de energia integrado, em que no topo do sistema de armazenamento térmico é acoplado uma ótica terciária, um CPC, para aumentar a concentração do sistema e permitir diminuir o tamanho da ótica secundária.

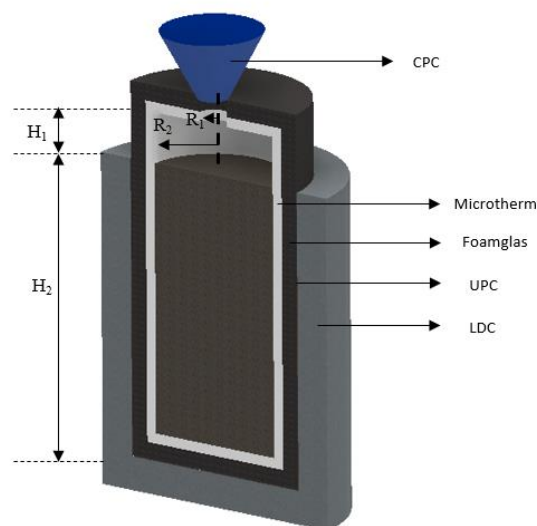


Figura 3.9: Esquema do recetor térmico com tanque de armazenamento integrado.

As dimensões do sistema são apresentadas na Tabela 3.1. Estas dimensões têm em conta as referências bibliográficas [11, 12, 29].

Tabela 3.1: Dimensões do tanque de armazenamento com o recetor integrado [11].

| | | | |
|-----------|-------|-----------|-------|
| H_1 [m] | 1.5 | L_3 [m] | 0.3 |
| H_2 [m] | 8.0 | L_4 [m] | 0.5 |
| R_1 [m] | 0.907 | L_5 [m] | 0.02 |
| R_2 [m] | 2.0 | L_6 [m] | 1.0 |
| L_1 [m] | 0.2 | d [m] | 0.003 |
| L_2 [m] | 0.5 | e [-] | 0.342 |

O isolamento térmico do sistema é composto por duas camadas no topo e na parte lateral superior, uma de Microtherm, L_1 , e outra de Foamglass, L_2 . Na parte do tanque na zona com o packed bed são utilizadas duas camadas de isolamento e duas de betão: Microtherm, L_3 , Foamglass, L_4 , Ultra-high-performance concrete (UPC), L_5 , e low-density concrete (LDC), L_6 .

Para melhorar a performance térmica do sistema, a abertura da cavidade do recetor é coberta com um material transparente adequado para altas temperaturas, como é o caso do quartzo que tem um ponto de fusão de cerca de 1730 °C [30]. A instalação de uma janela de quartzo permite separar o recetor do exterior, permitindo assim aumentar a temperatura de operação, reduzindo as perdas de calor para o exterior. Em contrapartida, o fluxo radiativo que entra no recetor irá diminuir um pouco devido à transmissividade do quartzo. Em média, uma espessura de quartzo entre os 10 e os 20 mm tem uma transmissividade, aproximadamente de 95% [30].

No caso do sistema em estudo, é utilizada uma janela de quartzo que preenche a abertura da cavidade do recetor, $R_{cav} = 0.907$ m, com uma espessura de 0.01 m. A nível térmico o seu coeficiente de expansão é pequeno e suporta variações bruscas de temperatura, sendo a nível estrutural o material indicado para usar nesta situação [30]. A desvantagem da utilização de uma janela de quartzo é o seu elevado custo de produção.

3.3.1 Fluido de transferência de calor

Todas as centrais de CSP usam um fluido de trabalho para transferir o calor para o gerador de vapor. Este fluido de transferência de calor (HTF) desempenha um papel importante na permuta de calor entre o sistema de armazenamento e o permutador de calor que é responsável por extrair energia necessária para o funcionamento do ciclo de Rankine, processo descrito na Secção 2.3.4.

Atualmente os fluidos mais utilizados nas centrais solares são os óleos sintéticos e sais fundidos. Mas todos estes fluidos de transferência de calor apresentam limitações na sua temperatura máxima de operação, como é o caso dos óleos sintéticos devido a questões de estabilidade térmica, e na sua temperatura mínima de operação, como é o caso dos sais fundidos devido ao risco de solidificação [12].

No presente trabalho, estuda-se como alternativa a utilização de ar como fluido de transferência de calor. O ar apresenta vantagens técnicas e económicas bastante atrativas uma vez que o ar não tem limitações de temperatura de operação, sendo esta limitação apenas imposta pelos materiais da estrutura. Para além disso, acrescenta-se ainda as vantagens da sua abundância e do seu baixo custo. As únicas desvantagens da utilização do ar como HTF é a sua baixa capacidade térmica e uma baixa condutividade [14].

O seu uso com HTF nas centrais CSP há muito que tem sido estudado como por exemplo no caso dos recetores volumétricos. Existem dois tipos de recetores volumétricos, o aberto (OVR - *Open Volumetric Receiver*) e o fechado (PVR - *Pressurized Volumetric Receiver*). No recetor aberto, o ar é aspirado da atmosfera e é aquecido ao longo da sua passagem pelos poros ou canais do recetor, sendo o ar quente usado para a geração de vapor de água para o ciclo termodinâmico. O calor residual deste processo é recuperado em parte reencaminhado o ar novamente para a torre recetora, sendo libertado para atmosfera na zona do recetor, sendo parte deste ar aspirado novamente. No caso do recetor fechado, o ar percorre um percurso similar, mas no final não é libertado, sendo novamente encaminhado para o recetor para ser aquecido e fechar o circuito [31].

3.3.2 Packed bed

No armazenamento de calor sensível podem ser usados materiais como areia, rocha ou mesmo betão [12]. Para o caso em estudo foi escolhido rocha para armazenar energia. A escolha preferida é uma rocha basáltica, mais especificamente gabro que tem a capacidade de suportar altas temperaturas sem alterar significativamente as suas propriedades físicas. De constatar que as variações das propriedades da rocha com a temperatura não são lineares. Para o cálculo das propriedades físicas do gabro utilizou-se a correlação da Equação (3.3) obtida por Tikhomirov, a qual permite calcular um valor aproximado das propriedades físicas de algumas rochas [13].

$$k(T) = k_{20} - A(T - B)(k_{20} - C) \quad (3.3)$$

em que, k_{20} é a condutividade térmica da rocha para uma temperatura ambiente de 20°C e T a temperatura em Kelvin. Os valores dos coeficientes A , B , C e D são apresentados na Tabela 3.2 [13].

Tabela 3.2: Valores dos coeficientes para as correlações de Tikhomirov e de Kelley [13].

| Material | k_{20} | A | B | C | D |
|---|-----------|-------------------------------------|-------|--------------------------------------|--------------------------------|
| Condutividade térmica (correlação de Tikhomirov) | 2.05 W/mK | $2.0 \times 10^{-3} \text{ K}^{-1}$ | 293 K | 2.0 W/mK | - |
| Capacidade térmica (correlação de Kelley) | - | 705 J/kgK | 1.0 | $6.14 \times 10^{-4} \text{ K}^{-1}$ | $1.93 \times 10^4 \text{ K}^2$ |

Para o caso da obtenção da capacidade térmica para do material do *packed bed*, foi usada a correlação de Kelley dada pela Equação (3.4) [12].

$$C_s(T) = A \left(B + CT + \frac{D}{T^2} \right) \quad (3.4)$$

Os valores das constantes da correlação de Kelley são também apresentados na Tabela 3.2 em que, k_{20} é a condutividade térmica da rocha para uma temperatura ambiente de 20°C e T a temperatura em kelvin. Os valores dos coeficientes A , B , C e D são apresentados na Tabela 3.2.

Relativamente à densidade, o seu valor é considerado constante, uma vez que a densidade da rocha pouco altera com a variação da temperatura, sendo o seu valor de 2911 kg/m³ [13].

A condutividade da rocha é baixa, por esse motivo o HTF desempenha um papel fundamental na transferência de calor das camadas superiores do *packed bed* para as camadas inferiores. Esta transferência de calor só é possível devido há porosidade do *packed bed* que resulta dos espaços vazios entre os elementos de rocha, permitindo que o ar circule desde o topo até ao fundo do tanque de armazenamento. Na Figura 3.10 está representado um pedaço de gabro que é o material utilizado para armazenar calor sensível.



Figura 3.10: Material usado no *packed bed* (gabro) [32].

Para definir a porosidade de uma matriz sólida aplica-se a Equação (3.5), em que a porosidade, ϵ , é definida como a razão entre o volume dos poros e o volume total do meio poroso. O que significa que se pode definir $(1 - \epsilon)$ como a fração ocupada pelo material sólido.

$$\epsilon = \frac{\text{Volume dos poros}}{\text{Volume total do meio poroso}} \quad (3.5)$$

3.3.3 Material de isolamento térmico

O isolamento utilizado no recetor térmico com tanque de armazenamento integrado é Microtherm e Foamglass. Estes dois materiais têm boas propriedades térmicas e são capazes de resistir a elevadas temperaturas. Na Figura 3.11 está representado o material Microtherm e na Figura 3.12 está representado o material Foamglass.

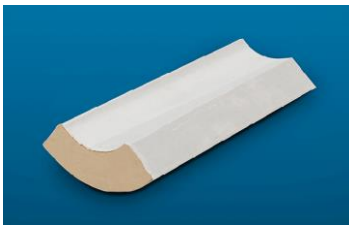


Figura 3.11: Material de isolamento térmico Microtherm [33].



Figura 3.12: Material de isolamento térmico de Foamglass [34].

A espessura do isolamento é apresentada na Tabela 3.1. Como pode ser observado através da Figura 3.9, na parte lateral superior apenas é utilizado isolamento térmico, enquanto na parte lateral inferior, na zona do *packed bed*, para além das duas camadas de isolamento térmico o tanque é reforçado com duas camadas de betão, uma de betão de alto desempenho, UPC, e outra camada de betão de baixa densidade, LDC. Para proteger o betão e o isolamento da erosão e ação dos elementos ambientais externos é utilizada uma chapa metálica do tipo Iconel 600 para revestir o exterior do tanque [12].

3.4 Ligação ao ciclo termodinâmico e modos de operação do sistema

Os sistemas de armazenamento térmico têm como finalidade ter energia disponível para fornecer ao bloco de potência de modo a injetar energia na rede elétrica nas horas de maior consumo, que muitas das vezes coincidem com horas em que a disponibilidade de recurso solar é menor ou não existe. Por esse motivo, foram estudados neste trabalho vários modos de operação que permitem tentar colmatar

a demanda de energia na rede elétrica em horas de maior consumo. Nesta secção será descrito em maior detalhe o funcionamento do sistema durante a sua operação e manutenção.

O sistema é composto pelo recetor com tanque de armazenamento integrado (01STBD01) e pelo *Power Block* (01RANK01), como representado na Figura 3.13.

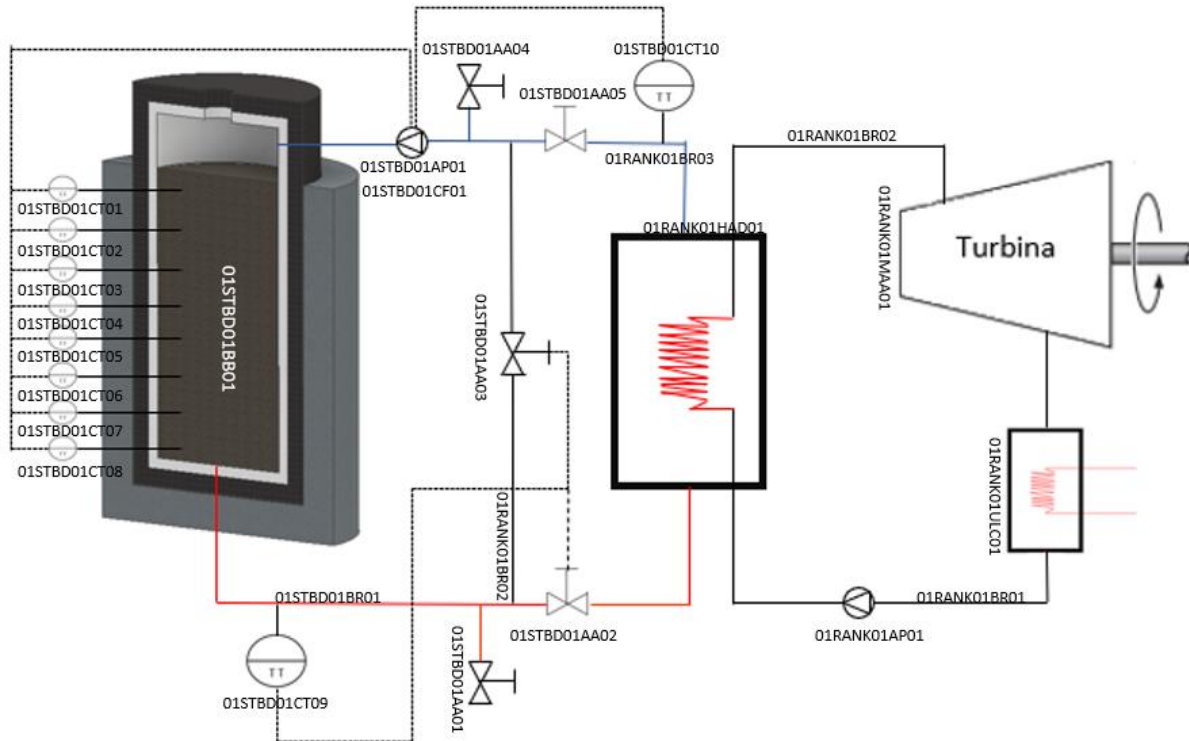


Figura 3.13: Diagrama P&ID do sistema de conversão termoelétrica.

O sistema foi dimensionado para funcionar com equipamentos e instrumentação que se encontra listado no Anexo B, nomeadamente na Tabela B 1 e na Tabela B 2.

3.4.1 Procedimento de arranque do sistema

No arranque do sistema, as válvulas 01STBD01AA01 e 01STBD01AA03 01STBD01AA04 ficam abertas, permitindo a injeção de ar da atmosfera para o interior do sistema. Assim que a pressão do ar estiver ajustada ao funcionamento do sistema as válvulas 01STBD01AA01 e 01STBD01AA04 serão fechadas.

Tabela 3.3: Posição de funcionamento das válvulas no arranque do sistema.

| Válvula | Posição |
|--------------|---------|
| 01STBD01AA01 | Aberta |

| | |
|--------------|---------|
| 01STBD01AA02 | Fechada |
| 01STBD01AA03 | Aberta |
| 01STBD01AA04 | Aberta |
| 01STBD01AA05 | Fechada |

3.4.2 Fase de carga do Sistema

Na fase de carga do sistema, o fluido de trabalho circula em circuito fechado, isto é, sem alimentar o permutador do ciclo térmico, com a ajuda de uma bomba que é comandada por um sistema de controlo do qual faz parte um caudalímetro, permitindo assim controlar o caudal mássico na fase de carga. Na Tabela 3.4 estão representadas as posições das válvulas na fase de carga do sistema.

Tabela 3.4: Posição de funcionamento das válvulas na fase de carga do sistema.

| Válvula | Posição |
|--------------|---------|
| 01STBD01AA01 | Fechada |
| 01STBD01AA02 | Fechada |
| 01STBD01AA03 | Aberta |
| 01STBD01AA04 | Fechada |
| 01STBD01AA05 | Fechada |

3.4.3 Fase de descarga do sistema

Como exemplo, considera-se aqui que a fase de descarga é ativada a partir das 18 horas, podendo por vezes demorar cerca de uma hora a ajustar o caudal para extrair energia necessária para fazer funcionar o ciclo de Rankine, e é desativada às 8 horas do dia seguinte, dependendo da quantidade de energia armazenada ser suficiente ou não, como representado na Figura 3.14 as horas de descarga do sistema foram ajustadas de modo a fornecer energia à rede elétrica nas horas de ponta e nas horas em que não existe recurso solar disponível.

Foi testado um ciclo de carga e descarga em que se prevê apenas carga durante o dia e descarga durante a noite, em contra ciclo com outras fontes de energia renováveis, como por exemplo o fotovoltaico, em que os sistemas de armazenamento são inexistentes ou apresenta tecnologias de armazenamento de energia com custos elevados. Este é um caso limite para testar da melhor forma a performance do sistema numa situação limite.

O modelo desenvolvido permite simular o funcionamento do sistema durante o dia, bastando para isso alterar o diagrama de carga representa na Figura 3.14.



Figura 3.14: Horas de funcionamento da fase de descarga.

Na Tabela 3.5 está representada a posição de cada válvula do sistema na fase de descarga.

Tabela 3.5: Posição de funcionamento das válvulas na fase de descarga do sistema.

| Válvula | Posição |
|--------------|---------|
| 01STBD01AA01 | Fechada |
| 01STBD01AA02 | Aberta |
| 01STBD01AA03 | Fechada |
| 01STBD01AA04 | Fechada |
| 01STBD01AA05 | Aberta |

3.4.4 Fase de standby

A fase de Standby refere-se à situação em que o sistema não se encontra a carregar nem a descarregar, sendo desligada a bomba de circulação de ar. Como a circulação do fluido de trabalho através do recetor e tanque de armazenamento aumenta as perdas por convecção, importa aqui considerar a opção de desligar a bomba para reduzir essas perdas e simultaneamente evitar o consumo de energia na bomba.

4. Simulação da performance ótica do sistema

4.1 Localizações consideradas para análise do sistema

Depois de referido na Secção 3.2 como foi desenvolvida a geometria para o sistema ST-BD, importa compreender que benefícios esta pode oferecer. Numa primeira instância sabe-se que com o aumento dos estágios a sua eficiência ótica cairá, mas importa saber se esse decaimento é abrupto ou se pode ser minimizado com a implementação de uma ótica terciária no sistema.

Deste modo foi realizada uma análise ótica, permitindo perceber que vantagens ou desvantagens esta nova configuração pode oferecer. Para isso, foi elaborada uma simulação de um concentrador ST-BD usando a abordagem de Monte Carlo, através da ferramenta de traçado de raios Tonatiuh [35]. Esta simulação permite comparar os sistemas SPT com os sistemas ST-BD. Para além disso será comparado o sistema ST-BD para duas diferentes latitudes, de modo a perceber a interferência da latitude na performance do sistema. As simulações serão realizadas para um ano típico. Para estudar a performance do sistema é necessário utilizar dados meteorológicos da radiação disponível. Os dados utilizados para o estudo da performance ótica correspondem às localizações de Évora, Portugal (Latitude: 38°34.0002'N e Longitude: 7°54' O) e Hurghada, Egipto (Latitude: 27°15'26.57''N e Longitude: 33°48'46.48''E). Os dados de radiação ao longo do ano apresentados na Figura 4.1 correspondem ao longo do ano de 2006, que se assume como sendo um ano típico [36].

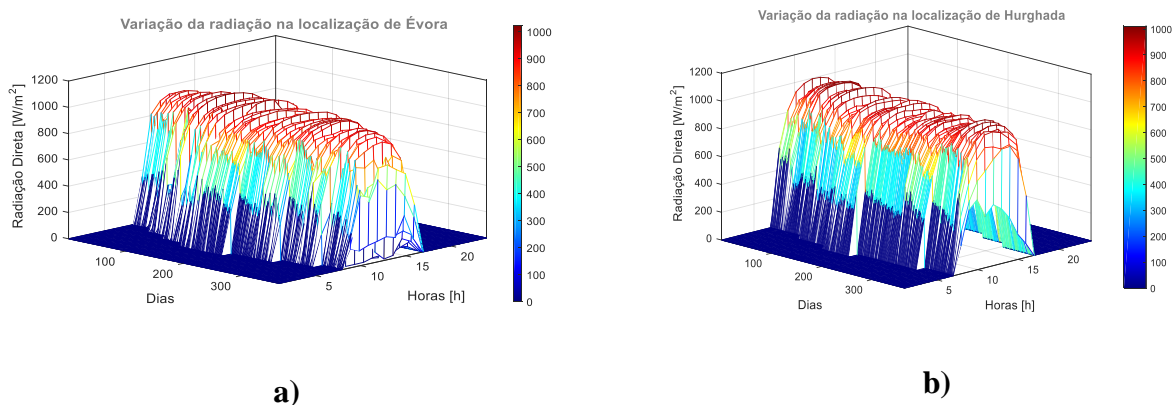


Figura 4.1: Variação do DNI para as regiões de a) Évora, Portugal; b) Hurghada, Egipto.

4.2 Simulações da performance do sistema ST-BD

Utilizando o software de traçado de raios Tonatiuh e o MATLAB [37], foi analisada a performance de um sistema ST-BD, conforme descrito no Capítulo 3. Esta análise é baseada nos cálculos do IAM que permite calcular a quantidade de energia captada pelo sistema para uma determinada localização. A Tabela 4.1 representa os valores do perfil IAM, da ótica do sistema, para o valor de azimute de $\varphi_s = 90^\circ$ e para diferentes elevações solares, α_s . O valor de IAM, representado também por $K(\alpha_s, \varphi_s)$ é dado pela Equação (2.20) na qual se obtém os valores da Tabela 4.1.

Tabela 4.1: Perfil de IAM para os sistemas ST com configuração Beam-Down.

| Elevação, α_s | 0 | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 |
|--------------------------|---|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|----|
| IAM ($\varphi_s = 90$) | 1 | 1.061 | 0.996 | 0.927 | 0.795 | 0.651 | 0.447 | 0.242 | 0.078 | 0 |

De realçar, nos resultados da Tabela 4.1 que o IAM apresenta uma ligeira subida quando $\alpha_s = 10$, este facto deve-se possivelmente aos efeitos de sombreamento da torre sobre o campo primário que é localmente e casuisticamente minimizado.

Devido a algumas limitações na colocação do modelo 3D no software Tonatiuh, foi necessário utilizar uma aproximação para obter os valores de IAM para diferentes valores de azimute (em 3D). Para isso utilizou-se a Tabela 4.2 que representa valores da eficiência ótica de um sistema SPT de 2.4 MW, obtidos na referência [21] de Ari Rabl.

Tabela 4.2: Eficiência Ótica para os sistemas SPT. [21]

| Elevação Solar (α_s) | Ângulo de Azimute (φ_s) | | | | | | | |
|-------------------------------|-----------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--|
| | 0 | 30 | 60 | 75 | 90 | 110 | 130 | |
| 5 | 0.384 | 0.404 | 0.366 | 0.330 | 0.300 | 0.240 | 0.212 | |
| 15 | 0.701 | 0.687 | 0.576 | 0.495 | 0.429 | 0.367 | 0.315 | |
| 25 | 0.789 | 0.771 | 0.662 | 0.584 | 0.521 | 0.445 | 0.391 | |
| 45 | 0.814 | 0.814 | 0.757 | 0.708 | 0.661 | 0.603 | 0.544 | |
| 65 | 0.811 | 0.806 | 0.754 | 0.753 | 0.724 | 0.689 | 0.642 | |
| 89.5 | 0.723 | 0.729 | 0.748 | 0.726 | 0.730 | 0.736 | 0.736 | |

A Tabela 4.2 é utilizada para estudar a eficiência ótica dos sistemas SPT e para extrapolar os valores de IAM no sistema ST-BD, para diferentes valores de azimute. Desta forma, foi possível obter os valores de IAM para qualquer valor de azimute ou da elevação solar, transformando a Tabela 4.1 na Tabela 4.3 utilizando os valores da Tabela 4.2, ou seja fazendo uma extrapolação.

Tabela 4.3: Perfil de IAM do sistema ST-BD. [22]

| Elevação Angular (α_s) | Ângulo de Azimute (φ_s) | | | | | | | |
|---------------------------------|-----------------------------------|--------|-------|--------|-------|-------|-------|--|
| | 0 | 30 | 60 | 75 | 90 | 110 | 130 | |
| 90 | 1.00 | 1.00 | 1.00 | 1.00 | 1.00 | 1.00 | 1.00 | |
| 65 | 1.103 | 1.087 | 0.990 | 1.019 | 0.973 | 0.918 | 0.854 | |
| 45 | 0.919 | 0.910 | 0.805 | 0.768 | 0.699 | 0.612 | 0.532 | |
| 25 | 0.713 | 0.6804 | 0.508 | 0.427 | 0.337 | 0.227 | 0.154 | |
| 15 | 0.531 | 0.505 | 0.332 | 0.2439 | 0.150 | 0.061 | 0 | |
| 5 | 0.157 | 0.180 | 0.115 | 0.080 | 0.036 | 0 | 0 | |

Os valores tabelados na Tabela 4.3 do sistema ST-BD encontram-se representados na Figura 4.2:

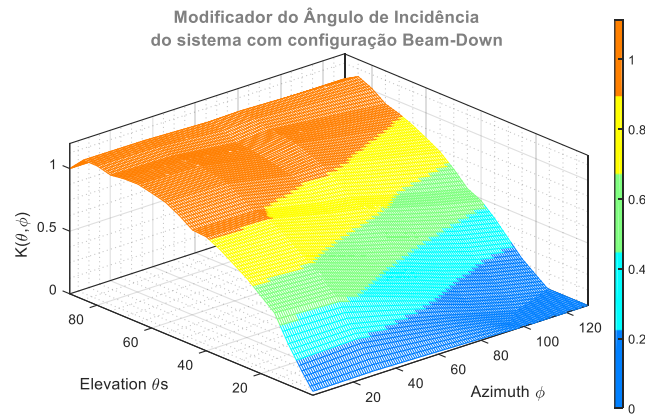


Figura 4.2: Modificador de ângulo de incidência do sistema com configuração Beam-Down.

No caso do sistema SPT a curva do IAM para qualquer ângulo de azimute e de elevação solar é obtido pelos dados da eficiência ótica da Tabela 4.2, sendo obtido a Figura 4.3 aplicando a Equação (2.20):

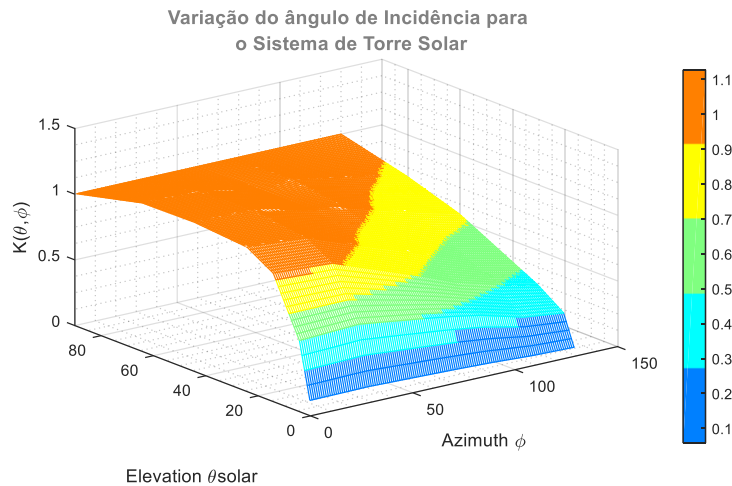


Figura 4.3: Modificador de ângulo de Incidência do sistema de Torre Solar convencional.

4.3 Performance ótica do sistema ST-BD nas diferentes localizações

Numa análise mais pormenorizada ao Sistema ST-BD é estudado a sua performance ótica em duas diferentes regiões. Como descrito anteriormente, este estudo é feito para perceber o efeito da Latitude na performance ótica do sistema. No caso de estudo, como representado na Figura 4.4 e Figura 4.5 o mesmo sistema para diferentes localizações apresenta performances distintas.

As performances distintas utilizando o mesmo sistema está relacionado com a disponibilidade de recurso solar e com a elevação do sol nas duas diferentes latitudes, ou seja, quanto menor for o valor da latitude maior é o valor da altura solar e por consequência maior é a exposição do sistema a radiação perto da normal de incidência, sendo minimizado nas baixas latitudes os efeitos cosseno, sombreamento e bloqueio. A obtenção de energia anual captada pelo sistema é calculada pela Equação (4.1):

$$E_{anual} = \sum_{i=1}^{8760} A \times \eta_{opt_0} \times K(\theta_L, \theta_T) \times DNI \quad (4.1)$$

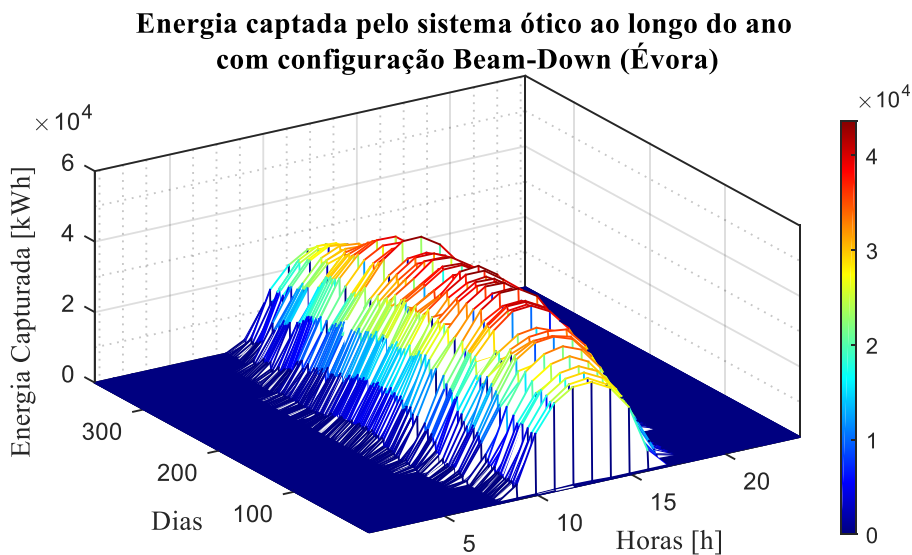


Figura 4.4: Energia captada pelo sistema ST-BD na localização de Évora.

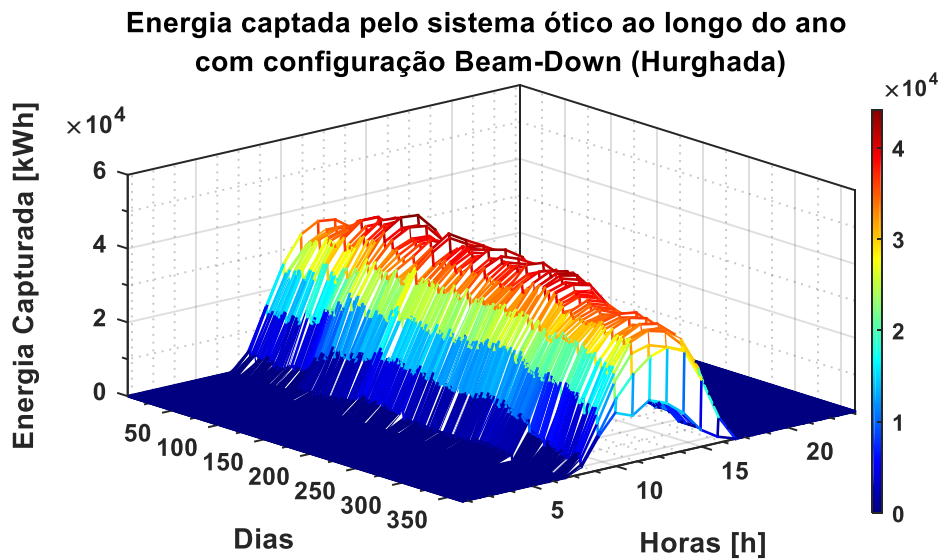


Figura 4.5: Energia captada pelo sistema ST-BD na localização de Hurghada.

Na Tabela 4.4 está representada a performance do sistema nas duas localizações distintas, sendo que, o sistema ST-BD apresenta uma melhor performance na localização de Hurghada.

Tabela 4.4: Performance do sistema ST-BD na localização de Évora, Portugal; Hurghada, Egipto.

| Localização | DNI [kWh] | Eficiência Ótica Máxima [%] | Energia captada pelo sistema ótico [kWh] | Eficiência anual do sistema [%] |
|-------------|-----------|-----------------------------|--|---------------------------------|
| Évora | 2 214 | 0.79 | 8 145 e+06 | 0.50 |
| Hurghada | 3 046 | 0.80 | 9 018 e+06 | 0.54 |

Para perceber melhor os valores da Tabela 4.4 importa compreender o comportamento do Sol em cada região. Deste modo, a Figura 4.6 representa a trajetória do sol nas duas diferentes regiões, evidenciando 10 diferentes valores da declinação solar para a localização de Évora e Hurghada. Com isto, é perceptível afirmar que quanto menor for a latitude do local maior será a performance do sistema (menor efeito cosseno, sombreamento e bloqueio), sendo a priori uma das explicações para que todos os sistemas de concentração se encontram principalmente em locais de baixa latitude.

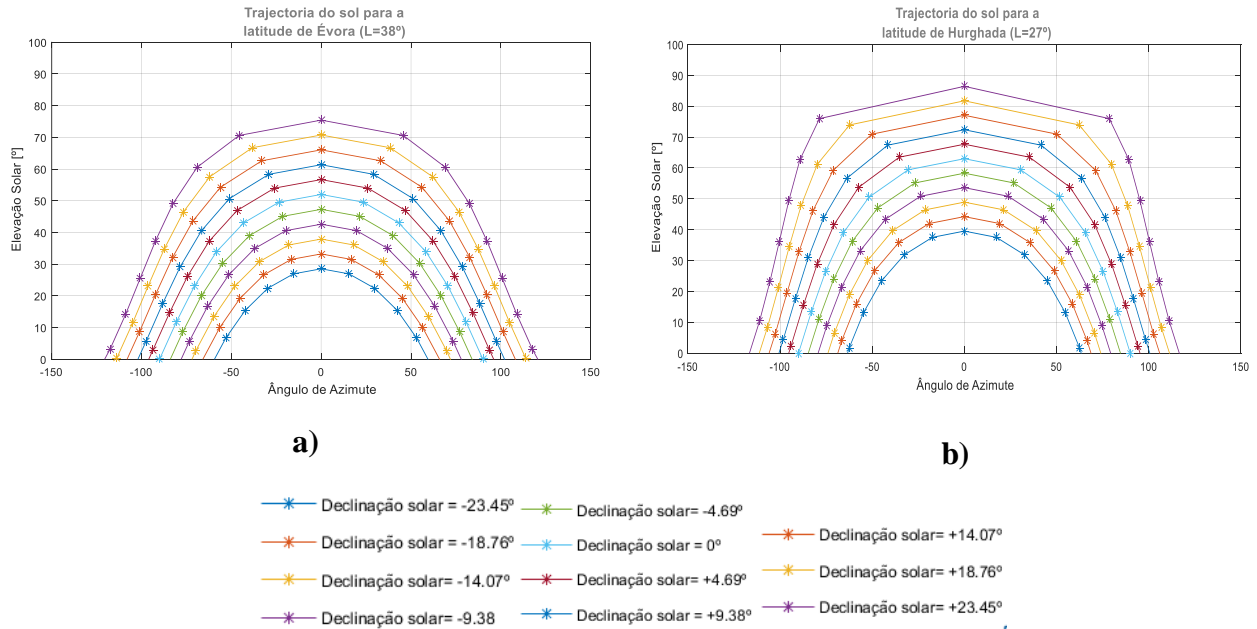


Figura 4.6: Trajeto do sol a) Localização de Évora, Portugal; Hurghada, Egipto.

4.4 Comparação da eficiência ótica do sistema SPT e ST-BD na região de Évora

De modo a perceber as vantagens da nova configuração, importa comparar o sistema ST-BD com o sistema SPT. Como referenciado anteriormente, os resultados obtidos na Figura 4.7 são expectáveis, o sistema SPT apresenta uma maior eficiência ótica do que o sistema ST-BD.

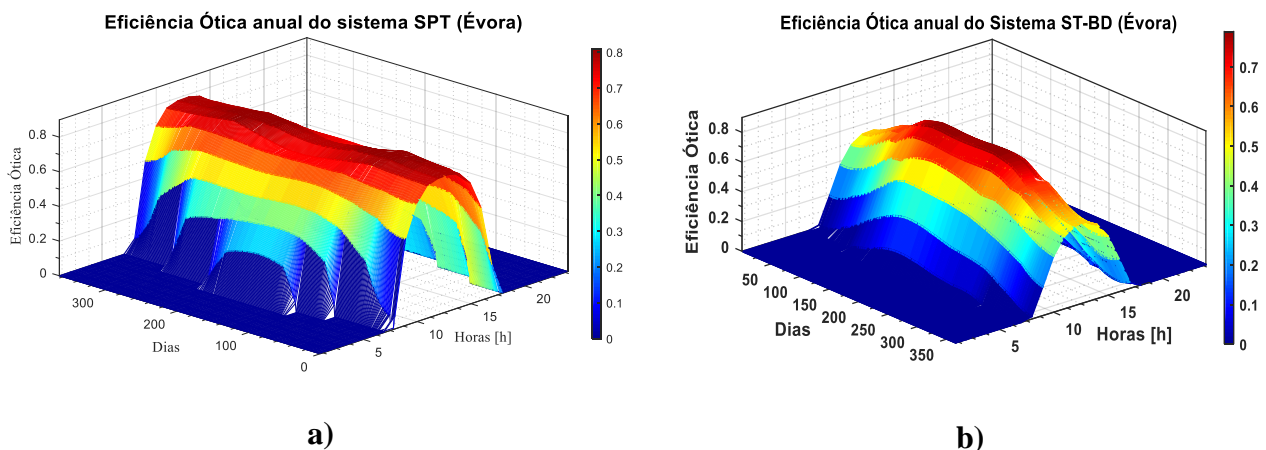


Figura 4.7: Eficiência ótica do sistema para a localização de Évora a) Sistema SPT; b) Sistema ST-BD

Uma particularidade interessante que é visível na Figura 4.7 e apresentado na Tabela 4.5 é que os sistemas apresentam uma eficiência ótica máxima semelhante. Mas anualmente o sistema ST-BD tem

um menor rendimento anual em comparação ao sistema SPT. O decaimento do rendimento anual do sistema ST-BD é mais acentuado perto do solstício de Inverno, enquanto o sistema SPT tem uma performance estável ao longo de todo o ano. Esta diferença significativa provoca uma diminuição da eficiência anual aproximadamente de 17%.

De realçar um facto importante visível nos dois modelos apresentados na Figura 4.7, os sistemas apresentam uma menor eficiência ótica no meio-dia solar nas zonas perto do solstício de Verão. Este facto provém da interpolação, da Tabela 4.2 que é usada para obter os valores de IAM's que como se constatou o seu valor máximo de IAM não ocorre na incidência normal.

Esta quebra significativa está relacionada com o ângulo de incidência da luz nos helióstatos, devido a baixa altura solar, que provoca perdas adicionais no sistema ST-BD, que são mais evidentes perto do solstício de Inverno.

Tabela 4.5: Performance dos sistemas SPT e ST-BD na localização de Évora.

| Tecnologia | Radiação Direta [kWh] | Eficiência Ótica Máxima [%] | Energia captada pelo sistema ótico [kWh] | Eficiência anual do sistema [%] |
|-------------------|------------------------------|------------------------------------|---|--|
| Sistema SPT | 2 214 | 0.81 | 8 145 e+06 | 0.67 |
| Sistema ST-BD | | 0.79 | 6 058 e+06 | 0.50 |

Outro facto interessante que se pode constatar é o impacto do efeito da latitude abordado na Secção 4.3. Pelos valores registados na Tabela 4.4 a eficiência anual do sistema ST-BD aumenta com a diminuição da Latitude. No caso aqui estudado esta diferença é de 4%. O facto da menor latitude na região de Hurghada permite uma performance do sistema mais linear em comparação com zonas de altas latitudes.

Como é demonstrado na Figura 4.7 e representado na Tabela 4.5 os sistemas ST-BD tem uma menor eficiência ótica comparado com os sistemas SPT, mas a menor eficiência ótica dos sistemas ST-BD acaba por ser compensada pela vantagem do recetor se encontrar próximo do solo, sendo deste modo um ponto chave no processo de operação e manutenção do sistema ST-BD. Outra vantagem, é a possibilidade de ser utilizados materiais mais pesados, comparativamente com aqueles que são aplicados nos sistemas SPT, pois os sistemas SPT apresentam limitações de cargas no topo da torre.

Capítulo 5

5. Modelação do recetor solar térmico com armazenamento de energia integrado

Com base nos conceitos introduzidos na Secção 2.3, é apresentado neste capítulo um modelo de base para a modelação do recetor térmico com tanque de armazenamento de energia integrado. Com esse objetivo, foi necessário, numa primeira aproximação, definir algumas simplificações e suposições que permitem, no entanto, obter um modelo realista com um custo computacional baixo.

As principais suposições e simplificações assumidas para o desenvolvimento do modelo são as seguintes:

- Escoamento do fluido de transferência de calor apenas na direção axial do tanque de armazenamento (escoamento unidimensional);
- Modelação unidimensional dos processos de transferência de calor (1D) em regime transiente;
- Divisão do *packed bed* num número finito de volumes de controlo (camadas) e numa zona de gás no topo;
- A radiação solar incidente é toda absorvida na primeira camada do *packed bed* (volume de controlo superior);
- Não ocorrem reflexões internas nem dispersão da radiação solar na zona da câmara de ar no topo do coletor;
- A transferência de calor por radiação, convecção e condução são consideradas em todo o tanque de armazenamento com base em correlações disponíveis na literatura;
- O modelo da zona do *packed bed* inclui a modelação da fase sólida e do fluido separadamente;
- Quando aplicável, dependendo do modo de operação, o regime de convecção natural é modelado em todas as zonas exceto a convecção natural do fluido no interior do *packed bed*.

O modelo do recetor com tanque de armazenamento de energia integrado foi desenvolvido tendo como ponto de partida trabalhos similares disponíveis na literatura [12, 28] tendo sido, no entanto, acrescentados alguns aspetos que pudessem levar a uma melhor descrição dos diferentes modos de funcionamento do sistema. De seguida é apresentada a formulação do modelo e da sua implementação.

5.1 Formulação do modelo

Como referenciado acima, as fases do sólido e do fluido na zona do *packed bed* são modeladas separadamente com base na equação da conservação de energia (ver Secção 2.3.1). Na câmara superior, entre o *packed bed* e a parede de topo do tanque, apenas existe fluido. O modelo consiste nas seguintes equações de conservação da energia para cada camada na zona do *packed bed* [12]:

Fase do sólido:

$$\frac{\partial(m_s c_{ps} T_p)}{\partial t} = \dot{Q}_{cond_eff} - \dot{Q}_{sólido-fluido} + (\dot{Q}_{sistema} - \dot{Q}_{perdas})\delta(z) \quad (5.1)$$

Fase do fluido:

$$\frac{\partial(m_f c_{pf} T_f)}{\partial t} = \Delta(\dot{m}_f c_{pf} T_f) + (\dot{Q}_{sólido-fluido} - \dot{Q}_{perdas}) \quad (5.2)$$

em que $m_s = (1 - \varepsilon)\rho_s V$ é a massa de sólido, $m_f = \varepsilon\rho_f V$ é a massa de fluido, $\Delta(\dot{m}_f c_{pf} T_f)$ é o calor associado à variação de entalpia do fluido, $\dot{Q}_{sólido-fluido}$ é o calor transferido entre o sólido e o fluido, \dot{Q}_{cond_eff} é a troca líquida de calor por condução e radiação térmica na fase sólida, $\dot{Q}_{sistema}$ é a energia absorvida (radiação solar) tendo em conta os índices de refletividade dos 3 estágios óticos e o índice de transmissividade da janela de quartzo utilizada na entrada da cavidade e \dot{Q}_{perdas} são perdas de calor. A função $\delta(z)$ é igual a 1 para a primeira camada no topo do *packed bed* e igual a 0 para as restantes. A equação da conservação de energia para a fase do fluido na câmara no topo do tanque

é escrita diretamente a partir da Equação (5.2) fazendo $\dot{Q}_{sólido-fluido} = 0$, uma vez que não há fase sólida nessa zona.

Seguindo de forma semelhante a abordagem presente na literatura [12], as equações de conservação da energia são reescritas por unidade de volume e depois discretizadas no espaço através de uma aproximação às diferenças centrais de segunda ordem e integradas no tempo através de um método de *Runge-Kutta*.

5.1.1 Transferência de calor entre o sólido e o fluido

Na zona do *packed bed*, o HTF é utilizado para homogeneizar a temperatura do material sólido do *packed bed*. Ou seja, quando o sistema se encontra na fase de carregamento, o HTF transfere energia das camadas superiores do *packed bed* para as camadas inferiores adjacentes. Na fase de descarga o HTF retira calor do *packed bed* e transfere energia para o fluido do ciclo termodinâmico no permutador de calor. O HTF à saída do permutador, com uma temperatura mais baixa, volta a entrar no *packed bed* através da primeira camada.

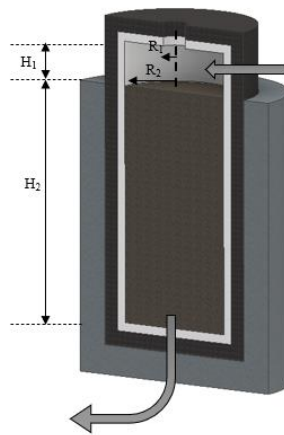


Figura 5.1: Circulação do fluido no tanque de armazenamento.

Em cada camada do *packed bed* irá existir uma pequena diferença de temperatura entre o material sólido do *packed bed* e o HTF. Esse facto é devido ao elevado valor do coeficiente convectivo volumétrico, h_v , [$W/m^3 \cdot K$], que é obtido a partir da Equação (5.3) [12]

$$h_v = 650 \left(\frac{G_0}{d_{rock}} \right)^{0.7} \quad (5.3)$$

em que d_{rock} , em [m], é um diâmetro aproximado dos fragmentos de rocha e G_0 , em $[\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}]$, é a velocidade de massa, calculada pela Equação (5.4) [12]

$$G_0 = \rho_f v_f \quad (5.4)$$

em que, ρ_f , em $[\text{kg}/\text{m}^3]$, é a densidade do fluido e v_f , em $[\text{m}/\text{s}]$, é a velocidade de escoamento do fluido.

As propriedades do fluido, nomeadamente a condutividade térmica, k $[\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}]$, a viscosidade cinemática, μ $[\text{m}^2/\text{s}]$, a capacidade térmica específica, c_p $[\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}]$, a difusividade térmica, α_T $[\text{m}^2/\text{s}]$ e o número de Prandtl, P_r , são obtidos através do ajuste de funções polinomiais aos respetivos valores tabelados disponíveis na literatura [25], como apresentado no Anexo A 1.

No caso da densidade é aplicada a equação de estado dos gases ideais $\rho_f = p/(R_g T)$ onde p é pressão em [Pa], R_g $[\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}]$ é a constante do gás e T [K] é a temperatura. No Anexo A 2 é apresentado o valor da densidade do HTF em função da temperatura.

A transferência de calor por unidade de volume entre o sólido e o fluido é então dada por [12]:

$$\dot{Q}'_{\text{sólido-fluido}} = h_v (T_p - T_f) \quad (5.5)$$

5.1.2 Transferência de calor na fase sólida

Como descrito anteriormente, o material usado no *packed bed* é gabro, que é designada como uma rocha basáltica. O *packed Bed* tem uma altura de 8 metros, o que significa que para transferir calor de forma mais eficiente e rápida das camadas superiores para as

camadas inferiores adjacentes é necessária a utilização de um HTF, pois a transferência por condução de calor é baixa. Apesar disso, a energia transferida por condução e radiação térmica entre camadas do *packed bed* necessita de ser contabilizada.

$$Q'''_{cond_eff} = \frac{k_{eff,n}(T_{p,n+1} - T_{p,n}) - k_{eff,n-1}(T_{p,n} - T_{p,n-1})}{\Delta Z^2} \quad (5.6)$$

em que $T_{p,n-1}$, $T_{p,n}$ e $T_{p,n+1}$ são, respetivamente, as temperaturas da camada ($n-1$), da camada (n) e da camada ($n+1$) e ΔZ é a espessura das camadas.

A condutividade efetiva k_{eff} do *packed bed* é obtida pela correlação Kunii and Smith através da Equação (5.7) [38]

$$k_{eff} = k_{fluido} \left[\varepsilon \left(1 + \beta \frac{h_{rv}d}{k_{fluido}} \right) + \frac{\beta(1 - \varepsilon)}{\frac{1}{\phi} + \frac{h_{rs}d}{k_{fluido}} + \frac{2}{3} \left(\frac{k_{fluido}}{k_{packed}} \right)} \right] \quad (5.7)$$

$$\text{Em que: } \phi = \phi_2 + (\phi_1 - \phi_2) \frac{\varepsilon_{packed}^{-\varepsilon_2}}{\varepsilon_1 - \varepsilon_2} \quad (\varepsilon_1 = 0.476, \varepsilon_2 = 0.26)$$

$$\phi_i = \frac{1}{2} \frac{\frac{k_{packed} - k_{fluido}}{k_{packed}} \frac{1}{n_i}}{\ln \left(\frac{k_{packed}}{k_{fluido}} - \frac{k_{packed} - k_{fluido}}{k_{fluido}} \sqrt{1 - \frac{1}{n_i}} \right) - \frac{k_{packed} - k_{fluido}}{k_{packed}} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{1}{n_i}} \right)}$$

$$\text{Em que, } (n_1 = 1.5, n_2 = 4\sqrt{3})$$

A Equação (5.7) relaciona a troca de energia entre as rochas que constituem o *packed bed*, tendo em conta a troca de energia por radiação térmica no vazio, h_{rv} em [$W/m^2 \cdot K$], dado pela Equação (5.8), a transferência de calor por radiação entre as rochas do *packed bed*, h_{rs} em [$W/m^2 \cdot K$], dado pela Equação (5.9), a condutividade térmica do fluido,

k_{fluido} em [W/m·K], e a condutividade térmica da rocha que constitui o *packed bed*, k_{packed} em [W/m·K] [38].

$$h_{rv} = \frac{3.4424 \sigma T_{fluido}^3}{1 + \frac{\epsilon_{Packed}}{2(1 - \epsilon_{Packed})} \frac{1 - \epsilon_{Packed}}{\epsilon_{Packed}}} \quad (5.8)$$

$$h_{rs} = 3.4424 \left(\frac{\epsilon_{Rock}}{2 - \epsilon_{Rock}} \right) \sigma T_{Rock}^3 \quad (5.9)$$

A energia de entrada no sistema, $\dot{Q}_{sistema}$ é a radiação solar absorvida na primeira camada do *packed bed*, e é dada por:

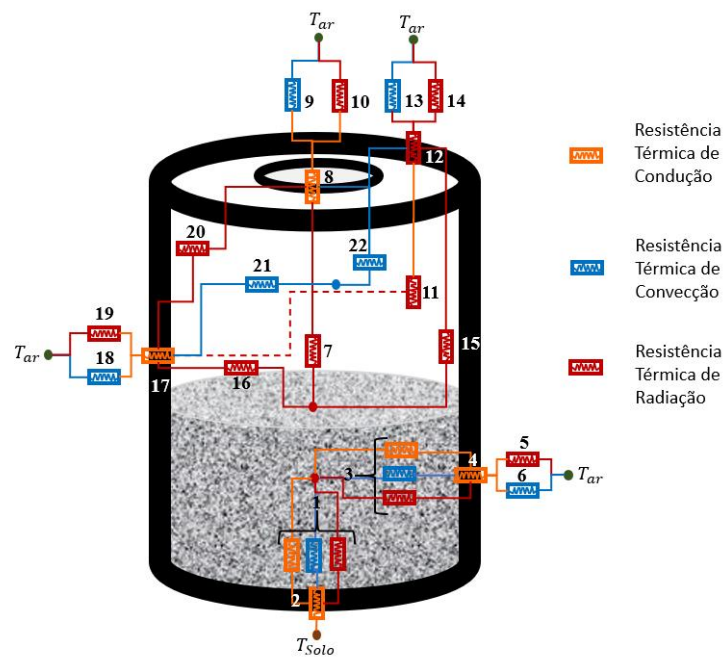
$$Q_{sistema} = A_{heliostatos} \text{DNI} \eta_{opt_0} K(\theta_L, \theta_T) \quad (5.10)$$

em que $A_{heliostatos}$, é a área total de espelhos no campo solar, DNI é a radiação direta normal incidente e η_{opt_0} é a eficiência ótica do sistema à incidência normal, contabilizando o índice de refletividade dos espelhos e a transmissividade da janela de quartzo utilizada na cavidade, assumindo um índice de refletividade dos espelhos de 91% e de transmissividade da janela de quartzo de 95%.

5.1.3 Perdas térmicas para o ambiente

Uma vez definidos os balaços de energia no interior do sistema, é necessário também calcular as perdas térmicas para o ambiente e para o solo no fundo do tanque de armazenamento. Apesar do recetor térmico com o tanque de armazenamento integrado se encontrar bem isolado as perdas térmicas são inevitáveis. Na Figura 5.2 estão representadas todas as resistências térmicas consideradas para a modelação das perdas térmicas.

Capítulo 5: Modelação do recetor solar térmico com armazenamento de energia integrado



| | | | |
|----|---|----|--|
| 1 | Resistência térmica de convecção/radiação/condução (<i>packed bed</i> + fluído) para superfície interior do fundo | 12 | Resistência térmica de condução do isolamento no topo do tanque |
| 2 | Resistência térmica de condução do isolamento | 13 | Resistência térmica de convecção no topo do tanque para o ambiente |
| 3 | Resistência térmica de convecção/radiação/condução (<i>packed bed</i> + fluído) para a superfície lateral interior | 14 | Resistência térmica de radiação no topo do tanque para o ambiente |
| 4 | Resistência térmica de condução do isolamento | 15 | Resistência térmica de radiação do <i>packed bed</i> para o topo do tanque |
| 5 | Resistência térmica de radiação da lateral inferior para o ambiente | 16 | Resistência térmica de radiação do <i>packed bed</i> para a lateral do tanque |
| 6 | Resistência térmica de convecção da lateral inferior para o ambiente | 17 | Resistência térmica de condução do isolamento da parede lateral do tanque |
| 7 | Resistência térmica de radiação do <i>packed bed</i> para o interior da cavidade | 18 | Resistência térmica de convecção na lateral superior do tanque para o ambiente |
| 8 | Resistência térmica de condução na cavidade | 19 | Resistência térmica de radiação da lateral superior do tanque para o céu |
| 9 | Resistência térmica de convecção da cavidade para o ambiente | 20 | Resistência térmica de radiação da lateral do tanque para a cavidade |
| 10 | Resistência térmica de radiação da cavidade para o ambiente | 21 | Resistência térmica de convecção natural do fluído na câmara para a lateral superior |
| 11 | Resistência térmica de radiação da lateral para o topo | 22 | Resistência térmica de convecção natural do fluído na câmara para o topo |

Figura 5.2: Todas as resistências térmicas do tanque de armazenamento.

5.1.3.1 Perdas térmicas por condução através das paredes

As perdas térmicas por condução são calculadas pela Equação (2.28). Estas são dependentes da temperatura e da resistência térmica da parede, a qual pode ser calculada através da Equação (2.29) ou da Equação (2.30) dependendo da sua geometria. A condutividade térmica do material selecionado para o isolamento térmico é muito importante pois define a capacidade dos materiais para transferirem calor. No caso do sistema em estudo a condução de calor ocorre através das paredes do tanque, das camadas de isolamento e através da janela de quartzo. No caso do isolamento, as perdas são baixas em termos relativos uma vez que este material selecionado apresenta uma condutividade térmica muito baixa. Pelo contrário, a janela de quartzo tem uma condutividade térmica mais elevada o que resulta em maiores perdas térmicas por condução por unidade de área. Na Tabela 5.1 são apresentados os valores de condutividade térmica dos materiais usados.

Tabela 5.1: Condutividade térmica do material que constitui fronteira com o material de armazenamento.

| Material | Condutividade térmica para os 1000 K [W/m·K] |
|---------------------|---|
| Microtherm | 0.06 |
| Foamglass | 0.27 |
| Cavidade de Quartzo | 1.50 |

5.1.3.2 Perdas térmicas por convecção

Na análise das perdas térmicas por convecção são considerados dois modos possíveis: convecção natural; ou convecção forçada e, em cada um destes modos, é feita a distinção se se trata de convecção interna ou externa.

a) Perdas Térmicas por convecção natural

a.1) Convecção natural interna

No regime de convecção natural interna, o fluido movimenta-se no interior de uma cavidade devido às forças de impulsão. Quando o fluido recebe calor por contacto com uma superfície aquecida e a sua temperatura aumenta, a densidade diminui promovendo o seu movimento e, conseqüentemente, o posterior contacto com uma outra superfície mais fria para a qual transfere calor. Na Figura 5.3 está exemplificado o processo de

convecção natural interna na cavidade no topo do tanque para um dos modos de operação do sistema em que a bomba de circulação está desligada.

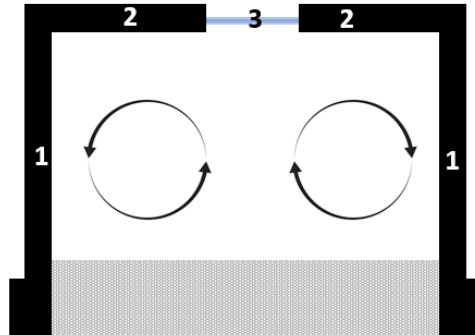


Figura 5.3: Movimento de convecção natural interna na câmara do tanque de armazenamento.

Na análise térmica do sistema aplicaram-se duas correlações diferentes para o número de Nusselt, dependendo se se trata de uma parede vertical ou horizontal e da gama do número de Rayleigh, que são usadas para determinar as perdas térmicas por convecção do ar na câmara que se encontra no topo do *packed bed* para as paredes do tanque. As correlações das Equações (5.11) e (5.12) são as correlações aplicadas para determinar as perdas por convecção na parede lateral do tanque de armazenamento (parede 1 da Figura 5.3) [25].

$$Nu = 0.75 \times Ra^{1/5} \quad \textit{laminar}, 10^5 < Ra < 10^{13} \quad (5.11)$$

$$Nu = 0.645 \times Ra^{0.22} \quad \textit{Turbulento}, 10^{13} < Ra < 10^{16} \quad (5.12)$$

No caso da parede do topo do tanque (paredes 2 e 3 da Figura 5.3) aplica-se a correlação da Equação (5.13) [25]:

$$Nu = 0.069 \times Ra^{1/3} \quad 3 \times 10^5 < Ra < 7 \times 10^9 \quad (5.13)$$

a.2) Convecção natural externa

Na modelação da convecção externa do sistema supõem-se que o sistema apenas perde calor por convecção natural, sendo necessário usar duas correlações, uma para o topo do tanque (superfície 2 da Figura 5.4 (a)) e outra para o caso das paredes laterais do tanque (superfície 1 da Figura 5.4 (a)).

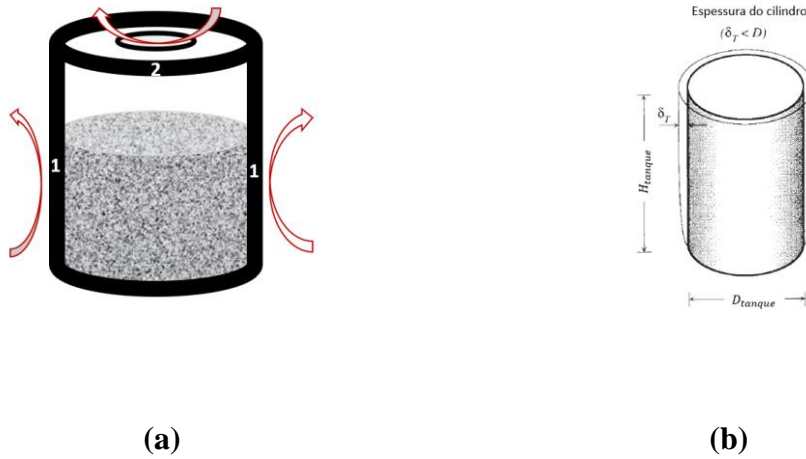


Figura 5.4: Representação da convecção natural externa do sistema.

No caso da transferência de calor na parede lateral do tanque (superfície 1 da Figura 5.4 (a)), a espessura da camada limite térmica, δ_T , é muito menor que o diâmetro do tanque, pelo que o número de Nusselt pode ser estimado usando as correlações desenvolvidas para as paredes verticais, de acordo com a Equação (5.14) [26]:

$$Nu = \left(0,825 + \frac{0,387 \times Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right)^2 \quad (5.14)$$

No caso da convecção natural no topo do tanque (superfície 2 da Figura 5.4), aplicam-se correlações para o caso de placas horizontais com aquecimento ou resfriamento apontado para cima, como representado na Figura 5.5.

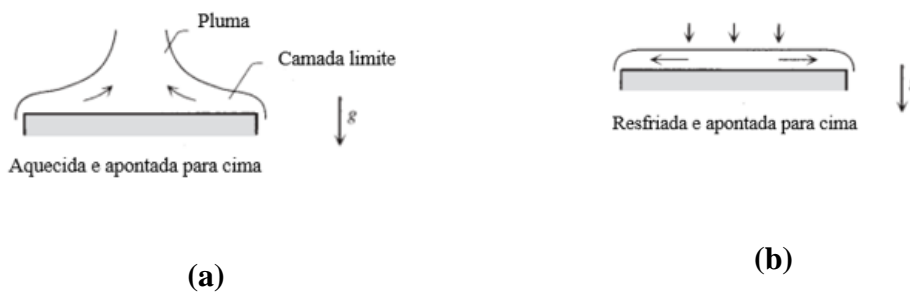


Figura 5.5: Superfícies horizontais a) aquecida e virada para cima; b) arrefecida e virada para cima [26].

As correlações válidas para as superfícies aquecidas e arrefecidas viradas para cima são dadas respetivamente pelas correlações da Equação (5.15) [25]

$$\begin{aligned} Nu &= 0.54Ra^{1/4} & 10^4 < Ra < 10^7 & \quad a) \\ Nu &= 0.27Ra^{1/4} & 10^7 < Ra < 10^{11} & \quad b) \end{aligned} \tag{5.15}$$

b) Perdas térmicas por convecção forçada

A convecção forçada é um mecanismo em que o fluido se movimenta sob ação de uma força externa (força de pressão), neste caso devido à existência de uma bomba de circulação.

b.2) Perdas térmicas por convecção forçada na cavidade do topo do tanque

Neste caso, e nos modos de operação em que a bomba está a funcionar, para determinar a transferência de calor por convecção forçada para as paredes laterais do tanque (superfície 1 da Figura 5.5) e para o topo do tanque (superfícies 2 e 3 da Figura 5.6), é necessário usar correlações do número de Nusselt específicas para a convecção forçada interna.

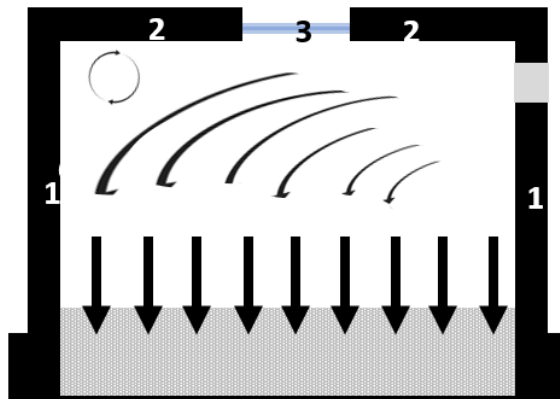


Figura 5.6: Convecção forçada interna na câmara do topo do tanque de armazenamento.

Como primeira aproximação, é utilizada a correlação de Dittus e Boelter (Equação (5.16)) no cálculo do número de Nusselt considerando o escoamento de ar como turbulento. Este aspeto poderá ser melhorado através de uma correlação mais adequada,

$$Nu = 0.0023Re^{4/5} \times Pr^n \quad (5.16)$$

em que, quando o fluido se encontra a ser arrefecido $n=0.3$ e quando o fluido está a ser aquecido $n=0.4$.

b.2) Perdas térmicas da lateral do *Packed bed*

As perdas térmicas por convecção forçada na parede lateral da zona do *packed bed* são determinadas a partir do coeficiente de convecção do HTF através da Equação (5.17) [12]. Por outro lado, coeficiente de transferência efetivo por radiação e condução do *packed bed* para a parede é determinado pela correlação de Beek de acordo com a Equação (5.18) [12]:

$$h_{conv_{parede}} = \frac{k_{eff_{parede}}}{d_{rock}} [3.22(Re \times Pr)^{1/3} + 0.177Re^{4/5}Pr^{2/5}] \quad (5.17)$$

$$h_{rad-cond_{parede}} = \frac{k_{eff_{parede}}}{R_{ext} \ln \frac{R_2}{R_2 - \frac{d_{rock}}{2}}} \quad (5.18)$$

Como representado na Figura 5.7, as perdas por condução do *packed bed* são mais baixas em termos relativos devido à pequena área de contacto entre as esferas de gabro e a parede lateral. Por outro lado, a transferência de calor por convecção e por radiação térmica entre o *packed bed* e a parede é mais elevada em termos relativos.

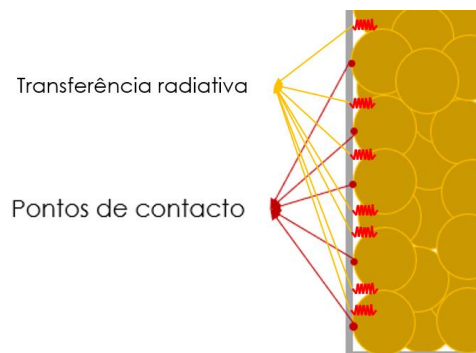


Figura 5.7: Mecanismos de transferência de calor entre o *packed bed* e a parede lateral.

5.2 Solução numérica do modelo do recetor solar térmico com armazenamento de energia integrado

A solução numérica do modelo desenvolvido é iniciada com imposição dos valores iniciais das temperaturas do sistema e dos valores de radiação direta normal, DNI, e de temperatura ambiente, T_{amb} . Estes últimos valores foram obtidos a partir de medições numa estação meteorológica para períodos de interesse.

Na construção do método numérico é definida a espessura de cada camada e escolhido o passo de tempo das simulações. O passo de tempo escolhido foi de 1 minuto, o que significa que as propriedades termodinâmicas e de transporte do fluido, do *packed bed*, as resistências térmicas e os coeficientes de transferência de calor que dependem da temperatura são também atualizadas a cada minuto. O cálculo das propriedades do ar é feito a partir de equações polinomiais construídas a partir da tabela apresentada no Anexo A 1 e representadas em gráficos que se encontram no Anexo A. A Figura 5.8 apresenta o fluxograma da solução numérica do modelo do recetor solar térmico com armazenamento de energia integrado.

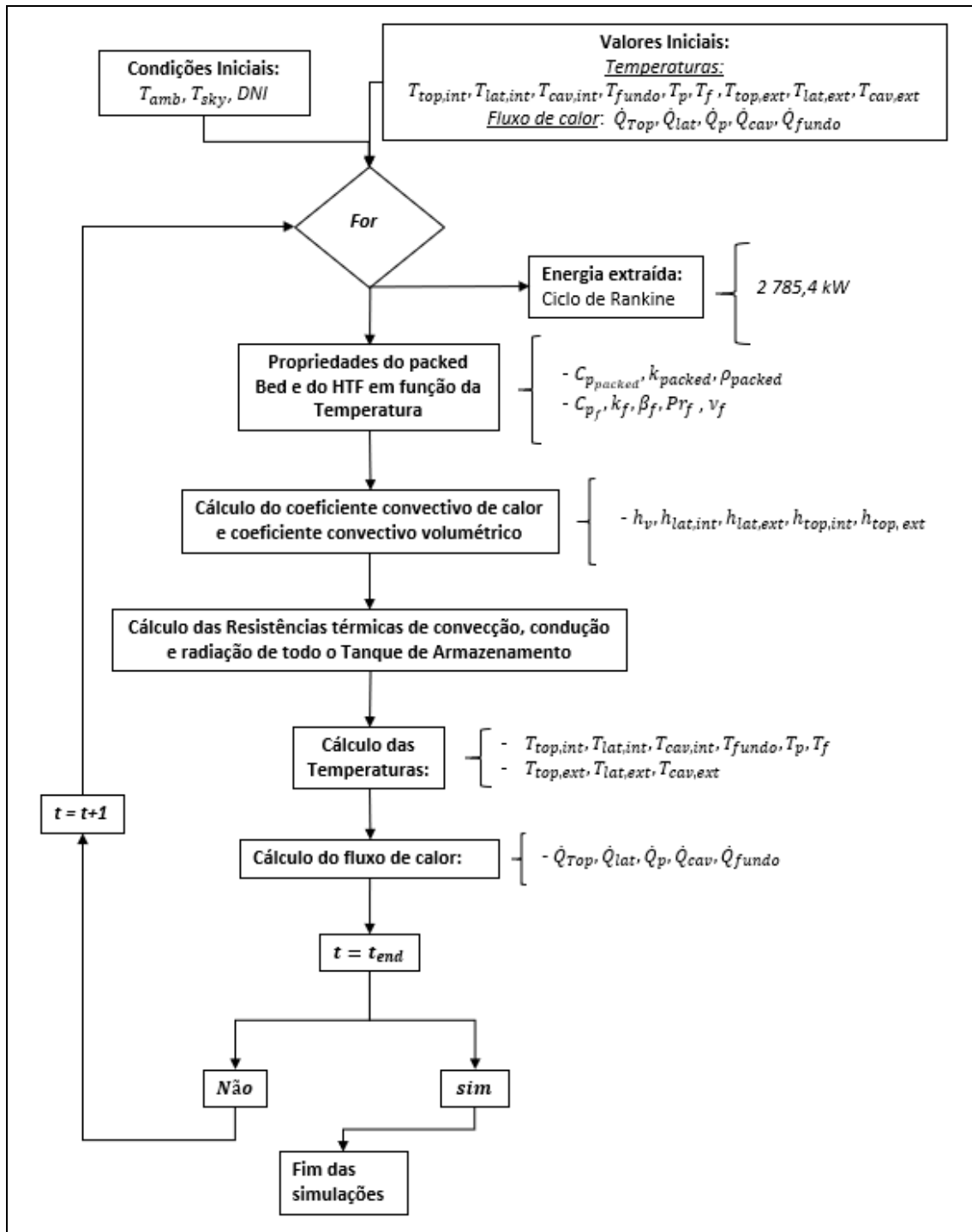


Figura 5.8: Representação esquemática do modelo do tanque de armazenamento de energia.

Capítulo

6. Performance do recetor solar térmico com sistema de armazenamento de energia integrado



6.1 Dados de radiação solar e temperatura ambiente

Na realização das simulações do sistema foram usados dados ao minuto de radiação direta normal e temperatura do ar para Évora, Portugal (Latitude: 38°34.0002'N, Longitude: 7°54' O), a mesma utilizada anteriormente no estudo da performance ótica, Capítulo 4.

Na análise da performance do sistema de armazenamento foram analisados três casos diferentes em termos de disponibilidade de radiação ao longo de um período de cinco dias. Os casos estudados foram:

- Dias consecutivos de céu limpo, entre 21 e 25 de junho de 2020, Figura 6.1
- Dias consecutivos com céu parcialmente nublado, entre 4 e 8 de junho de 2020, Figura 6.2
- Dias consecutivos com pouca ou nenhuma radiação direta normal, entre 13 e 17 de dezembro de 2019, Figura 6.3

No Anexo E 1, Anexo E 2 e no Anexo E 3 são apresentados os gráficos da temperatura do ar para estes três períodos em análise, respetivamente.

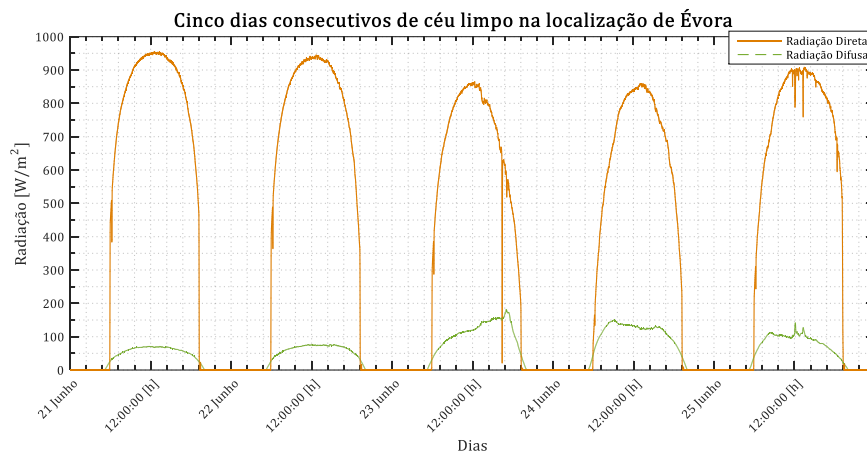


Figura 6.1: Cinco dias do mês de Junho com o céu limpo em Évora.

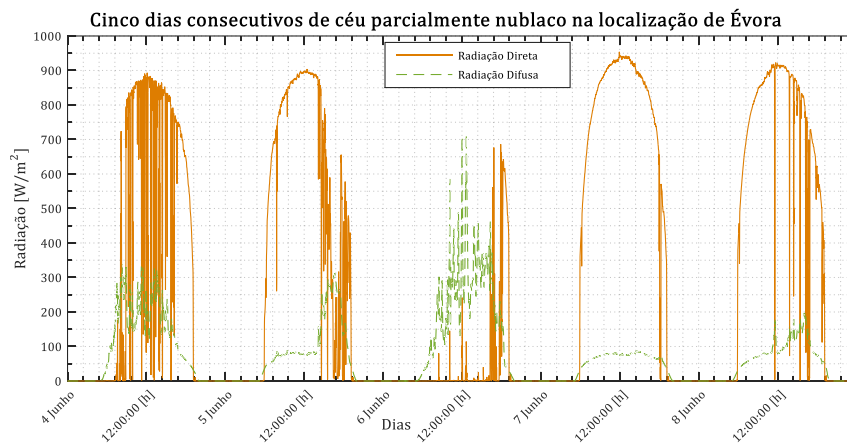


Figura 6.2: Cinco dias do mês de Junho com o céu parcialmente nublado em Évora.

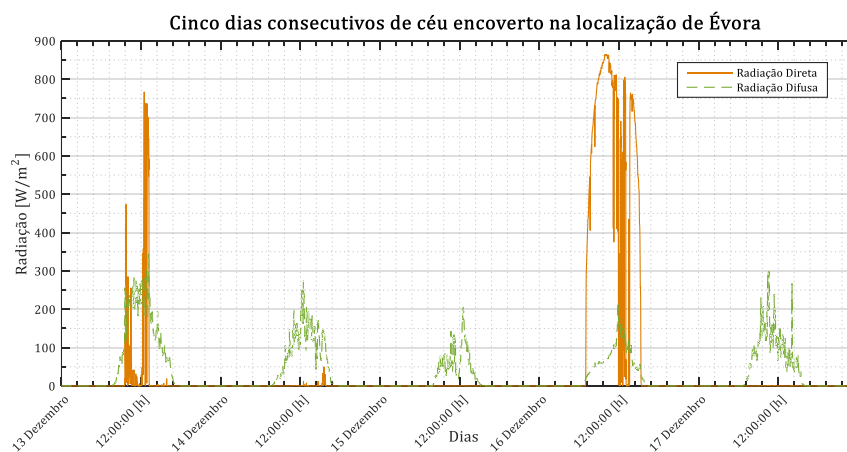


Figura 6.3: Cinco dias do mês de dezembro com céu nublado em Évora.

6.2 Arranque a frio do sistema

6.2.1 Performance do Sistema

O procedimento para o arranque a frio do sistema está descrito na Secção 3.4.1. Para verificar a resposta durante o arranque a frio igualaram-se todas as temperaturas iniciais do sistema à temperatura ambiente no início do período de céu limpo da Figura 6.1 e procedeu-se à simulação referente aos dados de radiação recolhidos.

O funcionamento do arranque a frio ou na fase de carga do sistema (ver Secção 3.4.2) é considerado um caudal mássico de 4 kg/s sempre que a temperatura do *packed bed* na primeira camada, em que cada camada é considerada como tendo um metro de espessura, seja superior a camada subjacente, caso contrário a bomba deixa de circular o fluido, passando apenas a existir convecção natural. Relativamente ao caso de descarga (ver Secção 3.4.3) o caudal mássico imposto pela bomba é regulado pela quantidade de energia necessária extrair no permutador de calor. Na Figura 6.4 e Figura 6.5 estão representados, respetivamente, os valores da temperatura do HTF e do *packed bed* ao longo desse período.

Pelo que se observa na Figura 6.4, o sistema de armazenamento sob condições de céu limpo atinge aproximadamente uma temperatura de cerca de 875 °C na primeira camada e 700 °C na última camada, ao fim de um dia. Em relação ao fluido (ver Figura 6.5), a sua temperatura em cada camada é próxima da temperatura da camada de *packed bed* devido ao valor elevado do coeficiente de transferência de calor volumétrico entre a fase sólida e o fluido.

No que diz respeito ao perfil de temperaturas do *packed bed*, Figura 6.4, o seu perfil de temperaturas encontra-se distribuídas ao longo do tanque exceto quando se iniciam as fases de descarga ou de carga. Na fase de carga, referida na Secção 3.4.2 e representada na Figura 3.13, o sistema absorve radiação solar na primeira camada e as camadas inferiores são carregadas termicamente com a recirculação do fluido de transferência de calor.

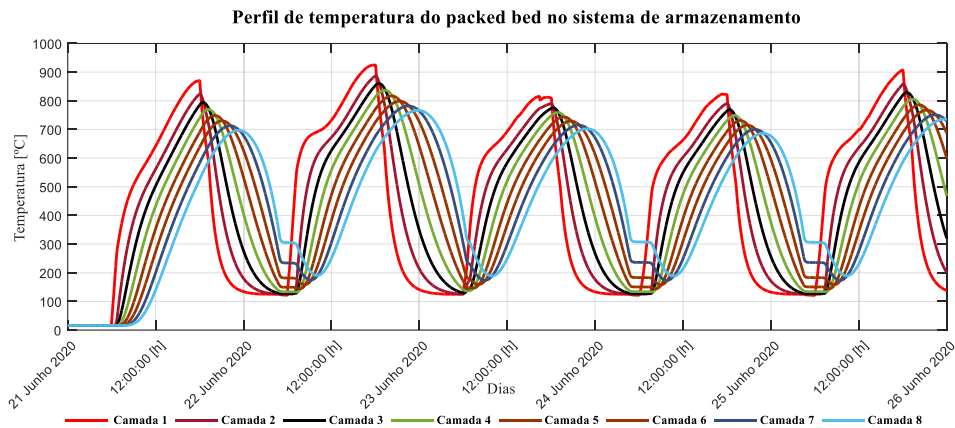


Figura 6.4: Evolução da temperatura do *packed bed* numa situação de arranque a frio para um período de cinco dias de céu limpo.

Na fase de descarga, referida na Secção 3.4.3, as temperaturas das camadas superiores do tanque passam a ser mais baixas que as temperaturas das camadas inferiores devido ao facto do HTF ter transferido energia no permutador de calor para o ciclo termodinâmico e, por isso, apresentar uma temperatura inferior quando retorna ao tanque de armazenamento.

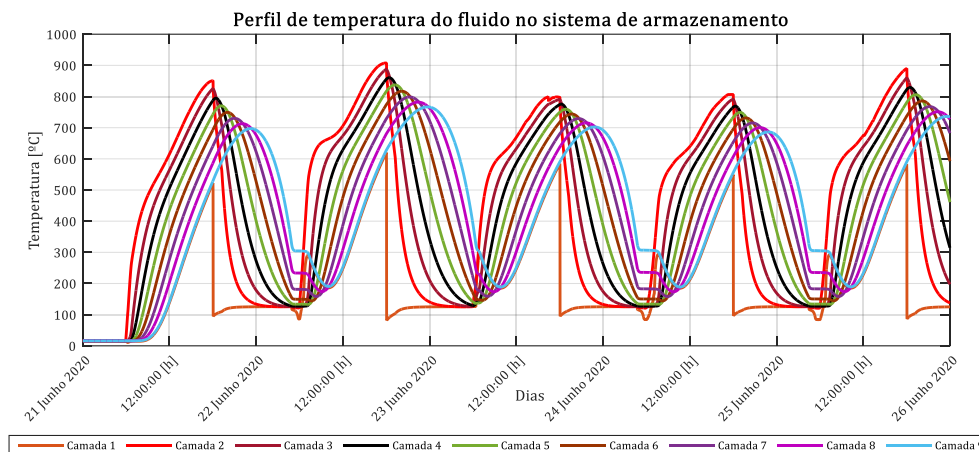


Figura 6.5: Evolução da temperatura do fluido numa situação de arranque a frio para um período de cinco dias de céu limpo.

Na Figura 6.5 está representada a evolução da temperatura do HTF, incluindo na câmara do topo do tanque de armazenamento, a qual está identificada como camada 1. A temperatura do HTF nessa câmara varia bastante consoante o modo de funcionamento do sistema. Caso o sistema se encontre na fase de carga, essa temperatura é próxima da temperatura da última camada devido à recirculação do ar através de um *by-pass*. No caso de o sistema estar a extrair energia, essa temperatura é igual à temperatura de saída do ar

no permutador. Na situação em que a bomba de circulação esteja desligada (modo standby - ver Secção 3.4.4), não existe recirculação forçada do HTF e este apenas participa na troca de calor por convecção natural no interior da cavidade, apresentando, por isso, uma temperatura inferior à temperatura da primeira camada do *packed bed*.

6.2.2 Evolução do armazenamento de energia

Sob as condições de céu limpo testadas e numa situação de arranque a frio, o sistema ao fim de 10 horas atinge um valor de aproximadamente 9 000 MJ de energia térmica armazenada, como mostrado na Figura 6.6. Nos quatro dias seguintes na Figura 6.6 não se observa uma situação de estagnação, sendo registado o valor máximo de armazenamento térmico no dia 22 de junho, cerca de 10 000 MJ de energia térmica armazenada. O armazenamento térmico do sistema é calculado a partir da Equação (6.1), considerando apenas a energia sensível da rocha

$$Q_{armazenamento} = \sum_{i=1}^8 \rho_{R,i} V_i C_{pR,i} (T_{packed,i} - 127.15) \quad (6.1)$$

em que V_i é o volume de cada camada do *packed bed* no interior do tanque de armazenamento [m^3], ρ_R é a densidade da rocha [kg/m^3], C_{pR} é a capacidade térmica da rocha [$kJ/kg \cdot K$] e T_{packed} em [$^{\circ}C$] é a temperatura média em cada camada do *packed bed*.

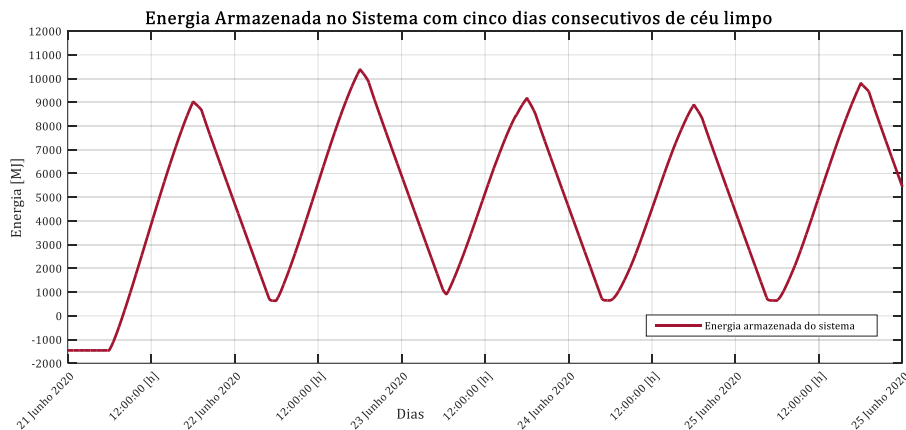


Figura 6.6: Evolução da energia armazenada no sistema.

O tanque contém mais energia térmica, mas nem toda a energia armazenada no sistema é útil para produzir energia, ficando retida nas camadas no tanque.

Quando extraída toda a energia útil do sistema de armazenamento o seu perfil de temperaturas varia. Sendo que a camada 1 se encontra aproximadamente no 127 °C e a última camada do *packed bed* encontra-se aproximadamente nos 300 °C, como está representado na Figura 6.5.

A decisão de não descarregar as camadas todas até aos 127°C é de evitar a existência de grandes caudais no interior do tanque que provocaria grande desgaste nas rochas do *packed bed* por erosão e aumentaria consideravelmente as perdas térmicas para o ambiente.

6.3 Comportamento do sistema com dias de céu parcialmente nublados

Nos sistemas de concentração os dias de céu limpo, mas com períodos com algumas nuvens são críticos, pois estes aumentam as flutuações da energia captada pelo recetor. Como consequência, diminui consideravelmente a sua temperatura devido ao grande fator de concentração que este tipo tecnologia tem.

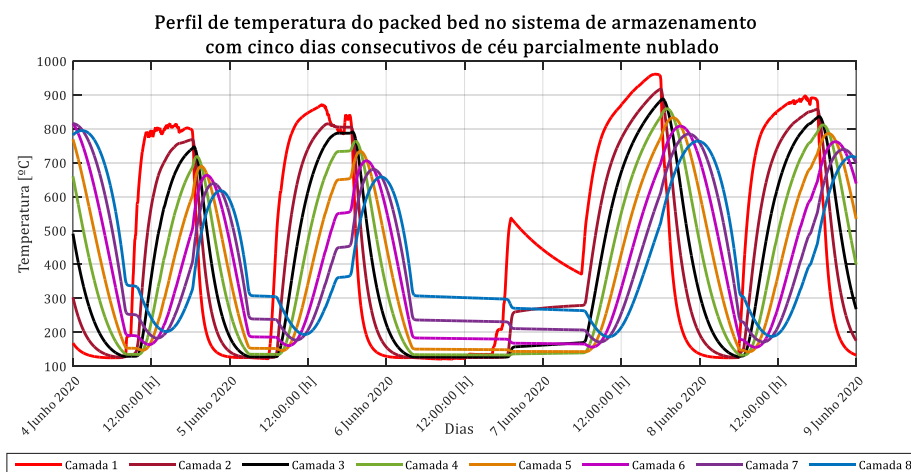


Figura 6.7: Evolução da temperatura do *packed bed* para um período de cinco dias de céu parcialmente nublado.

A Figura 6.7 representa o perfil de temperaturas do sistema sob as condições meteorológicas apresentadas na Figura 6.2. Como é visível a existência de algumas nuvens afeta em parte o funcionamento do sistema, sendo visível na primeira camada uma

oscilação de temperatura que depois se propaga pelas camadas seguintes. Em todo o caso, o sistema continua a fornecer energia ao ciclo termodinâmico à potência nominal, recuperando parte da energia armazenada. As situações, em que existem algumas nuvens não compromete de todo o funcionamento do sistema, mas afeta a energia recolhida pelo sistema durante o dia, reduzindo as horas de geração de produção de eletricidade à potencia nominal durante as horas após o pôr do sol.

Já no caso do dia 6 de junho o cenário é diferente devido ao facto do céu ter estado parcialmente encoberto num período maior o funcionamento normal do sistema ficou comprometido. Nesta situação, o sistema não captou energia suficiente para recarregar termicamente o sistema de armazenamento durante o dia, sendo a bomba de recirculação desligada para não aumentar as perdas de calor para o ambiente devido à circulação do HTF.

Na Figura 6.8 está representada a energia armazenada pelo sistema para as duas situações meteorológicas representadas na Figura 6.1 e Figura 6.2. Deste modo, é visível o impacto dos períodos de céu parcialmente nublados na redução da quantidade de energia absorvida e armazenada, mas não impede o funcionamento do sistema à potencia nominal, exceto no caso do dia 6 junho em que os valores de radiação solar disponíveis (ver Figura 6.2) se encontram em média abaixo dos 300 W/m^2 .

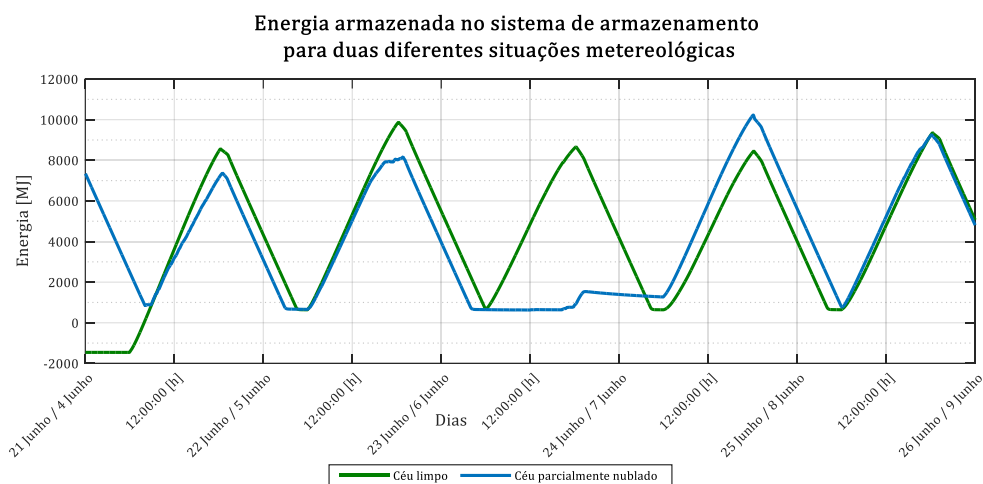


Figura 6.8: Comparação da evolução da energia armazenada para dois períodos de cinco dias com céu limpo e céu parcialmente nublado.

Na Figura 6.8, o dia 7 de junho durante o período de dias com céu parcialmente nublado apresenta uma quantidade de energia armazenada superior ao dia 24 de junho durante o

período de dias de céu limpo. Neste caso, ambos os dias são de céu limpo e a diferença em termos de energia armazenada é explicada, por um lado, por no dia 7 de junho ter havido um nível de DNI mais elevado (atmosfera mais limpa) em relação ao dia 24 de junho, mas também pelo facto de na madrugada do dia anterior o sistema ter sido desligado (em consequência do dia 6 de junho ter tido bastantes nuvens) e ter ficado uma quantidade remanescente de energia armazenada superior aos dias anteriores.

6.4 Comportamento do sistema em períodos de céu encoberto

Apesar do sistema não funcionar durante os dias em que não recebe radiação solar, importa otimizar o seu funcionamento, diminuindo ao máximo as perdas térmicas para o ambiente e, dessa forma, manter alguma energia armazenada que ajudará na fase de arranque do sistema quando houver novamente radiação solar disponível. Para isso, a bomba que faz circular o fluido é desligada diminuindo, por um lado, as perdas de calor por convecção para o ambiente e, por outro lado, eliminando o consumo de energia elétrica da bomba.

Na Figura 6.9 está representada a evolução do perfil de temperatura no *packed bed* para o caso de um período de dias de céu encoberto (ver Figura 6.3). Nestes cinco dias apenas existe um dia (16 de dezembro) com alguma radiação, que apesar de tudo não é suficiente para recarregar completamente o sistema.

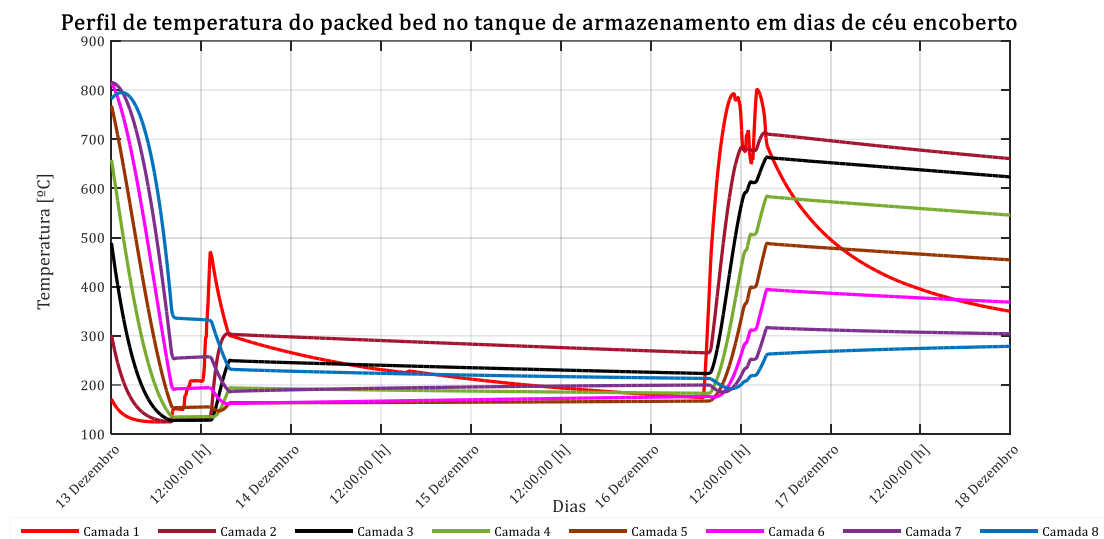


Figura 6.9: Evolução da temperatura do *packed bed* para um período de cinco dias de céu encoberto.

6.5 Performance do sistema para diferentes modos e condições de operação

O sistema foi dimensionado para trabalhar nas condições específicas, mas importa justificar essa opção e avaliar o impacto da escolha dos valores de alguns parâmetros de funcionamento.

6.5.1 Operação do sistema na fase de carga com diferentes caudais mássicos

Para analisar o impacto do valor de caudal mássico de HTF no interior do sistema de armazenamento na fase de carga foram testados diferentes valores de caudais, que foram 2, 4 e 6 kg/s. A fase de carga está descrita na Secção 3.4.2. As simulações para definir o caudal adequado são realizadas para dias de céu limpo. Na Figura 6.10 está representada a evolução do caudal mássico para estas três situações, incluindo o caudal durante a fase de descarga.

Como se pode observar, nem sempre o sistema se encontra a operar com o caudal de carga, pois este caudal é imposto apenas quando a radiação solar disponível é suficiente para carregar o sistema, caso contrário a bomba é desligada. Relativamente ao aumento do caudal mássico durante a descarga, esses valores estão relacionados com a transferência de calor do HTF no permutador para o ciclo de Rankine, sendo o caudal ajustado de modo a garantir a transferência de 2785.4 kW, a uma temperatura adequada, necessários ao funcionamento do sistema à potência nominal.

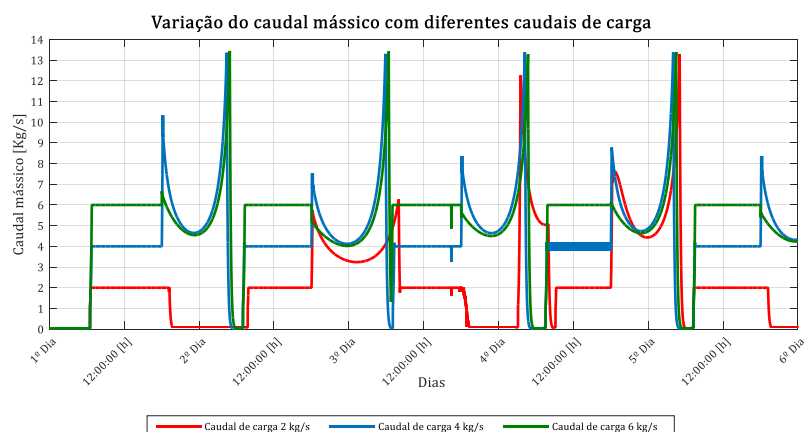


Figura 6.10: Variação do caudal do fluido de transferência de calor com *set points* diferentes de caudal na fase de carga.

Na Figura 6.11 estão representadas as temperaturas da primeira camada do *packed bed* e na Figura 6.12 estão representadas as temperaturas da última camada do *packed bed* para os três casos referidos acima.

Quando o caudal mássico na fase de carga é de 2 kg/s, a primeira camada atinge temperaturas muito elevadas, o que poderá colocar em risco o funcionamento e a integridade dos materiais do sistema de armazenamento. Isto significa que o sistema na fase de carga deve sempre trabalhar com caudais mais elevados para evitar danos no sistema de armazenamento.

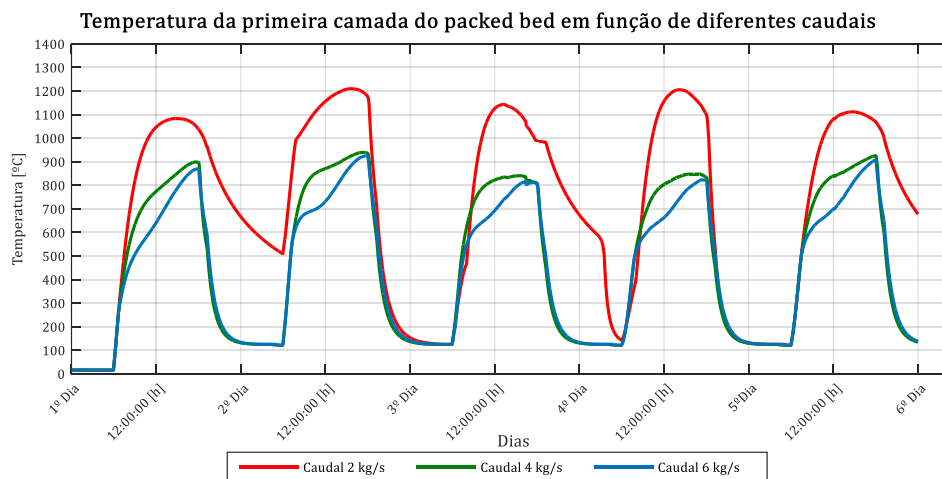


Figura 6.11: Evolução da temperatura da primeira camada do *packed bed* para diferente *set points* de caudal do HTF na fase de carga durante um período de cinco dias de céu limpo.

Relativamente ao caudal mássico de carga de 6 kg/s, a temperatura da primeira camada de *packed bed* não atinge valores tão elevados que possam comprometer a integridade e o funcionamento do sistema de armazenamento.

Relativamente à evolução da temperatura da última camada, representada na Figura 6.12, o uso de caudais de 4 e 6 kg/s durante as fases de carga apresentam uma distribuição de temperatura semelhante. Já no caso de um caudal de carga de 2 kg/s a temperatura da última camada mantém-se relativamente baixa, isto acontece porque o baixo caudal não favorece a transferência de calor das camadas superiores para as camadas inferiores.

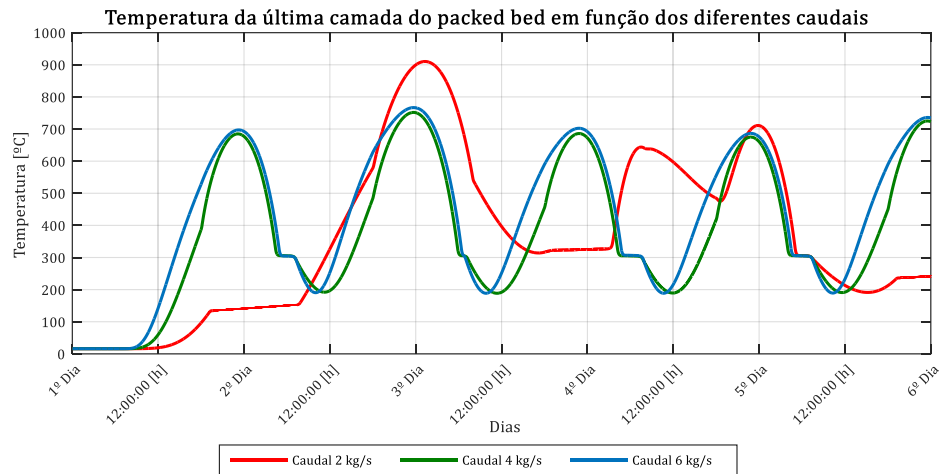


Figura 6.12: Temperatura da última camada do *packed bed* no tanque de armazenamento com diferentes caudais.

A escolha de um caudal de 4 kg/s em vez de 6 kg/s remete apenas para uma questão de eficiência em termos de consumos de energia para bombagem. Ambos os caudais de carga conduzem a resultados semelhantes, sendo que a vantagem do caudal de 4 kg/s exige menor trabalho realizado pela bomba de circulação de ar, diminuindo desta forma o consumo, ou seja, melhorando a eficiência do sistema do recetor solar com armazenamento térmico integrado.

6.5.2 Comparação do funcionamento do sistema para diferentes diâmetros de rocha no *packed bed*

Outra análise realizada destinou-se a avaliar qual o impacto que o diâmetro da rocha do *packed bed* tem no funcionamento e na operação do sistema de armazenamento de energia. Nesse sentido, analisaram-se dois diâmetros diferentes, 0.05 m e 0.01 m, comparando com os resultados do diâmetro de 0.03 m usado nos testes de performance térmica.

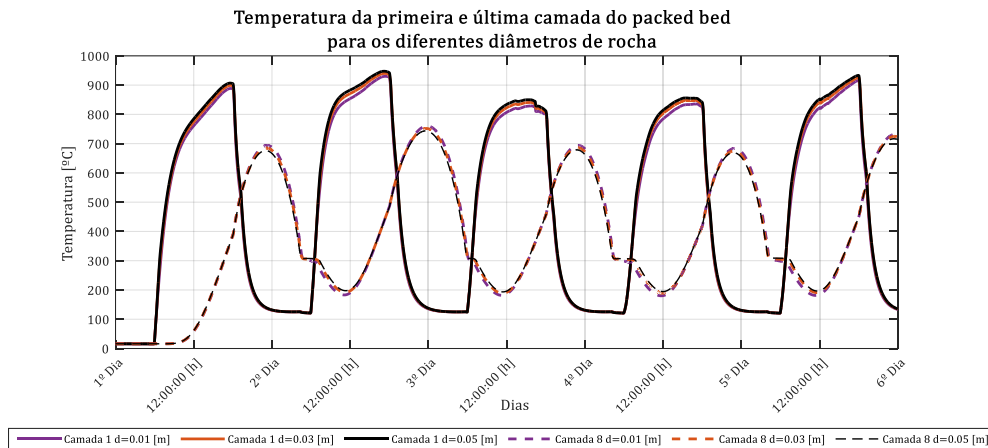


Figura 6.13: Evolução da temperatura da primeira e última camada do *packed bed* para três diâmetros de rocha diferentes.

Como se pode observar pela Figura 6.13, o diâmetro de rocha tem pouco impacto na evolução e distribuição de temperatura no *packed bed*, sendo a diferença máxima de aproximadamente de 15 °C entre o diâmetro de 0.01 m e de 0.05 m.

A dimensão da rocha no *packed bed* terá um impacto significativo no consumo da bomba de circulação, mas esse aspeto não foi avaliado no presente trabalho.

6.5.3 Avaliação do impacto da operação em contínuo da bomba de circulação

Outro estudo elaborado foi comparar dois funcionamentos da bomba de circulação do HTF. Um em que a bomba funciona de modo descontínuo, e outro em que funciona ininterruptamente.

Na Figura 6.9, está representado o funcionamento descontínuo da bomba. Neste funcionamento, o HTF deixa de circular com o auxílio da bomba. Esta é desligada quando o sistema se encontra durante um certo período com baixos níveis de radiação. Existindo apenas a circulação do fluido no interior do tanque por convecção natural.

Na Figura 6.14 está representado o funcionamento ininterrupto da bomba de circulação do HTF. A bomba continua ativada mesmo quando os níveis de radiação são baixo ou inexistentes.

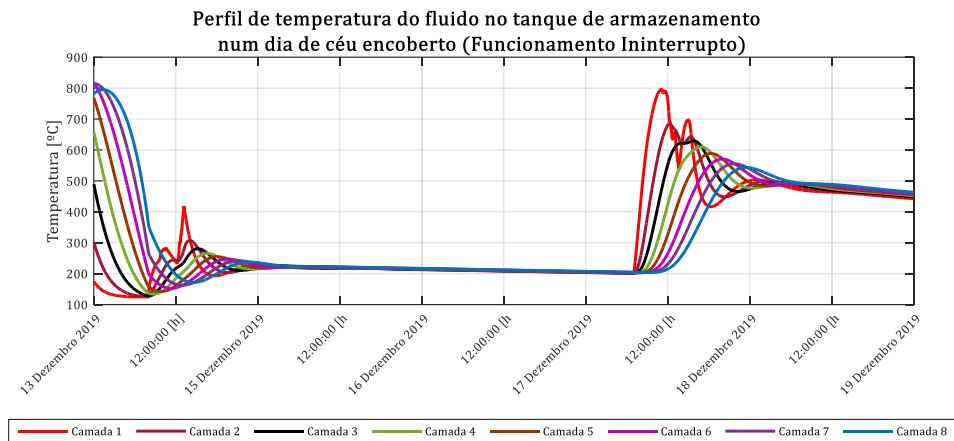


Figura 6.14: Perfil de Temperatura do *Packed Bed* no Tanque de armazenamento (Céu encoberto).

Como é observável na Figura 6.14, o sistema privado de radiação não aquece o *packed bed* e a circulação do HTF permite homogeneizar a temperatura nas camadas do *packed bed*.

Para compreender o funcionamento adequado é comparado na Figura 6.15 a energia armazenada no sistema aplicando dois modos distintos de funcionamento. Como é observável, o modo de funcionamento ininterrupto evidencia uma quantidade superior de energia armazenada.

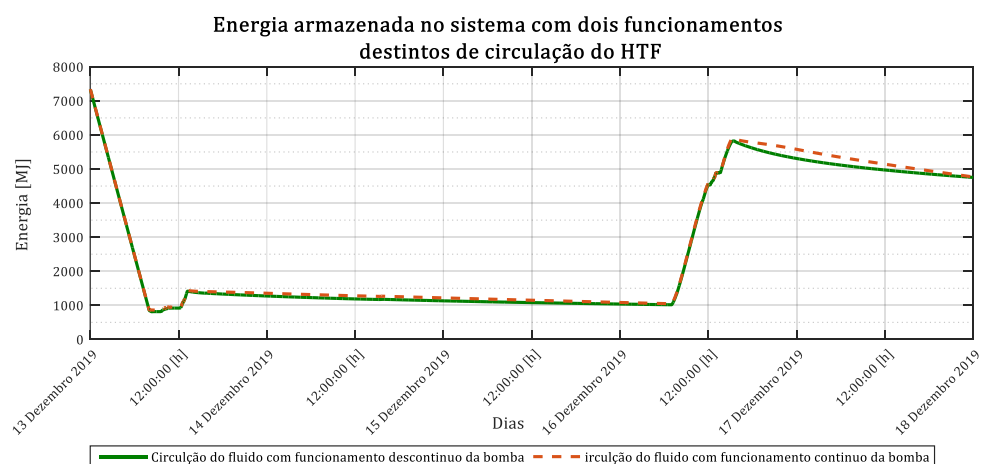


Figura 6.15: Comparação do armazenamento de energia utilizando dois funcionamentos distintos, um funcionamento ininterrupto (caudal forçado) com o funcionamento normalizado, (convecção natural + convecção forçada).

Este resultado numa primeira instância aparenta que o funcionamento ininterrupto da bomba é a opção indicada no dimensionamento do sistema, porém outras factos são necessárias ter em conta.

As perdas térmicas por convecção no interior do tanque com o recetor integrado são menores. Isto porque, na câmara superior do tanque o HTF é sugado para o interior do *packed bed*, diminuindo as perdas térmicas por convecção do *packed bed* para a câmara e conseqüentemente da câmara para as paredes do tanque. Caso que no funcionamento descontínuo da bomba não se sucede. Na fase de carregamento a bomba trabalha, mas quando o sistema não se encontra a carregar a bomba é desligada e o ar apenas circula por convecção natural. Como o ar não é sugado para o interior do *packed bed* tende a ascender no tanque o ar que se encontra mais quente, por se encontrar menos denso, e descer o ar que se encontra menos quente, por se encontrar mais denso. Este movimento do ar por convecção natural aumenta significamente as perdas térmicas na primeira camada do *packed bed*.

A perda térmica no interior do tanque não prejudica o funcionamento descontínuo, mas dá vantagem ao funcionamento ininterrupto do sistema. Porém o funcionamento ininterrupto apresenta duas desvantagens que acaba por beneficiar o funcionamento descontínuo da bomba.

A primeira desvantagem remete para as perdas térmicas na tubagem. A análise elaborada na Figura 6.15 apenas estuda as perdas térmicas no interior do tanque. Como no caso do funcionamento ininterrupto o fluido circula desde a parte inferior do tanque até ao topo, sendo usada tubagem para transportar o fluido.

Outro dos fatores, é o consumo parasita por parte da bomba, ao manter a circulação do fluido é despendida energia, e como é observável, durante aqueles dias o sistema não tem energia suficiente para produzir energia elétrica, acabando por ser um encargo energético desnecessário e por consequência reduz o rendimento térmico de todo o sistema de armazenamento.

Capítulo

7

7. Conclusão

A tecnologia de concentração ST-BD é um novo design aplicado aos sistemas SPT. Nesta tecnologia são utilizados materiais economicamente mais baratos no sistema de armazenamento considerado [11] e um design que facilite a operação e manutenção. Nesse encaixe o estudo da performance ótica e térmica é fulcral para perceber os pontos-chaves para que a tecnologia ST-BD ganhe o seu espaço e se torne uma tecnologia comercial.

A nível ótico, antes de realizar qualquer tipo de estudo, era espectável uma queda da eficiência ótica, pois o design do sistema ST-BD aumenta os estágios óticos que a luz atravessa até chegar ao recetor. É incorporado uma ótica terciária de modo a diminuir o tamanho do secundário e em simultâneo aumentar o ângulo de aceitação. O espectável acaba mesmo por ser demonstrado, os sistemas ST-BD apresentam uma menor eficiência ótica anual, na ordem dos 17% em comparação com os sistemas SPT. Este estudo foi, no entanto, fulcral para perceber tudo o que está por detrás dessas perdas. Para além do aumento dos estágios óticos o efeito cosseno têm um papel relevante nesta diferença significativo, sendo verificado na Figura 4.7. uma variação significativa dos sistemas ST-BD, variando entre 50% a 67% de eficiência ótica, chegando ao solstício de verão a ter uma eficiência ótica máxima muito semelhante aos sistemas SPT, tendo apenas menos de 2% de eficiência, como representado na Figura 7.1.

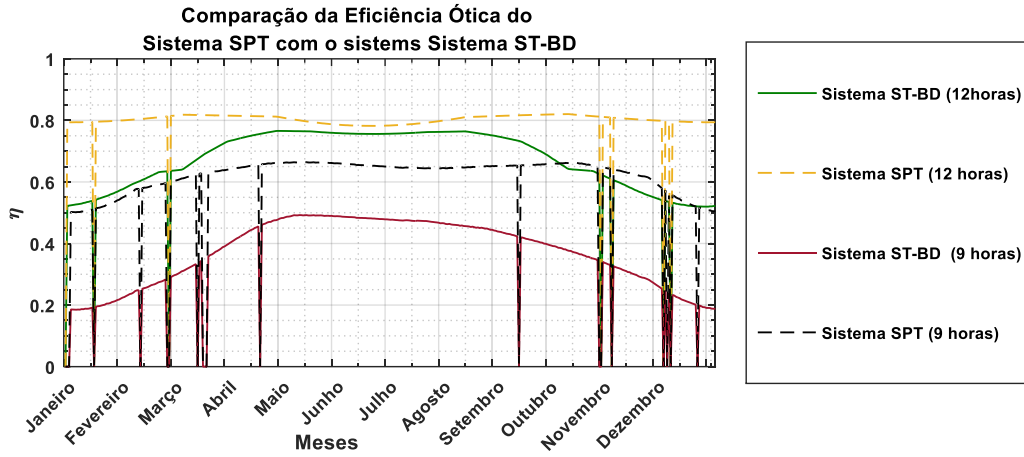


Figura 7.1: Comparação da eficiência ótica do sistema SPT com o sistema ST-BD.

No estudo térmico do sistema é demonstrado com sucesso que a tecnologia é capaz de funcionar e de providenciar energia à rede.

Não é realizado qualquer comparação da performance térmica do sistema ST-BD com os sistemas SPT por falta de dados mais concretos e questões de limitação de tempo, mas a inclusão do recetor no interior do sistema de armazenamento é um ponto chave neste design, uma vez que as perdas de energia para o ambiente e a energia gasta durante o transporte do fluido desde o topo da torre para o sistema de armazenamento são eliminadas, o que numa primeira instância dá vantagem ao sistema ST-BD. Por esse motivo neste presente trabalho apenas é estudado a viabilidade do sistema ST-BD, em que, de modo a ir mais além, aplicou-se materiais que são economicamente baratos e são possíveis de aplicar neste novo design, caso do Gabro no *packed bed*, sendo mais difícil a sua utilização no topo da torre, e como fluido de transferência de calor, o ar.

Os resultados da performance do sistema acabaram por ser promissores, demonstrando não só que a presente configuração tem uma ótima resposta nos ciclos de carga e descarga, como prova que o uso de materiais economicamente mais baratos não prejudicam o funcionamento do sistema.

Neste sentido os resultados obtidos da performance ótica e térmica suportam a tese de possibilidade de utilização desta tecnologia a nível comercial. No entanto, mais estudos serão necessários e, em particular, projetos-piloto à escala industrial por forma a demonstrar em condições reais os presentes resultados.

8. Perspetivas Futuras

Este novo design para sistemas de concentração é recente e ainda carece de muitos estudos, mas uma primeira linha de trabalhos já se encontra feita, que é perceber se esta tecnologia tem valências suficientes para ganhar posição no mercado nas tecnologias de concentração.

Apesar do modelo numero utilizado permitir estudar a tecnologia é possível aumentar a discretização espacial, quer em termos do número de camadas e, em consequência disso, incluir a descrição da absorção da radiação solar ao longo do meio poroso, quer em termos de inclusão da distribuição bidimensional da radiação solar na abertura do recetor (modelação 2D do sistema em regime transiente, incluindo a informação do ângulo de incidência da radiação na abertura da cavidade).

É importa também analisar e tentar perceber em que ramo se enquadra melhor esta tecnologia de concentração, se na produção de eletricidade ou na produção de combustíveis sintéticos, ou em ambas com o design adequado.

É fulcral também, a nível económico, perceber se esta tecnologia com a sua nova configuração, se carece de menos recursos financeiros devido a diminuição da complexidade da torre, dos materiais usados, apesar de numa primeira instância ser tirado conclusões nesse sentido seria importante elaborar um estudo económico para perceber o LCOE da tecnologia e comparar com o LCOE de um sistema standard SPT.

Por último, e não menos importante seria interessante adaptar este sistema de tanque de armazenamento com o recetor integrado a um ciclo de Brayton diretamente, removendo o permutador de calor e diminuindo a complexidade do recetor, seria um grande desafio tecnológico, e com um eventual melhoramento do rendimento do sistema.

Referências

- [1] “SolarPACES2020,” SolarPACES, 2020. [Online]. Available: <https://www.solarpaces.org/solarpaces-conference-2020/>. [Acedido em 13 Novembro 2020].
- [2] “INSHIP,” European Energy Research Alliance, [Online]. Available: <http://www.inship.eu/tasks.php>. [Acedido em 30 Novembro 2020].
- [3] “Ação da UE em matéria de energia e alterações climáticas,” União Europeia, 2017, 2017.
- [4] L. Silva, “Estratégia nacional para a Energia (ENE 2020),” ADENE, Lisboa, 2010.
- [5] D. Canavarro, Modelização de campos de colectores solares lineares do tipo Fresnel; aplicação a um concentrador inovador do tipo CLFR, Lisboa: Instituto Superior Tecnico, 2010.
- [6] A. G. Peinado, A. P. Marugàn e F. P. G. Márquez, “A review of the application performances of concentrated solar power systems,” *Applied Energy*, 2019.
- [7] T. M. Letcher e V. M. Fthenakis, *A Comprehensive Guide to Solar Energy Systems*, Copyright © 2018 Elsevier Inc., 2018.
- [8] “REPÚBLICA PORTUGUESA,” 30 Julho 2020. [Online]. Available: <https://www.portugal.gov.pt/pt/gc22/comunicacao/noticia?i=governo-aprova-estrategia-nacional-para-o-hidrogenio>. [Acedido em 11 Agosto 2020].
- [9] [Online]. Available: <http://inship.eu>. [Acedido em 11 Novembro 2020].
- [10] [Online]. Available: <https://www.catedraer.uevora.pt/sobre/iniesc>. [Acedido em 11 Novembro 2020].
- [11] D. Vant-Hull, “Issues with Beam-Down concepts,” *Energy Procedia*, 2013.
- [12] D. Vant-Hull, “Issues with beam-down concepts Dr.,” *SolarPaces 2013*, 2013.

- [13] B. Grange, V. Kumar, A. Gil, P. R. Armstrong, D. S. Codd e N. Calvet, “Preliminary optical, thermal and structural design of a 100 kWth CSPonD beam-down on-sun demonstration plant,” *The 7th International Conference on Applied Energy*, 2015.
- [14] S. Yang, J. Wang, P. D. Lund, C. Jiang e X. Li, “High performance integrated receiver-storage system for concentrating solar power beam-down system,” *Solar Energy*, pp. 87-94, May 2019.
- [15] S. Kalogirou, *Solar energy engineering : processes and systems*, San Diego, California: Elsevier, 2009.
- [16] J. Chaves, *Introducing To Nonimaging Optics*, 2º ed., New York: Taylor & Francis Group, LLC, 2016.
- [17] D. Canavarro, G. Delgado, V. Patil, M. Blanco, P. Horta e A. Steinfeld, “Etendue-matched solar tower beam-down system for solar metallurgy/lime/fuel production reactors,” *SolarPaces*, 2020.
- [18] D. Canavarro, J. Chaves e M. Collares-Pereira, “Simultaneous Multiple Surface method for Linear fresnel Concentrators with tubular receiver,” *Solar Energy*, 3 Setembro 2014.
- [19] D. Canavarro, J. Chaves e M. Collares-Pereira, “Simultaneous Multiple Surface method for Design of New Parabolic Dish-type Concentrator Using a Cassegranian Approach,” *Solar Paces*, 2018.
- [20] D. Canavarro, M. Collares-Pereira, A. Santos, G. Delgado e P. Horta, “XVII Congresso Ibérico y XIII Congreso Iberoamericano de Energia Solar,” *ALFR-ALENTEJO: DEMONSTRAÇÃO EXPERIMENTAL DE UM PROTÓTIPO ADVANCED LINEAR FRESNEL REFLECTOR EM ÉVORA*, Novembro 2020.
- [21] A. Rabl, *Active Solar Collectors and Their Applications*, OXFORD UNIVERSITY PRESS, 1985.
- [22] Osório.T, “Solar thermal collectors under transient conditions: optical and thermal characterization based on the quasi-dynamic model”.

- [23] D. Jafrancescoa, J. P. Cardoso, A. Mutuberría, E. Leonardi, I. Les, P. Sansoni, F. Francini e D. Fontani, “Renewable and Sustainable Energy Reviews,” *Optical simulation of a central receiver system: Comparison of different software tools*, 2018.
- [24] Y. A. Cengel, *Heat Transfer: A PRACTICAL APPROACH*, Second Edition ed., 2002.
- [25] f. P. Incropera, D. P. Dewitt, T. L. Bergman e A. S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass transfer*, 6º ed., John Wiley & Sons, Inc. All, 2007.
- [26] A. Bejan, *Transferência de Calor*, Duke: Editora Edgard Blucher LTDA, 1994.
- [27] M. B. Mokhtar, “The Beam-Down Solar Thermal Concentrator: Experimental Characterization and Modeling,” Masdar Institute of Science and Technology, 2011.
- [28] J. M. Gordon, “Aplanatic optics for solar concentration,” 26 Abril 2010.
- [29] “micquartz,” micquartz, [Online]. Available: <https://www.micquartz.com/quartz-glass-products/quartz-plates/thicking-chamfered-fused-quartz-glass-block/>. [Acedido em 4 Novembro 2020].
- [30] C. O. A. Corvalán, “Simulação de um sistema de armazenamento térmico TES para aplicação em usinas solares do tipo CSP,” Brasília, 2017.
- [31] G. Zanganeh., A. Pedretti., S. Zavattoni., M. Barbato. e A. Steinfeld., *Packed-bed thermal storage for concentrated solar power – Pilot-scale demonstration and industrial-scale design*, 2012.
- [32] F. Lo Brutto e O. Miralles Pérez, *Novel Thermal Energy Storage for Electric Power Generation*, Aalborg: Aalborg University, 2017.
- [33] “Promat,” [Online]. Available: <https://www.promat-hpi.com/en/products/composite-insulation-boards/microtherm-mps-pipes-fittings>. [Acedido em 12 Outubro 2020].

- [34] “FOAMGLAS,” [Online]. Available: <https://www.foamglas.com/en-gb/download>. [Acedido em 12 Outubro 2020].
- [35] M. J. Blanco, J. M. Amnieva e A. Mancilla, “THE TONATIUH SOFTWARE DEVELOPMENT PROJECT: AN OPEN SOURCE APPROACH TO THE SIMULATION OF SOLAR CONCENTRATING SYSTEMS,” 5 Novembro 2005.
- [36] “Meteonorm Software,” [Online]. Available: <https://meteonorm.com>. [Acedido em Abril 2020].
- [37] “MATLAB,” MathWorks, [Online]. Available: <https://www.mathworks.com/products/matlab/student.html>.
- [38] D. Kunii e J. SMITH, “Heat Transfer Characteristics of Porous Rocks,” 1960.
- [39] M. F. Modest, Radiative Heat Transfer, Second Edition ed., Academic Press, 2003.
- [40] “steamturbo,” Gteam, [Online]. Available: <https://www.steamturbo.com/steam-turbines/tr-320-4.html>. [Acedido em 12 Setembro 2020].
- [41] P. Serranho, Matemática Aplicada e Análise Numérica (Uma introdução com Octave), 2017.
- [42] A. S. Gonzalez e J. G. Hernández, “Beam-down linear Fresnel reflector: BDLFR,” *Renewable Energy*, Alberto Sánchez-González*, Jesús Gómez-Hernández Energy 2020.
- [43] A. S. Wardhana, M. Ashari e H. Suryoatmojo, “Designing and modeling a novel dual parabolic concentrator with three degree of freedom (DOF) robotic arm Aseptia,” *Solar Energy journal*, 2019.
- [44] A. Rabl, *Tower reflector for solar power plant*, August 1975.
- [45] R. A. Rabl, *Active Solar Collectors and Their Applications*, New York: Oxford University Press, 1985.

- [46] P. Canhoto, *Modelação e simulação da transferência de calor em arranjos de permutadores para a análise da eficiência de caldeiras*, Lisboa: Instituto Superior Técnico, 2004.
- [47] A. Sánchez-González e J. Gómez-Hernández, “Beam-down linear Fresnel reflector: BDLFR,” *Renewable Energy*, pp. 802-8015, Julho 2019.
- [48] M. T. Islam, N. Huda, A. Abdullah e R. Saidur, “A comprehensive review of state-of-art concentrating solar power (CSP) technologies: Current status and research trends,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2018.
- [49] S. Yang, J. Wang, P. D. Lund, C. Jiang e X. Li, “Modelling and performance evaluation of an integrated receiver-storage for concentrating solar power beam-down system under heterogeneous radiative conditions,” *Solar Energy*, 2019.

ANEXOS

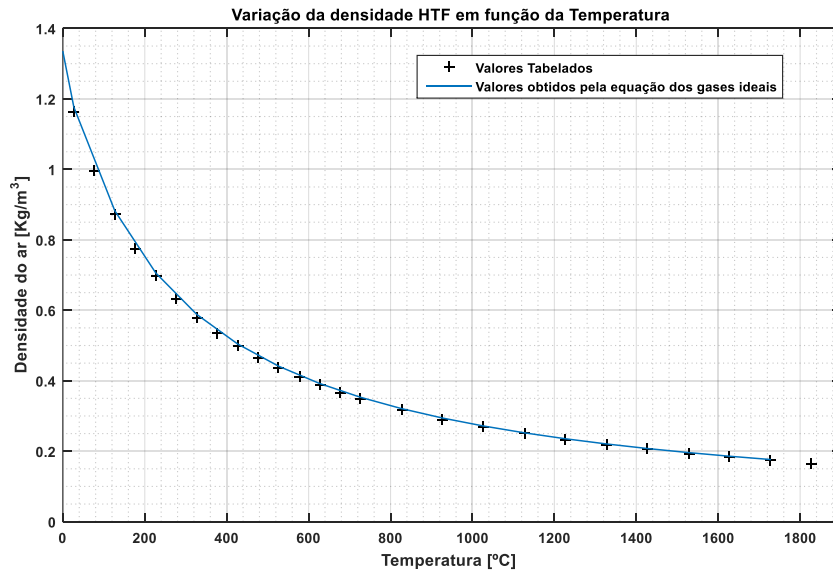
Anexos

Anexo A

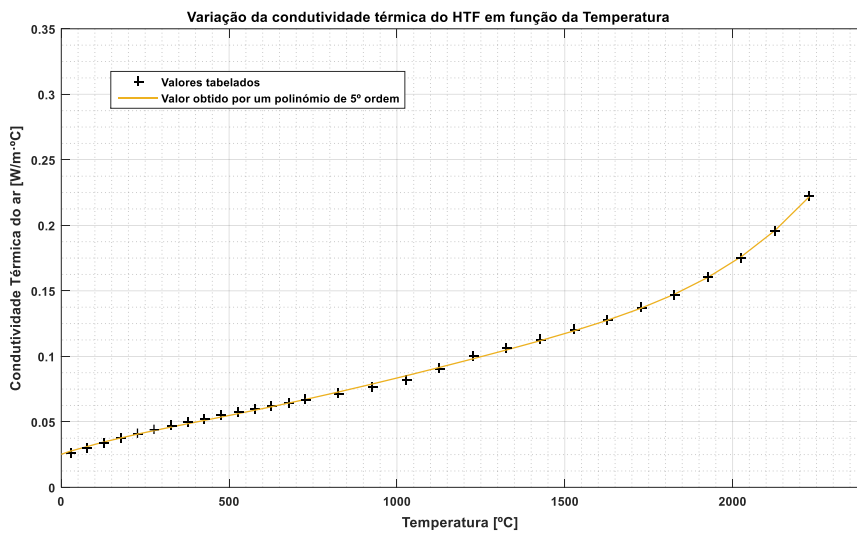
Propriedades termodinâmicas e de transporte do seco ar à pressão atmosférica

Anexo A 1: Propriedades termodinâmicas e de transporte do ar seco à pressão atmosférica [26].

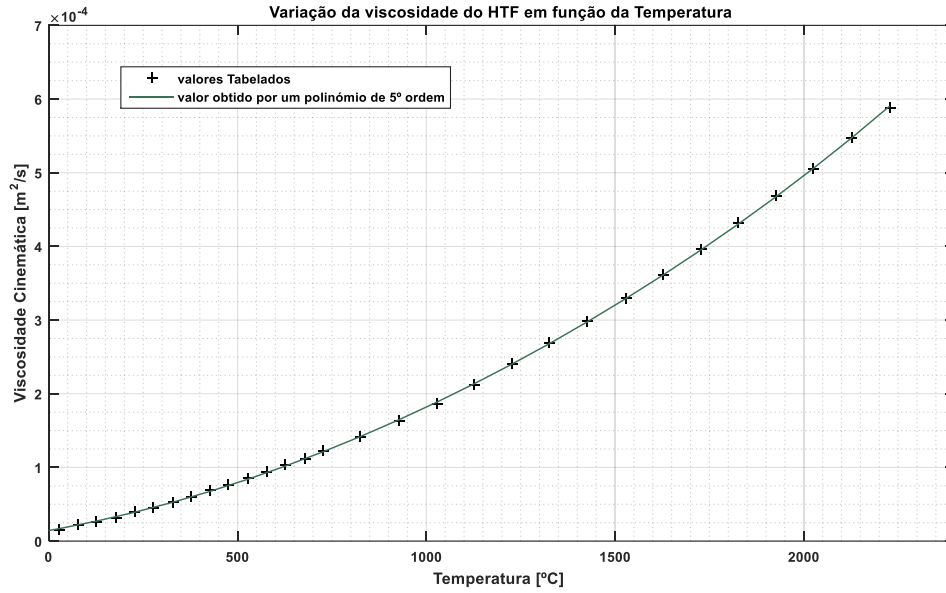
| T [K] | ρ [kg/m ³] | C_p [kJ/Kg·K] | ν [m ² /s] | k [W/m·K] | α [m ² /s] | P_r [-] |
|------------|--------------------------------|--------------------|------------------------------|----------------|---------------------------------|--------------|
| 100 | 3.5562 | 1.032 | 2.00e-6 | 9.34e-3 | 2.54e-6 | 0.786 |
| 150 | 2.3364 | 1.012 | 4.426e-6 | 13.8e-3 | 5.84e-6 | 0.758 |
| 200 | 1.7458 | 1.007 | 7.590e-6 | 18.1e-3 | 10.3e-6 | 0.737 |
| 250 | 1.3947 | 1.006 | 11.44e-6 | 22.3e-3 | 15.9e-6 | 0.720 |
| 300 | 1.1614 | 1.007 | 15.89e-6 | 26.3e-3 | 22.5e-6 | 0.707 |
| 350 | 0.9950 | 1.009 | 20.92e-6 | 30.0e-3 | 29.9e-6 | 0.700 |
| 400 | 0.8711 | 1.014 | 26.41e-6 | 33.8e-3 | 38.3e-6 | 0.690 |
| 450 | 0.7740 | 1.021 | 32.39e-6 | 37.3e-3 | 47.2e-6 | 0.686 |
| 500 | 0.6964 | 1.030 | 38.79e-6 | 40.7e-3 | 56.7e-6 | 0.684 |
| 550 | 0.6329 | 1.040 | 45.57e-6 | 43.9e-3 | 66.7e-6 | 0.683 |
| 600 | 0.5804 | 1.051 | 52.69e-6 | 46.9e-3 | 76.9e-6 | 0.685 |
| 650 | 0.5356 | 1.063 | 60.21e-6 | 49.7e-3 | 87.3e-6 | 0.690 |
| 700 | 0.4975 | 1.075 | 68.10e-6 | 52.4e-3 | 98.0e-6 | 0.695 |
| 750 | 0.4643 | 1.087 | 76.37e-6 | 54.9e-3 | 109e-6 | 0.702 |
| 800 | 0.4354 | 1.099 | 84.93e-6 | 57.3e-3 | 120e-6 | 0.709 |
| 850 | 0.4097 | 1.110 | 93.80e-6 | 59.6e-3 | 131e-6 | 0.716 |
| 900 | 0.3868 | 1.121 | 102.9e-6 | 62.0e-3 | 143e-6 | 0.720 |
| 950 | 0.3666 | 1.131 | 112.2e-6 | 64.3e-3 | 155e-6 | 0.723 |
| 1000 | 0.3482 | 1.141 | 121.9e-6 | 66.7e-3 | 168e-6 | 0.726 |
| 1100 | 0.3166 | 1.159 | 141.8e-6 | 71.5e-3 | 195e-6 | 0.728 |
| 1200 | 0.2902 | 1.175 | 162.9e-6 | 76.3e-3 | 224e-6 | 0.728 |
| 1300 | 0.2679 | 1.189 | 185.1e-6 | 82e-3 | 238e-6 | 0.719 |
| 1400 | 0.2488 | 1.207 | 213e-6 | 91e-3 | 303e-6 | 0.703 |
| 1500 | 0.2322 | 1.230 | 240e-6 | 100e-3 | 350e-6 | 0.685 |
| 1600 | 0.2177 | 1.248 | 268e-6 | 106e-3 | 390e-6 | 0.688 |
| 1700 | 0.2049 | 1.267 | 298e-6 | 113e-3 | 435e-6 | 0.685 |
| 1800 | 0.1935 | 1.286 | 329e-6 | 120e-3 | 482e-6 | 0.683 |
| 1900 | 0.1833 | 1.307 | 362e-6 | 128e-3 | 534e-6 | 0.677 |
| 2000 | 0.1741 | 1.337 | 396e-6 | 137e-3 | 589e-6 | 0.672 |
| 2100 | 0.1658 | 1.372 | 431e-6 | 147e-3 | 646e-6 | 0.667 |
| 2200 | 0.1582 | 1.417 | 468e-6 | 160e-3 | 714e-6 | 0.655 |
| 2300 | 0.1513 | 1.478 | 506e-6 | 175e-3 | 783e-6 | 0.647 |
| 2400 | 0.1448 | 1.558 | 547e-6 | 196e-3 | 869e-6 | 0.630 |
| 2500 | 0.1389 | 1.665 | 589e-6 | 222e-3 | 960e-6 | 0.613 |
| 3000 | 0.1135 | 2.726 | 841e-6 | 486e-3 | 1570e-6 | 0.536 |



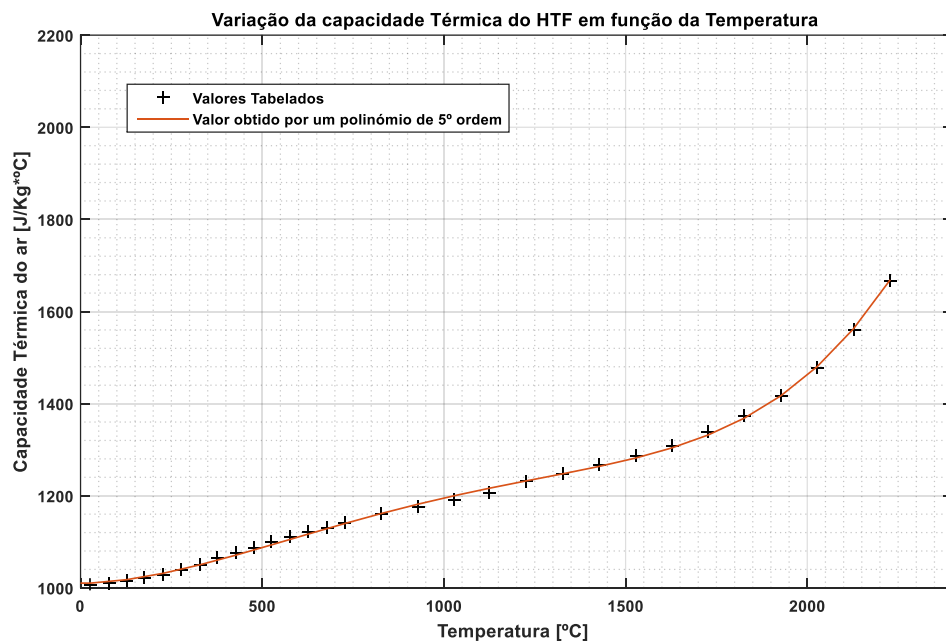
Anexo A 2: Variação da densidade do ar em função da temperatura.



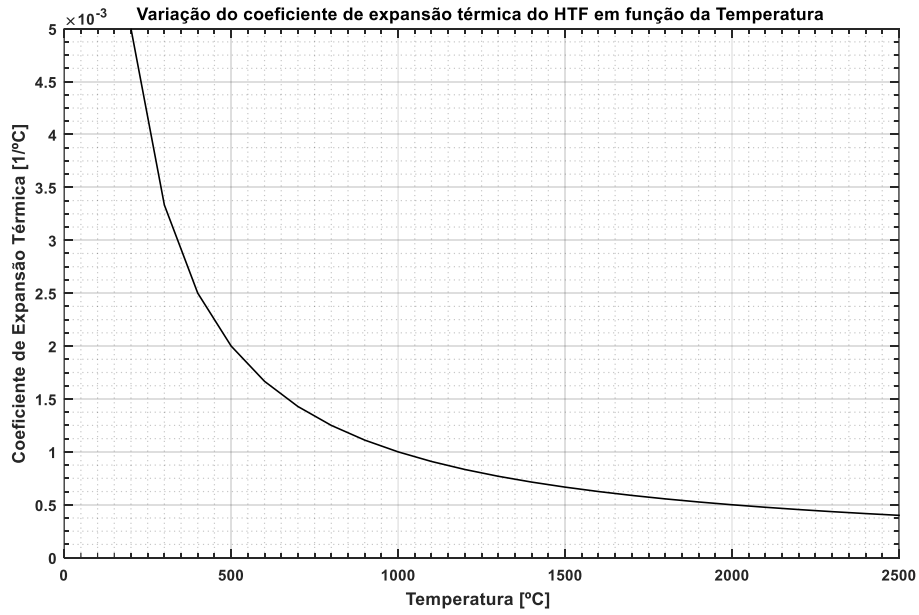
Anexo A 3: Variação da condutividade térmica do ar em função da temperatura.



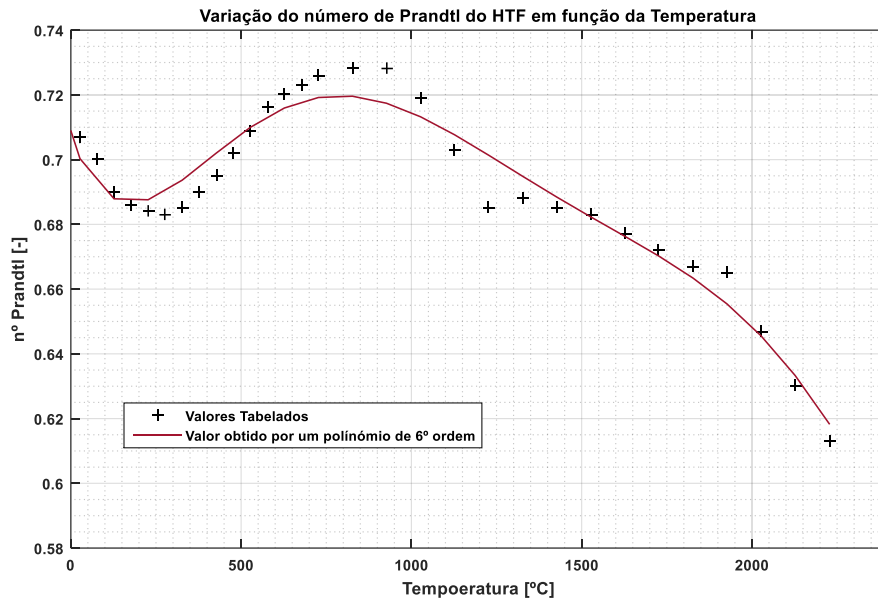
Anexo A 4: Variação da viscosidade do ar em função da temperatura.



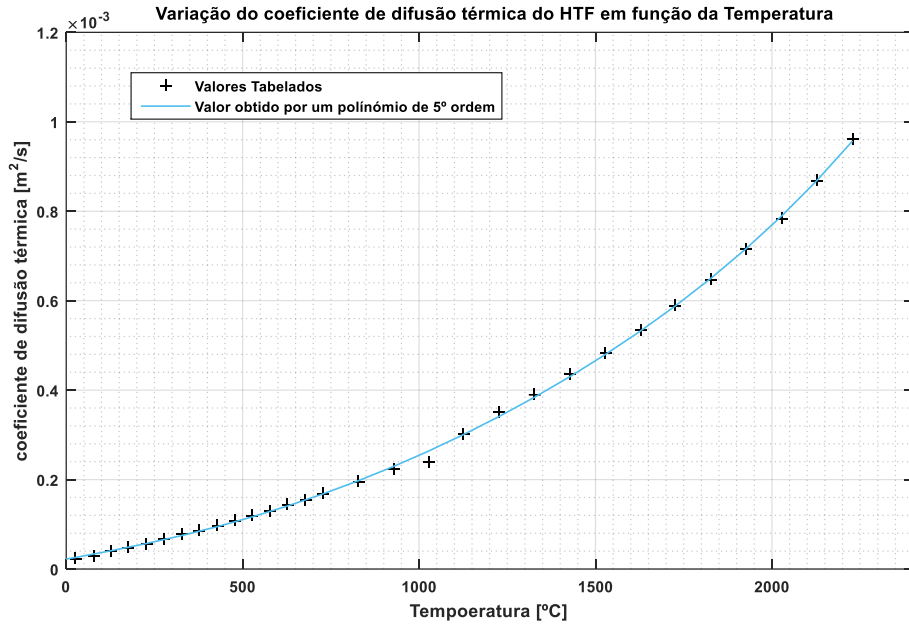
Anexo A 5: Variação da capacidade térmica do ar em função da temperatura.



Anexo A 6: Variação do coeficiente de expansão térmica do ar em função da temperatura.

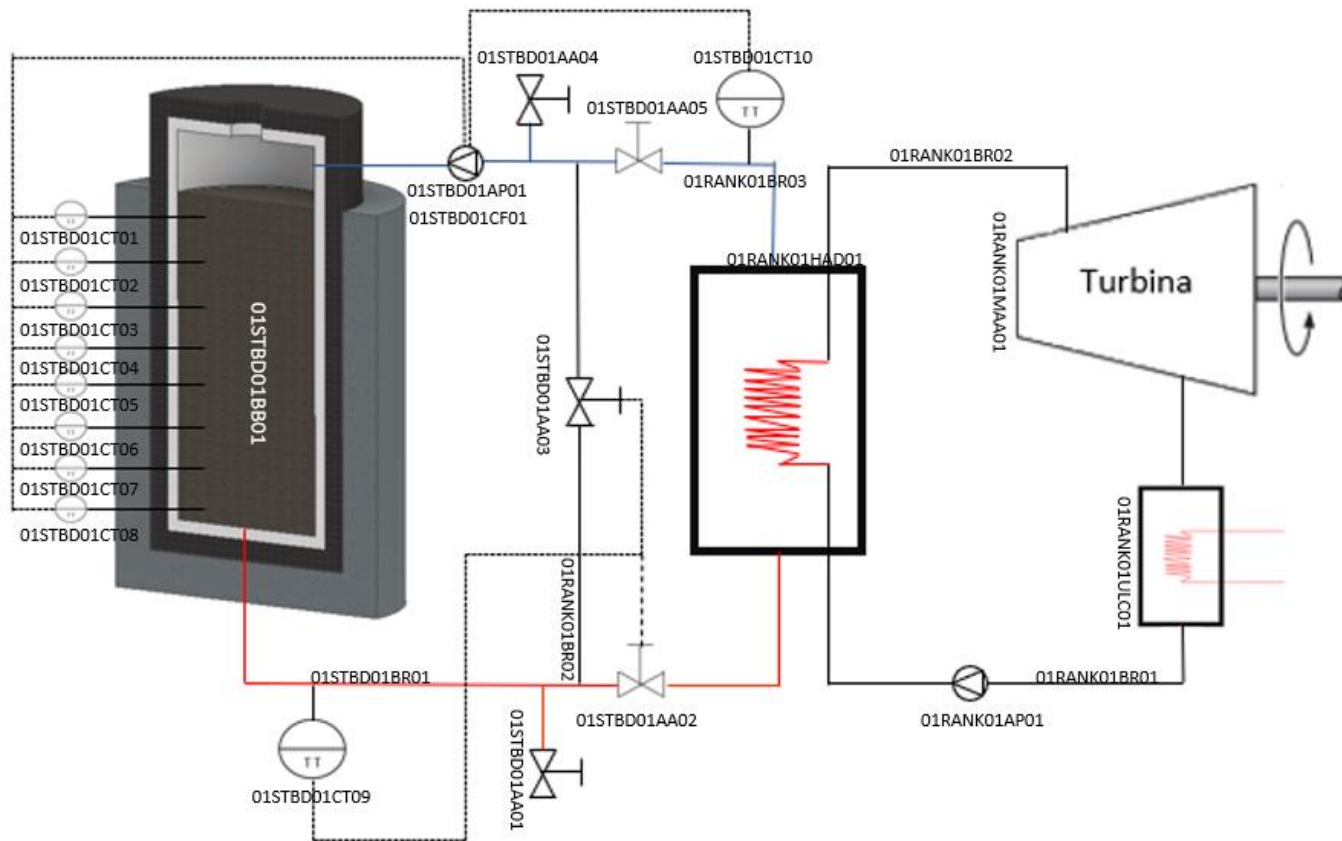


Anexo A 7: Variação do número de Prandtl do ar em função da temperatura.



Anexo A 8: Variação da difusividade térmica do ar em função da temperatura.

Anexo B



Anexo B 1: Diagrama P&ID do sistema de conversão termoeletrico.

LBA Sistema principal de tubagens de vapor

HAD – Sistema do permutador de calor (evaporador)

MAA – Turbina de alta pressão

LCA – Sistema de tubagens do condensador principal

ULC – Estrutura para sistema de condensados

BB – Recetor térmico com tanque de armazenamento integrado

AP – Bomba de circulação

CT – Sensores de temperatura

AA – Válvulas

BR – Tubagem

RANK – Sistema do ciclo de Rankine

Tabela B 1: Equipamentos utilizada no dimensionamento do sistema.

| Equipamento | Nomenclatura KKS |
|-----------------------------|-------------------------|
| Bomba de circulação de ar | 01STBD01AP01 |
| Bomba de circulação de água | 01RANK01AP01 |
| Permutador de calor | 01RANK01HAD01 |
| Turbina de vapor | 01RANK01MAA01 |
| Condensador | 01RANK01ULC01 |
| Válvulas | 01STBD01AA01 |
| | 01STBD01AA02 |
| | 01STBD01AA03 |
| | 01STBD01AA04 |
| | 01STBD01AA05 |

Tabela B 2: Instrumentação utilizada no dimensionamento do sistema.

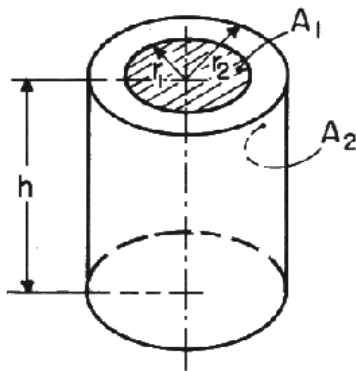
| Instrumentação | Nomenclatura KKS |
|-------------------------|-------------------------|
| Sensores de temperatura | 01STBD01CT01 |
| | 01STBD01CT02 |
| | 01STBD01CT03 |
| | 01STBD01CT04 |
| | 01STBD01CT05 |
| | 01STBD01CT06 |
| | 01STBD01CT07 |
| | 01STBD01CT08 |
| | 01STBD01CT09 |
| | 01STBD01CT10 |
| Caudalímetro | 01STBD01CF01 |

Anexo C

Fatores de forma em transferência de calor por radiação térmica

Neste anexo são apresentados os fatores de forma utilizados na construção do modelo na parte da transferência de calor por radiação térmica. Para além dos três fatores aqui apresentados, existem disponíveis nas referências literárias muitos mais casos de outras formas e configurações geométricas [40].

Fator de vista entre um disco e o interior de uma superfície cilíndrica



Definições:

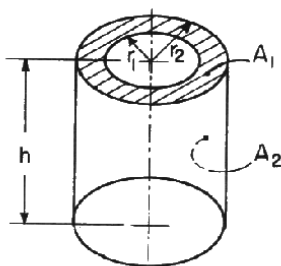
$$R = \frac{r_2}{r_1}; H = \frac{h}{r_1}$$

Figura C 1: F ator de forma de um disco de cima para dentro de uma superfície cilíndrica circular [27].

A Equação A é aplicado par situações em que se pretende calcular a transferência de energia entre formas geométricas semelhantes ao Figura C 1.No caso da modelação, foi aplicado no caso da vista lateral com a cavidade de quartzo do tanque.

$$F_{1-2} = \frac{1}{2} \left(1 - R^2 - H^2 + [(1 + R^2 + H^2)^2 - 4R^2]^{\frac{1}{2}} \right) \quad A$$

Fator de vista entre um anel e o interior de uma superfície cilíndrica



Definições:

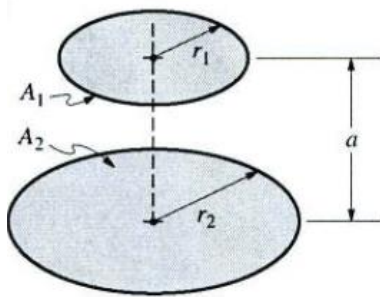
$$R = \frac{r_2}{r_1}; H = \frac{h}{r_1}$$

Figura C 2: Fator de vista entre um anel e o interior de uma superfície cilíndrica [39].

A equação B é aplicada para situações como no Figura C 2. No caso da modelação, foi aplicada na situação entre a parede lateral e o topo do tanque.

$$F_{1-2} = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{1}{(R^2 - 1)} \left(H(4R^2 + H^2)^{\frac{1}{2}} - [(1 + R^2 + H^2)^2 - 4R^2]^{\frac{1}{2}} \right) \right) \quad \text{B}$$

Fator de vista entre dois discos circulares paralelos



Definições:

$$R_1 = \frac{r_1}{a}; R_2 = \frac{r_2}{a}$$

$$X = 1 + \frac{1 + R_2^2}{R_1^2}$$

Figura C 3: Fator de vista entre dois discos circulares paralelos [39]

A equação C é apresentada para caso em que dois discos estão paralelos entre si, como no caso do Figura C 3. No caso deste trabalho foi aplicado no caso entre o topo do packed bed e o topo do tanque.

$$F_{1-2} = \frac{1}{2} \left\{ X - \sqrt{X^2 - 4 \left(\frac{R_2}{R_1} \right)^2} \right\} \quad \text{C}$$

Anexo D

O sistema foi dimensionado para o funcionar com uma turbina de 700 kW_{ele}, representada na Figura D 1. Na Tabela D 1 são apresentadas as especificações da turbina escolhida para o sistema do fabricante G TEAM.



Figura D 1: Turbina de 700 kW para geração de eletricidade [41].

Tabela D 1: Dados da Turbina [41].

| Pressão de entrada na turbina [MPa] | Temperatura de entrada na turbina [°C] | Pressão a saída na turbina [MPa] | Potência da turbina [kW] |
|-------------------------------------|--|----------------------------------|--------------------------|
| 9 | 550 | 2.5 | 700 |

Para determinar a energia necessária ser fornecida pelo recetor térmico com tanque de armazenamento integrado para a produção de eletricidade à potência nominal foram realizados os cálculos apresentados na Tabela D 2 para cada etapa do ciclo de Rankine, (a numeração de cada etapa corresponde à da Figura 2.10).

Tabela D 2: Parâmetros calculados para cada etapa do ciclo de Rankine.

| Etapas | T [°C] | P [MPa] | h [KJ/Kg·K] | m [Kg/s] |
|--------|--------|---------|-------------|----------|
| 1 | 224 | 2,5 | 961,9 | 1,09 |
| 2 | 226,6 | 9 | 961,9 | |
| 3 | 550 | 9 | 3512,0 | |
| 4 | 224 | 2,5 | 2801,9 | |

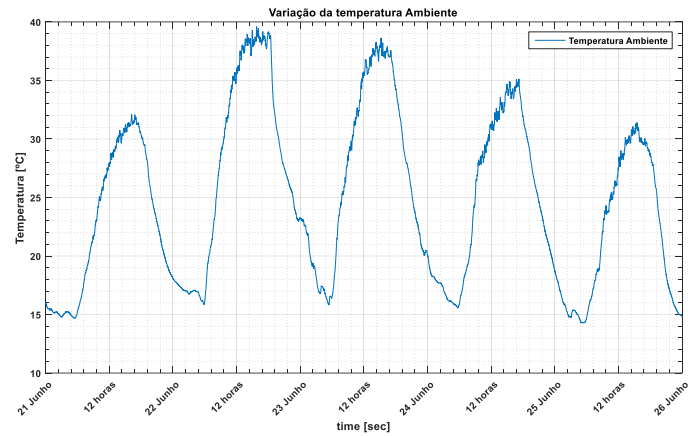
ANEXO D

Na Tabela D 3 é apresentada a energia necessária que a turbina funcione nos 700 kW nominais, tendo em conta o rendimento do ciclo de Rankine, a eficiência mecânica da turbina e a eficiência elétrica da do gerador.

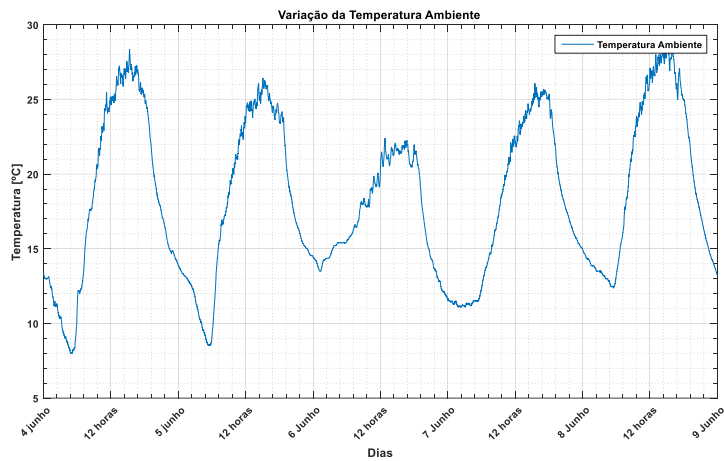
Tabela D 3: Cálculo da energia necessária extrair no permutador para funcionamento à potência nominal.

| Análise do Sistema | | | |
|-----------------------|-------|-----------------------|--------|
| $W_{elétrico}$ [kW] | 700 | $W_{Turbina}$ kW] | 775,6 |
| $\eta_{elétrica}$ [-] | 0,95 | $\eta_{Rankine}$ [-] | 0,278 |
| $W_{mecânico}$ [kW] | 736,8 | $W_{Permutador}$ [kW] | 2785,4 |
| $\eta_{mecânica}$ [-] | 0,95 | | |

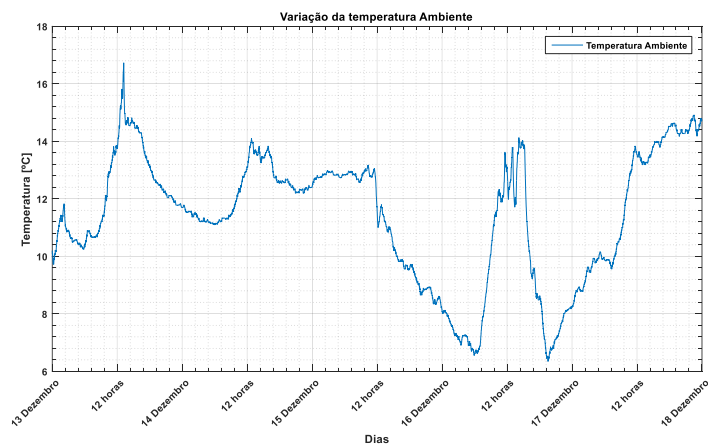
Anexo E



Anexo E 1: Variação da temperatura em Évora nos dias de céu limpo considerados.



Anexo E 2: Variação da temperatura em Évora para o período com dias parcialmente nublados.



Anexo E 3: Variação da temperatura em Évora nos dias nublados considerados.

Anexo F

Métodos Numéricos

A solução da equação da energia em regime transiente requer a solução de equações diferenciais do tipo $dy/dt = f(t, y)$.

O método mais simples de aproximar a solução do problema às condições iniciais é o método descrito por Euler. Este método é bastante simples, mas é pouco robusto caso se pretenda uma boa precisão [42]. Uma alternativa adequada é o método Runge Kutta, que foi desenvolvido por Runge Kutta em 1875. Partindo dos valores iniciais y_0 para o instante $t = 0$, o método Runge Kutta de 4º ordem, representado pelo acrónimo RK4, permite avaliar as derivadas de y no início, meio e fim do intervalo de integração, fazendo no final uma média ponderada dessas derivadas para estimar y_{i+1} no passo de tempo seguinte, de acordo com a Equação D [42].

$$y_{i+1} = y_i + \frac{h}{6}(k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4) \quad \text{D}$$

em que:

$$k_1 = f(t_i, y_i)$$

$$k_2 = f\left(t_i + \frac{h}{2}, y_i + \frac{h}{2}k_1\right)$$

$$k_3 = f\left(t_i + \frac{h}{2}, y_i + \frac{h}{2}k_2\right)$$

$$k_4 = f(t_i + h, y_i + hk_3)$$

E

Para avaliar a precisão oferecida pelo método RK4 em relação aos outros métodos é mostrado um exemplo da resolução da Equação F na Tabela F 1 e na Figura F 1.

$$\begin{cases} y' = y + e^t \cos(t), & t \geq 0 \\ y(0) = 0 \end{cases} \quad \mathbf{F}$$

Tabela F 1: Valores obtidos por diferentes métodos de Runge-Kutta utilizados na [40].

| t_j | $Y(t_j)$ | | | |
|-------|----------|---------|---------|---------------|
| | $n=1$ | $RK2$ | $RK4$ | Solução Exata |
| 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 0.25 | - | - | 0.31766 | 0.31767 |
| 0.5 | - | 0.78993 | 0.79040 | 0.79044 |
| 0.75 | - | - | 1.44296 | 1.44303 |
| 1 | 2.27058 | 2.28579 | 2.28724 | 2.28736 |

Como se pode observar o método RK4 apresenta maior aproximação da solução exata, uma vez que o método RK4 calcula mais passos intermédios, permitindo obter uma maior precisão em comparação com os outros métodos [42].

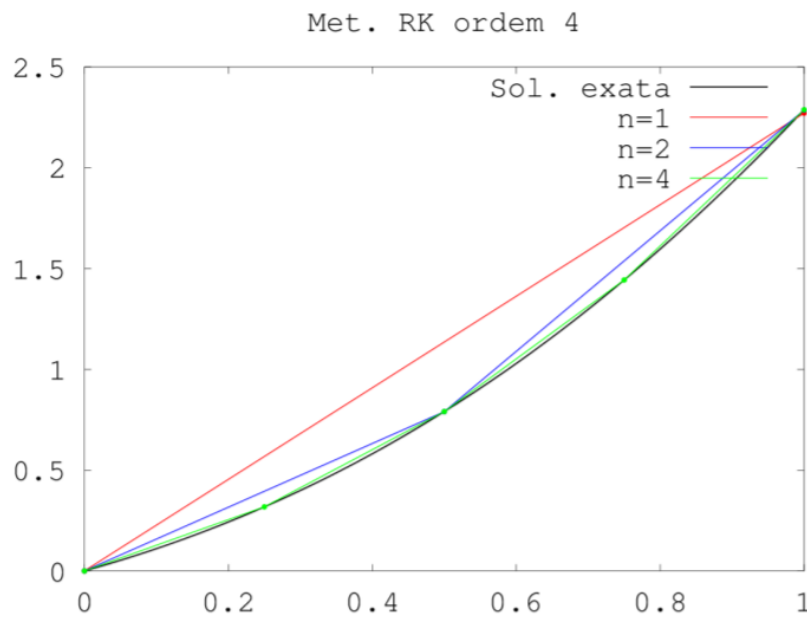


Figura F 1: Gráfico da solução numérica obtida por três métodos de Runge-Kutta diferentes [26].