



Universidade de Évora - Escola de Ciências e Tecnologia

Mestrado em Engenharia da Energia Solar

Dissertação

Modelação de recetores solares térmicos volumétricos de matriz sólida com base em modelos de ordem reduzida

António Carlos da Costa Andrade

Orientador(es) | Paulo Canhoto

Évora 2021



Universidade de Évora - Escola de Ciências e Tecnologia

Mestrado em Engenharia da Energia Solar

Dissertação

Modelação de recetores solares térmicos volumétricos de matriz sólida com base em modelos de ordem reduzida

António Carlos da Costa Andrade

Orientador(es) | 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 | Diogo Canavarro (Universidade de Évora)

Vogais | Germilly Reki Morais Barreto (Instituto de Soldadura e Qualidade)
Paulo Canhoto (Universidade de Évora) (Orientador)

Dedicatória

Este trabalho é dedicado à memória do meu eterno amigo, primo e companheiro de luta, Bruno Duarte.

Amável e de sorriso fácil, que partiu cedo, mas deixou muitíssimas e inesquecíveis lembranças.

Prometi e sigo cumprindo Bruninho.



Resumo

Neste trabalho foi desenvolvido, validado e testado um modelo numérico 1D de recetores solares térmicos de matriz sólida para avaliar a sua eficiência, considerando diferentes características geométricas e várias condições de funcionamento. O modelo desenvolvido baseia-se na divisão do recetor em secções e na aplicação da equação de conservação da energia na forma integral em regime transiente, sendo modelados os processos de propagação e absorção da radiação solar, de transferência de calor no sólido e entre o sólido e o fluido e as perdas de calor para o ambiente.

Foram analisados elementos recetores de cerâmica SiC com diferentes porosidades, diâmetro de poros, profundidades e velocidade do fluido à entrada. Concluiu-se que as características geométricas têm impacto nos perfis de temperatura, mas dependendo da profundidade, não alteram significativamente a temperatura à saída. Foi possível comprovar eficiências térmicas acima dos 82% e simular a fase transiente no perfil de temperatura do sólido.

Palavras-chave

Energia Solar

Recetores térmicos

Recetores volumétricos

Modelação

Abstract

Modeling of solid matrix volumetric thermal solar receivers based on reduced order models

In this work, a 1D numerical model of solid matrix thermal solar receivers was developed, validated and tested to evaluate its efficiency, considering different geometric characteristics and various operating conditions. The model developed is based on dividing the receiver into sections and using the energy conservation equation in integral form for transient regime, including modeling the processes of propagation and absorption of solar radiation, of heat transfer in the solid and between the solid and fluid and the heat losses to the environment.

Receiver elements made of SiC ceramic with different porosities, pore diameters, depths and inlet fluid velocity were analyzed. It was found that the geometric characteristics have an impact on the temperature profiles but, depending on the depth, do not significantly alter the exit temperature. It was possible to verify thermal efficiencies above 82% and to simulate the transient phase in the temperature profile of the solid.

Keywords

Solar energy

Thermal receivers

Volumetric receivers

Modeling

Agradecimentos

Agradeço a Deus pelo dom da vida e saúde para que eu possa sempre ir atrás dos meus sonhos.

Ao meu orientador Doutor Paulo Canhoto, que com todo o profissionalismo e disponibilidade me orientou durante todo este arduo trabalho desde o primeiro dia.

Aos meus pais, incansáveis e indescritíveis, que me proporcionaram a oportunidade de estudar fora do meu país, por todo apoio moral e financeiro.

À minha namorada, que todos os dias me motiva principalmente quando estes são mais difíceis.

À minha família em Queluz, os Rosários, que desde o primeiro dia que pisei neste país tudo fizeram e fazem por mim.

Aos meus familiares, amigos, colegas e professores.

Índice

Lista de Figuras	ix
Lista de Tabelas	xi
Nomenclatura	xiii
1. Introdução	1
1.1. Sistemas solares térmicos com concentração	4
1.2. Recetores solares térmicos em sistemas de concentração de foco pontual	7
1.3. Modelação de recetores solares volumétricos de matriz sólida	8
1.4. Objetivos do trabalho	12
1.5. Organização da dissertação	13
2. Fundamentos teóricos	15
2.1. Equação de conservação da energia	15
2.2. Modelação da transferência de calor	16
3. Desenvolvimento do modelo numérico	19
3.1. Balanço global de energia ao elemento recetor	19
3.2. Construção do modelo do recetor térmico de matriz sólida	21
3.2.1. Propagação e absorção da radiação solar	21
3.2.2. Transferência de calor entre o sólido e o gás	25
3.2.3. Perda de calor através da parede de isolamento lateral	27
3.2.4. Balanço de energia nas secções de entrada e saída do recetor	30
3.2.5. Sistema de equações do modelo	32
3.2.6. Método numérico	33
3.3. Validação do modelo	33
3.4. Teste de precisão	35
4. Resultados	39
4.1. Efeito da variação da porosidade na performance do recetor	39
4.2. Efeito da variação do diâmetro dos poros na performance do recetor	42
4.3. Efeito da variação da profundidade na performance do recetor	43
4.4. Efeito da variação da velocidade do fluido à entrada na performance do recetor	46
4.5. Regime transiente e análise das perturbações na radiação incidente	48
5. Conclusões	51
6. Referências	55

Lista de Figuras

Figura 1.1: Distribuição da radiação solar que chega à superfície terrestre kcal/(cm ² /ano) [3].....	2
Figura 1.2: Espectro Solar[4].....	2
Figura 1.3: Capacidade elétrica de CSP instaladas e em construção no mundo em 2018[7]	4
Figura 1.4: As subsistemas principais de uma central térmica de concentração solar[6]	5
Figura 1.5: Sistemas de concentração solar[8]	6
Figura 1.6: Recetores térmicos de cavidade(a) Recetores térmicos de partículas sólidas(b).....	8
Figura 1.7: Recetor solar volumétrico.....	9
Figura 1.8: Distribuição da radiação solar absorvida no recetor (a) Distribuição espacial de transferência de calor entre o sólido e o fluido por convecção[12]	10
Figura 1.9: Distribuição espacial de temperatura do sólido (a) e fluido (b)[12]	11
Figura 3.1: Balanço de Energia do recetor volumétrico.....	20
Figura 3.2: Geometria de análise térmica e da propagação de radiação no recetor	21
Figura 3.3: Vista Frontal de um recetor volumétrico, Tamanho dos poros	23
Figura 3.4: Função de fase de espalhamento (a); Reflexão difusa para diferentes funções de fases de espalhamento(b)	24
Figura 3.5: Transferência de calor entre ao longo do sólido e para o fluido.....	26
Figura 3.6: Transferência de calor por condução no recetor volumétrico.....	27
Figura 3.7: Perdas de calor do recetor para o ambiente	28
Figura 3.8: Análise térmica das faces externas do recetor.....	30
Figura 3.9: Temperatura do sólido e do fluido ao longo do eixo do recetor obtidos através deste neste trabalho e no trabalho de Wu et al. [20]	34
Figura 4.1: Teste de precisão do modelo	36
Figura 4.2: Evolução das temperaturas das fases sólidas e fluidas com a variação da porosidade.....	40
Figura 4.3: Distribuição espacial de temperaturas em recetores volumétricos com diferentes porosidades	41
Figura 4.4: Variação de temperatura do sólido e do fluido para recetores com diâmetros médios dos poros variados.....	42

Figura 4.5: Efeito da profundidade do recetor na distribuição das temperaturas	44
Figura 4.6: Comportamento térmico de recetores com o fluido a diferentes velocidades	46

Lista de Tabelas

Tabela 1.1: Descrição das principais tecnologias de concentração solar térmica[9].....	6
Tabela 4.1: Resultados das simulações com diferentes porosidades	41
Tabela 4.2: Resultados das simulações com poros de diferentes diâmetros... ..	43
Tabela 4.3: Resultados das simulações com recetores de diferentes profundidades.....	45
Tabela 4.4: Resultados das simulações com diferentes velocidades de entrada do fluido	47

Nomenclatura

Q - Calor (W)

W - Trabalho (W)

T - Temperatura (K)

A - Área (m^2)

q - Fluxo de calor ($W m^{-2}$)

S - Radiação incidente (W)

m - Massa (kg)

c - Capacidade térmica mássica ($J kg^{-1} K^{-1}$)

I - Irradiância ($W m^{-2}$)

k - Condutividade térmica ($W m^{-1} K^{-1}$)

(x, y, z) - Distância (m)

h - Coeficiente de transferência de calor ($W m^{-2} K^{-1}$)

h_v - Coeficiente de transferência de calor volumétrico ($W m^{-3} K^{-1}$)

V - Velocidade ($m s^{-1}$)

g - Aceleração gravítica ($m s^{-2}$)

r - Raio (m)

\mathcal{V} - Volume de controle (m^3)

D - Diâmetro (m)

Nu - Número de Nusselt

Re - Número de Reynolds

Ra - Número de Rayleigh

Pr - Número de Prandtl

F - Fator de forma

u - Energia interna (J)

d_p - Diâmetro dos poros (m)

Símbolos gregos

β - Coeficiente de absorção

α - Coeficiente de dispersão

ε - Emissividade

ζ - Percentagem de perdas óticas de radiação (%)

\vec{U} - Velocidade do fluido (m s^{-1})

ϖ - Fator de proporcionalidade

ϑ - Coeficiente de extinção

ϕ - Porosidade

ρ - Densidade (kg m^{-3})

Δ - Variação

τ - Coeficiente de expansão térmica (K^{-1})

φ - Difusividade térmica ($\text{m}^2 \text{s}^{-1}$)

σ - Constante de Stephan-Boltzmann ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-4}$)

μ - Viscosidade dinâmica (Pa s)

ν - Viscosidade cinemática ($\text{m}^2 \text{s}^{-1}$)

Índices inferiores

p - Perda

sup – Superfície de controlo

A - Superfície A

B - Superfície B

rad - Radiação

$conv$ - Convecção

$cond$ - Condução

G - Gás

v - Volumétrico

f - Fluido

e - Efetivo

i – Isolamento térmico

t - Total

c - Recetor

in - Entrada

1. Introdução

A energia é a alavanca do desenvolvimento da sociedade humana e está presente no nosso cotidiano em todos os aspectos, quer seja na produção de alimentos, nos serviços de saúde, nos transportes e até na comodidade das nossas residências. Essa utilização constante de energia em todas as atividades tornou-nos cada vez mais dependentes da mesma, levando a que nos dias de hoje a energia seja utilizada de forma abusiva e muitas das vezes não é dada a devida importância a aspectos como a fonte dessa energia e que consequências isso pode acarretar.

Fazendo uma simples análise destas questões, verifica-se que atualmente a maior parte da energia que utilizamos ainda tem origem em combustíveis fósseis, os quais, durante o processo de queima, emitem gases de efeito de estufa em grandes quantidades, como é o caso do dióxido de carbono. Em alternativa, temos outras fontes de energia primária disponíveis em abundância que podem ser utilizadas para a geração de energia final, reduzindo drasticamente essas emissões e, dessa forma, minimizar os impactos na atmosfera através do efeito de estufa.

Como uma das principais fontes de energia renovável temos o Sol, que emite continuamente radiação eletromagnética a qual, para além da parte que é absorvida na atmosfera, uma parte significativa chega à superfície terrestre e que pode ser aproveitada para a geração de diferentes formas de energia (elétrica, térmica) para utilização nas atividades humanas. Trata-se de aproximadamente 3.400.000 EJ [1], quase 7 mil vezes superior à quantidade de energia primária gerada em 2018 de acordo com os dados da Agência Internacional de Energia [2]. A irradiância numa superfície no topo da atmosfera normal aos raios solares (energia por unidade de área e por unidade de tempo) é de 1367 W/m², conhecida como constante solar. No entanto, a radiação solar que chega à superfície terrestre não é uniforme como consequência dos movimentos de translação e rotação da Terra, do ângulo de incidência na superfície e dos efeitos da climatologia local e da composição da atmosfera, como se pode verificar pela Figura 1.1. Após uma parte ser refletida na atmosfera terrestre, outra parte da radiação é absorvida na superfície (51%) e na atmosfera

(19%) e a restante é refletida pela superfície (30%). A radiação total que chega num plano horizontal à superfície é designada por radiação global, que é a soma da radiação direta e da radiação difusa no plano horizontal, que correspondem à radiação proveniente do disco solar e à radiação que resulta dos processos de dispersão e reflexão na atmosfera, respetivamente.

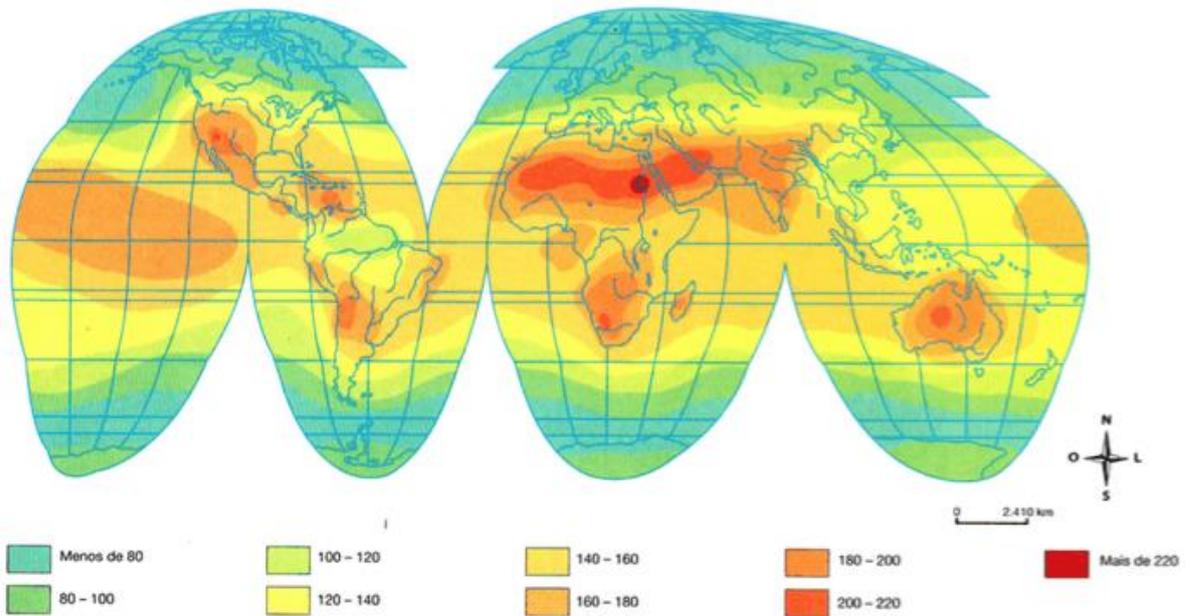


Figura 1.1: Distribuição da irradiação solar global horizontal na superfície terrestre (kcal/(cm²/ano)) [3].

O espectro da radiação solar pode ser dividido em três regiões espectrais, e que são elas a radiação ultravioleta, visível e infravermelho, distribuídas num espectro não uniforme, como é apresentado na Figura 1.2.

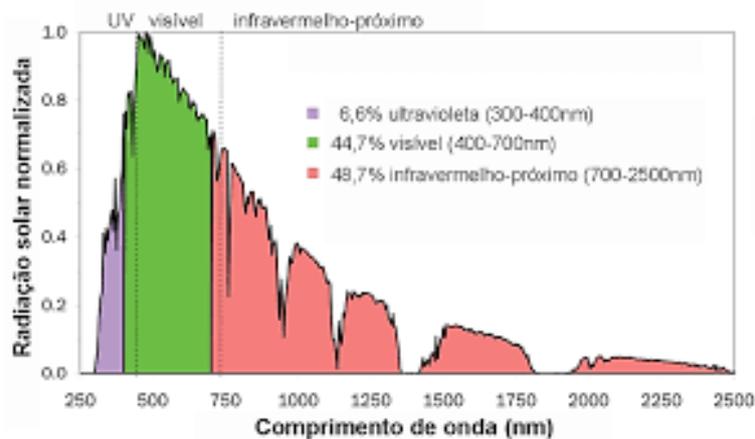


Figura 1.2: Espectro solar à superfície da Terra [4].

No entanto, a densidade dessa radiação à superfície da Terra é baixa, daí a necessidade e a vantagem da utilização dos sistemas de concentração solar para, por exemplo, conseguir atingir temperaturas mais elevadas no caso de sistemas solares térmicos. A radiação solar pode ser captada e convertida na forma térmica ou elétrica, dependendo da utilização final. Para a geração direta na forma elétrica são utilizados painéis fotovoltaicos que convertem diretamente a radiação solar em eletricidade, enquanto para a forma térmica são utilizados coletores solares térmicos, quer em pequenas instalações quer em centrais solares com grandes capacidades de captação da radiação solar, sendo que essas centrais podem ter diversas configurações dependendo dos componentes do sistema.

No campo da energia solar existem diversas formas de aproveitamento, quer por exemplo a sua conversão fotovoltaica quer a sua conversão térmica. Neste trabalho, abordaremos o aproveitamento da conversão térmica da radiação solar concentrada com vista à sua conversão termoelétrica em unidades de torre solar, mais especificamente serão estudados recetores volumétricos constituídos por um meio poroso cerâmico.

A ideia da utilização da conversão térmica da radiação solar usando concentração não é uma novidade, pois Arquimedes (212 a.c) já usara este conceito quando utilizou espelhos para concentrar a luz do sol e existem também outros relatos deste mesmo tipo de utilização [5].

Em Portugal, o precursor na inclusão de tecnologias de aproveitamento da radiação solar foi o Padre Himalaia. Ele visou reproduzir fenómenos naturais que provocavam a fixação de ozono utilizando espelhos e lentes, que segundo os pastores a maior fertilidade das terras estava associada a trovoadas[6].

Durante muito tempo não se desenvolveu este conceito devido à facilidade de acesso e baixo custo dos combustíveis fósseis convencionais. Quando durante a década de 70 do século passado aconteceu a chamada crise do petróleo, em que os preços subiram bruscamente, então recomeçou-se a pensar mais nas tecnologias de energias renováveis com uma visão empresarial e comercial, entrando estão em funcionamento (1984-1991) a primeira central solar térmica de concentração na Califórnia, nos EUA [5].

Em 2006, como consequência das políticas energéticas de países como os EUA e a Espanha, estas centrais passaram a ser projetadas em grandes escalas e com elevadas capacidades de produção de energia. Na Figura 1.3, temos o cenário da potência instalada e projetada de CSPs em 2018, onde é evidente que as instalações nestes dois países representavam cerca de 73% de toda a potência instalada em CSP no mundo.

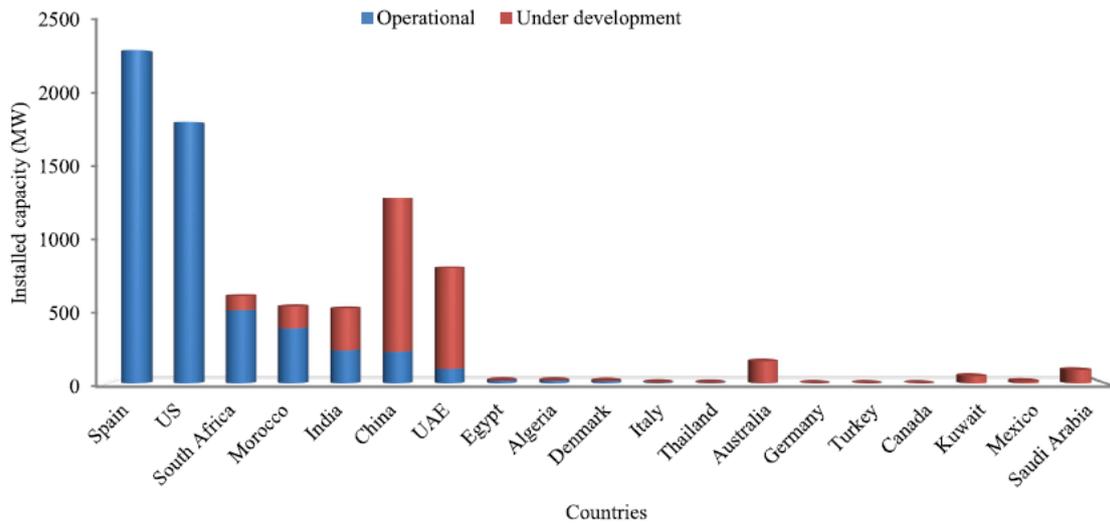


Figura 1.3: Capacidade elétrica instalada e projetada de CSP no mundo em 2018 [7].

1.1. Sistemas solares térmicos com concentração

De forma geral, os sistemas de concentração solar para a geração de eletricidade através da conversão termoelétrica podem ser divididos em 3 secções: o campo solar, o recetor térmico e o sistema de conversão termoelétrica, como se pode ver na Figura 1.4.

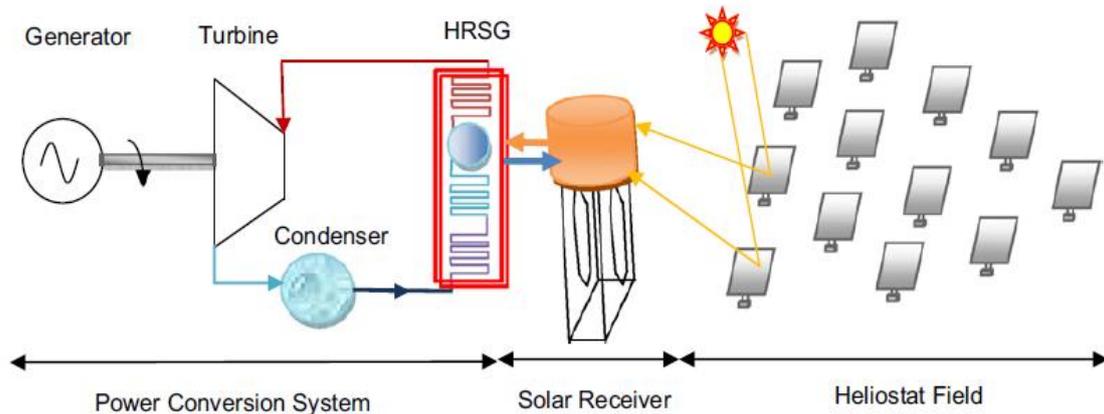


Figura 1.4: Componentes principais de uma central solar térmica com concentração [5].

Estes sistemas podem ser desenhados para concentrarem a radiação solar em uma linha focal ou num ponto focal, sendo os respetivos sistemas de seguimento a um eixo ou a dois eixos. Uma grande vantagem é a possibilidade da instalação de um sistema de armazenamento térmico para garantir a operação da instalação durante os períodos sem insolação, incluindo períodos do início da noite durante os quais a demanda de eletricidade é mais elevada. Para a concentração da radiação solar são utilizadas superfícies refletoras ou refrativas, como por exemplo heliostatos, concentradores cilindro-parabólicos, concentradores de disco parabólico ou concentradores de Fresnel.

No caso dos concentradores cilindro-parabólicos, estes são constituídos por espelhos lineares de perfil parabólico de forma a concentrar a radiação num foco linear onde está localizado um recetor térmico tubular por onde circula um fluido de trabalho, que pode ser um óleo térmico ou sais fundidos. No caso do disco parabólico, este resulta da revolução de uma parábola em torno do seu eixo de modo a concentrar a radiação solar num ponto focal onde está instalado o recetor térmico ou um motor de Stirling para a conversão termoelétrica. No caso da tecnologia de Fresnel linear, esta é constituída por espelhos lineares posicionados horizontalmente, geralmente de forma retangular, que concentram a radiação solar ao longo de uma linha focal localizada acima dos referidos espelhos. Os refletores desta tecnologia podem ser vistos como sendo secções longitudinais de um concentrador cilindro parabólico, em que essas diferentes secções se movem de forma independentemente umas das outras em função da sua posição e distância ao foco linear de modo a concentrar a radiação no recetor térmico linear. Existem

também sistemas de concentração refrativas, de menor dimensão, baseados em lentes de Fresnel.

No caso de um campo dos helióstatos, a radiação solar é concentrada por espelhos (helióstatos) no recetor térmico que se encontra no topo de uma torre, a vários metros de altura, constituindo o que se chama de centrais de torre. O fluido utilizado no recetor dependerá das temperaturas que se pretendem atingir. O calor recolhido será depois utilizado para acionar um ciclo termodinâmico, tipicamente o ciclo de Rankine, em que o vapor gerado ativará então uma turbina e gerador para a geração de eletricidade.

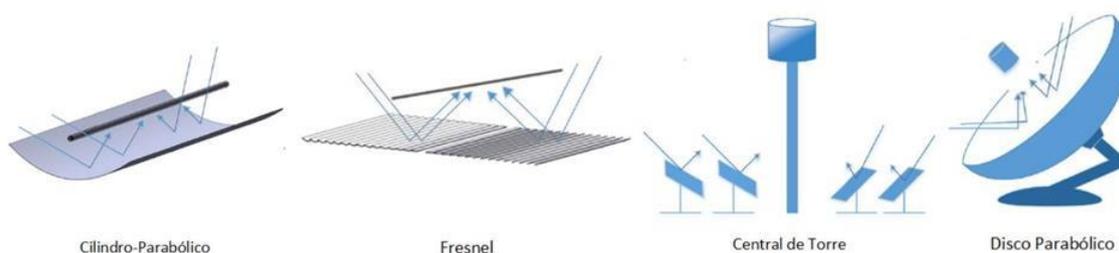


Figura 1.5: Diferentes tipos de sistemas de concentração solar [8].

A escolha da configuração de uma central térmica de concentração é feita com base na gama de temperaturas que se pretende trabalhar de forma a gerar a quantidade energia pretendida, o custo do investimento e todos os aspetos técnicos que fazem parte do seu funcionamento.

Tabela 1.1: Características das principais tecnologias de concentração em sistemas solares térmicos [9]

Tecnologia	Eficiência	Gama de temperaturas (°C)	Fator de concentração	Tipo de tracking
Cilindro parabólico	Baixo	50 - 400	15 - 45	1 eixo
Fresnel linear	Baixo	50 - 300	10 - 40	1 eixo
Central de torre	Alto	300 - 2000	150 - 1500	2 eixos
Disco parabólico	Alto	150 - 1500	100 - 1000	2 eixos

A concentração da radiação solar é descrita pelas teorias de reflexão e de refração e é caracterizada primeiramente pelo fator de concentração geométrico, que é a razão entre a área de abertura do concentrador e a área do recetor. O recetor é posicionado no foco do concentrador para onde os raios solares provenientes da superfície do concentrador convergem.

1.2. Recetores solares térmicos em sistemas de concentração de foco pontual

No recetor térmico é onde a radiação solar é absorvida e convertida em energia térmica (calor) e depois transferida para o fluido de trabalho. Dependendo do fluido de trabalho e das temperaturas pretendidas, o recetor pode ser construído com diferentes materiais e diferentes geometrias. Um exemplo de recetor solar térmico em sistema de concentração de foco pontual é o recetor de cavidade, que é uma espécie de caixa com uma abertura para a entrada da radiação concentrada e que possui no seu interior a superfície de absorção e, em contacto térmico com esta, o circuito do fluido de trabalho. Esta estrutura é usada como forma de minimizar as perdas de calor para o ambiente devido às altas temperaturas atingidas neste recetor, o qual é tipicamente usado em centrais de torre.

Outro exemplo são os recetores de partículas sólidas. Neste caso, partículas sólidas são diretamente aquecidas pela radiação solar concentrada podendo atingir temperaturas superiores a 1000 °C. O movimento destas partículas pode ser em queda livre, por centrifugação ou um fluxo forçado destas partículas. Este tipo de recetor tem como vantagem a redução de custo devido à utilização das partículas como meio de armazenamento térmico para a geração em períodos sem radiação ou até mesmo para a extração de calor de processo no caso de utilização direta de energia térmica.

Outro exemplo são os recetores volumétricos de matriz sólida, que são o objeto de estudo e análise neste trabalho. Consistem em meios porosos de cerâmica ou metal e onde a ideia é distribuir um fluxo de radiação concentrada incidente em um espaço tridimensional (volume) por onde também circula o fluido de trabalho e, dessa forma, minimizar uma concentração muito elevada numa pequena área da superfície de absorção e aumentar a superfície de transferência de calor para o fluido de trabalho. Devido à porosidade e geometria destes

recetores a transferência de energia ocorre de forma gradual ao longo do escoamento.

Na Figura 1.6 são apresentados exemplos de recetores térmicos de diferentes especificações.

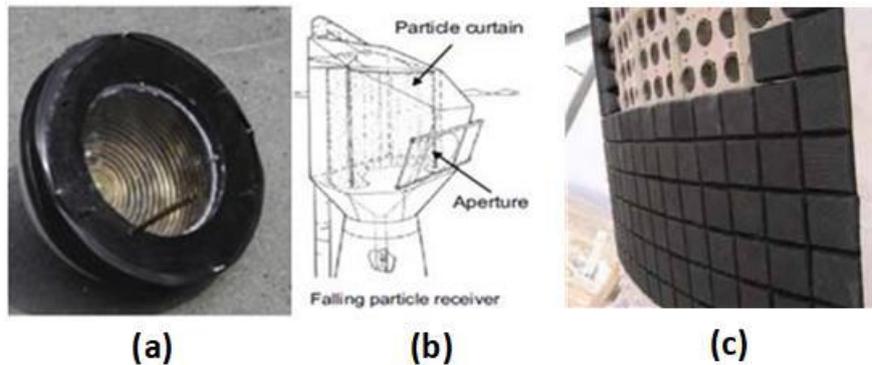


Figura 1.6: Exemplos de recetores térmicos: a) cavidade; b) de partículas sólidas; (c) volumétricos.

1.3. Modelação de recetores solares volumétricos de matriz sólida

Os recetores volumétricos de matriz sólida vêm sendo estudados e testados desde há alguns anos em sistemas de concentração solar e demonstraram ter eficiências elevadas, caracterizados pelo elevado desempenho em termos de propagação e absorção da radiação solar bem como em termos da interação superfície-fluido. Estes recetores são constituídos por um material poroso (matriz sólida) que se pode dividir em duas configurações do ponto de vista geométrico, matriz de canais paralelos e estruturas de células abertas, por onde o fluido do trabalho escoar e absorve o calor resultante da absorção da radiação solar concentrada nos recetores.

Os materiais mais utilizados na sua construção são metais ou materiais cerâmicos de carbeto de silício (SiC), como é o caso dos recetores em estudo neste trabalho.

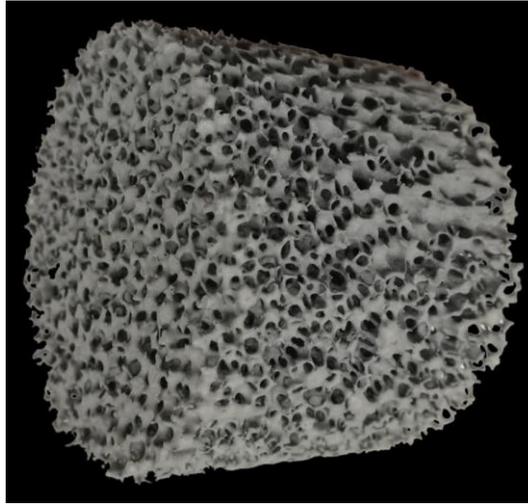


Figura 1.7: Exemplo de um elemento poroso de SiC usado como recetor solar volumétrico.

Como principais vantagens na utilização destes materiais é o facto de possuírem pontos de fusão elevados, uma baixa expansão térmica, diminuição da resistência térmica entre o sólido e o gás devido ao contacto direto e serem resistentes a ambientes oxidantes, características essas que garantem um bom funcionamento para as altas temperaturas resultantes da radiação solar concentrada durante um tempo considerável. Por outro lado, o fluido de trabalho utilizado é geralmente um gás, ar por exemplo, o que garante o funcionamento a temperaturas elevadas. Uma desvantagem deste tipo de recetores é a perda de carga (diferença de pressão) no recetor e, em consequência, uma maior potência de bombeamento para forçar a passagem do fluido de trabalho.

Esses recetores têm sido estudados e analisados em diversos trabalhos como é o caso do trabalho de Wu et al. [10], onde foi analisada a distribuição de temperatura das fases sólida e gasosa ao longo do recetor, baseada num modelo de não equilíbrio térmico local, tendo sido analisadas a queda de pressão ao longo do recetor e o impacto das características geométricas e físicos do recetor no seu desempenho. Nesse trabalho conclui-se que as características geométricas internas da matriz sólida são cruciais para determinar a absorção de radiação e a distribuição de temperatura no conjunto do recetor.

Nos recentes trabalhos de Barreto et al. [11][12][13][14] é feita uma caracterização tridimensional da absorção da radiação solar no interior do recetor aplicando o método de Monte Carlo para traçamento de raios, onde foi estimado o percurso da radiação no sistema, incluindo o processo de dispersão

(*scattering*) até à sua absorção ou até sair numa das faces do recetor. Nos referidos trabalhos analisou-se também o efeito do ângulo de incidência da radiação, a porosidade, o diâmetro dos poros e as propriedades térmicas do meio poroso de forma a determinar a eficiência térmica do recetor em função destes parâmetros. São apresentados resultados muito interessantes relativos à análise de absorção e a sua distribuição tridimensional e a transferência de calor, que mostram as zonas de maior absorção de radiação e pontos onde a temperatura quer do sólido quer do fluido são mais elevadas, tendo como objeto de estudo um recetor cilíndrico com 5 cm de diâmetro e profundidade, como é possível observar na Figura 1.8.

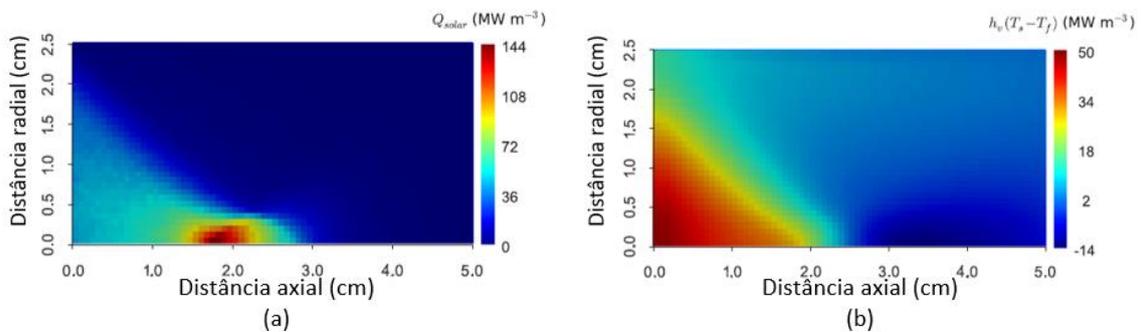


Figura 1.8: Modelação de um elemento recetor solar de matriz sólida: (a) distribuição da absorção de radiação solar e; (b) distribuição da transferência de calor entre o sólido e o fluido por convecção [12].

É notório que, neste caso, a zona onde ocorre maior absorção situa-se entre 1,5 e 2 cm de profundidade no recetor ao longo da distância axial (Figura 1.8 (a)). Por outras palavras, é nessa zona que se encontra o ponto mais quente em todo o recetor, que é originado devido a uma combinação de fatores como o ponto focal, a dispersão e absorção de radiação e a diferença de temperatura entre o sólido e o fluido à entrada.

Por outro lado, na Figura 1.8 (b), verifica-se que na zona antes da zona onde ocorre maior absorção de radiação, temos uma zona onde a transferência de calor por convecção do sólido para o fluido, por unidade de volume, é mais elevada, pois o sólido encontra-se a uma temperatura muito elevada em comparação com o fluido que entra no recetor a uma temperatura mais baixa. Essa diferença de temperatura diminui ao longo do recetor chegando assim a um equilíbrio térmico a partir do qual praticamente não ocorre transferência de

calor, dependendo da profundidade do recetor para uma determinada combinação de valores de porosidade, diâmetro dos poros e caudal de fluido.

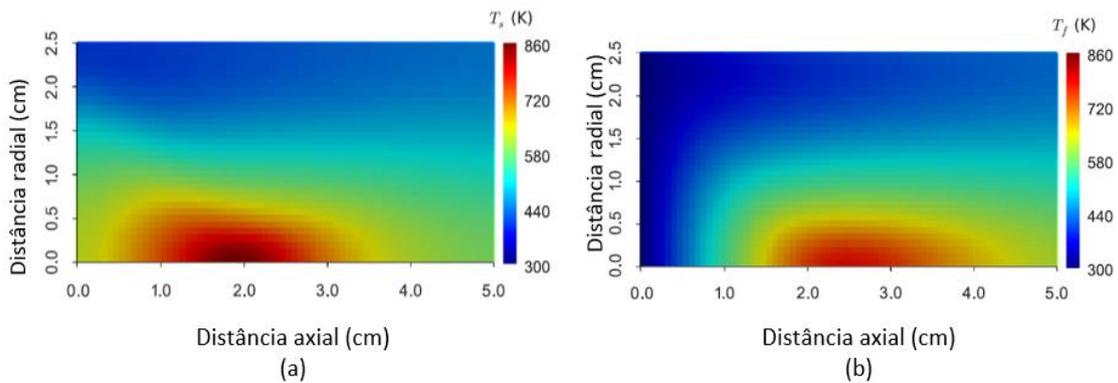


Figura 1.9: Distribuição de temperatura num elemento recetor de matriz sólida: (a) temperatura do sólido; e (b) temperatura do fluido [12]

Podemos também analisar a distribuição das temperaturas separadamente, como se observa na Figura 1.9, verificando o que acontece ao longo da distância axial. No caso do sólido, devido à radiação incidente na entrada, este tem uma temperatura superior em comparação com o fluido nas secções mais perto da entrada, embora esta não seja a zona mais quente, e por isso nessa zona a transferência de calor por convecção para o fluido e por condução no sólido ao longo do recetor é mais elevada. Por outro lado, o fluido só alcança temperaturas mais elevadas próximo à saída da zona de equilíbrio térmico com o sólido, sendo que ao atingir este valor máximo de temperatura o fluido se mantém sensivelmente à mesma temperatura até sair do recetor.

A versatilidade destes elementos recetores permite a sua utilização de forma isolada ou combinada com outros com a mesma configuração. Uma configuração estudada é a do recetor volumétrico aberto, que resulta de uma combinação de 7 elementos recetores organizados de forma circular, sendo que um está posicionado no centro da configuração e os restantes ao seu redor [15]. Uma variante desta configuração inclui a utilização de um fluxo de ar de retorno entre os elementos recetores, o que limita a temperatura dos recetores e proporciona uma uniformização da temperatura no sistema [15].

Existem várias ferramentas de modelação que podem ser utilizadas para analisar e simular, em condições semelhantes às reais, uma situação real sem a necessidade da utilização de processos experimentais em laboratórios. Esses

procedimentos experimentais são utilizados posteriormente com o objetivo de validar a própria modelação. Por outro lado, reduz drasticamente custo na fase inicial dos projetos.

Um dos métodos mais utilizados é a modelação CFD (*Computational Fluid Dynamics*) que tem vindo a desenvolver-se e a mostrar-se cada vez mais preciso e capaz de ser utilizado na resolução de problemas de engenharia que englobam sistemas onde coexistem materiais fluidos e sólidos, como é o caso do escoamento do ar através de um recetor volumétrico. Estes modelos consistem na solução numérica das equações que descrevem a conservação de massa, a conservação do momento linear e a conservação da energia (equação da energia) numa malha fina de volumes de controlo em que o sistema ou equipamento é dividido. Estes modelos exigem, dada a sua maior precisão, um esforço computacional elevado. Outra abordagem possível é a divisão do sistema ou equipamento em volumes de controlo numa malha mais grosseira, tipicamente unidimensional, e aplicar a equação de conservação da energia na forma integral a esses volumes de controlo. Dependendo do número de secções consideradas, essa abordagem é um compromisso entre precisão dos resultados e o esforço computacional exigido para obtenção da solução.

Neste trabalho será utilizada esta segunda abordagem através de métodos de modelação disponíveis na literatura, para uma caracterização do desempenho térmica de recetores solares volumétricos de matriz sólida, considerando a dimensão longitudinal, ao longo do seu eixo, descrevendo assim os perfis de temperatura das fases sólida e gasosa no recetor e o calor transferido para o fluido de trabalho. O modelo construído permite a modelação em regime transiente, o que proporcionará resultados importantes para futura análise de desgaste do material devido às variações rápidas de temperatura (stress térmico). Pretende-se também incluir a modelação das perdas térmicas através da parede lateral e das secções de entrada e saída do elemento recetor.

1.4. Objetivos do trabalho

O objetivo do trabalho apresentado nesta dissertação é desenvolver um modelo numérico com capacidade de simular, em regime transiente, o comportamento térmico e energético de elementos recetores volumétricos de matriz sólida em

sistemas de concentração solar. Pretende-se que o modelo seja mais simples no que tange a pormenores físicos, com menores custos computacionais em comparação com modelos detalhados CFD, mas ainda assim eficiente e confiável para o estudo destes recetores.

Pretende-se também que o modelo possa ser utilizado para estudar o desempenho de recetores volumétricos de matriz sólida com diferentes características geométricas e condições de funcionamento e para estimar o desgaste do material devido às rápidas variações de temperatura em situações de variação da radiação incidente.

1.5. Organização da dissertação

Esta dissertação é seccionada em cinco capítulos. No primeiro capítulo é feita uma abordagem e enquadramento de sistemas de concentração de energia e dos princípios de funcionamento desta tecnologia. No segundo capítulo são apresentados os fundamentos teóricos da transferência de energia que descrevem os fenómenos que ocorrem dentro dos recetores. No terceiro capítulo é descrita a construção do modelo numérico com capacidade de simular o desempenho térmico do recetor, como evoluem as temperaturas de todo o sistema e como os recetores interagem com o meio envolvente. No quarto capítulo são apresentados e analisados os resultados de diversas simulações para diferentes combinações de parâmetros e características de um elemento recetor, quer em termos de funcionamento em regime estacionário quer também em termos de resposta em regime transiente. Por fim, no quinto capítulo são apresentadas as conclusões.

2. Fundamentos teóricos

Neste capítulo serão descritos os fenômenos físicos de transferência de energia que serão considerados na construção do modelo através da sua inclusão na equação de conservação da energia na forma integral. Serão considerados os processos de propagação e absorção da radiação solar no meio poroso que constitui o elemento recetor volumétrico e processos de transferência de calor por condução, convecção e radiação térmica quer no interior do recetor quer entre as suas faces e o meio envolvente.

2.1. Equação de conservação da energia

Para analisar toda e qualquer interação energética entre os corpos na natureza o ponto de partida é a equação de conservação da energia, a qual é possível adaptar a cada caso específico.

A equação de conservação da energia na forma integral descreve as trocas de energia nas suas diversas formas entre o sistema ou volume de controlo em estudo e o meio envolvente e/ou os volumes de controlo adjacentes. As diversas formas de energia incluem, neste caso, o trabalho exercido pelo e sobre o sistema, o calor trocado através da fronteira e os termos de energia interna, de energia cinética e de energia potencial associados aos fluxos de massa que atravessam a superfície de controlo e à variação no tempo do estado interno do sistema.

A equação de conservação da energia, na forma integral, é a seguinte:

$$Q - W = \iint_s \left(h + \frac{1}{2}V^2 + gz \right) \rho (\mathbf{V} \cdot \mathbf{n}) dA + \frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \left(u + \frac{1}{2}V^2 + gz \right) \rho dV \quad (2.1)$$

em que Q é o calor trocado entre o sistema ou volume de controlo e a vizinhança, W é a energia associada ao trabalho exercido pelo ou sobre o sistema, h é a entalpia dos fluxos de massa de entrada ou saída, V é a velocidade de escoamento dos fluidos, ρ é a densidade, \mathbf{n} é o vetor unitário normal às superfícies de entrada ou saída de fluido (a apontar para fora do sistema), g é a aceleração gravítica, z é a altura relativa ao plano de referência, u é a energia

interna, dA é o elemento de área (infinitesimal) atravessada pelos escoamentos e S e \mathcal{V} representam a superfície e o volume de controle, respectivamente.

2.2. Modelação da transferência de calor

Na natureza ocorrem processos de transferência de calor entre sistemas ou corpos em consequência da diferença de temperatura entre os mesmos. A transferência de calor pode ocorrer através de processos de condução, convecção e de radiação, dependendo da natureza dos elementos e da forma de interação entre eles.

- Transferência de calor por condução

Ocorre sempre que existe um gradiente de temperatura entre uma zona quente e uma zona fria de um meio material, sendo dominante em sólidos. O estado de maior vibração das partículas na zona quente propaga-se para as partículas da zona mais fria ocasionando a transferência de calor. A equação que descreve este fenómeno é a lei de Fourier que, na forma unidimensional, é escrita na forma [16]

$$q_x = -kA \frac{\partial T}{\partial x} \quad (2.2)$$

onde q_x é a taxa de transferência de calor, k é a condutividade térmica do material, A é a área de transferência de calor e $\partial T/\partial x$ é o gradiente de temperatura.

- Transferência de calor por convecção

Esse fenómeno de transferência de calor ocorre em fluidos através do seu movimento das partículas. O fluido em contacto com uma superfície aquecida recebe e transporta o calor. O fenómeno é descrito de forma geral pela seguinte equação [16]:

$$q'' = h(T_p - T_\infty) \quad (2.3)$$

onde q'' é o fluxo de calor, h é o coeficiente de transferência de calor por convecção, T_p é a temperatura da superfície e T_∞ é a temperatura do fluido não perturbado.

- Transferência de calor por radiação

A transferência de calor por radiação ocorre através de ondas eletromagnéticas e, por isso, é desnecessário um contacto físico entre os corpos para que ocorra a troca de calor por radiação térmica entre duas superfícies. Todos os corpos emitem energia por radiação desde que estejam a uma temperatura superior a 0K. Este processo é descrito de forma geral e simplificada pela seguinte equação [16].

$$q_{A-B} = \varpi A(T_A^4 - T_B^4) \quad (2.4)$$

onde q_{A-B} é a taxa de transferência de calor líquida entre as superfícies A e B, ϖ é um fator de proporcionalidade, que depende da dimensão, geometria (forma e disposição relativa das superfícies) e das propriedades radiativas das superfícies e T_A e T_B são as temperaturas das superfícies A e B, respetivamente.

3. Desenvolvimento do modelo numérico

Este capítulo apresenta a construção do modelo de ordem reduzida de simulação de elementos recetores solares térmicos volumétricos de matriz sólida. Alguns modelos numéricos já vêm sendo desenvolvidos e aplicados a este tipo de equipamento usando abordagens que podem ser variadas, desde modelos CFD detalhados até modelos integrais do recetor completo (modelação 0D).

É de realçar que para a modelação dos recetores volumétricos é essencial a análise da propagação e absorção da radiação solar no interior do recetor, a propagação da radiação térmica no interior da matriz sólida e a interação sólido-fluido.

Neste caso será usada uma abordagem que combina a divisão do elemento recetor em vários volumes de controlo na direção longitudinal de propagação da radiação solar (modelo 1D) com a aplicação da equação de conservação da energia na forma integral a cada volume de controlo permitindo, por isso, obter as variações de temperatura do sólido e do fluido de trabalho ao longo do eixo do próprio recetor. Pretende-se assim encontrar um compromisso entre precisão do modelo e custo computacional. O sistema é dividido em várias secções e consideradas temperaturas médias do sólido e do fluido em cada uma das secções.

3.1. Balanço global de energia ao elemento recetor

Para prosseguir ao balanço de energia é necessário perceber como ocorre o fluxo do fluido bem como os fenómenos de transferência de calor. Como ilustrado na Figura 3.1, a radiação incide na face A do recetor e é nesta mesma face que o fluido entra no recetor. Após percorrer o interior do recetor o fluido sai do recetor a uma temperatura mais elevada em relação à temperatura de entrada devido à transferência de calor no interior da matriz sólida.

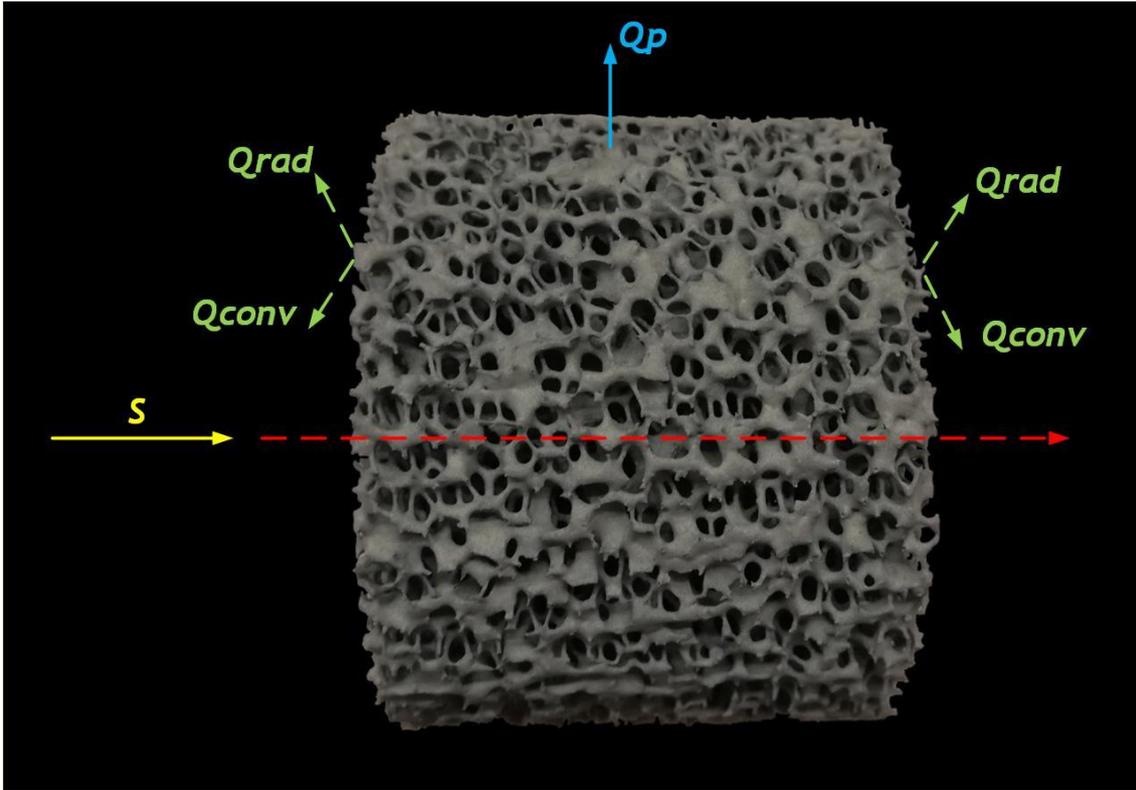


Figura 3.1: Balanço global de energia a um elemento de recetor solar térmico volumétrico

Com base em trabalhos anteriores [17], pode-se descrever numericamente o balanço global de energia de forma simplificada e como ponto de partida para uma análise mais detalhada, através de um sistema de equações através do qual são descritos separadamente os processos de transferência no sólido e no fluido de trabalho. A equação de conservação de energia na forma integral aplicada às fases de sólido e fluido tomam, respetivamente, a seguinte forma:

$$m_S c_S \frac{dT_S}{dt} = S - Q_{SG} - Q_{conv}^A - Q_{rad}^A - Q_{conv}^B - Q_{rad}^B - Q_P \quad (3.1)$$

$$m_G c_G \frac{dT_G}{dt} = Q_{SG} + m_G c_G dT_G \quad (3.2)$$

onde m_S e m_G são as massas de sólido e de fluido e c_S e c_G são as capacidades térmicas do sólido e do fluido, respetivamente. A temperatura do sólido é T_S e a temperatura do fluido é T_G , S é a radiação incidente no recetor, Q_{SG} é a energia transferida do sólido para o fluido, Q_{conv}^A e Q_{conv}^B são a energia transferida por convecção do recetor para o ambiente através das faces A e B, respetivamente, e Q_{rad}^A e Q_{rad}^B são, respetivamente, a energia transferida por radiação do recetor para o ambiente através das faces A e B e Q_P são as perdas de energia do recetor para o ambiente através do isolamento.

3.2. Construção do modelo do recetor térmico de matriz sólida

O modelo desenvolvido para caracterização e análise da variação da temperatura ao longo do recetor consiste na divisão do recetor em várias secções idênticas e na aplicação da equação de conservação da energia em cada secção às fases sólida e de fluido. Para tal, são descritos as interações entre radiação e o sólido e entre o sólido e o fluido que resultam na transferência de energia entre o sólido e o fluido bem como a transferência de calor entre camadas adjacentes, assim como ilustra a Figura 3.2.

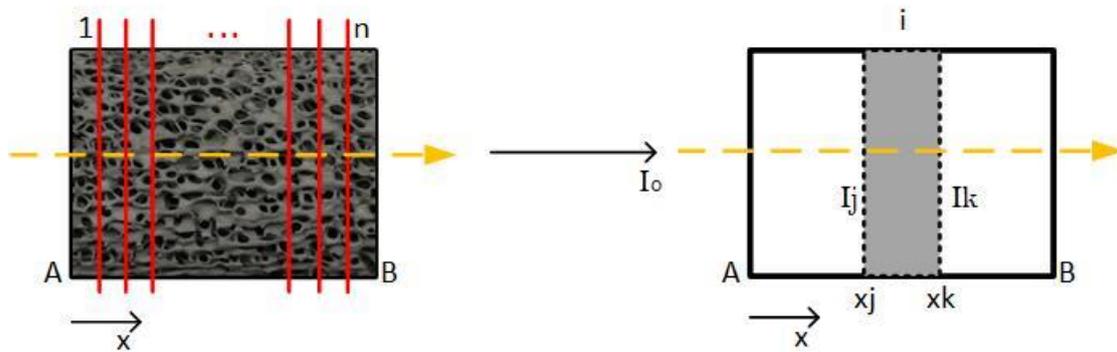


Figura 3.2: Discretização espacial unidimensional do elemento recetor de matriz sólida.

3.2.1. Propagação e absorção da radiação solar

O primeiro passo da análise térmica do elemento recetor é analisar a radiação solar absorvida porque é a partir dessa energia que todos os processos de transferência de calor no sistema ocorrem. No recetor, a energia introduzida é a radiação solar concentrada na secção de entrada com área A , que se assume que incide de forma constante, uniforme e perpendicularmente em toda a área exposta à radiação.

Esta energia pode ser descrita, de forma simples através da Equação (3.3)

$$S = I_0 A \quad (3.3)$$

Parte da energia introduzida no sistema é absorvida e a outra é perdida novamente para o meio envolvente, desde logo devido à reflexão difusa de uma parte da radiação incidente.

A absorção da radiação que entra no elemento recetor é descrita pela lei de Beer-Lambert, que estabelece uma relação exponencial entre a intensidade de radiação, as propriedades do material, como o coeficiente de extinção, ϑ e a distância. Essa lei pode ser deduzida pela integração de [18]:

$$\frac{dI}{dx} = -\vartheta I \quad (3.4)$$

onde I é a intensidade de radiação, obtendo-se a lei de Beer-Lambert na seguinte forma

$$I = I_0 e^{-\vartheta x} \quad (3.5)$$

sendo I_0 a intensidade de radiação incidente na secção de entrada. Com base na Equação 3.5 e na ideia base da modelação, aplicar-se-á então esta relação a todas as camadas do recetor para assim calcular a quantidade de radiação que é absorvida em cada secção, da qual surgem as Equações 3.6 e 3.7 em função desta geometria.

$$S_i = (I_j - I_k)A \quad (3.6)$$

$$S_i = I_0 [e^{-\vartheta x_j} - e^{-\vartheta x_k}]A \quad (3.7)$$

onde j e k representam duas camadas adjacentes. Por se tratar de um meio poroso, onde uma parte do volume de cada camada é ocupada pelo sólido e o restante pelo fluido de trabalho e considerando a dimensão dos poros, calcula-se um coeficiente de extinção devido aos processos de dispersão e absorção no interior do recetor. Considerando estes dois fenómenos, calcula-se o coeficiente de extinção da seguinte forma [19] [11]:

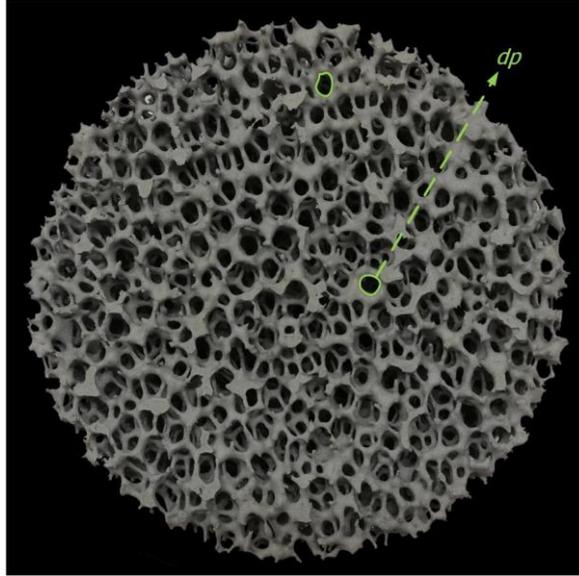


Figura 3.3: Vista frontal de um elemento recetor solar térmico de matriz sólida: d_p – diâmetro (médio) dos poros.

$$\beta = \frac{1,5\varepsilon(1 - \phi)}{d_p} \quad (3.8)$$

$$\alpha = \frac{1,5(2 - \varepsilon)(1 - \phi)}{d_p} \quad (3.9)$$

$$\vartheta = \beta + \alpha = \frac{3(1 - \phi)}{d_p} \quad (3.10)$$

onde β e α são os coeficientes de absorção e de dispersão, respetivamente, ε é a emissividade do sólido, ϕ é a porosidade e d_p é o diâmetro dos poros do meio poroso. Em trabalhos de modelação detalhada do transporte de radiação solar em meios porosos, a previsão da interação da radiação com as superfícies permite aproximar bastante para o que ocorre na realidade, permitindo determinar a parte da radiação incidente que não é absorvida em nenhum ponto do recetor, sendo perdida por exemplo através dum processo de “*back scattering*”. Em trabalhos anteriores foi feita uma análise mais detalhada do percurso completo de toda a radiação, com a qual se consegue determinar a distribuição da absorção de radiação e que parte sai do recetor sem ser absorvida, deste modo contabilizando onde e como ocorrem as perdas de radiação [11].

Para prever e quantificar este fenómeno, neste trabalho, usando uma abordagem menos detalhada, utilizam-se os resultados de trabalhos anteriores

[13][20] para determinar a fração da radiação incidente que sofre *back-scattering* e sai através da secção de entrada do recetor. Retira-se então o percentual da radiação incidente que é perdida, para as mesmas condições de análise, contabilizando então o que seriam as perdas ζ e reescrevendo a equação da seguinte forma:

$$S_0 = I_0(1 - \zeta) \quad (3.11)$$

Este valor percentual das perdas é estimado com auxílio da Figura 3.4, que resulta da validação e comparação de um procedimento experimental que analisa a função de fase para as mesmas condições de funcionamento. Neste procedimento experimental quantifica a quantidade de raios que entram no recetor e posteriormente a quantidade dos raios que refletem e saem do recetor através da mesma zona de entrada. Além disso parâmetros como os ângulos polares de espalhamento e fator de assimetria que também é estimada no mesmo trabalho [13].

Para determinar a percentagem de perdas de radiação através da Figura 3.4 usa-se como parâmetros o fator de assimetria da função de fase, g , que indica a forma tridimensional de como ocorre a dispersão de radiação (por exemplo, no caso de $g = 0$ quer dizer que a dispersão ocorre de forma uniforme) e b é a espessura ótica (adimensional) calculada através do produto entre a profundidade do recetor e o diâmetro dos poros.

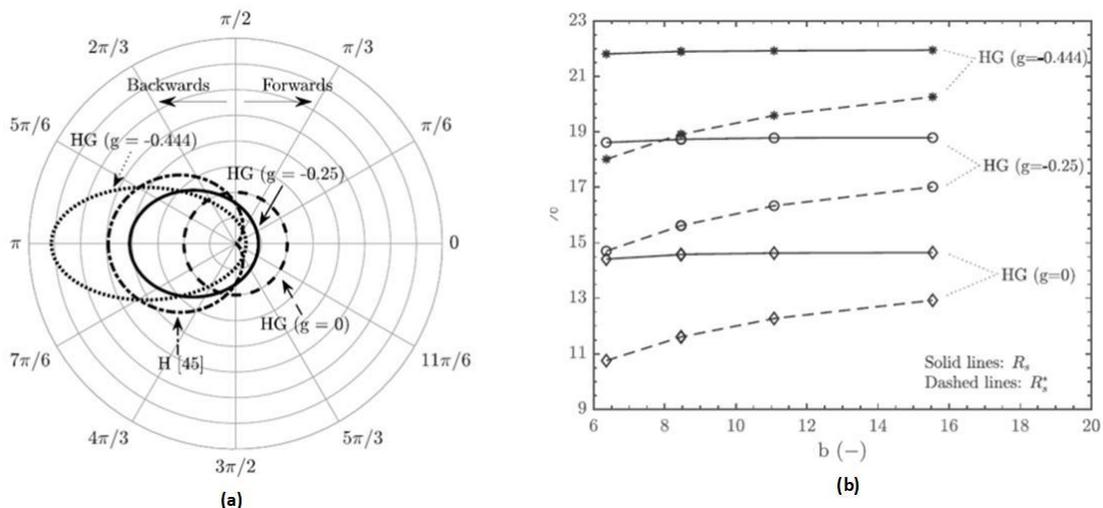


Figura 3.4: Caracterização do espalhamento (scattering) de radiação no elemento recetor: (a) função de fase de espalhamento; (b) refletividade difusa para diferentes funções de fases de espalhamento.

Experimentalmente foi comprovado que a função de fase de espalhamento da radiação no espectro visível não é uniforme, pois ocorre como mostrado na Figura 3.4, para um valor de $g=-0,25$, o que corresponde a uma percentagem de perda de radiação de aproximadamente 16% no elemento recetor em estudo. Neste trabalho serão utilizados os mesmos valores estimados na construção destes modelos anteriores [13][21].

3.2.2. Transferência de calor entre o sólido e o gás

A essência do recetor é transferir energia para o fluido de trabalho durante o seu escoamento para que a sua temperatura à saída seja superior à de entrada e então ser aproveitada num ciclo termodinâmico.

Para este efeito é preciso descrever o escoamento do fluido através dos poros do recetor, determinando a chamada velocidade superficial \vec{U} através do produto entre a porosidade e a velocidade média nos poros do recetor, \vec{u} [19].

$$\vec{U} = \phi \vec{u} \quad (3.12)$$

Este cálculo pode ser adaptado e aplicado a uma dimensão de acordo com a modelação em desenvolvimento neste trabalho uma vez que a componente longitudinal da velocidade é dominante.

Uma vez que a radiação solar é absorvida logo na primeira camada, a fase sólida aumenta a sua temperatura e naturalmente transfere energia para o fluido por convecção durante o escoamento, da mesma forma que por estar mais próxima da fonte de energia, esta camada também transfere calor por condução para a camada seguinte, e assim sucessivamente nas seguintes camadas.

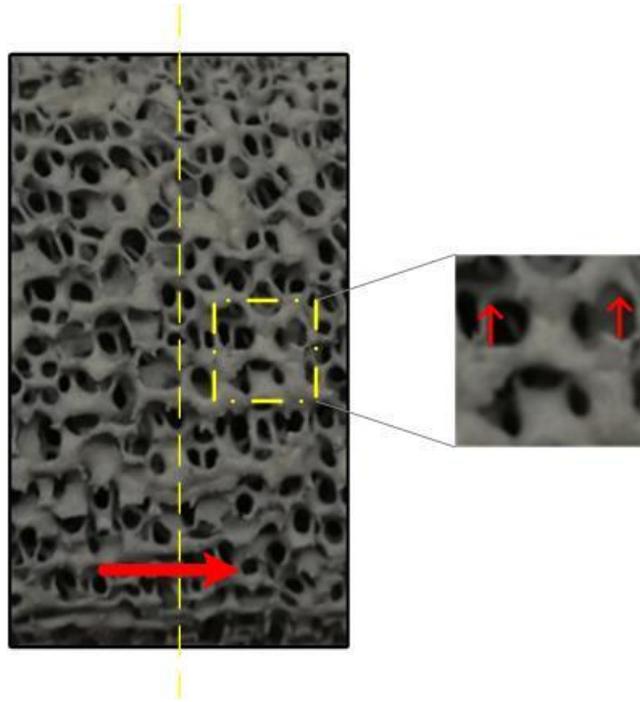


Figura 3.5: Transferência de calor por condução na matriz sólida (esquerda) e por convecção entre o sólido e o gás (direita).

- Transferência de calor por convecção

Este processo de transferência é descrito pelas equações de energia macroscópica para o caso de não equilíbrio térmico entre as fases sólida e fluida bem como pelas correlações de transferência de calor presentes na literatura [10][12].

A partir da correlação para calcular o número de Nusselt, Nu , determina-se o coeficiente de transferência de energia volumétrico que considera a porosidade do material e o diâmetro dos poros:

$$Nu = \frac{h_v d_p^2}{k_f} = (32,504\phi^{0,38} - 109,94\phi^{1,38} + 166,65\phi^{2,38} - 86,98\phi^{3,38})Re^{0,438} \quad (3.13)$$

onde λ_f é a condutividade térmica do fluido. O cálculo do calor transferido por convecção é feito através da seguinte equação:

$$Q_{SG} = V_S h_v (T_S - T_G) \quad (3.14)$$

onde V_S é volume e T_S e T_G são as temperaturas do sólido e do fluido, respetivamente.

- Condução de calor na matriz sólida

Este processo é muito importante na descrição e evolução da temperatura do sólido ao longo da direção axial do recetor. A condutividade efetiva da camada, k_e , é calculada combinando a condutividade efetiva do sólido, k_{se} , e do fluido, k_{fe} [12]:

$$k_{fe} = \phi k_f \quad (3.15)$$

$$k_{se} = \frac{1}{3}(1 - \phi)k_s \quad (3.16)$$

$$k_e = (1 - \phi)k_{se} + \phi k_{fe} \quad (3.17)$$

onde k_f é a condutividade do fluido para a temperatura média do fluido e k_s é a condutividade do sólido que neste caso é considerada constante. O calor transferido entre camadas é determinado através de

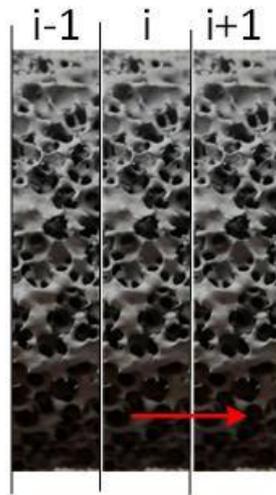


Figura 3.6: Modelação da transferência de calor por condução entre camadas do recetor volumétrico.

$$Q_{cond} = A k_e (T_s^{i-1} - T_s^i) \quad (3.18)$$

onde T_s^{i-1} e T_s^i são as temperaturas do sólido em camadas adjacentes.

3.2.3. Perda de calor através da parede de isolamento lateral

Por receber energia da radiação solar e consequentemente aquecer, o recetor também perde energia para o meio envolvente por convecção e por radiação. Para minimizar as perdas, este é revestido lateralmente por uma camada de isolamento térmico.

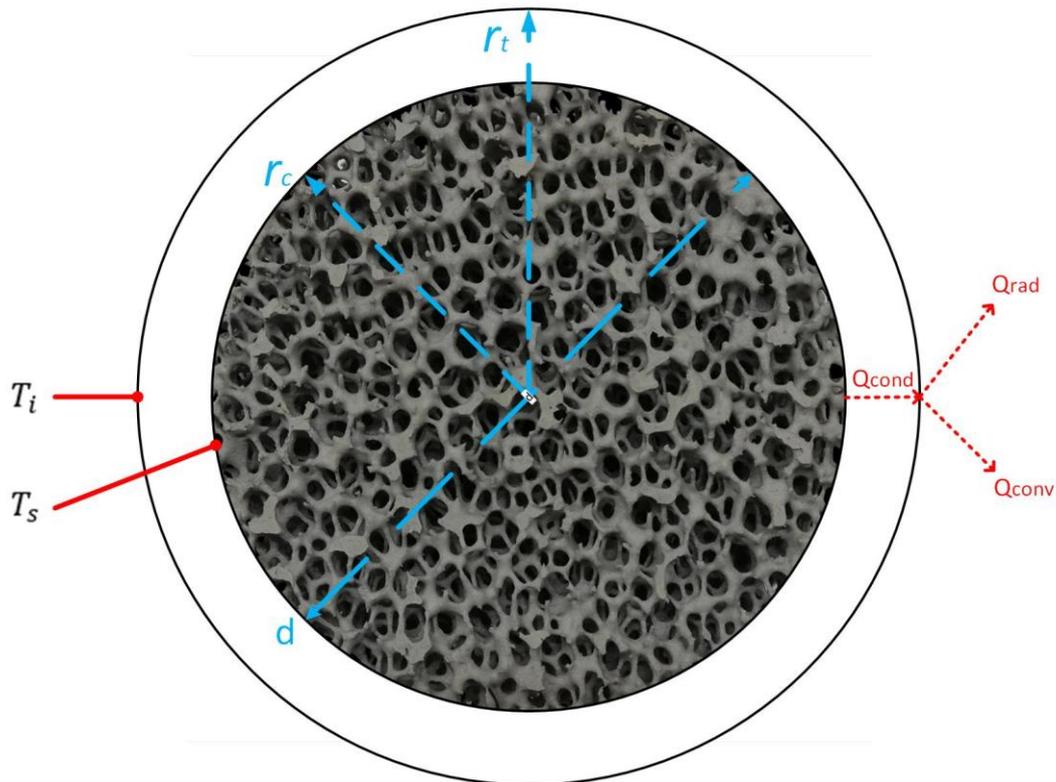


Figura 3.7: Perdas de calor do recetor para o ambiente através da parede lateral.

- Condução de calor no isolamento térmico

A Figura 3.7 representa a geometria de uma camada do recetor, onde r_c é o raio do elemento recetor, r_t é o raio total do sistema e T_s e T_i as temperaturas do sólido e da superfície do isolamento. O calor transferido através da parede é calculado a partir da seguinte equação [16].

$$Q_{p,cond} = \frac{2\pi k_i d}{\ln(r_t/r_c)} (T_s - T_i) \quad (3.19)$$

onde k_i é a condutividade térmica do material que compõe o isolamento do recetor.

- Perdas de calor por convecção para o exterior

Na superfície externa do isolamento a perda de calor ocorre por convecção natural como consequência da diferença de temperatura em relação ao ambiente. Para o cálculo do coeficiente de transferência de energia por convecção natural é necessário determinar o número de Nusselt, N_u . Este por sua vez é determinado em função dos números de Rayleigh e de Prandtl, R_a e Pr , respetivamente [16], em que o número de Rayleigh é obtido através de

$$Ra = \frac{g\tau\Delta TD^3}{\varphi\nu} \quad (3.20)$$

onde g é a aceleração gravítica, τ é o coeficiente de expansão térmica, calculado para a temperatura média entre a superfície do isolamento e o ar ambiente, ΔT é a diferença de temperatura entre o isolamento do recetor e o ambiente, T_{amb} , D é o diâmetro, φ e ν são a difusividade térmica e viscosidade cinemática do ar, respetivamente, calculadas também em função da temperatura média.

Para o número de Nusselt é usada a seguinte correlação [16]:

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0,387Ra_D^{1/6}}{[1 + (0,559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (3.21)$$

Tendo calculado o número de Nusselt, segue-se então para o cálculo do coeficiente de transferência de energia por convecção natural e da perda de calor por convecção:

$$h_{conv} = \frac{Nu k_f}{D} \quad (3.22)$$

$$Q_{p,conv} = A_t h_{conv} (T_i - T_{amb}) \quad (3.23)$$

- Perdas de calor por radiação para o exterior

O outro mecanismo de transferência de calor entre o recetor e o meio envolvente é por radiação térmica. Esta forma de transferência de energia pode ser calculada de forma simples através de [16]:

$$Q_{p,rad} = A_t \sigma \varepsilon_i (T_i^4 - T_{amb}^4) \quad (3.24)$$

onde σ é a constante de Stefan Boltzmann e ε_i é a emissividade do isolamento. Aqui assume-se que a área do meio envolvente é muito superior à área da parede lateral do recetor.

Deste modo, utilizando as Equações 3.19, 3.23 e 3.24 obtém-se a perda de calor através do isolamento do recetor:

$$Q_p = Q_{p,cond} = Q_{p,conv} + Q_{p,rad} \quad (3.25)$$

A integração das Equações 3.19, 3.23 e 3.24 no modelo do recetor permitem determinar a perda de calor pela parede lateral e a temperatura da superfície exterior do isolamento, T_i .

3.2.4. Balanço de energia nas secções de entrada e saída do recetor

Na camada de entrada ocorrem os processos de transferência de energia entre o sólido e o fluido e para a camada adjacente como referido acima, porém, neste caso, existem também perdas de calor para o exterior por convecção e por radiação na secção de entrada recetor. Trata-se da secção onde temos a entrada do fluido, que para a presente modelação é considerado um escoamento com velocidade uniforme.

No presente modelo, nesta secção de entrada apenas é calculada e considerada a perda de calor por radiação, uma vez que a perda de calor por convecção ocorre para a camada de fluido que está em contacto com o sólido e que irá entrar no recetor, transportando essa energia para o interior do recetor.

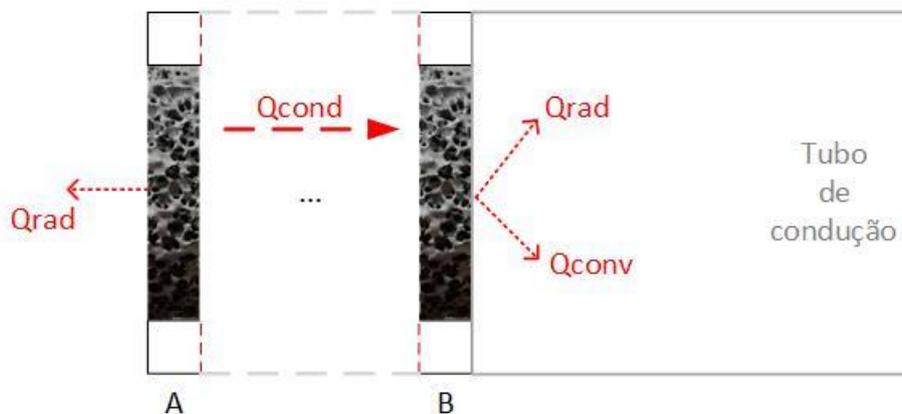


Figura 3.8: Análise térmica das secções de entrada e saída do recetor.

O calor perdido na face A por radiação é calculado da seguinte forma:

$$Q_{rad}^A = A_A \sigma \varepsilon_r (T_s^4 - T_{amb}^4) \quad (3.26)$$

Analogamente à secção de entrada do fluido, a face da secção de saída que está virada para um tubo que conduz o fluido aquecido, também ocorrem processos de transferência de calor com o exterior do recetor.

Assim, tal como está descrito em trabalhos anteriores [16], para o cálculo do calor perdido por convecção é necessário determinar o número de Nusselt em função do número de Reynolds (Re) e do número de Prandtl. O número de Reynolds é obtido através de

$$Re = \frac{\rho U D}{\mu} \quad (3.27)$$

onde ρ é a densidade, U é a velocidade superficial e μ é a viscosidade dinâmica.

Dividiu-se o cálculo do número de Nusselt em duas alternativas em função da gama de número de Reynolds e de número de Prandtl:

- Se $0,5 \leq Pr \leq 1,5 \wedge 10^4 \leq Re \leq 5 \times 10^6$:

$$N_u = 0,0214(Re^{0,8} - 100)Pr^{0,4} \quad (3.28)$$

- Se $1,5 \leq Pr \leq 500 \wedge 3 \times 10^3 \leq Re \leq 10^6$:

$$N_u = 0,012(Re^{0,87} - 280)Pr^{0,4} \quad (3.29)$$

O coeficiente de transferência e a energia perdida por convecção na face B são então determinadas através de

$$h_{conv,B} = \frac{N_u k_f}{D} \quad (3.30)$$

$$Q_{conv}^B = A_B h_{conv,B} (T_s - T_{tubo}) \quad (3.31)$$

respetivamente, onde T_{tubo} é a temperatura do tubo à saída do recetor que conduz o fluido.

No caso da perda de calor por radiação térmica, por se tratarem de duas superfícies diferentes (secção do recetor e tubo de saída) com uma posição relativa conhecida, a troca de energia é calculada usando o chamado fator de vista ou fator de forma entre as referidas superfícies, obtido através de [22].

$$H = \frac{X}{2r_c} \quad (3.32)$$

$$F = 2H \left[\sqrt{1 + H^2} - H \right] \quad (3.33)$$

onde X e r_c são comprimento e o raio do tubo de condução do fluido aquecido até o ciclo termodinâmico, respetivamente. H é um valor adimensional com a

qual se calcula o fator de vista. Então, a energia perdida por radiação através da face B é calculada, de forma simplificada, da seguinte forma:

$$Q_{rad}^B = A_B \sigma \varepsilon_r (T_s^4 - T_{tubo}^4) F \quad (3.35)$$

3.2.5. Sistema de equações do modelo

Analisando e descrevendo todas as interações energéticas que ocorrem ao longo do comprimento do recetor, construi-se então o seguinte sistema de equações que descreve o modelo, modelando separadamente o sólido e o fluido:

- Para a camada 1

$$\left\{ \begin{array}{l} m_s c_s \frac{dT_s}{dt} = AS_0(1 - e^{-k x_k}) - Q_{SG} - Q_{cond} - Q_{rad}^A - Q_P \\ m_G c_G \frac{dT_G}{dt} = Q_{SG} + \dot{m}_G c_G dT \end{array} \right. \quad (3.36)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} m_s c_s \frac{dT_s}{dt} = AS_0(1 - e^{-k x_k}) - Q_{SG} - Q_{cond} - Q_{rad}^A - Q_P \\ m_G c_G \frac{dT_G}{dt} = Q_{SG} + \dot{m}_G c_G dT \end{array} \right. \quad (3.37)$$

- Para as camadas intermédias

$$\left\{ \begin{array}{l} m_s c_s \frac{dT_s}{dt} = AS_0(e^{-k x_j} - e^{-k x_k}) - Q_{SG} + Q_{cond,j} - Q_{cond,k} - Q_P \\ m_G c_G \frac{dT_G}{dt} = Q_{SG} + \dot{m}_G c_G dT \end{array} \right. \quad (3.38)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} m_s c_s \frac{dT_s}{dt} = AS_0(e^{-k x_j} - e^{-k x_k}) - Q_{SG} + Q_{cond,j} - Q_{cond,k} - Q_P \\ m_G c_G \frac{dT_G}{dt} = Q_{SG} + \dot{m}_G c_G dT \end{array} \right. \quad (3.39)$$

- Para a camada n

$$\left\{ \begin{array}{l} m_s c_s \frac{dT_s}{dt} = AS_0(e^{-k x_j} - e^{-k x_n}) - Q_{SG} - Q_{cond} - Q_{conv}^B - Q_{rad}^B - Q_P \\ m_G c_G \frac{dT_G}{dt} = Q_{SG} + \dot{m}_G c_G dT \end{array} \right. \quad (3.40)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} m_s c_s \frac{dT_s}{dt} = AS_0(e^{-k x_j} - e^{-k x_n}) - Q_{SG} - Q_{cond} - Q_{conv}^B - Q_{rad}^B - Q_P \\ m_G c_G \frac{dT_G}{dt} = Q_{SG} + \dot{m}_G c_G dT \end{array} \right. \quad (3.41)$$

O modelo numérico fica então dimensionado de modo a simular os processos de transferência de calor no interior do recetor volumétrico e com capacidade de simulação de diversas condições de funcionamento.

3.2.6. Método numérico

Para resolver o sistema de equações diferenciais obtido anteriormente é necessário o recurso a uma linguagem de programação computacional. No caso foi utilizada a linguagem de programação Matlab e aplicando o algoritmo de Dormant Prince, baseado num método de Runge-Kutta, cuja função no Matlab é chamada de ode45.

O método de Dormant Prince é um algoritmo de resolução de equações diferenciais ordinárias de quarta e quinta ordem. Esta técnica consiste no cálculo de 7 estágios e consequentes 7 termos, usados em duas combinações lineares distintas para encontrar duas aproximações para o ponto seguinte. As funções são analisadas seis vezes antes de ser executadas, e o sétimo termo é utilizado como ponto de partida do estágio seguinte.

3.3. Validação do modelo

Para a validação do modelo desenvolvido é necessário analisar os resultados que dele resultam comparando-os com resultados de outros trabalhos existentes na literatura, sejam eles de natureza experimental ou de natureza numérica, para as mesmas condições.

Para tal serão utilizados os resultados obtidos num dos trabalhos citados acima [20], onde é estudada a distribuição de temperaturas do recetor e do fluido de trabalho, atendendo às variações de pressão e à interação sólido-fluido ao longo do recetor.

O modelo foi testado para um fluxo de radiação normal, uniforme e constante na secção de entrada do elemento recetor de 600 kW/m^2 que, após a interação com a superfície do recetor, uma fração desse fluxo é subtraído devido às perdas por reflexão difusa. Para determinar esse valor considera-se que a reflexão ocorre de forma uniforme em todas as direções, correspondente a um fator de assimetria $g = 0$ da função de fase de espalhamento, para estar de acordo com o trabalho de referência [20] para a validação do modelo, embora em um trabalho posterior se tenha comprovado que o fator de assimetria se aproxima de $g = -0,25$ [13]. Assumiu-se que os poros têm 1.5 mm de diâmetro, uma porosidade de

80% ($\phi=0.8$) e uma emissividade do material de 95% ($\varepsilon=0.95$). O elemento recetor considerado tem 5cm de diâmetro e de profundidade e a temperatura do fluido à entrada do recetor foi assumida como 300K. Para estas condições foram analisados dois casos distintos de velocidade do escoamento, nomeadamente $\vec{U}_{in} = (0; 0; 1,08)$ m/s e $\vec{U}_{in} = (0; 0; 2,16)$ m/s, respetivamente.

Quanto às perdas de calor para o ambiente, para estar de acordo com o trabalho de referência [20], apenas foi considerada a perda de calor por radiação na face de entrada.

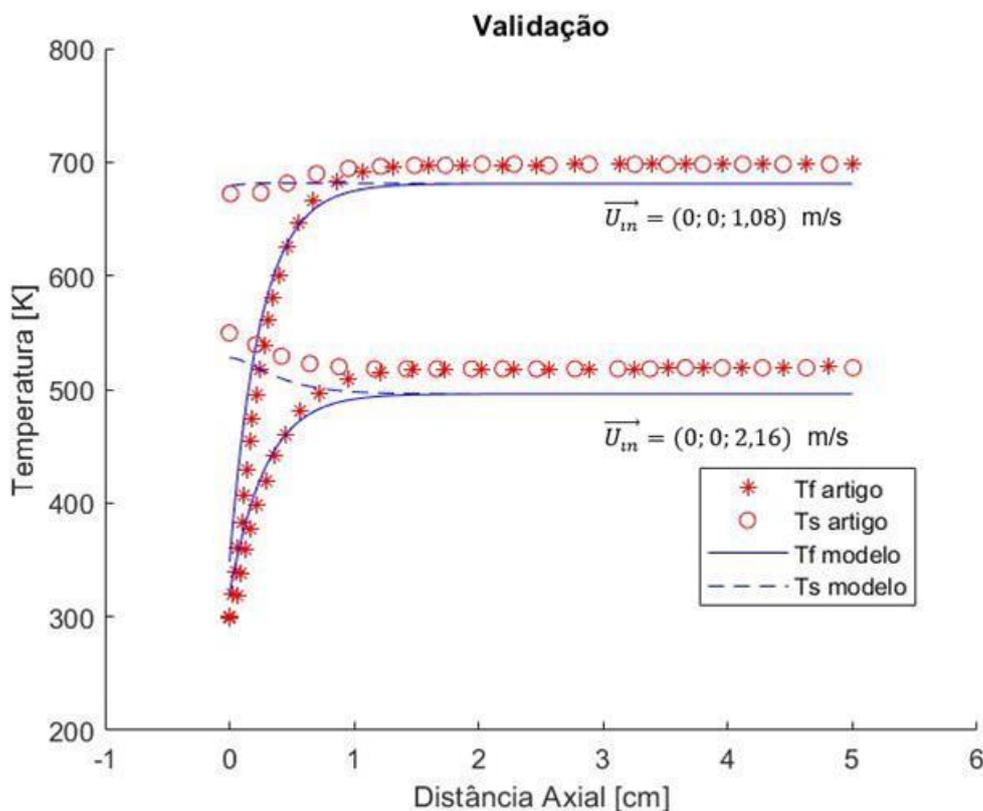


Figura 3.9: Temperaturas do sólido e do fluido ao longo do eixo do recetor obtidas através do modelo proposto neste trabalho e do trabalho de Wu et al. [20]

Na Figura 3.9 são apresentados os valores do trabalho de referência [20] e os obtidas através do modelo construído neste trabalho para regime estacionário. Neste caso foram utilizadas 150 divisões do elemento recetor e simulados 4 segundos, o que é suficiente para atingir o regime estacionário. O conjunto de resultados de temperatura mais elevada correspondem à velocidade 1,08 m/s e o conjunto de dados de temperatura mais baixa correspondem à velocidade 2,16

m/s. É possível verificar que ambos os casos apresentam o mesmo comportamento em termos do perfil de temperatura desde a entrada até à saída do recetor, porém os valores de temperatura do modelo são ligeiramente inferiores. A temperatura do fluido à saída do recetor no modelo de referência [20] para os casos onde $\overline{U}_{in} = (0; 0; 1,08)$ m/s e $\overline{U}_{in} = (0; 0; 2,16)$ m/s são 698,14 K e 519,95 K, respetivamente, enquanto, para os mesmos casos de análise, as temperaturas à saída do recetor no modelo desenvolvido neste trabalho são 681,1 K e 496 K, o que corresponde a um erro percentual de aproximadamente 2,5% e 4,8%, respetivamente.

Pode-se dizer então que, mesmo com ligeiras diferenças, o erro é aceitável, logo o modelo construído mesmo sendo diferente e menos pormenorizado é um modelo que pode ser usado para analisar e simular a performance de recetores volumétricos de matriz sólida.

As ligeiras diferenças entre os dois modelos devem-se em parte ao tratamento da fração da radiação incidente e respetiva reflexão difusa, o que interfere diretamente nos perfis de temperatura nas primeiras camadas do recetor onde o gradiente é maior. Note-se também que o ponto de estabilização e uniformidade, a partir do qual as temperaturas do sólido e do fluido são muito próximas, ocorre sensivelmente à mesma profundidade, o que mostra mais uma vez a capacidade do modelo desenvolvido neste trabalho para simular os perfis de temperatura. Deste modo, o modelo pode ser utilizado para analisar recetores de diferentes dimensões e em diferentes condições de funcionamento.

3.4. Teste de precisão

Em virtude da metodologia utilizada para a construção do modelo, definindo no início o número de camadas em que se irá dividir o recetor, e sendo nestas camadas que se aplicam as equações de conservação da energia anteriormente descritas, dependendo da dimensão das camadas os resultados do modelo podem aproximar-se ou afastar-se do comportamento real o que, por conseguinte, ditará a precisão do modelo.

Nesta parte do trabalho o objetivo é avaliar o impacto do número de camadas na precisão do modelo, visto que para um número reduzido de camadas as variações (erros) podem ser significativas enquanto um número de camadas

elevado pode ser desnecessário por não melhorar significativamente a precisão do modelo e aumentar o tempo de processamento.

Nesta análise serão feitas simulações para uma velocidade do fluido à entrada do recetor igual a $\vec{U}_{in} = (0; 0; 1,08)$ m/s, porosidade de 80%, poros com diâmetro de 1,5 mm e serão analisados os resultados do modelo para 20, 50, 100, 150 e 200 divisões.

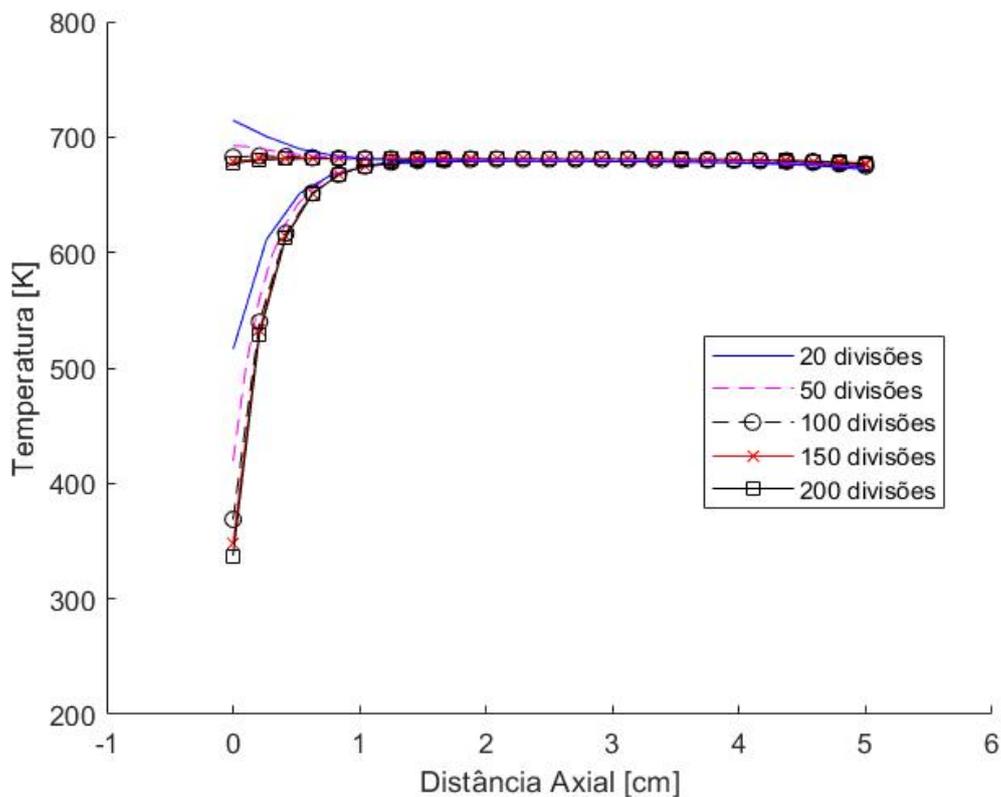


Figura 3.10: Teste de precisão do modelo em função do número de divisões.

Com os resultados obtidos é possível verificar que nos casos de 20 e 50 divisões temos uma menor precisão em comparação com o modelo de referência [20]. A razão para esta diferença é porque o modelo desenvolvido baseia-se nos valores de médios de temperatura, que se assume que ocorrem no centro de cada camada, levando a que, no caso de um número de camadas menor, de uma camada para outra haja uma maior variação de temperatura e, por isso, os erros são maiores na zona mais próxima à entrada do recetor e depois diminuem até à zona de estabilização.

Por outro lado, a temperatura do sólido apresenta algumas ligeiras oscilações, o que mostra ser necessário um maior número de camadas para que esta análise esteja mais próxima do esperado. Neste caso são necessárias mais camadas para que se estime as temperaturas no sólido com maior precisão ou, em alternativa, ajustar o modelo para poderem ser usadas camadas com diferentes espessuras. Além disso, podemos verificar que para todas as simulações, o modelo converge para a mesma temperatura de saída, com ligeiras diferenças, mas pouco significativas.

Em virtude destes resultados, o caso com 150 divisões mostra ser adequado para o estudo de recetores volumétricos sólidos usando este modelo numérico, apresentando uma precisão aceitável. Além disso, o modelo não apresenta grandes alterações nem ganhos de precisão que justifiquem um número de camadas muito superior, o que acarretaria um maior tempo de processamento.

Levando em conta estes aspetos, percebe-se que no caso de se pretender analisar as temperaturas dentro do recetor desde a entrada até a saída, é necessário escolher um número de camadas de forma que cada uma represente entre 0,5 e 1,5% da profundidade total do recetor. Se o objetivo apenas seja saber, por exemplo, a temperatura do fluido à saída é aceitável a utilização de menos camadas, em que cada uma representa entre 2 e 5% de toda a profundidade do recetor.

4. Resultados

Após a validação do modelo, este foi aplicado a vários casos para estudar as variações de performance em função das características dos próprios recetores, do fluxo de ar à entrada e do ambiente circundante.

Relativamente aos parâmetros que podem ser alterados, poderão ser, por exemplo, a porosidade, a velocidade de escoamento, o diâmetro dos poros e outros parâmetros que foram utilizados como base na elaboração do modelo. Em todos os casos foi utilizada a mesma condição de radiação incidente, ou seja, 600 kW/m^2 .

Diferentemente do que foi considerado na validação, em que a parede lateral do recetor foi assumida como adiabática e apenas foram incluídas as perdas de calor por radiação na face de entrada, agora são consideradas as perdas de calor através da superfície lateral do recetor bem como as perdas de calor por convecção e por radiação nas faces entrada e saída. A energia incidente no plano de entrada do recetor é 600 kW/m^2 ., ocorrendo uma perda por reflexão difusa de 13,25%, o que equivale a cerca de $7,8 \text{ kW/m}^2$., como referido na Secção 3.2.1. Os valores obtidos para as diferentes combinações de parâmetros permitem analisar a sensibilidade de aspetos importantes de qualquer tecnologia de transferência de calor, como sejam o perfil de temperatura e a eficiência térmica.

4.1. Efeito da variação da porosidade na performance do recetor

A porosidade revela-se como outro parâmetro crucial no que tange ao desempenho térmico do recetor, pois é ela que exprime a proporção entre o volume de fluido e de sólido e, sendo materiais distintos e com propriedades também diferentes, levam a que a porosidade e o desempenho do recetor tenham uma forte relação.

Para esta análise serão simulados elementos recetores com diferentes porosidades para as mesmas condições de radiação incidente, de velocidade de escoamento de $\vec{U}_{in} = (0; 0; 1,08) \text{ m/s}$ e de diâmetro dos poros igual a 1,5 mm.

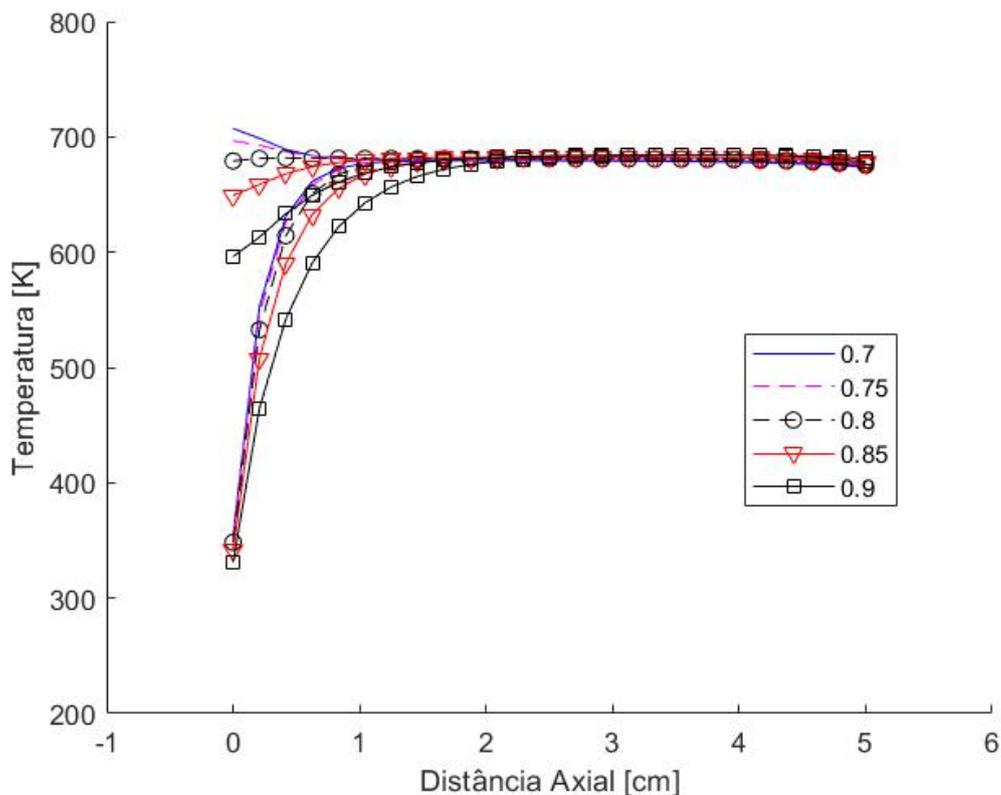


Figura 4.1: Perfis de temperatura da fase de sólido e de gás para diferentes valores de porosidade.

Uma porosidade mais elevada representa maior volume de fluido no recetor, o que se reflete na área de transferência de calor entre o sólido e o gás e na forma como a radiação se propaga no interior do recetor. Quanto maior for a porosidade, a radiação solar irá ser absorvida mais no interior do recetor. Isto faz com que o perfil de temperaturas dentro do recetor tenha uma evolução mais suave, o que implica que os pontos mais quentes do recetor não sejam tão próximos da zona de entrada do fluido.

Este fenómeno é explicado pelo coeficiente de extinção, um dos parâmetros considerados na modelação da radiação neste trabalho. Como se pode ver na Equação 3.10, o coeficiente de extinção varia inversamente com a porosidade e, com isso, a absorção da radiação ocorre mais longe da face de entrada.

Tendo em conta os valores das simulações de máxima e mínima porosidade, foi obtida uma diferença de temperatura do sólido à entrada de aproximadamente 111 K. Porém a variação da porosidade apenas afeta na zona de absorção da

radiação e consequentemente suaviza o perfil de temperatura do fluido, mas ela não altera de forma significativa a sua temperatura à saída do recetor.

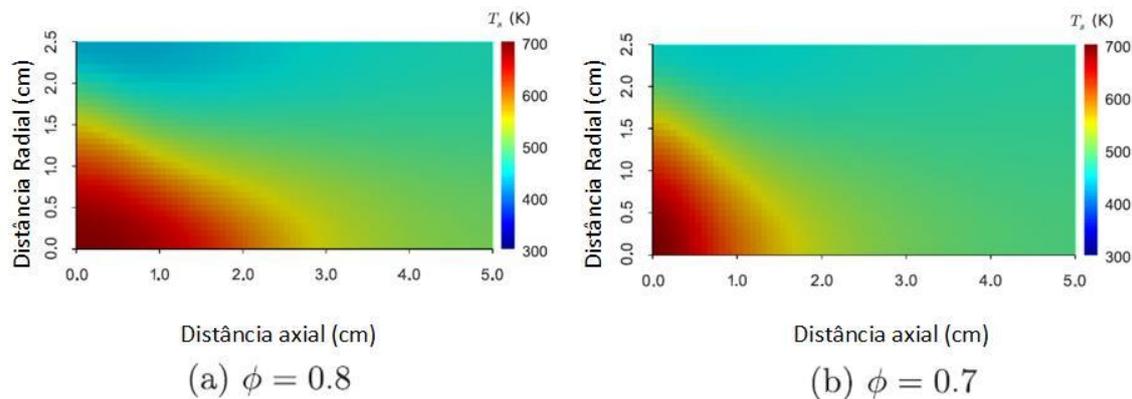


Figura 4.2: Distribuição espacial de temperaturas em recetores volumétricos com diferentes porosidades[12].

As mesmas conclusões foram obtidas num dos trabalhos anteriores, onde é possível analisar a diferença de pontos de maior absorção da radiação em recetores com diferentes porosidades, como pode-se ver na Figura 4.2, onde se mostra que quanto maior for a porosidade mais longe da zona de entrada será a zona mais quente do recetor.

Tabela 4.1: Resultados das simulações com diferentes porosidades.

Porosidade	Q_g [W]	Q_{rad}^A [W]	Q_{rad}^B [W]	Q_{conv}^B [W]	T_{out} [K]	$\eta_{tér}$ [%]
0,70	981,07	26,05	10,39	4,45	674,11	83,28
0,75	982,65	24,43	10,43	4,45	674,69	83,41
0,80	985,08	21,94	10,49	4,46	675,59	83,62
0,85	988,78	18,14	10,58	4,46	676,94	83,93
0,90	994,16	12,62	10,67	4,47	678,92	84,39

Nestes resultados são perceptíveis algumas ligeiras variações das diferentes perdas térmicas consideradas. Com o aumento da porosidade e consequente afastamento dos pontos mais quentes da zona de entrada, as perdas por radiação nesta face diminuem para metade comparando os resultados para os valores extremos de porosidade simulados. Esta diferença é refletida na quantidade de energia transferida para o fluido e ocorre então um ligeiro aumento da temperatura do fluido à saída. Dos 1178,1 W que chegam ao recetor, estes recetores apresentam uma eficiência térmica média de 83,73%.

4.2. Efeito da variação do diâmetro dos poros na performance do recetor

Sendo o diâmetro dos poros um dos parâmetros considerados no desenvolvimento do modelo, é necessário também avaliar de que forma diferentes diâmetros podem interferir no processo de absorção de radiação e transferência de calor para o fluido.

Para tal, foram avaliados recetores com poros de diâmetros variados, para as mesmas condições de radiação incidente, porosidade e velocidade de entrada do fluido no recetor. Com uma porosidade de 80% e uma velocidade do fluido igual a $\vec{U}_{in} = (0; 0; 1,08)$ m/s, foram simulados os casos de poros com diâmetros de 1mm, 1,5mm, 2mm, 2,5mm e de 3mm. Os resultados destas simulações encontram-se representados na Figura 4.3.

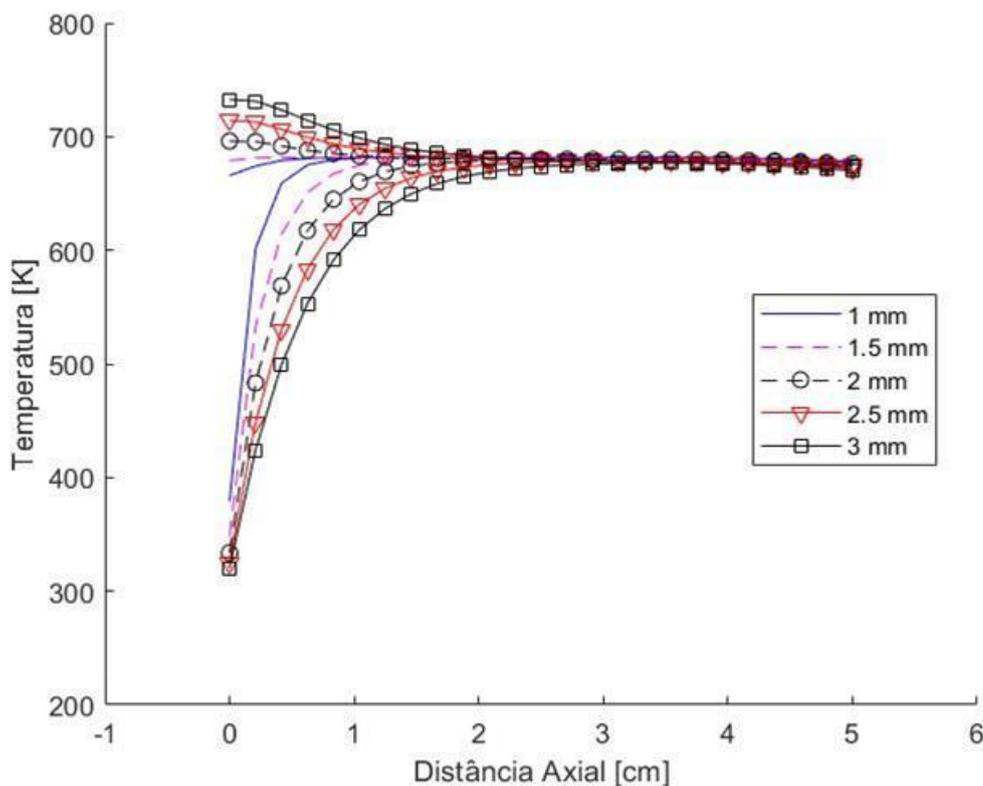


Figura 4.3: Variação dos perfis de temperatura do sólido e do fluido para recetores com diferentes diâmetros médios dos poros.

O aumento do diâmetro dos poros afeta a performance do recetor da mesma forma que a porosidade, sendo que com maiores diâmetros haverá maior propagação da radiação para o interior do recetor. A radiação solar é então

absorvida um pouco mais distante da face de entrada. Deste modo a zona mais quente do recetor estará localizada mais no interior do recetor. Este aspeto é descrito também pela Equação 3.10, que mostra que o coeficiente de extinção varia inversamente com o diâmetro dos poros.

Tabela 4.2: Resultados das simulações com poros de diferentes diâmetros

<i>Diâmetro</i> [mm]	Q_g [W]	Q_{rad}^A [W]	Q_{rad}^B [W]	Q_{conv}^B [W]	T_{out} [K]	$\eta_{tér}$ [%]
1,0	986,69	20,16	10,64	4,48	676,18	83,75
1,5	985,08	21,94	10,49	4,46	675,59	83,62
2,0	982,88	24,33	10,33	4,44	674,77	83,43
2,5	980,32	24,32	10,15	4,42	673,83	83,21
3,0	977,51	24,33	9,97	4,39	672,79	82,97

Como se pode observar pelos resultados apresentado na Tabela 4.2, com o aumento do diâmetro dos poros, a temperatura à saída sofre um ligeiro decréscimo. Essa diminuição deve-se à variação do coeficiente de transferência de calor por convecção entre o sólido e o fluido, descrito pela Equação 3.14, que varia inversamente com o quadrado do diâmetro dos poros. Contudo, apesar dessa diferença existir, ela não é significativa como se pode observar pelos valores de eficiência térmica dos casos simulados.

4.3. Efeito da variação da profundidade na performance do recetor

Analisando os resultados das simulações anteriores, com diferentes porosidades e diferentes diâmetros dos poros, ou até mesmo nos testes de precisão, a profundidade do recetor não alterou o seu desempenho térmico.

Em todos estes casos, após a temperatura máxima ser atingida, esta mantém-se sensivelmente inalterada até à saída do recetor, pelo que é necessário avaliar o desempenho dos recetores em função da sua profundidade.

Neste caso, foram dois testados recetores com configurações distintas de modo a variar de forma notável a distribuição das temperaturas dentro do recetor. A primeira configuração é aplicada com intuito de ter o ponto de estagnação próximo da zona de entrada, e para isso utiliza-se um recetor com 5 cm de

profundidade, porosidade de 80%, diâmetros de 1,5mm e velocidade $\vec{U}_{in} = (0; 0; 1,08)$ m/s.

A segunda configuração tem o objetivo oposto, de aproximar o posto de estabilização da saída do recetor. Para tal foi considerado uma alta porosidade e maiores diâmetros dos poros, 90% e 3mm, respetivamente, a uma velocidade do fluido à entrada de $\vec{U}_{in} = (0; 0; 1,08)$ m/s. Com isso o sólido e o fluido irão atingir as temperaturas mais elevadas próximo da zona de saída, e assim será analisado se essa proximidade a uma zona com perdas de energia afeta o elemento recetor no seu todo.

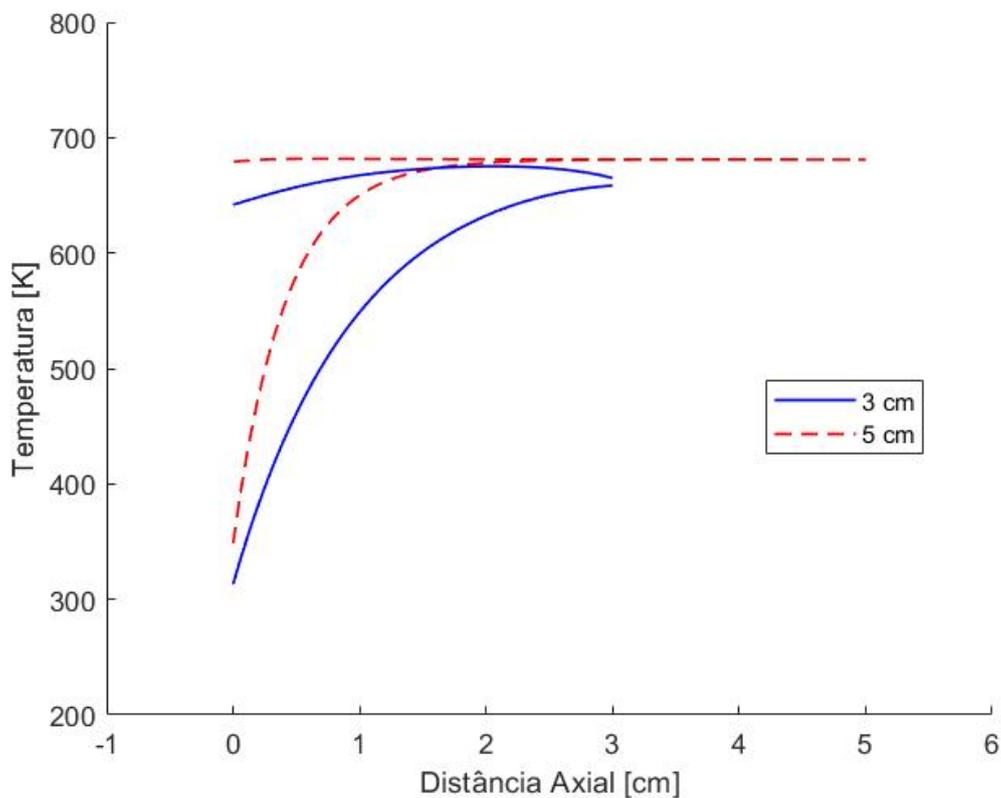


Figura 4.4: Efeito da profundidade do recetor nos perfis de temperatura do sólido e do gás

Pela observação dos resultados obtidos, é visível que a primeira configuração comportamento considerado correto e de melhor aproveitamento térmico. Tem-se uma evolução de temperatura até a uniformidade térmica das fases sólida e fluida, que se mantém até à saída do recetor.

Contudo, a segunda configuração tem um comportamento que apenas pelo gráfico é notável menor eficiência térmica, pois as temperaturas nunca chegam

a igualar, logo não se tem o alcance máximo de temperatura que seria possível caso a profundidade fosse maior.

Nos casos apresentados nas secções anteriores, a temperatura do sólido na secção de saída do recetor é ligeiramente inferior à temperatura do fluido devido às perdas de calor por radiação e por convecção nesta zona. Agora, na segunda configuração desta análise, a temperatura do sólido é ligeiramente superior à temperatura do fluido, o que indica que ainda seria possível a transferência de alguma quantidade de calor do sólido para o fluido e que, eventualmente, haverá ainda alguma radiação solar que não foi absorvida na matriz sólida e irá ser perdida pela secção de saída.

É espectável que o ponto de máxima de temperatura seja alcançado sensivelmente até o meio da distância axial total do recetor, sendo que as camadas seguintes do recetor são aquecidas por condução de calor proveniente da zona de entrada, mantendo a temperatura do fluido estável até à saída, e sendo como uma espécie de *buffer* que garante a absorção de toda a radiação solar.

Tabela 4.3: Resultados das simulações com recetores de diferentes profundidades

Profundidade[cm]	Q_g [W]	Q_{rad}^A [W]	Q_{rad}^B [W]	Q_{conv}^B [W]	T_{out} [K]	$\eta_{tér}$ [%]
3	938,36	17,30	9,34	4,35	658,38	79,65
5	985,08	21,94	10,49	4,46	675,59	83,62

Com estes resultados podemos então afirmar que se as características geométricas do recetor contribuírem para que o ponto de máxima temperatura seja mais longe da zona de entrada, maior deverá ser a profundidade do recetor para que seja possível o fluido receber do sólido o máximo de energia em forma de calor.

De acordo com os resultados da Tabela 4.3, o caso de uma profundidade de 3 cm tem uma eficiência térmica de 79,65% e o de 5cm tem uma eficiência térmica de 83,62%, que a nível do fluido na saída se revela numa diferença de temperatura de 17 K.

4.4. Efeito da variação da velocidade do fluido à entrada na performance do recetor

Depois das análises de performance dos recetores em função das suas características geométricas, outro tipo de análise possível está relacionado com as condições externas, como seja por exemplo o caudal de fluido. Uma análise preliminar da sensibilidade do recetor em relação à variação da velocidade de entrada do fluido já foi apresentada na Figura 3.9 relativa à validação do modelo. Neste caso serão incluídas as perdas de calor através da secção de saída e da parede lateral do recetor. Todas as simulações foram feitas para as mesmas condições de radiação incidente e geometria interna do elemento recetor, apenas diferindo-se no valor de velocidade de entrada do fluido. Os resultados são apresentados na Figura 4.5 para os casos de $\vec{U}_{in} = (0; 0; 1,08)$ m/s, $\vec{U}_{in} = (0; 0; 1,5)$ m/s e $\vec{U}_{in} = (0; 0; 2,16)$ m/s.

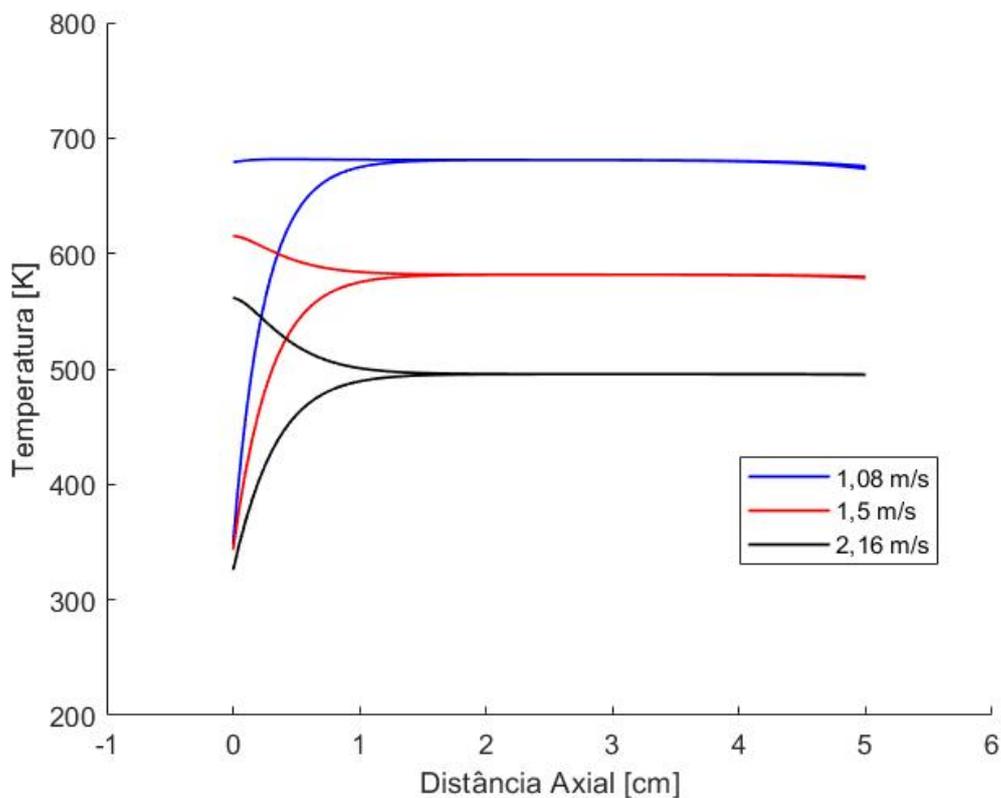


Figura 4.5: Efeito da velocidade do fluido à entrada nas temperaturas do sólido e do fluido.

Através dos resultados obtidos podemos observar que, apesar do fluido entrar com a mesma temperatura em todos os casos, a temperatura de saída aumenta com a diminuição da velocidade de entrada, como seria de esperar pelo balanço

de energia ao fluido. Isso resulta do tempo de contacto entre o fluido e o sólido aquecido, visto que quando o fluido entra a uma velocidade mais elevada, o fluido permanece menos tempo em contacto com o sólido e a ser aquecido. Dito de outra forma, sendo a quantidade de energia possível de transferir a mesma para uma maior massa de fluido por unidade de tempo, consequentemente a temperatura de saída diminui.

Por outro lado, uma velocidade mais elevada contribui para o aumento do coeficiente de transferência de calor por convecção entre o sólido e o fluido, ainda assim, uma vez que a temperatura do sólido é mais baixa, as perdas para o ambiente serão também menores. Por esta razão, as simulações com velocidades maiores, apesar das temperaturas à saída serem mais baixas, a eficiência do elemento recetor será mais elevada para estes casos.

Na Tabela 4.4 são apresentados os resultados das simulações para diferentes valores de velocidade do fluido à entrada do recetor.

Tabela 4.4: Resultados das simulações com diferentes velocidades de entrada do fluido

<i>Velocidade[m/s]</i>	Q_g [W]	Q_{rad}^A [W]	Q_{rad}^B [W]	Q_{conv}^B [W]	T_{out} [K]	$\eta_{tér}$ [%]
1,08	985,1	21,94	10,49	4,46	675,59	83,62
1,50	1001,0	14,56	1,89	4,49	579,9	84,97
2,16	1010,6	9,91	-2,89	4,38	495,22	86,78

A velocidade é um parâmetro muito sensível e difícil de controlar nestes sistemas porque varia naturalmente em diferentes condições de temperatura e pressão. Por isso, para um determinado valor de caudal mássico, a velocidade no interior do recetor irá aumentar devido ao aumento da temperatura do fluido, uma vez que a densidade do mesmo diminui.

A nível de eficiência térmica é observada uma diferença de cerca de 3% pois a quantidade de energia possível de ser transferida para o fluido depende do seu caudal, como referido acima, sendo que último este varia diretamente com a velocidade do fluxo à entrada. Por outro lado, a variação da temperatura do fluido à saída é bastante expressiva. No caso de velocidade mais elevada, o fluido aumenta 195,22 K em relação à temperatura de entrada, enquanto no caso da

velocidade de entrada mais baixa, a temperatura do fluido aumenta cerca de 375 K.

4.5. Regime transiente e análise das perturbações na radiação incidente

Uma das características que faz dos recetores solares térmicos volumétricos feitas à base de carbeto de silício é a sua grande resistência e estabilidade a elevadas temperaturas. De qualquer forma, irá sempre ocorrer a degradação do material ao longo do tempo da sua utilização, principalmente às rápidas variações de temperatura que podem ocorrer e ao *stress* térmico. Um dos fatores que originam estes gradientes de temperatura muito bruscos é, por exemplo, a variação rápida da radiação incidente devido à passagem de nuvens. O modelo desenvolvido tem capacidade de simulação em regime transiente e, desse forma, permite de simular os gradientes de temperatura no sólido do elemento recetor quando, de forma súbita, a radiação incidente varia. Este modelo pode ser assim utilizado como ferramenta do sistema de controlo nessas situações, e a partir deste fazer alterações nos parâmetros de funcionamento possíveis de serem controlados e/ou alterados para que a temperatura do sólido se mantenha o mais estável possível, como por exemplo o caudal de fluido.

Foi feita uma análise com as mesmas condições das simulações anteriores, apenas com a diferença de ser alterada a intensidade de radiação incidente no recetor em função do tempo. O resultado está apresentado na Figura 4.7, onde se podem observar as temperaturas do sólido nas camadas das extremidades e no centro do recetor.

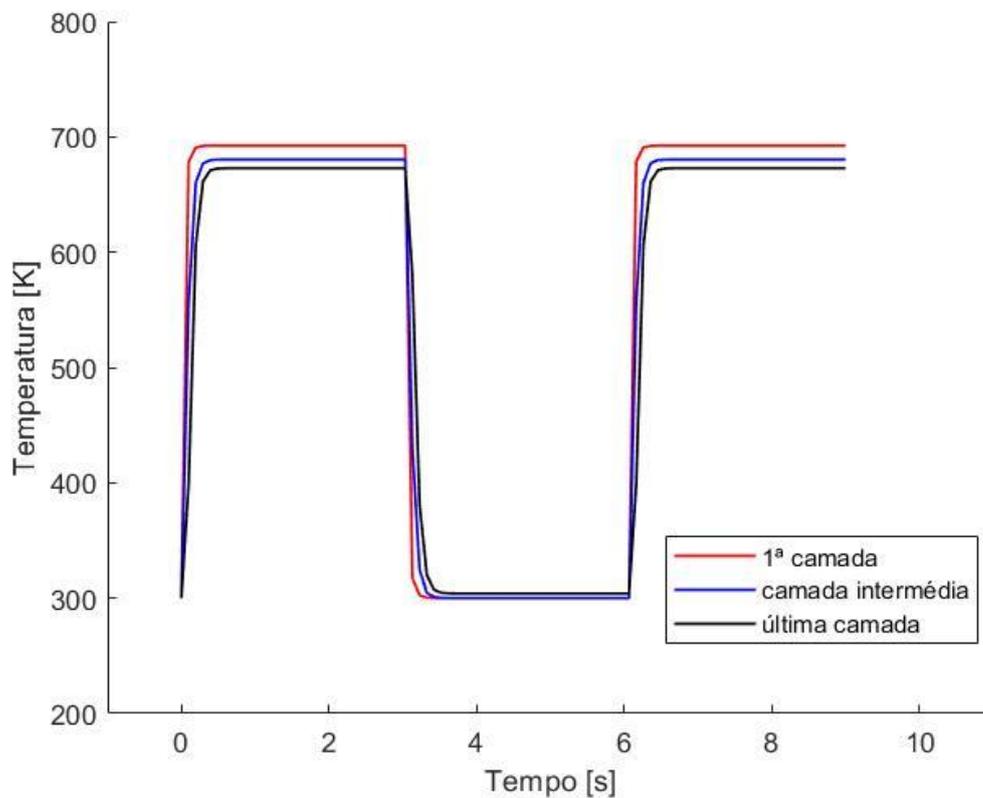


Figura 4.6: Análise de sensibilidade em momentos sem radiação solar.

As condições simuladas correspondem à situação em que durante 3 segundos ocorre uma interrupção da chegada de radiação ($S = 0 \text{ W/m}^2$), o que provoca uma diminuição brusca das temperaturas, que se irão manter próximas à temperatura do fluido à entrada até que a radiação volte a incidir no recetor. Neste ponto a temperatura tem outra variação brusca, aumentando para os valores semelhantes aos anteriores.

Portanto, o modelo apresenta boa resposta nestes casos que são muito frequentes num ambiente de funcionamento real, e pode ser utilizado como ferramenta de controlo e de solucionamento destes aspetos funcionais.

5. Conclusões

Neste trabalho foi feita a modelação 1D de recetores solares volumétricos de matriz sólida para o estudo do comportamento da temperatura do fluido de trabalho e da matriz sólida do recetor, desde a zona de entrada até à sua saída para utilização, por exemplo num ciclo termodinâmico.

Foram feitas algumas simplificações seguindo os objetivos de trabalho de modo a ter um modelo simplificado, mas com um grau de confiabilidade aceitável e comparável a outros modelos 1D mais detalhados. De forma a assumir estas simplificações e preservar a da sua fiabilidade do modelo, todas as aproximações foram sustentadas em trabalhos científicos anteriores, quer numéricos quer experimentais, já validadas.

Uma das simplificações está na modelação da propagação e absorção da radiação solar que chega ao recetor de forma, em aspetos como por exemplo a distribuição detalhada da absorção e onde ocorrem as perdas óticas. A forma encontrada para quantificar a absorção de radiação solar e a quantidade de energia que se perda por reflexão difusa, foi a inclusão de valores obtidos em trabalhos anteriores disponíveis na literatura, sobre a determinação das perdas óticas em função do fator de assimetria da função fase de dispersão da radiação no maio poroso da matriz sólida do elemento recetor, feita de cerâmica SiC.

Por outro lado, as perdas térmicas foram calculadas através do modelo construído, com o qual foi possível determinar as perdas por radiação térmica e por convecção através das faces de entrada e saída e também as perdas através do isolamento da parede lateral do elemento recetor.

Todos os processos físicos de transferência de calor na fase sólida e entre o sólido e o fluido de trabalho foram descritos no modelo desenvolvido através da inclusão de correlações disponíveis na literatura, sendo depois aplicada a equação de conservação da energia na forma integral para regime transiente a cada camada em que o elemento recetor foi dividido. O modelo foi validado comparando os perfis de temperatura obtidos com um caso disponível na literatura, para as mesmas condições.

Com os resultados das simulações realizadas foi possível comprovar a sensibilidade dos recetores volumétricos quando se alteram as suas características geométricas internas, como sejam a porosidade e diâmetro dos poros, e quando se alteram as condições do escoamento do fluido de trabalho, nomeadamente o caudal.

Foi constatado que quando se altera apenas um único parâmetro, a porosidade por exemplo, e se mantém todos os outros inalterados, existem alterações na interação entre o sólido e o fluido e nos pontos de máxima temperatura, mas que isto não altera de forma significativa a temperatura de saída do fluido, logo a eficiência térmica mantém sensivelmente a mesma, para uma determinada profundidade do elemento recetor.

Pelo contrário, estas variações devem ser tidas em conta quando se alteram aspetos como a velocidade do fluido à entrada do recetor ou mesmo combinações de parâmetros geométricos que provocam variações significativas na interação solido-fluido, pois nestes casos verificam-se variações significativas de temperatura. Portanto, estes parâmetros devem ser ponderados consoante as características pretendidas para o recetor.

Independente dos casos de estudos, as perdas térmicas são aceitáveis e reduzidas devido ao isolamento que reduz as perdas de energia através da parede lateral.

Nas simulações realizadas, o recetor apresentou eficiências térmicas elevadas, em torno de 82% a 84%, o que mostra que esta tecnologia é adequada para sistemas de geração de energia solar de concentração, com grande capacidade de absorver energia térmica da radiação solar e transferi-la para o fluido trabalho que posteriormente será utilizado, por exemplo, em ciclos termodinâmicos para a geração de energia elétrica. O modelo desenvolvido tem também a capacidade de simulação da fase transiente da temperatura do sólido, por exemplo quando ocorre uma supressão repentina da radiação incidente devido, por exemplo, à passagem de uma nuvem, o que poderá ser utilizado num sistema de controlo do caudal de fluido para minimizar do desgaste do material.

Dado o exposto pode-se afirmar que o principal objetivo do trabalho, que era modelar e analisar recetores solares térmicos de matriz sólida através do desenvolvimento de um modelo mais simples e eficaz, foi alcançado.

6. Referências

- [1] G. Doucet, “2007 Survey of Energy Resources,” 2007.
- [2] C. Republic, N. Zealand, S. Republic, U. Kingdom, U. States, and T. European, “INTERNATIONAL ENERGY.”
- [3] “No Title.” [Online]. Available: <https://www.coladaweb.com/fisica/ondas/radiacao-solar>.
- [4] “No Title.” [Online]. Available: https://www.researchgate.net/figure/FIGURA-4-Espectro-de-radiacao-solar-que-atinge-a-superficie-da-Terra_fig4_308185915.
- [5] O. Behar, A. Khellaf, and K. Mohammedi, “A review of studies on central receiver solar thermal power plants,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 23, pp. 12–39, 2013.
- [6] “Padre Himalaya.” [Online]. Available: https://pt.wikipedia.org/wiki/Padre_Himalaia.
- [7] O. Achkari and A. El Fadar, “Latest developments on TES and CSP technologies – Energy and environmental issues , applications and research trends,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 167, no. August 2019, p. 114806, 2020.
- [8] A. Kasaeian, A. Kouravand, M. Amin, V. Rad, S. Maniee, and F. Pourfayaz, “Cavity receivers in solar dish collectors : A geometric overview,” *Renew. Energy*, vol. 169, pp. 53–79, 2021.
- [9] D. Barlev, R. Vidu, and P. Stroeve, “Solar Energy Materials & Solar Cells Innovation in concentrated solar power,” *Sol. Energy Mater. Sol. Cells*, vol. 95, no. 10, pp. 2703–2725, 2011.
- [10] Z. Wu, C. Caliot, G. Flamant, and Z. Wang, “International Journal of Heat and Mass Transfer Numerical simulation of convective heat transfer between air flow and ceramic foams to optimise volumetric solar air receiver performances,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 54, no. 7–8, pp. 1527–1537, 2011.
- [11] G. Barreto, P. Canhoto, and M. Collares-pereira, “Three-dimensional modelling and analysis of solar radiation absorption in porous volumetric receivers,” *Appl. Energy*, vol. 215, no. November 2017, pp. 602–614, 2018.
- [12] G. Barreto, P. Canhoto, and M. Collares-pereira, “Three-dimensional CFD modelling and thermal performance analysis of porous volumetric receivers coupled to solar concentration systems,” *Appl. Energy*, vol. 252, no. May, p. 113433, 2019.
- [13] G. Barreto, P. Canhoto, and M. Collares-pereira, “Solar Energy Materials and Solar Cells Combined experimental and numerical determination of the asymmetry factor of scattering phase functions in porous volumetric solar receivers,” *Sol. Energy Mater. Sol. Cells*, vol. 206, no. September 2019, p. 110327, 2020.
- [14] G. Barreto, P. Canhoto, and M. Collares-pereira, “Parametric analysis and

- optimisation of porous volumetric solar receivers made of open-cell SiC ceramic foam,” *Energy*, vol. 200, p. 117476, 2020.
- [15] L. Chandra, “One-Dimensional Zonal Model for the Unsteady Heat Transfer Analysis in an Open Volumetric Air Receiver,” vol. 13, no. February, 2021.
- [16] A. Bejan, *Heat Transfer*. 1994.
- [17] B. Herrmann and R. Fernandez, “Conjugate heat transfer model for feedback control and state estimation in a volumetric solar receiver Conjugate heat transfer model for feedback control and state estimation in a volumetric solar receiver,” no. January, 2020.
- [18] S. Du, Z. Tong, H. Zhang, and Y. He, “Corresponding Author :,” *Renew. Energy*, 2018.
- [19] S. Edition, *POROUS*. .
- [20] Z. Wu, C. Caliot, G. Flamant, and Z. Wang, “Coupled radiation and flow modeling in ceramic foam volumetric solar air receivers,” *Sol. Energy*, vol. 85, no. 9, pp. 2374–2385, 2011.
- [21] “Diffuse radiation in the galaxy I. g. heney and j. I. greenstein 1,” 1937.
- [22] M. F. Modest, *Radiative Heat Transfer*, 2nd editio. .