

• U • C •

FCTUC FACULDADE DE CIÊNCIAS  
E TECNOLOGIA  
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

DEPARTAMENTO DE  
ENGENHARIA MECÂNICA

# **Estudo da interação térmica e dinâmica entre um escoamento de ar e uma matriz porosa metálica**

Dissertação apresentada para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia do Ambiente na Especialidade de Tecnologia e Gestão do Ambiente

**Autora**

**Joana Raquel Mendes Cação Parente**

**Orientadores**

**Professor Doutor António Rui de Almeida Figueiredo**

**Doutor Vítor Manuel Alves da Silva**

**Júri**

**Presidente** Professor Doutor Adélio Manuel Rodrigues Gaspar  
Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra

**Vogais** Professor Doutor José Joaquim da Costa  
Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra

**Orientador** Doutor Vítor Manuel Alves da Silva  
Investigador de ADAI

**Coimbra, Julho, 2014**

*“Quem nunca errou, nunca tentou nada de novo.”*

Albert Einstein

## Agradecimentos

Ao Professor Doutor Rui Figueiredo, orientador da minha dissertação, por me ter proposto este tema que superou as minhas expectativas, e pelas orientações que deu, e me ter guiado até ao Doutor Vítor Silva.

Ao Doutor Vítor Silva, pelo conhecimento científico que partilhou comigo, pela disponibilidade, generosidade e amizade que demonstrou ao longo dos dois últimos semestres, assim como pelas sugestões e correções indispensáveis para o enriquecimento deste trabalho, que aqui apresento. Em suma, não há palavras que possam descrever esta gratidão.

Aos meus pais, a oportunidade por ter podido realizado este curso superior.

Aos meus três animais, Gaudi, Mía e Simba, por demonstrarem todos os dias alegria por me verem, por me fazerem companhia quando preciso, por serem rabugentos, enfim por serem os melhores animais de estimação do planeta.

À minha tia Isabelita, por me ouvir quando preciso e me dar guarida quando mais preciso, e por ser uma tia 5 estrelas. Beijão Tiasinha.

Ao Artur Lucas, pela paciência que tem demonstrado comigo, pelo design que me ajudou a implementar neste trabalho escrito, em suma, tu sabes porque te estou agradecida.

À Ana Ribeiro, por me ouvir desde há 9 anos, pelo apoio, conselhos e por ser das melhores amigas que se pode ter.

À Ana Inês, pelas palavras de incentivo ao longo do desenvolvimento desta dissertação.

Por último, um especial obrigado à Senhora Manuela, funcionária da Biblioteca do DEC por me ter aturado e ajudado.

## Resumo

A energia solar apresenta como fonte o Sol, origem de praticamente toda a energia que sustenta a vida e enorme potencial energético ainda com muito por explorar, principalmente em Portugal. Porém, este tipo de energia apresenta como desvantagens o facto de ser intermitente e apresentar grandes variações regionais. Como tal, torna-se necessário a melhoria dos sistemas tecnológicos principalmente no que diz respeito à eficiência dos mesmos.

A presente dissertação apresenta como principal objetivo a caracterização duma matriz porosa metálica, de seu nome palha-de-aço, com o intuito de a utilizar como elemento absorvedor num coletor de placa plana. Para tal, estudou-se a interação térmica e dinâmica entre a referida matriz e um escoamento de ar, variando o caudal deste e o grau de porosidade e a orientação espacial da matriz.

Para a obtenção dos valores referidos foi utilizada uma instalação experimental e um modelo teórico matemático.

Obtidos os valores experimentais e os dados fornecidos pelo modelo teórico, obtiveram-se valores de coeficiente de transferência de calor entre 10 e 70  $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$ , para orientação radial da matriz, e de 10 a 90  $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$ , para a orientação longitudinal.

Ainda na mesma instalação experimental foram adquiridos, em diferentes pontos da conduta, valores de pressão do escoamento gasoso. A partir destes valores e da lei de Darcy, foi possível obter valores de permeabilidade para a matriz em questão de  $5,0\times 10^{-8}$  a  $2,9\times 10^{-7}$   $\text{m}^2$ , para orientação longitudinal, e  $1,0\times 10^{-8}$  a  $1,3\times 10^{-7}$   $\text{m}^2$  para orientação radial.

**Palavras-chave:** Matriz porosa metálica, Palha-de-aço, Convecção, Permeabilidade, Coletor de placa plana, Energia solar.

## Abstract

Solar energy has still an enormous potential to explore, especially in Portugal. However, this kind of energy has drawbacks such as its intermittency and large regional variations. So, it is necessary to improve the technological systems particularly with regard to efficiency.

The main objective of this dissertation is the characterization of a porous metal matrix, known as “steel wool”, to be used as an absorber on a flat-plate collector. Thermal and dynamic interactions between the matrix and a gas flow (air) were studied, for different air flow rates, porosities and spatial orientation of the matrix.

An experimental installation and a mathematical theoretical model were used to obtain the values reported. The comparison between experimental and modeled values allowed to obtain heat transfer coefficients from 10 to 70  $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$  for a radial orientation of the matrix, and from 10 to 90  $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$ , for a longitudinal orientation.

The same experimental installation was used to determine the pressure drop and the matrix permeability. Using the Darcy's law, it was possible to obtain a range of permeability values from  $5\times 10^{-8}$  to  $2,9\times 10^{-7}$   $\text{m}^2$ , for longitudinal orientation, and  $1\times 10^{-8}$  to  $1,3\times 10^{-7}$   $\text{m}^2$ , for radial orientation of the matrix.

**Keywords** Metallic porous media, Steel wool, Solar energy, Flat plate collector, Convection, Permeability.

---

## Índice

Índice de Figuras .....	v
Índice de Tabelas .....	vi
Nomenclatura e símbolos gregos.....	vii
1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1. Enquadramento e motivação.....	1
1.2. Estrutura da dissertação .....	2
2. O SOL COMO FONTE DE ENERGIA.....	3
2.1. Energia Solar.....	3
2.1.1. Disponibilidade solar em Portugal .....	4
2.2. Coletores solares térmicos .....	5
2.2.1. Coletor solar de placa plana.....	6
2.2.2. Meios porosos aplicados a CSPP .....	7
2.2.3. Transferência de calor por convecção .....	9
3. INTERAÇÃO TÉRMICA AR-MATRIZ.....	11
3.1. Instalação experimental .....	11
3.2. Matriz porosa em estudo.....	13
3.2.1. Porosidade .....	14
3.3. Modelo teórico.....	15
3.4. Parâmetros da matriz relevantes para o programa de cálculo.....	18
3.5. Determinação do coeficiente de transferência de calor .....	19
3.6. Resultados e discussão.....	19
3.6.1. Condições de ensaio .....	19
3.6.2. Análise da interação térmica ar-matriz.....	20
4. INTERAÇÃO DINÂMICA AR-MATRIZ .....	27
4.1. Perda de carga .....	27
4.2. Coeficiente de permeabilidade da matriz.....	28
4.3. Resultados e discussão.....	28
4.3.1. Condições de ensaio .....	28
4.3.2. Perda de carga.....	29
4.3.3. Permeabilidade .....	30
5. CONCLUSÕES .....	33
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	35
ANEXO – Correlações empíricas.....	39

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1. Distribuição da radiação solar horizontal na Europa (Solargis, 2014).....	5
Figura 2.2. Distribuição da radiação solar horizontal em Portugal (Solargis, 2014). ....	5
Figura 2.3. Esquema de um CPP. Adaptado de Sources (2009). ....	7
Figura 2.4. Convecção Forçada e Convecção Natural. Adaptado de Cengel (2003). ....	9
Figura 3.1. Esquema da instalação experimental. ....	11
Figura 3.2. Pormenor da instalação experimental. ....	12
Figura 3.3. Anel de madeira com tomada de pressão. ....	12
Figura 3.4. Matriz porosa em estudo com pormenor.....	14
Figura 3.5. Esquema de um volume de controlo elementar, de comprimento $dx$ . Adaptado de Silva, 2013. ....	15
Figura 3.6. Temperatura normalizada em função: a) do tempo para $x=0,3\text{m}$ ; $U=2\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ; $d_m=20,9\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ; orientação longitudinal; b) do comprimento para $t=20\text{s}$ ; $U=0,5$ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ; $d_m=63,2\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ; orientação longitudinal. ....	21
Figura 3.7. Variação de $h$ em função da velocidade de escoamento para o enchimento radial, com maior pormenor para valores de $U$ até $1,5\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . ....	21
Figura 3.8. Variação de $h$ em função da velocidade de escoamento para o enchimento radial, com maior pormenor para valores de $U$ até $1,5\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . ....	22
Figura 3.9. Variação de $h$ em função da velocidade de escoamento para o enchimento longitudinal, com maior pormenor para valores de $U$ até $1,5\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . ....	22
Figura 3.10. Variação de $h$ em função da densidade de matriz, para duas velocidades baixas do escoamento gasoso. ....	23
Figura 3.11. Comparação entre os valores de $h$ obtidos experimentais e correlações estabelecidas por Bird <i>et al.</i> (1960). ....	24
Figura 3.12. Evolução da condutância térmica em função da velocidade do ar para o enchimento radial. ....	25
Figura 3.13. Evolução da condutância térmica em função da velocidade do ar para o enchimento longitudinal. ....	25
Figura 4.1. Manómetro Testo 520. ....	27
Figura 4.2. Variação radial da pressão com a velocidade para um dado ensaio ....	29
Figura 4.3. Perda de carga para $U=1,4\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ para os vários tipos de enchimentos. ....	30
Figura 4.4. Variação da permeabilidade com a porosidade e orientação da matriz ....	31

## ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 3.1. Parâmetros de ensaio .....	20
Tabela 3.2. Condições de ensaio .....	20
Tabela 4.1. Condições de ensaio .....	29
Tabela 4.2. Valores dos coeficientes de permeabilidade obtidos por outros autores. ....	31
Tabela A.1. Particle shape factors for packed-bed correlations, Source: Bird <i>et al.</i> (1960). 40	
Tabela A.2. Valores de h segundo a equação A.5, para $U=0,5 \text{ m.s}^{-1}$ e $U=1 \text{ m.s}^{-1}$ .....	40
Tabela A.3. Valores de h segundo a equação A.5, para $U=1,5 \text{ m.s}^{-1}$ e $U=1,8 \text{ m.s}^{-1}$ .....	40
Tabela A.4. Valores de h segundo a equação A.5, para $U=2 \text{ m.s}^{-1}$ e $U=3 \text{ m.s}^{-1}$ .....	41
Tabela A.5. Valores de h segundo a equação A.5, para $U=4 \text{ m.s}^{-1}$ e $U=5 \text{ m.s}^{-1}$ .....	41
Tabela A.6. Número de Reynolds para diferentes elementos de matriz com variação de velocidade de escoamento e de área de transferência de calor.....	42
Tabela A.7. Segunda tabela de número de Reynolds para diferentes elementos de matriz com variação de velocidade de escoamento e de área de transferência de calor ..	43

## NOMENCLATURA E SÍMBOLOS GREGOS

### Nomenclatura

$A_l$  – Área externa total do filamento de matriz [ $m^2$ ]

$A_t$  – Área de transferência de calor por unidade de volume [ $m^2.m^{-3}$ ]

$A_s$  – Área da superfície de transferência de calor [ $m^2$ ]

$A_p$  – Área da parede da instalação experimental [ $m^2$ ]

$A_{pt}$  – Área total da parede da instalação experimental [ $m^2$ ]

$C$  – Condutância térmica [ $W.^{\circ}C^{-1}$ ]

$c_{par}$  – Calor específico do ar [ $J.kg^{-1}.^{\circ}C^{-1}$ ]

$c_{pm}$  – Calor específico da matriz [ $J.kg^{-1}.^{\circ}C^{-1}$ ]

$c_{pp}$  – Calor específico da parede da instalação experimental [ $J.kg^{-1}.^{\circ}C^{-1}$ ]

$d_f$  – Diâmetro do fio metálico [m]

$d_m$  – Massa da matriz por unidade de volume em cada troço [ $kg.m^{-3}$ ]

$d_t$  – Diâmetro do tubo [m]

$e_p$  – Espessura da parede [m]

$h$  – Coeficiente de transferência de calor por convecção [ $W.m^{-2}.^{\circ}C^{-1}$ ]

$K$  – Coeficiente de permeabilidade [ $m^2$ ]

$l_t$  – Comprimento da secção [m]

$l_f$  – Comprimento do fio por secção da conduta [m]

$L$  – comprimento total da instalação [m]

$\dot{m}_{ar}$  – Caudal mássico do escoamento [ $kg.s^{-1}$ ]

$m_m$  – Massa matriz por secção da conduta [kg]

$m_{mt}$  – Massa matriz total na instalação experimental [kg]

$m_p$  – Massa da parede [kg]

$m_{pt}$  – Massa da parede total da instalação experimental [kg]

$\dot{Q}_{conv}$  – Taxa de transferência de calor por convecção [W]

$T_s$  – Temperatura da superfície [ $^{\circ}C$ ]

$T_{\infty}$  – Temperatura do fluido que está suficientemente longe da superfície [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$T_{\text{ar}}$  – Temperatura do escoamento [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$T_i$  – temperatura inicial do sistema [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$T_{\text{max}}$  – temperatura máxima do ar medida à entrada do tubo [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$T_m$  – temperatura da matriz [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$T^*$  – temperatura normalizada [–]

$T_p$  – temperatura da parede [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$U$  – velocidade do ar [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ]

$V_m$  – volume da matriz por secção [ $\text{m}^3$ ]

$V_p$  – volume de espaços vazios [ $\text{m}^3$ ]

$V_t$  – volume total da secção [ $\text{m}^3$ ]

## **Símbolos gregos**

$\Delta t$  – Incremento de tempo [s]

$\Delta x$  – Incremento de comprimento [m]

$\varepsilon$  – Porosidade

$\mu$  - Viscosidade dinâmica [ $\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-2}$ ]

$\rho_p$  – Densidade da parede [ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ]

# 1. INTRODUÇÃO

## 1.1. Enquadramento e motivação

As tecnologias que recorrem a energias renováveis são importantes num mundo em que a população aumenta a cada dia que passa e que por consequência leva a um maior consumo de energia a nível doméstico e industrial. Torna-se, desta forma, importante o uso de tecnologias que utilizem direta e indiretamente, por exemplo, a energia do Sol. Esta fonte, com largo potencial energético, apresenta como desvantagens o facto de ser intermitente e apresentar grandes variações regionais. Assim, torna-se conveniente a melhoria dos sistemas tecnológicos existentes, aumentando-lhes a eficiência, a aplicabilidade e confiabilidade, diminuindo-lhes os custos iniciais e de manutenção (Dyga e Plackzek, 2010; Kalogirou, 2004).

Propõe-se nesta dissertação a melhoria de um sistema coletor de placa plana, cuja principal função é o aquecimento de um fluido gasoso (ar), a temperaturas relativamente baixas/moderadas, para aplicação em setores como o da secagem de produtos agrícolas, onde o fator custo é mais importante que a eficiência (Chen *et al.*, 2010; Gómez *et al.*, 2010; Ho *et al.*, 2013; Kalogirou, 2004; Prasad *et al.*, 2009; Ramani *et al.*, 2010; Singh e Kumar, 2012). Para tal caracterizou-se uma matriz porosa metálica de baixo custo, que funcionará como elemento absorvedor no coletor. É assim estudada a interação térmica e dinâmica entre a referida matriz e um escoamento gasoso, neste caso o ar, com diferentes caudais, sendo também avaliado o efeito da aplicação de diferentes graus de porosidade e orientação espacial, por forma a saber a influência dos parâmetros referidos ao nível da transferência de calor e da permeabilidade do meio.

As matrizes porosas metálicas têm sido largamente utilizadas em sistemas solares para processamento de alimentos pelo facto de captarem energia solar, e a transferirem eficazmente devido à sua elevada proporção área/volume, o que leva a uma grande área disponível para ocorrência dos fenómenos de transferência de calor (Xu *et al.*, 2007).

## **1.2. Estrutura da dissertação**

A presente dissertação divide-se em 7 capítulos. O primeiro capítulo apresenta o enquadramento e motivação, sendo este desenvolvido no capítulo seguinte.

O capítulo 3 inicia com a descrição da metodologia utilizada nos dois estudos realizados, seguindo-se a caracterização do programa numérico utilizado para o estudo da interação térmica, e a apresentação dos resultados obtidos e respetivos comentários aos mesmos.

O capítulo 4 apresenta parâmetros dinâmicos nomeadamente a avaliação da perda de carga ao longo da conduta, e a consequente determinação do coeficiente de permeabilidade da matriz porosa em estudo.

A dissertação finaliza com o capítulo da conclusão, onde se reúnem os principais resultados obtidos e algumas propostas de trabalho futuro.

## 2. O SOL COMO FONTE DE ENERGIA

A energia solar, de fonte renovável, surge com particular interesse como alternativa às fontes não renováveis. De facto, o Sol, reator termonuclear com forma esférica de diâmetro  $1,39 \times 10^6$  km e com uma temperatura superficial de cerca de 5778 K, é a origem de praticamente toda a energia que sustenta a vida, determina as condições meteorológicas e é o elo que mais intimamente nos une aos processos que povoam as galáxias e alimentam o cosmo de energia (Kalogirou, 2004; Renováveis, 2014; Suplee, 2004). Assim, apresentando a energia solar papel fulcral na presente dissertação, é importante tecer algumas considerações gerais sobre a mesma.

### 2.1. Energia Solar

Pode afirmar-se que todas as formas de energia que existem tal como nós conhecemos têm origem solar. De facto, através de processos fotossintéticos seguidos de reações químicas em que a vegetação passa por elevadas temperaturas e pressões durante bastante tempo, poderemos obter gás natural, madeira e carvão. Por ação das diferenças de temperatura em várias regiões do planeta, a energia eólica e a energia das marés têm a sua origem nesta fonte de energia. A energia solar poderá ainda ser utilizada para uso térmico e elétrico, utilizando as tecnologias adequadas (Castro, 2012; Kalogirou, 2004).

Apesar de em um dia e meio a Terra receber do Sol o equivalente ao valor da energia acumulada nas reservas mundiais de petróleo, cerca de  $1,7 \times 10^{22}$  J, três quartos da energia consumida em todo o mundo é providenciada por combustíveis fósseis (Castro, 2012; Kalogirou, 2004). Estes são fontes de energia não renováveis o que faz com que as reservas mundiais de petróleo estejam em crescente escassez. Como tal, torna-se necessário encontrar fontes de energia sustentáveis, que não são comprometidas pelo uso continuado e que não emitam gases poluentes em quantidades significativas, em suma, fontes que não dão lugar a problemas ambientais significativos para a Humanidade e para os restantes seres vivos. Posto isto, poderá dizer-se que as energias renováveis provêm de fontes de energia sustentáveis (Castro, 2012).

A energia solar pode ser captada e armazenada a uma temperatura razoável, sendo utilizada *a posteriori* de várias maneiras. Para a sua captação utilizam-se coletores que a convertem em energia elétrica e energia térmica (calor), sendo estes últimos explicados com mais detalhe em 2.2. Podem ser utilizados painéis fotovoltaicos constituídos por painéis de silício cristalino, por exemplo, tendo como propriedade a libertação de eletrões quando expostos à radiação solar. Este movimento de eletrões irá criar a corrente elétrica. Podem também ser utilizados equipamentos que permitem aquecer fluidos: a estes dispositivos damos o nome de coletores solares térmicos. O seu funcionamento é simples: a radiação solar, que incide no coletor, permite aquecer o fluido que será posteriormente utilizado consoante o objetivo pretendido (Castro, 2012; Parker, 2007).

A energia solar pode ser assim usada para aquecer e arrefecer edifícios, aquecer água para uso doméstico e industrial, operar mecanismos que permitam a dessalinização da água para fins de consumo, servir de fonte de energia para secadores solares, entre outros. Com este tipo de aplicações o utilizador beneficiará da diminuição do consumo de eletricidade derivada de fontes de energia convencionais e diminuição de consumo de gásóleo (Kalogirou, 2004; Renováveis, 2014).

### **2.1.1. Disponibilidade solar em Portugal**

A Figura 2.1. e a Figura 2.2. demonstram o potencial de aproveitamento da energia solar na Europa e em Portugal, respetivamente.

Na análise da primeira figura verifica-se que a energia solar disponível varia significativamente com a latitude, chegando a irradiação solar anual nos países do sul a atingir o dobro da média disponível nos países do norte.

Já na segunda figura, observa-se que o potencial disponível é bastante considerável, dispondo Portugal de um número médio anual de horas de Sol variável entre 1700 e 3000h (DGEG, 2014). Em mais pormenor, verifica-se numa superfície plana inclinada com orientação para sul, em Lisboa, um valor médio diário de potência da radiação solar global direta (a que vem diretamente do Sol) de cerca de  $414 \text{ W.m}^{-2}$  (Renováveis, 2014). Pode-se verificar ainda que o recurso disponível aumenta de norte para sul do país.

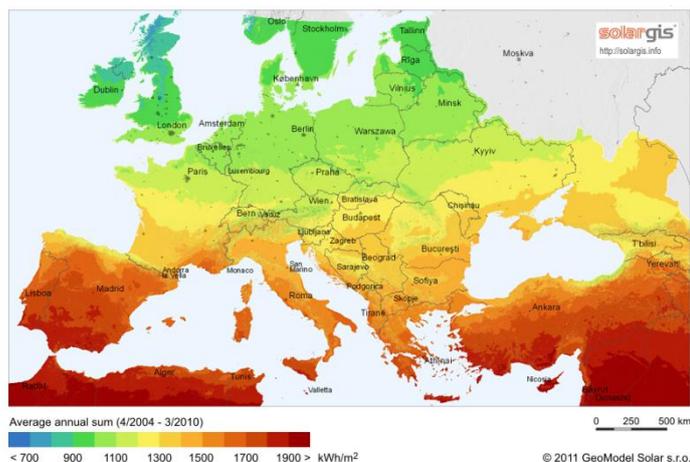


Figura 2.1. Distribuição da radiação solar horizontal na Europa (Solargis, 2014).

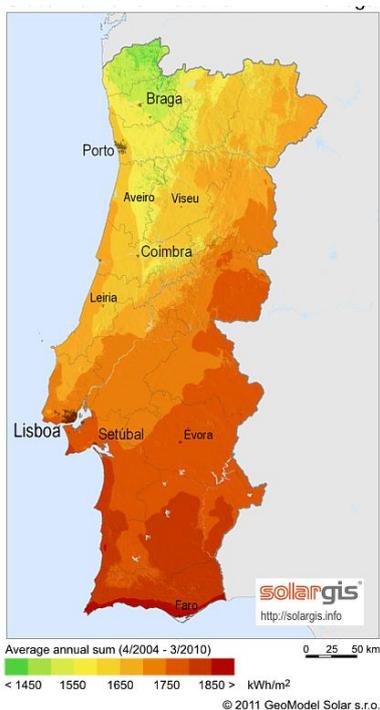


Figura 2.2. Distribuição da radiação solar horizontal em Portugal (Solargis, 2014).

## 2.2. Coletores solares térmicos

Os coletores solares térmicos são um tipo de permutador de calor que transforma a radiação solar em energia térmica útil (calor), que depois é absorvida pelo fluido existindo um aumento da temperatura do mesmo no interior do coletor. Posteriormente, o fluido é utilizado diretamente ou armazenado num dispositivo apropriado (Chen *et al.*, 2010; Kalogirou, 2004; Ramani *et al.*, 2010; Rodríguez-Hidalgo,

2011; Tian e Zhao, 2013). Os mecanismos de transferência de calor presentes em todo o processo (condução; convecção e radiação) e também as condições de irradiância e propriedades óticas do coletor irão influenciar a eficiência da conversão de energia neste tipo de equipamentos (Rodríguez-Hidalgo, 2011).

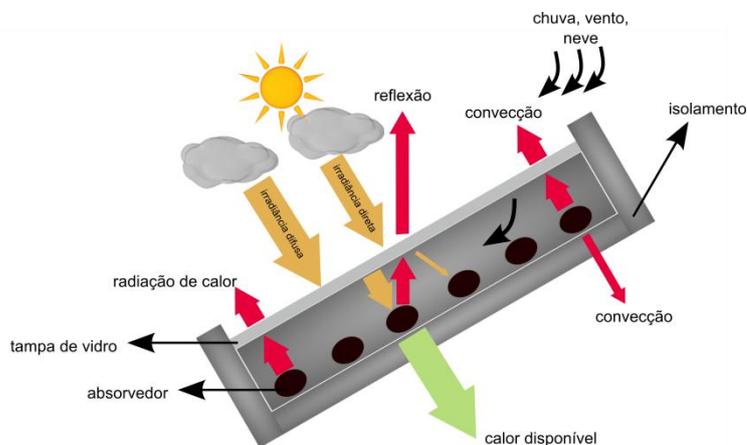
Dos diversos tipos de coletor existentes destaca-se, no próximo subcapítulo, o coletor solar térmico de placa plana, no qual a matriz porosa em estudo pode ser utilizada como elemento absorvedor. A escolha deste dispositivo deve-se ao facto de se tratar dum equipamento barato, podendo recorrer à circulação natural ou forçada do ar. Não necessita de estar ligado a outras fontes auxiliares de energia, como a elétrica, provenientes de fontes de energia não renováveis, e é de fácil manuseamento, o que em suma faz com que seja o dispositivo mais usado em sectores industriais (por exemplo na secagem de produtos agrícolas) onde o fator custo ganha relevância ainda que em detrimento do fator eficiência, e onde são geralmente utilizadas temperaturas baixas (Gómez *et al.*, 2010; Prasad *et al.*, 2009; Singh e Kumar, 2012).

### **2.2.1. Coletor solar de placa plana**

O coletor solar de placa plana (CSPP) trata-se dum coletor não-concentrador do tipo estacionário, ou seja, está permanentemente fixo na mesma posição, podendo idealmente ser orientado em direção ao equador, isto é, para sul se nos encontrarmos no hemisfério norte, ou para norte se nos encontrarmos no hemisfério sul. Pode apresentar como ângulo de inclinação o equivalente à latitude de localização, com variações entre 10° a 15° dependendo da aplicação pretendida, de modo a maximizar a eficiência de energia coletada durante o período de tempo escolhido (Kalogirou, 2004; Parker, 2007; Tian e Zhao, 2013).

Na sua forma mais elementar (observável na Figura 2.3.), apresenta uma placa plana absorvedora, que recebe a energia solar e a transforma em calor, uma cobertura transparente, normalmente um vidro ou outro tipo de material, com o objetivo de provocar o efeito estufa e reduzir as perdas de calor. Apresenta ainda um canal de escoamento, geralmente de madeira ou metal, entre outros, por onde passa o ar a ser aquecido, muitas vezes em regime de convecção forçada com o auxílio de ventiladores. Este tipo de dispositivos é ainda isolado na base e nas partes laterais, protegendo assim o interior do coletor de agentes externos e prevenindo perdas térmicas (El-Khawajah *et al.*, 2011; Gill *et*

*al.*, 2012; Kolb *et al.*, 1999; Omojaro e Aldabbagh, 2010; Renováveis, 2014; Tian e Zhao, 2013).



**Figura 2.3.** Esquema de um CPP. Adaptado de Sources (2009).

Os fatores que afetam a eficiência deste tipo de equipamentos são: o comprimento do coletor, a sua profundidade, o tipo de placa utilizada, o tipo de cobertura utilizada, etc. De facto, a placa plana absorvedora, apresenta uma área limitada, o que conduz a uma baixa taxa de transferência de calor entre a mesma e o fluxo de ar. Tal fenómeno leva a elevadas temperaturas na placa e a uma diferença reduzida entre as temperaturas de entrada e saída do coletor e, conseqüentemente, uma baixa eficiência dos coletores com perdas significativas de calor (Ahmad *et al.*, 1995; Ho *et al.*, 2013; Omojaro e Aldabbagh, 2010; Ramani *et al.*, 2010; Prasad *et al.*, 2009).

Por forma a obviar a limitação da área disponível na placa plana tradicional, pode ser utilizado neste tipo de coletores uma matriz porosa metálica como elemento absorvedor, pelo facto de permitir o aumento da área de transferência de calor e, conseqüentemente, valores mais elevados do coeficiente de transferência de calor (Ho *et al.*, 2013; Kolb *et al.*, 1999; Naphon, 2005). O uso de meios porosos em coletores solares será, assim, o tema a ser desenvolvido no próximo subcapítulo.

### 2.2.2. Meios porosos aplicados a CSPP

Nos últimos 60 anos, foram vários os estudos realizados com meios porosos em coletores solares térmicos. Bliss (1955, citado por Kolb *et al.*, 1999) experimentou utilizar um pano preto num coletor solar que servia para aquecer a sua própria casa. Na

década de 90, Ahmad *et al.* (1996) investigaram experimentalmente o uso de matrizes porosas de ferro de diferentes geometrias como absorvedoras em coletores de placa plana. Mohamad (1997) comparou as eficiências de vários coletores solares, incluindo coletores com matrizes integradas. Ainda nesta década pode-se destacar o trabalho de Varshney e Saini (1998) que experimentalmente procuraram estudar a interação térmica e dinâmica de uma matriz porosa metálica com um fluxo de ar, de modo a obter correlações matemáticas para transferência de calor entre a matriz e o fluxo.

Nos últimos 20 anos, pode-se destacar o trabalho de Thakur *et al.* (2003) que investigaram a interação térmica entre matrizes com baixas porosidades e um escoamento numa unidade experimental, representativa dum coletor retangular. De destacar também o trabalho de Sopian *et al.* (2009) que desenvolveram um modelo teórico para um coletor solar *double-pass* com o segundo canal preenchido com material poroso, comparando os resultados com os obtidos numa unidade experimental (coletor solar e um simulador solar). Já Prasad *et al.* (2009) investigaram o efeito da porosidade na transferência de calor entre matrizes, numa gama baixa de porosidade, com um escoamento gasoso, num coletor solar. De salientar igualmente o trabalho de El-Khawajah *et al.* (2011) que estudaram a passagem dum fluxo de ar por uma matriz porosa de aço com elevada porosidade disposta num coletor para condições de baixa variação de pressão no coletor.

Outros investigadores utilizaram ainda como meios porosos: anéis de Rasching (Demirel e Kunc, 1987), folhas de alumínio cortadas e expandidas (Chiou *et al.*, 1965), lã, lã metálica, seixos, entre outros.

As investigações mencionadas concluíram que o uso de matrizes porosas em coletores solares permite obter uma absorção da radiação solar em profundidade, o que leva à redução das perdas do coletor à superfície, ao aumento da queda de pressão e ao aumento da turbulência do fluido. Obtém-se um aumento na taxa de transferência de calor entre o coletor e o fluido e alguma capacidade de armazenamento de calor devido à inercia térmica gerada. Em suma, pode-se concluir que o uso de matrizes porosas conduz ao aumento da eficiência térmica dos coletores quando comparados com sistemas de placa plana tradicionais (Ahmad *et al.*, 1996; El-Khawajah *et al.*, 2011; Ho *et al.*, 2013; Kays e London, 1964; Kolb *et al.*, 1999; Mittal e Varshney, 2006; Mohamad, 1997; Naphon, 2005; Omojaro e Aldabbagh (2010); Prasad *et al.*, 2009; Ramadan *et al.*, 2007; Ramani *et*

*al.*, 2010; Sopian *et al.*, 1999; Sopian *et al.*, 2009; Thakur *et al.*, 2003; Varshney e Saini, 1998; Xu *et al.*, 2007).

### 2.2.3. Transferência de calor por convecção

Grande parte dos equipamentos de transferência de calor como caldeiras e coletores solares são concebidos com base na análise da transferência de calor. No seu desenvolvimento surgem dois tipos de problemas: problemas de classificação que lidam com a determinação do desempenho térmico de um sistema existente, para um dado intervalo de temperaturas; e problemas de dimensionamento que lidam com a determinação do tamanho dum dado sistema, para um dado valor de taxa de transferência de calor já conhecida, a uma dada temperatura (Cengel, 2003).

No presente estudo a interação térmica entre um fluido (ar) e a matriz porosa irá ser analisada, sendo o principal mecanismo de transferência calor envolvido a convecção. É importante delinear algumas considerações teóricas gerais sobre este.

A transferência de calor por convecção pode ser classificada de acordo com a natureza do escoamento do fluido. Referimo-nos a convecção forçada quando o escoamento do fluido é causado por meios externos, tais como um ventilador. Teremos convecção livre/natural, quando o escoamento do fluido é induzido por forças de flutuação, originadas a partir de diferenças de densidade causadas por variações de temperatura no fluido (Incropera e DeWitt, 1998; Kays, 1966). Na figura seguinte esquematizou-se as diferenças entre as duas definições enunciadas.

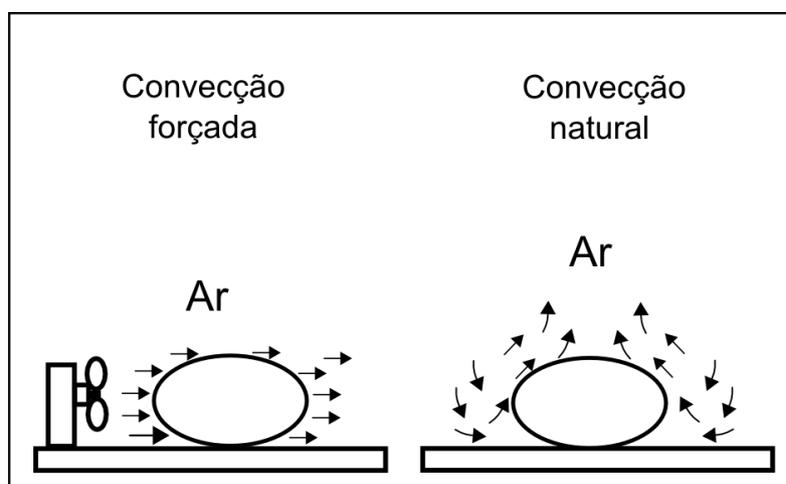


Figura 2.4. Convecção Forçada e Convecção Natural. Adaptado de Cengel (2003).

Este mecanismo envolve o movimento molecular aleatório e o movimento global do fluido. Dependerá das propriedades inerentes ao fluido, como a viscosidade dinâmica, condutividade térmica, densidade e da velocidade do mesmo (Cengel, 2003; Incropera e DeWitt, 1998). Desta forma é importante definir o coeficiente de transferência de calor, tema do próximo subcapítulo.

### **2.2.3.1. Coeficiente de transferência de calor**

O coeficiente de transferência de calor por convecção,  $h$ , é definido como a taxa de transferência de calor entre uma superfície sólida e um fluido, por unidade de área de superfície e por unidade de diferença de temperaturas. Pode ser obtido através da lei do arrefecimento de Newton, representada na equação seguinte:

$$\dot{Q}_{\text{conv}} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (2.1)$$

onde  $\dot{Q}_{\text{conv}}$  é a taxa de transferência de calor por convecção, em Watt;  $h$  o coeficiente de transferência de calor por convecção, em  $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot^\circ\text{C}^{-1}$ ;  $A_s$  a área da superfície de transferência de calor, em  $\text{m}^2$ ;  $T_s$  a temperatura da superfície, em  $^\circ\text{C}$ ; e  $T_\infty$  a temperatura do fluido que está suficientemente longe da superfície, em  $^\circ\text{C}$ .

É um parâmetro experimental, cujo valor depende de todas as variáveis que influenciam a convecção, tal como a geometria da superfície, a natureza do movimento do fluido, das propriedades do fluido e da sua velocidade (Cengel, 2003), sendo que o seu valor aumenta com o aumento de turbulência, ou seja, com o aumento da velocidade do fluido (Kays e London, 1964).

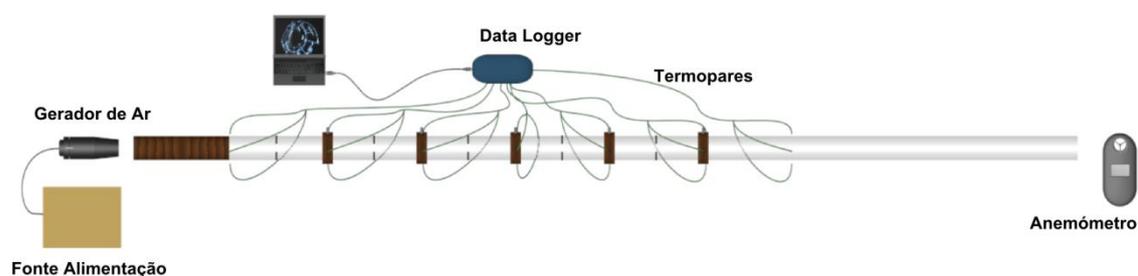
Compreender o valor deste coeficiente entre a matriz porosa e o fluxo de ar irá permitir prever o comportamento térmico do sistema (Singh e Kumar, 2012).

### 3. INTERAÇÃO TÉRMICA AR-MATRIZ

Para o presente estudo (e também para o estudo da interação dinâmica ar-matriz presente adiante no Capítulo 4) foi utilizada uma instalação experimental que se descreve em 3.1. Os dados relativos à temperatura do ar verificados na mesma durante os ensaios realizados foram devidamente comparados com um modelo matemático descrito em 3.3., modelo este que permite a obtenção do valor do coeficiente de transferência de calor ( $h$ ). Os resultados obtidos e respetivo comentário aos mesmos serão apresentados em 3.6.

#### 3.1. Instalação experimental

Os parâmetros térmicos e dinâmicos, os segundos explanados devidamente no próximo capítulo, foram obtidos experimentalmente através do uso da instalação visível no esquema seguinte.



**Figura 3.1.** Esquema da instalação experimental.

Esta instalação é composta por uma conduta principal, ilustrada na Figura 3.2., constituída por um tubo cilíndrico em polimetilmetacrilato, de 60 cm de comprimento, com diâmetro interno de  $4,17 \times 10^{-2}$  m e parede de espessura de  $4,5 \times 10^{-3}$  m. Estes 60 cm são resultado da junção de 6 troços individuais com 10 cm de comprimento, preenchidos com matriz previamente cortada à medida e pesada numa balança A&D GF 3000 (A&D Instruments LDA, United Kingdom), com uma precisão de 0,01g.

A união de cada um dos troços é assegurada por anéis de madeira, Figura 3.3., de diâmetro interno equivalente ao diâmetro externo da conduta, por forma a garantir a

união por encaixe. Em cada um destes segmentos estão presentes três orifícios para colocação de termopares do tipo K (um por orifício). Estes têm como gama de aquisição 250° C a 1370° C, resolução de 0,025° C e erro máximo de 0,5%, tendo sido conectados a um dos canais disponíveis num data logger PICO TC-08, de forma a permitir a medida do valor médio da temperatura na localização considerada. Os orifícios foram cobertos com fita adesiva de modo a garantir a devida estanquicidade da instalação.



**Figura 3.2.** Pormenor da instalação experimental.



**Figura 3.3.** Anel de madeira com tomada de pressão.

Ao longo da parede interna da conduta foram ainda instalados vários discos defletores, uns construídos em madeira e outros em cartão, com 1 cm de espessura e rebordo de 0,5 cm. Os discos foram ainda dispostos de maneira a ficarem separados por 5 cm. Estes defletores têm como função evitar que o escoamento tenha percursos preferenciais junto às paredes da conduta.

De modo a avaliar a queda de pressão ao longo da conduta foram instaladas tomadas de pressão nos segmentos de madeira referidos anteriormente.

A instalação é ainda dotada de uma secção de entrada e de uma secção de saída com os comprimentos de 21 cm e de 79 cm, respetivamente. A secção de entrada é constituída por um tubo de cartão com o mesmo diâmetro da conduta de ensaio.

Em cada ensaio foi medida a velocidade do ar na secção de saída da instalação com o auxílio de um anemómetro integrado num medidor multifunções Omega X-ATP (Stanford, United Kingdom), com resolução de  $0,1 \text{ m.s}^{-1}$ .

De modo a gerar o escoamento de ar quente foi usado um ventilador provido de uma resistência elétrica ligada a uma fonte de alimentação de voltagem regulável.

### **3.2. Matriz porosa em estudo**

Como anteriormente referido, a utilização de meios porosos metálicos proporciona-nos uma melhoria na eficiência térmica dos coletores devido à sua elevada área superficial. A sua grande variedade de tamanhos e diâmetros existentes no mercado faz com que tenhamos disponível uma vasta gama de valores alargada de porosidade do meio e área volúmica de transferência de calor (Dyga e Placzek, 2010).

A matriz estudada no presente trabalho consiste numa malha porosa metálica, constituída por fios equiparados a cilindros, longos, agrupados de forma heterogénea em camadas, e de diâmetro, estimado por Silva (2013), aproximadamente igual a 0,09 mm,. A porosidade e a massa de matriz utilizada em cada ensaio serão definidas em 3.2.1.

A matriz usada tem a designação “palha-de-aço nº3”, sendo comercializada em rolos com um peso aproximado de 1 kg. Esta pode ser observada na Figura 3.4., juntamente com uma foto de pormenor na qual se verifica a heterogeneidade da mesma. A palha-de-aço em causa apresenta um preço baixo, 5€ por rolo, e pode, como se demonstrou em Silva (2013), ser utilizada em coletores solares de placa plana, não obstante outras possíveis aplicações da mesma.



Figura 3.4. Matriz porosa em estudo com pormenor.

### 3.2.1. Porosidade

A porosidade é definida pela equação 3.1., sendo o seu valor dependente de parâmetros geométricos, nomeadamente o diâmetro do filamento constituinte da matriz (Kaviany, 1995; Omojaro e Aldabbagh, 2010; Thakur *et al.*, 2003).

$$\varepsilon = \frac{V_p}{V_t} \quad (3.1)$$

onde  $V_p$  é o volume de espaços vazios dado por:

$$V_p = V_t - V_m = \frac{\pi d_t^2 l_t}{4} - \frac{\pi d_f^2 l_f}{4} \quad [\text{m}^3] \quad (3.2)$$

sendo  $V_t$  o volume total da secção em  $\text{m}^3$ ;  $V_m$  o volume de matriz sólida contida nessa mesma secção em  $\text{m}^3$ ;  $d_t$  o diâmetro do tubo em metros da instalação descrita em 3.1.;  $d_f$  o diâmetro do fio metálico, definido em 3.2., em metros;  $l_t$  o comprimento da secção em metros; e  $l_f$  o comprimento do fio na secção da conduta dado pela equação seguinte.

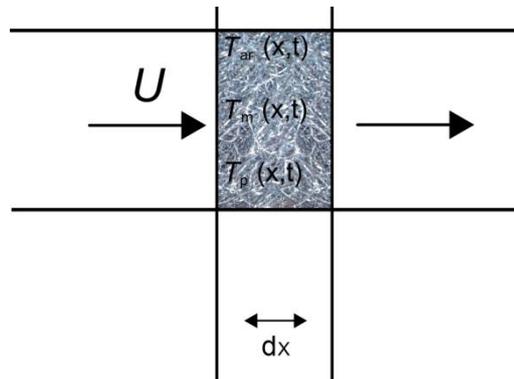
$$l_f = \frac{m_m}{4,9648 \times 10^{-5}} \quad [\text{m}] \quad (3.3)$$

em que  $m_m$  é a massa da matriz dentro de cada secção da conduta em kg e  $4,9648 \times 10^{-5}$  uma constante determinada experimentalmente por Silva (2013), e que traduz a relação entre o comprimento do filamento de matriz e a sua massa.

### 3.3. Modelo teórico

O modelo matemático, cuja solução numérica foi implementada em *Visual Basic* por Silva (2013), permite caracterizar a interação térmica entre o escoamento e a matriz utilizada, através da comparação de valores de temperatura obtidos experimentalmente, ao longo do tempo e em diferentes secções da conduta, com os obtidos a partir do referido modelo.

Trata-se de um matemático numérico aplicado ao escoamento de um fluido quando confinado a uma conduta cilíndrica preenchida por um meio poroso, resolvendo analiticamente um sistema de equações de balanços de energia aplicados a um volume de controlo diferencial de comprimento  $dx$ , esquematizado na Figura 3.5.



**Figura 3.5.** Esquema de um volume de controlo elementar, de comprimento  $dx$ . Adaptado de Silva, 2013.

sendo o balanço de energia aplicado ao escoamento e à matriz,

$$dm_m c_{pm} \frac{dT_m}{dt} = h(T_{ar} - T_m)dA_t \quad (3.4)$$

e o balanço entre o escoamento e a parede da conduta,

$$dm_p c_{pp} \frac{dT_p}{dt} = h(T_{ar} - T_p)dA_p \quad (3.5)$$

e ainda a equação seguinte, onde é incluído um termo de perdas térmicas para a parede do tubo,

$$-\dot{m}_{ar} c_{par} dT_{ar} = h(T_{ar} - T_m)dA_t + h(T_{ar} - T_p)dA_p \quad (3.6)$$

onde  $\dot{m}_{ar}$  é o caudal mássico de escoamento (ar), em  $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ;  $c_{par}$  o calor específico do ar, em  $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$ ;  $c_{pm}$  o calor específico da matriz, em  $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$ ;  $c_{pp}$  o calor específico da parede da instalação, em  $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$ ;  $T_{ar}$  a temperatura do escoamento, em  $^{\circ}\text{C}$ ;  $T_m$  temperatura da matriz, em  $^{\circ}\text{C}$ ;  $A_t$  a área de transferência de calor por unidade de volume, em  $\text{m}^2\cdot\text{m}^{-3}$ ;  $A_p$  a área da parede da instalação experimental, em  $\text{m}^2$ ;  $T_p$  a temperatura da parede, em  $^{\circ}\text{C}$ ; e  $m_p$  a massa da parede, em  $\text{kg}$ .

Este sistema de três equações admite como condição de fronteira à entrada a temperatura do ar medida experimentalmente e como condição inicial uma distribuição uniforme das temperaturas do ar, da matriz e da parede em todo o domínio.

O programa tem ainda como hipóteses:

- I. O ar é um fluido incompressível, ou seja, a sua densidade é constante ao longo da conduta;
- II. Todos os espaços porosos são abertos e interconectados, ou seja, a fase fluida escoar através de todo o espaço vazio;
- III. Em cada secção da reta do domínio a temperatura do ar e da matriz são uniformes;
- IV. Existe apenas a troca de calor por convecção, desprezando assim a troca de calor por condução existente entre partículas metálicas.

Tendo em conta os pressupostos descritos anteriormente tal como as três equações enunciadas, o programa apresenta os resultados para os seguintes balanços energéticos:

$$T_{ar}(x + 1, t) = \frac{1}{\dot{m}_{ar}c_{par} \frac{hA_p\Delta x}{2} + \frac{hA_t\Delta x}{2}} \times \left[ \left( \dot{m}_{ar}c_{par} - \frac{hA_p\Delta x}{2} - \frac{hA_t\Delta x}{2} \right) \times T_{ar}(x, t) + hA_p\Delta x T_p(x, t) + hA_t\Delta x T_m(x, t) \right] \quad (3.7)$$

$$T_m(x+1, t) = \frac{1}{\frac{hA_t \Delta x}{2} + \frac{m_m c_{pm} \Delta x}{2}} \times \left[ \left( \frac{m_m c_{pm} \Delta x}{2} - \frac{hA_t \Delta x}{2} \right) \times T_m(x, t) + \frac{hA_t \Delta x}{2} T_{ar}(x+1, t) + \frac{hA_t \Delta x}{2} T_{ar}(x, t) \right] \quad (3.8)$$

$$T_p(x, t+1) = \frac{1}{\frac{hA_p \Delta x}{2} + \frac{m_p c_{pp} \Delta x}{2}} \times \left[ \left( \frac{m_p c_{pp} \Delta x}{2} - \frac{hA_p \Delta x}{2} \right) \times T_p(x, t) + \frac{hA_p \Delta x}{2} T_{ar}(x+1, t) + \frac{hA_p \Delta x}{2} T_{ar}(x, t) \right] \quad (3.9)$$

As equações representam portanto a temperatura do ar ( $T_{ar}$ ), da matriz ( $T_m$ ), e a temperatura da parede ( $T_p$ ), para incrementos de tempo ( $\Delta t$ ) e de comprimento ( $\Delta x$ ). Para tal foram consideradas as seguintes propriedades termofísicas:

$$c_{pm} = 440 \text{ J.kg}^{-1} \cdot \text{°C}^{-1}; c_{par} = 1008 \text{ J.kg}^{-1} \cdot \text{°C}^{-1}; c_{pp} = 1500 \text{ J.kg}^{-1} \cdot \text{°C}^{-1}.$$

O programa está portanto preparado para efetuar o cálculo a partir da temperatura de entrada do ar na instalação a cada instante, podendo esta variar ao longo do tempo.

Ao se admitir como hipótese que a distribuição espacial da matriz é uniforme e isotrópica, considera-se que algumas das grandezas presentes nas equações anteriores tenham uma relação linear com a abcissa  $x$ , podendo assim determinar-se imediatamente as seguintes relações:

$$\frac{dm_p}{dx} = \frac{m_{pt}}{L} = \frac{\pi d_t e_p \rho_p L}{dx} = 0,683 \text{ kg.m}^{-1} \quad (3.10)$$

$$\frac{dA_p}{dx} = \frac{A_{pt}}{L} = \frac{\pi d_t L}{dx} = 0,131 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-1} \quad (3.11)$$

onde  $m_{pt}$  é a massa total da parede da instalação experimental em kg;  $e_p$  a espessura da parede, em metros, definida em 5.2.;  $L$  o comprimento total da instalação, em metros;  $A_{pt}$

a área total da parede da instalação experimental, em  $m^2$ ; e  $\rho_p$  a densidade do material da parede com o valor de  $1160 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ .

### 3.4. Parâmetros da matriz relevantes para o programa de cálculo

Para os diversos ensaios realizados e, nomeadamente, para o programa de cálculo, foi necessário determinar alguns parâmetros importantes:

- I. Área de transferência de calor por unidade de volume:

$$A_t = \frac{A_l}{V_t} = \frac{\pi d_f l_f}{V_t} \quad [\text{m}^2 \cdot \text{m}^{-3}] \quad (3.12)$$

em que  $A_l$  é a área externa total do filamento de matriz em  $m^2$ .

- II. Massa da matriz por unidade de volume, em cada troço:

$$d_m = \frac{m_m}{V_t} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (3.13)$$

- III. Área de transferência de calor por metro:

$$\frac{dA_t}{dx} = \frac{\pi d_f l_f}{0,1} \quad [\text{m}^2 \cdot \text{m}^{-1}] \quad (3.14)$$

- IV. Distribuição da matriz porosa:

$$\frac{dm_m}{dx} = \frac{m_{m_t}}{L} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (3.15)$$

em que  $m_{m_t}$  é a massa da matriz total presente na instalação experimental, em kg.

O subcapítulo seguinte descreve a metodologia efetuada para, através do modelo proposto e ensaios experimentais, determinar o coeficiente de transferência de calor.

### 3.5. Determinação do coeficiente de transferência de calor

Para a aquisição do valor do coeficiente de transferência de calor por convecção realizaram-se ensaios, com diferentes características (que adiante se referem em 3.6.1.), com a duração máxima de 2 minutos. Nestes, a aquisição da temperatura do ar foi obtida em intervalos de 2 segundos e registada nas localizações enumeradas em 3.1.

Para comparação dos valores de temperatura experimentais, com os calculados pelo modelo anteriormente descrito, foram realizados dois tipos de abordagem:

- I. Distribuição da temperatura ao longo do tubo num dado instante;
- II. Representação da variação da temperatura ao longo do tempo para uma dada localização.

Em ambas abordagens, a temperatura foi normalizada através da expressão:

$$T^* = \frac{T_{ar}(t, x) - T_i}{T_{max} - T_i} \quad (3.16)$$

onde  $T_i$  é a temperatura inicial do sistema, em °C; e  $T_{max}$  a temperatura máxima medida à entrada do tubo, em °C.

Através da comparação das temperaturas medidas e modeladas para diferentes valores de  $h$  é possível obter os valores deste que permitem uma melhor concordância entre pontos experimentais e teóricos para os diferentes ensaios realizados.

### 3.6. Resultados e discussão

Neste subcapítulo apresentam-se inicialmente as condições de ensaio definidas (3.6.1.), seguindo-se a análise dos resultados obtidos em 3.6.2.

#### 3.6.1. Condições de ensaio

De acordo com as equações 3.1 a 3.3; 3.12 e 3.13, definiram-se os parâmetros para cada ensaio realizado, estando estes presentes na Tabela 3.1. De notar que, com o aumento da massa de matriz por unidade de volume em cada troço na conduta (definida como “densidade de matriz” ( $d_m$ )), existe uma diminuição da porosidade, e um correspondente aumento da área de transferência de calor.

**Tabela 3.1.** Parâmetros de ensaio

$l_f$ [m]	$V_m$ [m <sup>3</sup> ]	$A_t$ [m <sup>2</sup> .m <sup>-3</sup> ]	$d_m$ [kg.m <sup>-3</sup> ]	$\epsilon$ [-]
57,613	$3,655 \times 10^{-7}$	119,119	20,864	0,999
174,456	$1,107 \times 10^{-6}$	360,699	63,177	0,992
252,689	$1,603 \times 10^{-6}$	522,450	91,508	0,988
404,302	$2,565 \times 10^{-6}$	835,920	146,413	0,981

Na Tabela 3.2. estão definidas as velocidades de escoamento ( $U$ ), em m.s<sup>-1</sup>, utilizadas para cada  $d_m$  considerada na tabela anterior, e orientação espacial de matriz. Para cada velocidade foram realizados dois ensaios com temperatura variável, situando-se as temperaturas à entrada da instalação entre os 19°C e 79°C para a orientação longitudinal, e entre 18°C e 105°C para a orientação radial, num conjunto total de 86 ensaios efetuados.

**Tabela 3.2.** Condições de ensaio

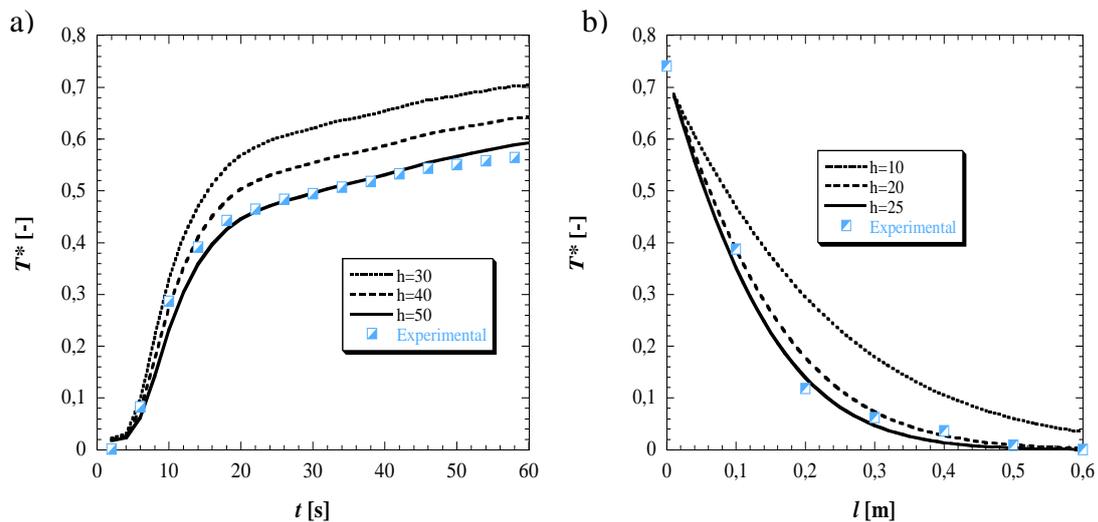
$d_m$ [kg.m <sup>-3</sup> ]	Orientação espacial	$U$ [m.s <sup>-1</sup> ]					
		0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0
20,9	Longitudinal	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0
	Radial	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0
63,2	Longitudinal	0,5	1,0	2,0	3,0	3,7	-
	Radial	0,5	1,0	2,0	2,5	3,0	3,3
91,5	Longitudinal	0,5	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0
	Radial	0,5	1,0	1,5	1,8	2,0	2,4
146,4	Longitudinal	0,5	1,0	1,5	1,8	2,0	3,0
	Radial	0,5	1,0	1,5	1,8	-	-

É possível observar que a velocidade máxima de escoamento nos ensaios foi limitada com o aumento de  $d_m$  imposto ao sistema.

### 3.6.2. Análise da interação térmica ar-matriz

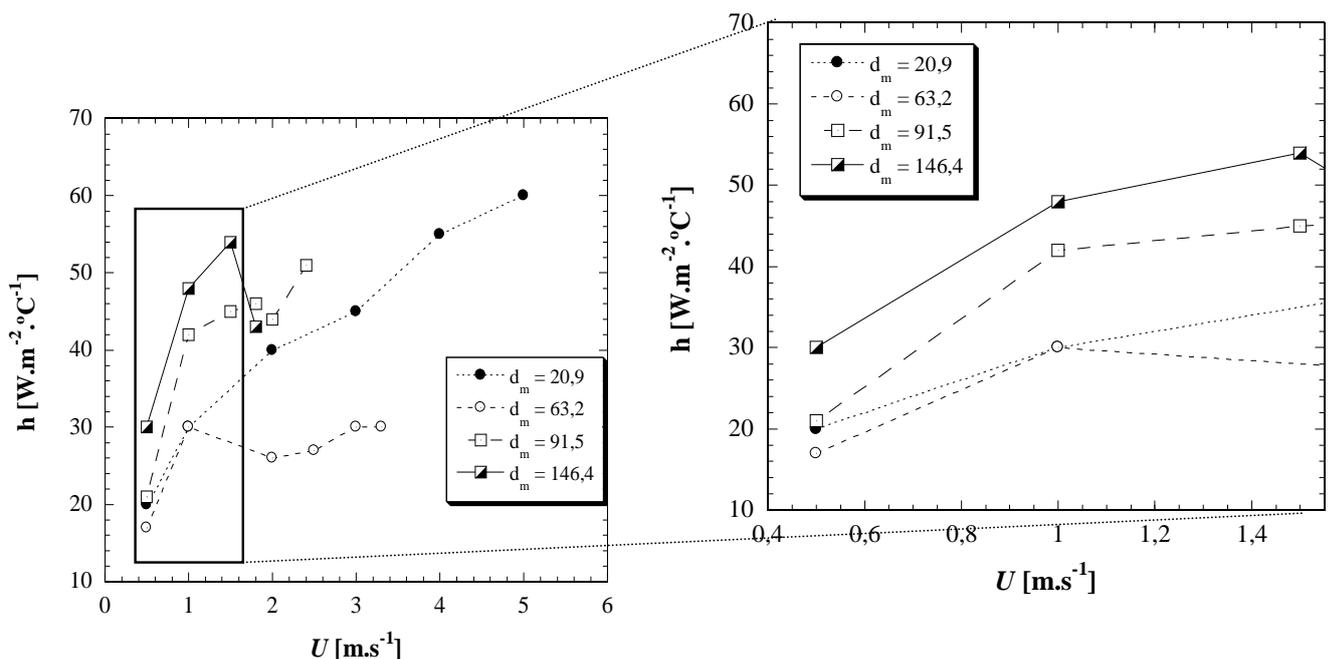
Após definidas as condições de ensaio procedeu-se à análise da interação térmica, com a determinação do coeficiente de transferência de calor. Para tal, determinou-se o  $h$  médio dos dois ensaios para realizados para cada velocidade referida na Tabela 5.2.

A título de exemplo, na Figura 3.6. estão representados os valores da temperatura normalizada em função do tempo e do comprimento para dois enchimentos ( $d_m=20,9 \text{ kg.m}^{-3}$  e  $d_m=63,2 \text{ kg.m}^{-3}$ ) com disposição longitudinal de matriz. Verifica-se nos exemplos referidos coerência entre o modelo teórico adotado e os pontos experimentais.

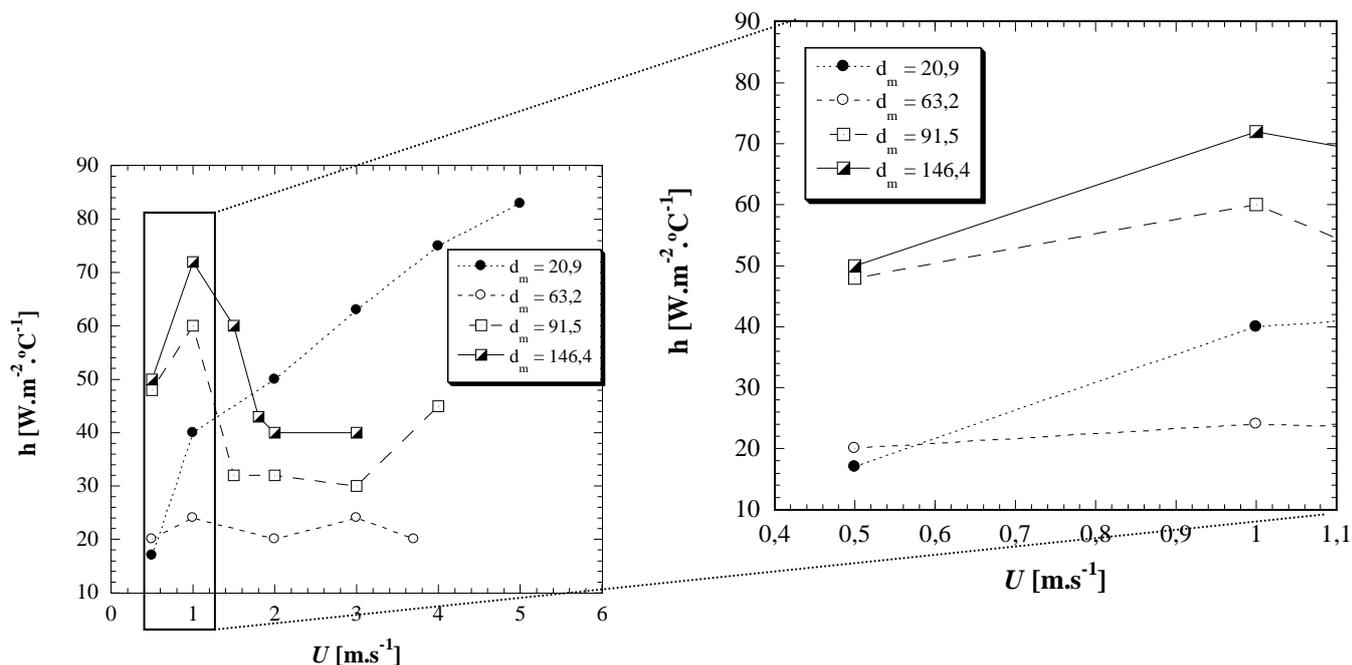


**Figura 3.6.** Temperatura normalizada em função: a) do tempo para  $x=0,3\text{m}$ ;  $U=2\text{m.s}^{-1}$ ;  $d_m=20,9 \text{ kg.m}^{-3}$ ; orientação longitudinal; b) do comprimento para  $t=20\text{s}$ ;  $U=0,5 \text{ m.s}^{-1}$ ;  $d_m=63,2 \text{ kg.m}^{-3}$ ; orientação longitudinal.

Nas figuras 3.7. e 3.8. está representada a variação do valor de  $h$  em função da velocidade do escoamento gasoso para a orientação radial e para a orientação longitudinal, respetivamente, sendo ampliado nos gráficos a gama de velocidades baixas em que se verifica o aumento do valor de  $h$  para todos os enchimentos considerados.



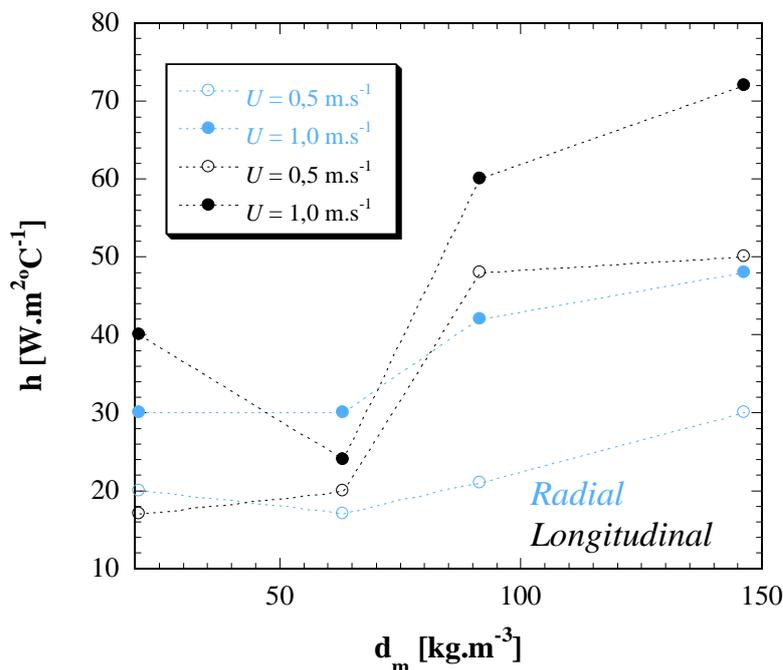
**Figura 3.7.** Variação de  $h$  em função da velocidade de escoamento para o enchimento radial, com maior pormenor para valores de  $U$  até  $1,5 \text{ m.s}^{-1}$ .



**Figura 3.8.** Variação de  $h$  em função da velocidade de escoamento para o enchimento radial, com maior pormenor para valores de  $U$  até  $1,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ .

Observa-se que  $h$  aumenta genericamente com o aumento da densidade da matriz para velocidades baixas, em concordância com resultados obtidos por outros autores (Ramadan *et al.* (2007), Thakur *et al.* (2003) ou Varshney e Saini (1998)) Contudo nos ensaios realizados verificam-se algumas exceções. No ensaio realizado com  $d_m=63,2 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ , a tendência descrita não se verifica, sendo os valores de  $h$  globalmente inferiores aos restantes enchimentos, nomeadamente no que diz respeito à matriz mais porosa ( $d_m=20,9 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ). Por outro lado, verifica-se também uma súbita queda do valor de  $h$  para velocidades superiores para todos os enchimentos com exceção  $d_m=20,9 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ , o que não seria expectável, como adiante se detalhará em mais pormenor. Estes factos podem ser justificados por uma compactação excessiva da matriz na conduta, levando a obstruções e a consequentes desvios do escoamento, quando velocidades maiores são impostas ao sistema.

A Figura 3.9. mostra a evolução do valor de  $h$  em função da densidade de matriz aplicada para duas velocidades baixas do escoamento.



**Figura 3.10.** Variação de  $h$  em função da densidade de matriz, para duas velocidades baixas do escoamento gasoso.

Pela análise da figura verifica-se, por um lado, a já referida incoerência no que ao enchimento correspondente a  $d_m=63,2 \text{ kg.m}^{-3}$  diz respeito. Por outro lado, denotam-se diferenças do valor de  $h$  consoante a disposição espacial da matriz, sendo constatável que valores superiores do coeficiente de transferência de calor são observáveis para o enchimento longitudinal. Tal facto permite inferir que a orientação da matriz é efetivamente relevante no que diz respeito à transmissão de calor no sistema considerado.

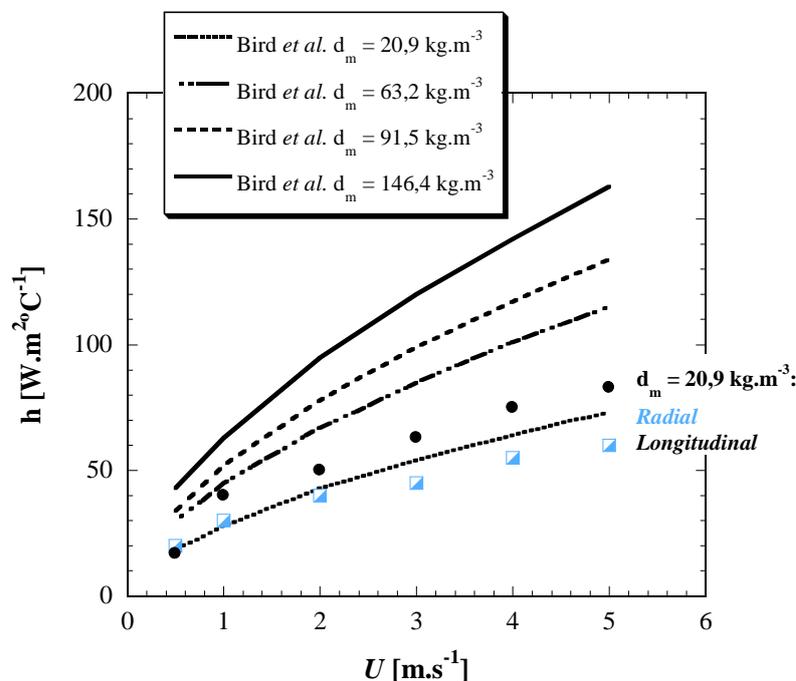
Globalmente observa-se que a gama de valores de  $h$  obtida variou entre 10 e 70  $\text{W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$  para a orientação espacial radial, e entre 10 e 90  $\text{W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$  para a orientação espacial longitudinal.

Perante os resultados obtidos procedeu-se a uma comparação com um conjunto de correlações empíricas definidas por Bird *et al.* (1960), para determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção forçada em meios porosos, considerando diferentes elementos estruturais de matriz (ver Anexo).

Para a matriz em apreço, pese embora a sua heterogeneidade e dificuldade de caracterização estrutural, tomou-se como elemento fundamental constituinte o filamento cilíndrico, pelo que foram tomadas as correlações para partículas de forma cilíndrica. Verifica-se nas correlações efetuadas (ver Anexo) que é possível encontrar valores de  $h$  da

mesma ordem de grandeza dos determinados experimentalmente, sobretudo para gamas de velocidade mais baixa. Por outro lado, as correlações mostram um aumento do valor de  $h$  com a velocidade para todas as densidades de matriz usada.

Como visto anteriormente, apenas para o menor enchimento esta tendência foi observada experimentalmente para todas as velocidades, como se pode observar em melhor detalhe na Figura 3.10., onde as diferentes correlações estabelecidas por Bird *et al.* (1960), para os enchimentos efetuados são comparados com os valores de  $h$  determinados experimentalmente para  $d_m=20,9 \text{ kg.m}^{-3}$  a diferentes velocidades.



**Figura 3.11.** Comparação entre os valores de  $h$  obtidos experimentais e correlações estabelecidas por Bird *et al.* (1960).

Os resultados permitem calcular a condutância térmica matriz-ar,  $C$  ( $\text{W.}^\circ\text{C}^{-1}$ ), dada pelo produto do coeficiente de convecção ( $h$ ) pela área de transferência de calor ( $A_t$ ). As Figuras (3.12 e 3.13) mostram a evolução do valor de  $C$  em função da velocidade do ar para os enchimentos radiais e longitudinais, respetivamente.

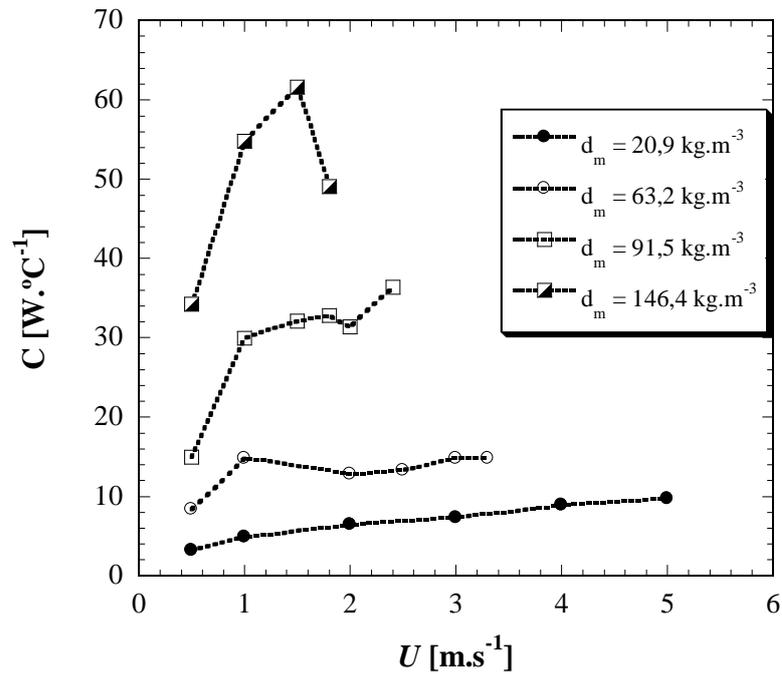


Figura 3.12. Evolução da condutância térmica em função da velocidade do ar para o enchimento radial.

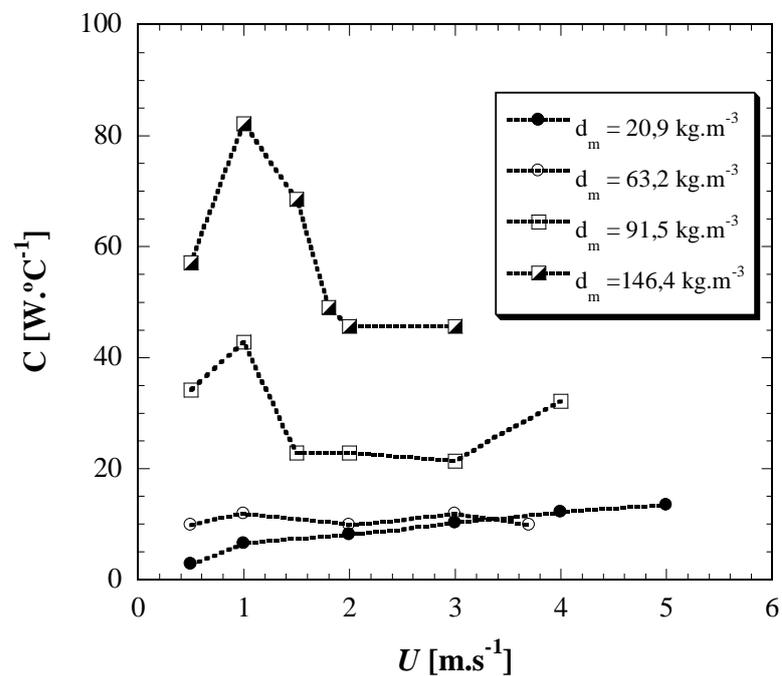


Figura 3.13. Evolução da condutância térmica em função da velocidade do ar para o enchimento longitudinal.

Pela análise dos gráficos, conclui-se que a condutância aumenta com o aumento da densidade da matriz. Para enchimento menor ( $d_m = 20,9 \text{ kg.m}^{-3}$ ), verifica-se um ligeiro aumento da condutância com a velocidade. Para as matrizes mais densas, a

condutância aumenta intensamente com a velocidade do escoamento, até cerca de  $1 \text{ m.s}^{-1}$ , após o que a tendência se inverte, denotando uma possível mudança de regime de escoamento, aspeto que deverá ser investigado em trabalhos futuros.

## 4. INTERAÇÃO DINÂMICA AR-MATRIZ

Pretende-se no presente capítulo verificar a existência, dentro do possível, de uma distribuição homogénea da matriz porosa no interior da conduta, descrita em 3.1. Para tal, foi necessário avaliar a perda de carga ao longo da conduta experimental, procedimento descrito em 4.1. Deste resultado pôde-se obter um valor médio global da permeabilidade da matriz,  $K$ , recorrendo à lei de Darcy mencionada em 4.2., para os diferentes ensaios realizados. Por último, apresenta-se em 4.3. os resultados e respetiva discussão.

### 4.1. Perda de carga

Para a determinação da variação de pressão (ou perda de carga), ao longo da conduta, utilizou-se um manómetro Testo 520, Figura 4.1., com gama de 0 a 20000 Pa, erro máximo de 0,5% para valores inferiores a 2000 Pa e resolução mínima de 1 Pa, ligado às diferentes tomadas de pressão descritas em 3.1. Estes ensaios foram realizados para diferentes massas de matriz (definidas na Tabela 3.1.) e orientações espaciais da mesma e diferentes velocidades de escoamento (definidas na Tabela 4.1.). A pressão lida em mbar foi convertida em Pa, tendo sido posteriormente representada em função do comprimento, expresso em metros, para cada ensaio.

Os resultados destes ensaios permitiram também determinar o valor da permeabilidade da matriz, assunto do próximo subcapítulo.



Figura 4.1. Manómetro Testo 520.

## 4.2. Coeficiente de permeabilidade da matriz

Em 1856, Darcy estudou a interação dinâmica de um fluido incompressível com uma matriz sólida, numa experiência em que a área de superfície interna era maior que a área da superfície das paredes confinantes. Através desta experiência Darcy descobriu que a resistência mássica pode ser caracterizada pela viscosidade de um fluido Newtoniano,  $\mu$ , em  $\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-2}$ , e pela permeabilidade da matriz sólida,  $K$ , sendo que esta relação é dada pela equação:

$$-\frac{dp}{dx} = \frac{\mu}{K} U \quad (4.1)$$

onde  $\frac{dp}{dx}$  é o gradiente de pressão (Kaviany, 1995).

De acordo com esta lei, a queda de pressão do escoamento ao atravessar uma matriz porosa aumenta proporcionalmente com a velocidade do ar, para um gama baixa de velocidades, como se pode verificar pela equação anterior (Dyga e Placzek, 2010).

Ao fazer um rearranjo da equação 4.1, obtém-se o valor da permeabilidade da matriz,  $K$ , representado na equação seguinte.

$$K = \frac{\mu U}{\left| \frac{dp}{dx} \right|} \quad [\text{m}^2] \quad (4.2)$$

em que  $U$  é a velocidade do escoamento do ensaio em questão, em  $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ; e  $\left| \frac{dp}{dx} \right|$  o gradiente de pressão em cada troço considerado em  $\text{Pa}\cdot\text{m}^{-1}$ .

## 4.3. Resultados e discussão

Neste subcapítulo apresentam-se inicialmente as condições de ensaio definidas (4.3.1.), seguindo-se a análise dos resultados obtidos em 4.3.2. e 4.3.3.

### 4.3.1. Condições de ensaio

Os parâmetros de caracterização de cada ensaio realizado estão presentes na Tabela 3.1. Na Tabela 4.1. estão presentes as velocidades de escoamento utilizadas para cada valor de  $d_m$  considerado e orientação espacial de matriz.

Tabela 4.1. Condições de ensaio

$d_m$ [kg.m <sup>-3</sup> ]	Orientação espacial	$U$ [m.s <sup>-1</sup> ]									
20,9	Longitudinal	1,4	1,9	2,5	2,9	3,5	4,5	5,0	5,6	6,1	-
	Radial	0,5	0,9	1,4	1,8	2,6	3,0	3,7	4,3	5,1	6,1
63,2	Longitudinal	0,7	1,0	1,4	1,8	2,4	3,1	3,4	4,4	-	-
	Radial	0,7	1,0	1,4	1,8	2,4	3,1	3,4	-	-	-
91,5	Longitudinal	0,5	0,7	1,0	1,4	1,8	2,4	3,0	3,4	4,4	-
	Radial	0,5	0,7	0,9	1,1	1,4	1,8	2,4	-	-	-
146,4	Longitudinal	0,7	1,0	1,4	1,8	2,4	3,0	-	-	-	-
	Radial	0,5	0,7	1,0	1,4	1,8	-	-	-	-	-

### 4.3.2. Perda de carga

Na Figura 4.2. apresenta-se, a título de exemplo, a variação da pressão ao longo da secção experimental para vários ensaios realizados para um valor de  $d_m=91,5$  kg.m<sup>-3</sup> ( $\epsilon=0,988$ ) e orientação radial. Verificam-se valores de  $R^2$  muito elevados, que evidenciam uma queda linear da pressão ao longo da conduta, indicador da existência de homogeneidade na distribuição da matriz.

Tal como Ramadan *et al.* (2007) e Kays e London (1964) puderam verificar, observa-se também na Figura 4.2. que a variação da pressão aumenta com a velocidade do escoamento gasoso.

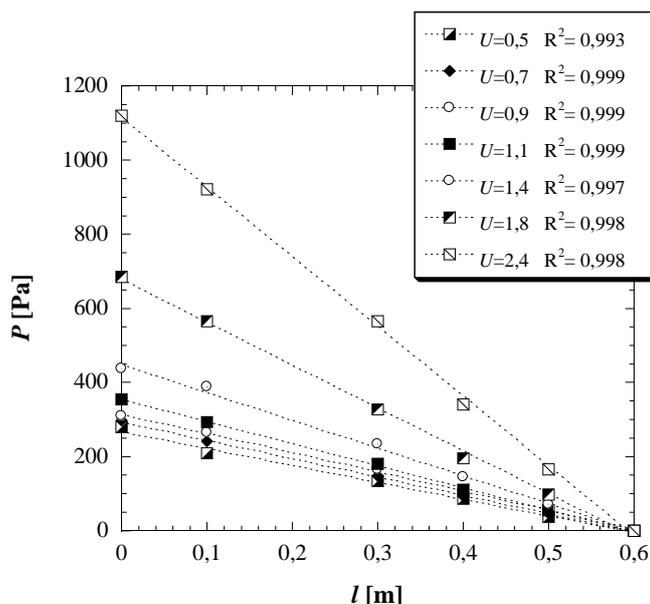


Figura 4.2. Variação radial da pressão com a velocidade para um dado ensaio

Na Figura 4.3 apresenta-se o gráfico correspondente à variação da perda de carga para diferentes enchimentos e correspondente porosidade para ensaios com  $U=1,4$  m.s<sup>-1</sup>. Tal como verificaram Mohamad (1997) e Prasad *et al.* (2009), pode observar-se que para elevadas porosidades, a queda da pressão é menor. Verifica-se também que para o caso de orientação longitudinal da matriz se obtêm valores de pressão mais baixos, sobretudo no que diz respeito aos meios de menor porosidade.

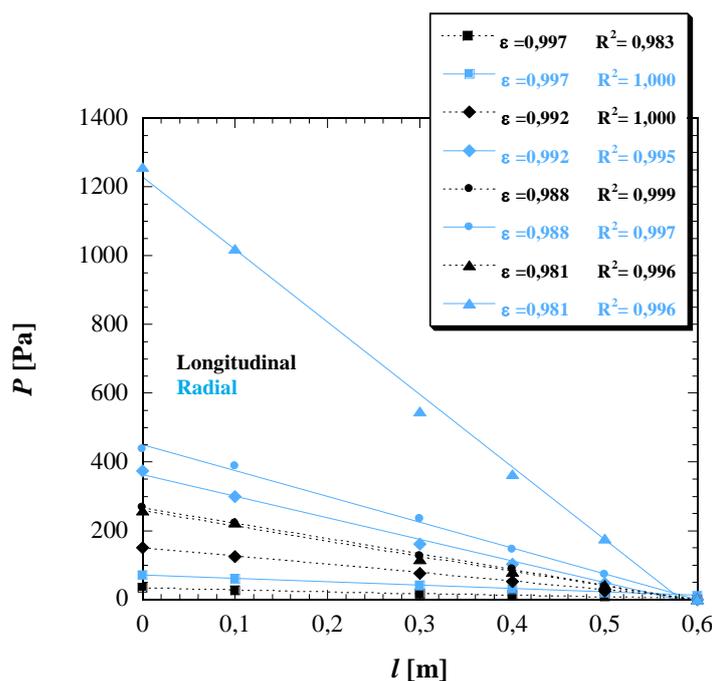
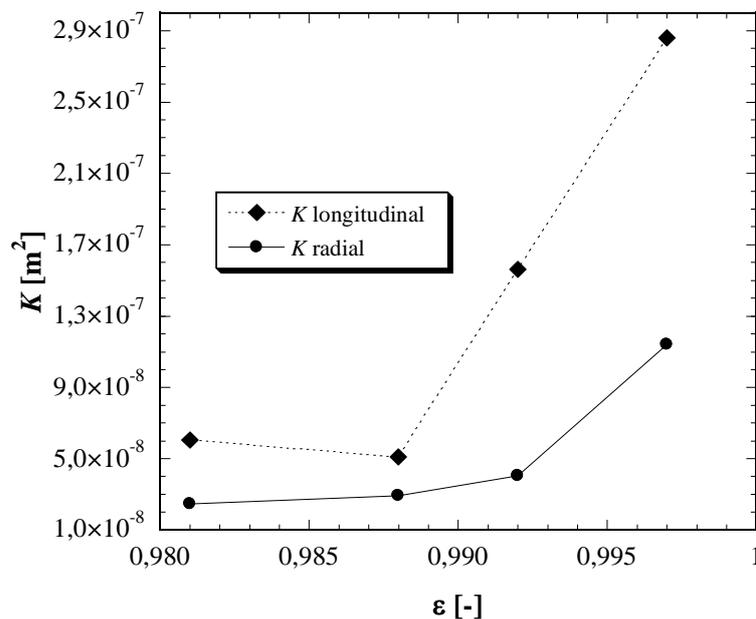


Figura 4.3. Perda de carga para  $U=1,4$  m.s<sup>-1</sup> para os vários tipos de enchimentos.

### 4.3.3. Permeabilidade

Avaliada a perda de carga ao longo da conduta, importa determinar a permeabilidade da matriz nos vários ensaios. Na Figura 4.4. está representada a permeabilidade em função da densidade de matriz utilizada e respetiva orientação espacial. Para o cálculo da permeabilidade representada resolveu-se a equação 4.2. tendo em conta o valor da viscosidade dinâmica à temperatura ambiente de 25 °C,  $\mu = 1,84 \times 10^{-5}$  N.s.m<sup>-2</sup>, e as condições de ensaio descritas em 4.3.1.



**Figura 4.4.** Variação da permeabilidade com a porosidade e orientação da matriz

Pela análise da figura verifica-se uma gama de valores de permeabilidade para a orientação longitudinal de  $5,0 \times 10^{-8}$  a  $2,9 \times 10^{-7} m^2$ , e para a orientação espacial radial de  $1,0 \times 10^{-8}$  a  $1,3 \times 10^{-7} m^2$ . Verifica-se, de uma maneira geral e em ambos os casos, um aumento da permeabilidade com a porosidade da matriz, o que se pode considerar um resultado lógico tendo em conta a menor resistência à passagem do escoamento. No entanto, constata-se claramente que os valores de permeabilidade são sempre superiores para o caso em que a matriz é distribuída longitudinalmente na conduta. Tal vem reforçar a ideia de que a orientação espacial da matriz desempenha papel muito importante quer do ponto de vista dinâmico, quer do ponto de vista térmico como evidenciado no capítulo anterior.

Por último, apresenta-se na Tabela 4.2. valores obtidos do coeficiente de permeabilidade por outros autores em trabalhos matrizes porosas metálicas.

**Tabela 4.2.** Valores dos coeficientes de permeabilidade obtidos por outros autores.

Autor	Tipo de matriz	$\epsilon$	$K[m^2]$
Kamath <i>et al.</i> (2011)	Espuma metálica de alumínio	0,90 – 0,95	$4,2 \times 10^{-8}$ - $2,48 \times 10^{-7}$
Kurtbas e Celik (2009)	Espuma metálica de alumínio	0,93	$6,3 \times 10^{-8}$ - $1,04 \times 10^{-7}$
Dyga e Placzek (2010)	Fios metálicos	0,76	$94,3 \times 10^{-8}$

Constata-se que os valores obtidos no presente trabalho se encontram mais perto dos determinados por Kamath *et al.* (2011), o que se entende por estes se situarem numa gama de porosidades mais próxima.

## 5. CONCLUSÕES

A presente dissertação procurou caracterizar sob o ponto de vista térmico e dinâmico uma matriz porosa metálica de baixo custo, com o intuito da mesma poder ser aplicada como elemento absorvedor num coletor solar de placa plana. No estudo utilizaram-se várias orientações espaciais e graus de porosidade da mesma, fazendo passar pela mesma um escoamento de ar com diferentes caudais. A matriz porosa em questão, designada por palha-de-aço, apresenta um diâmetro médio do filamento constituinte de 0,09 mm.

Para o estudo em questão foi utilizada uma instalação experimental e desenvolvidas metodologias descritas ao longo nos capítulos 3 e 4, para avaliação das seguintes propriedades: porosidade da matriz e área disponível para transferência de calor entre o escoamento e a matriz; valor do coeficiente de transferência de calor associado ao processo e permeabilidade da matriz. Obtendo-se assim os seguintes resultados:

- Gama de porosidade de matriz entre 0,981 a 0,999 com áreas de transferência de calor volúmicas entre 119,119 a 835,920  $\text{m}^2 \cdot \text{m}^{-3}$ . De onde se pode concluir que quando a porosidade diminui a área de transferência de calor entre o ar e a matriz aumenta;

- Valores do coeficiente de transferência de calor entre 10 e 70  $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$  para a orientação espacial radial, e entre 10 e 90  $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$  para a orientação espacial longitudinal, sendo estes valores coerentes com os encontrados na literatura consultada para o enchimento de menor densidade de matriz. Concluindo-se que o valor de  $h$  aumenta com o aumento da velocidade de escoamento do ar, sendo os valores de  $h$  mais elevados para o enchimento longitudinal. A inconsistência dos resultados obtidos para os restantes enchimentos, necessita de reflexão e de alterações metodológicas que terão que ser equacionadas em estudos futuros;

- Valores de permeabilidade, para a matriz em estudo, compreendidos entre  $5,0 \times 10^{-8}$  e  $2,9 \times 10^{-7} \text{ m}^2$  para o enchimento longitudinal, e entre  $1,0 \times 10^{-8}$  e  $1,3 \times 10^{-7} \text{ m}^2$  para o enchimento radial. Permitindo assim concluir que houve menor resistência à passagem de escoamento para o enchimento longitudinal.

No intuito de verificar a homogeneidade da distribuição da matriz ao longo da conduta da instalação experimental foi ainda estudada a perda de carga ao longo da mesma. A boa linearidade observada permitiu concluir assim a presença de homogeneidade da matriz, sendo ainda possível concluir que com o aumento da velocidade de escoamento houve aumento da variação da pressão, e que esta é menor para as porosidades mais baixas.

Por fim, é possível concluir que em termos de interação térmica e de interação dinâmica a orientação espacial longitudinal se parece afigurar como vantajosa para este tipo de matriz.

Como trabalho futuro é recomendável a utilização de um método que certifique não só a distribuição homogénea da matriz porosa, mas também que permita evitar a ocorrência de escoamentos preferências por forma a avaliar de forma mais consistente os parâmetros em estudo, principalmente no que à interação térmica diz respeito.

---

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Ahmad, A.; Saini, J.S.; Varma, H.K. (1996), “Thermohydraulic performance of packed-bed solar air heaters”, *Energy Conversion and Management*, 37(2), 205-214.
- Bird, R. B.; Lightfoot, E. N.; Stewart, W. E. (1960), “Transport Phenomena”, John Wiley & Sons, 411-412.
- Calçada, C. (2011), “Caracterização da interação térmica entre um escoamento e uma matriz porosa metálica-aplicação a um coletor solar”, Dissertação para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia do Ambiente. Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade de Coimbra, Coimbra.
- Castro, R. (2012), “Uma introdução às energias renováveis: eólica, fotovoltaica e mini-hídrica”, 2ª ed., IST Press.
- Cengel, Y. A. (2003), “Heat Transfer: A Practical Approach”, 2<sup>nd</sup> ed., McGraw-Hill.
- Chen, Z.; Gu, M.; Peng, D. (2010), “Heat transfer performance analysis of a solar flat-plate collector with an integrated metal foam porous structure filled with paraffin”, *Applied Thermal Engineering*, 30, 1967-1973.
- Chiou, J.P.; Duffie, J.A.; El-Wakil, M.M., (1965), “A slit and expanded aluminium foil matrix solar collector”, *Solar Energy*, 9, 73-80.
- Demirel, Y.; Kunc, S. (1987), “Thermal performance study of solar air heater with packed flow passage”, *Energy Conversion and Management*, 27 (3), 317-325.
- DGEG - Direção geral de energia e geologia (2014), acessido a 14/02/2014, em <http://www.dgeg.pt/>.
- Dyga, R.; Placzek, M. (2010), “Efficiency of heat transfer in heat exchangers with wire mesh packing”, *International Journal of Heat and Mass transfer*, 53, 5499-5508.
- El-Khawajah, M.; Aldabbagh, L.; Egelioglu, F. (2011), “The effect of using transverse fins on a double pass flow solar air heater using wire mesh as an absorber”, *Solar Energy*, 85, 1479-1487.
- Gill, R. S.; Singh, S.; Singh, P. P. (2012), “Low cost solar air heater”, *Energy Conversion and Management*, 57, 131-142.
- Gómez, A.; Fandiño, J.; Sarmiento, J. (2010), “Evaluación energética de un colector solar de placa plana de doble cubierta”, *Ingeniería y desarrollo*, 27, 93-112.

- Ho, C.; Lin, C.; Chuang, Y.; Chao, C. (2013), “Performance improvement of wire mesh packed double-pass solar air heaters with external recycle”, *Renewable Energy*, 57, 479-489.
- Incropera, F.; DeWitt, D. (1998), “Fundamentos de transferência de calor e de massa”, 4<sup>a</sup> ed., LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A.
- Kalogirou, S. (2004), “Solar Thermal collectors and applications”, *Progress in Energy and Combustion Science*, 30, 231-295.
- Kamath, P.M.; Balaji, C.; Venkateshan, S.P. (2011), “Experimental investigation of flow assisted mixed convection in high porosity foams in vertical channels”, *International Journal of Heat and Mass transfer*, 54, 5231-5241.
- Kaviany, M. (1995), “Principles of Heat Transfer in Porous Media”, 2<sup>nd</sup> ed., Springer.
- Kays, W.M. (1966), “Convective Heat and Mass Transfer”, McGraw-Hill Book Company.
- Kays, W.M.; London, A.L. (1964), “Compact Heat Exchangers”, 2<sup>nd</sup> ed., McGraw-Hill Book Company.
- Kolb, A.; Winter, E.; Viskanta, R. (1999) “Experimental studies on a solar air collector with metal matrix absorber”, *Solar energy*, 65 (2), 91-98.
- Kurtbas I.; Celik, N. (2009), “Experimental investigation of forced and mixed convection heat transfer in a foam-filled horizontal rectangular channel”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52, 1313-1325.
- Mittal, M.; Varshney, L. (2006), “Optimal thermohydraulic performance of a wire mesh packed solar air heater”, *Solar energy*, 80, 1112-1120.
- Mohamad, A. (1997), “High efficiency solar air heater”, *Solar Energy*, 60 (2), 71-76.
- Naphon, P. (2005), “Effect of porous media on the performance of the double-pass flat plate solar air heater”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 32, 140-150.
- Omojaro, A. P.; Aldabbagh, L. B. Y. (2010), “ Experimental performance of single and double pass solar air heater with fins and steel wire mesh as absorber”, *Applied Energy*, 87, 3759-3765.
- Parker, J. D. (2007), “Use of alternative energy”, In: S. Doty and W. C. Turner, *Energy Management Handbook*, 6<sup>th</sup> ed., The Fairmont Press, Inc., 471-484.
- Pecêgo, J. (2012), “Caracterização da interação térmica entre uma matriz porosa metálica e um escoamento – aplicação a um coletor solar”, Dissertação apresentada para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia do Ambiente na Especialidade de Tecnologia e Gestão do Ambiente. Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade de Coimbra, Coimbra.

- Prasad, S.; Saini, J.; Singh, K. (2009), “Investigation of heat transfer and friction characteristics of packed bed solar air heater using wire mesh as packing material” *Solar Energy*, 83, 773-783.
- Ramadan, M.; El-Sebaei, A.; Aboul-Enein, S.; El-Bialy, E. (2007), “Thermal performance of a packed bed double-pass solar air heater”, *Energy*, 32, 1524-1535.
- Ramani, B.M.; Gupta, A.; Kumar, R. (2010), “Performance of a double pass solar air collector”, *Solar Energy*, 84, 1929-1937.
- Renováveis, P. E. (2014), acessado a 5/5/2014, em [http://www.energiasrenovaveis.com/Area.asp?ID\\_area=8](http://www.energiasrenovaveis.com/Area.asp?ID_area=8).
- Rodríguez-Hidalgo, M.; Rodríguez-Aumente, P.; Lecouna, A.; Gutiérrez-Urueta, G.; Ventas, R. (2011), “Flat plate thermal solar collector efficiency: Transient behavior under working conditions. Part I: Model description and experimental validation”, *Applied Thermal Engineering*, 31, 2394-2404.
- Silva, V. (2013). “Coletor solar de baixo custo. Aplicação à secagem de produtos agroalimentares”. Tese de doutoramento em Engenharia Mecânica na Especialidade de Transmissão de Calor, Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade de Coimbra, Coimbra.
- Singh, S.; Kumar, S. (2012), “Development of convective heat transfer correlations for common design of solar dryer”, *Energy Conversion and Management*, 64, 403-414.
- Solargis (2014), acessado a 11/03/2014, em <http://solargis.info/>.
- Sopian, K.; Alghoul, M.; Alfegi, E.; Sulaiman, M.; Musa, E. (2009), “Evaluation of thermal efficiency of double-pass solar collector with porous-nonporous media”, *Renewable Energy*, 34, 640-645.
- Sopian, K.; Supranto; Daud, W.R.W.; Othman, M.Y.; Yatim, B. (1999), “Thermal performance of the double-pass solar collector with and without porous media”, *Renewable Energy*, 18, 557-564.
- Sources, R. E. (2009), acessado a 24/03/2014, em <http://newenergyportal.wordpress.com/category/solar-energy/>.
- Suplee, C. (2004), “O Sol”, *National Geographic - Portugal*, 40, 2-33.
- Thakur, N.; Saini, J.; Solanki, S. (2003), “Heat transfer and friction factor correlations for packed bed solar air heater for a low porosity system”, *Solar Energy*, 74, 319-329.
- Tian, Y.; Zhao, C. Y. (2013), “A review of solar collectors and thermal energy storage in solar thermal applications”, *Applied Energy*, 104, 538-553.
- Varshney, L.; Saini, J. (1998), “Heat transfer and friction factor correlations for rectangular solar air heater duct packed with wire mesh screen matrices”, *Solar Energy*, 62 (4), 255-262.

Xu, J.; Tian, J.; Lu, T. J.; Hodson, H. P. (2007), “On the thermal performance of wire-screen meshes as heat exchanger material”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50, 1141-1154.

## ANEXO – CORRELAÇÕES EMPÍRICAS

Bird *et al.* (1960) definiram as seguintes correlações empíricas para interação térmica entre escoamentos e meios porosos:

$$j_H = 0,91Re^{-0.51}\psi \quad (Re < 50) \quad (A.1)$$

$$j_H = 0,61Re^{-0.41}\psi \quad (Re > 50) \quad (A.2)$$

onde  $j_H$  é o fator de Colburn e  $Re$  o número de Reynolds sendo estes definidos pelas duas equações seguintes:

$$j_H = \frac{h}{c_{pm} G_0} \left( \frac{c_{par} \mu}{k} \right)_f^{\frac{2}{3}} \quad (A.3)$$

$$Re = \frac{G_0}{A_t \mu_f \psi} \quad (A.4)$$

nestas duas equações  $f$  define as condições para o fluido, no caso desta dissertação para o ar.  $G_0$  é definida como a velocidade mássica superficial que neste caso será igual ao produto entre a velocidade de escoamento e a densidade de matriz.  $\mu_f$  é definida como a viscosidade dinâmica do ar em  $N.s.m^{-2}$ .  $\psi$  é um coeficiente que irá depender da forma da matriz utilizada, na Tabela A.1., retirada na integra de Bird *et al.* (1960), apresentam-se alguns valores para este coeficiente.

Rearranjando as equações A.3 e A.4 de modo a poderemos obter  $h$  diretamente:

$$h = \frac{j_H c_{pm} G_0}{\left( \frac{c_{par} \mu}{k} \right)_f^{\frac{2}{3}}} \quad (A.5)$$

**Tabela A.1.** Particle shape factors for packed-bed correlations, Source: Bird *et al.* (1960).

Particle Shape	$\psi$
Spheres	1,00
Cylinders	0,91
Flakes	0,86
Raschig rings	0,79
Partition rings	0,67
Berl saddles	0,80

De seguida, nas Tabela A.2 à Tabela A.5 apresentam-se os valores de  $h$  exposto na equação 0.5, sendo que a azul apresentam-se os resultados experimentais registados para a orientação radial.

**Tabela A.2.** Valores de  $h$  segundo a equação A.5, para  $U=0,5 \text{ m.s}^{-1}$  e  $U=1 \text{ m.s}^{-1}$ .

$d_m$ [kg.m <sup>-3</sup> ]	$A_t$ [m <sup>2</sup> .m <sup>-3</sup> ]	$U = 0,5 \text{ m.s}^{-1}$							$U = 1 \text{ m.s}^{-1}$						
		Real	Spheres	Cilinders	Flakes	Raschig Rings	Partition Rings	Berl Saddles	Real	Spheres	Cilinders	Flakes	Raschig Rings	Partition Rings	Berl Saddles
20.9	119,119	20	20	19	18	18	17	18	30	29	28	28	27	25	27
		17							40						
63.2	360,699	17	31	30	29	28	26	28	30	46	45	44	42	39	42
		20							24						
91.5	522,450	21	36	34	34	33	30	33	42	54	52	51	49	46	49
		48							60						
146.4	835,920	30	45	43	42	40	37	41	48	65	63	61	59	55	60
		50							72						

**Tabela A.3.** Valores de  $h$  segundo a equação A.5, para  $U=1,5 \text{ m.s}^{-1}$  e  $U=1,8 \text{ m.s}^{-1}$ .

$d_m$ [kg.m <sup>-3</sup> ]	$A_t$ [m <sup>2</sup> .m <sup>-3</sup> ]	$U = 1,5 \text{ m.s}^{-1}$							$U = 1,8 \text{ m.s}^{-1}$						
		Real	Spheres	Cilinders	Flakes	Raschig Rings	Partition Rings	Berl Saddles	Real	Spheres	Cilinders	Flakes	Raschig Rings	Partition Rings	Berl Saddles
20.9	119,119	-	37	36	32	34	32	34	-	42	40	39	38	35	38
63.2	360,699	-	59	57	50	53	50	54	-	65	63	62	59	56	60
91.5	522,450	45	68	66	64	62	58	62	-	76	73	72	69	65	70
		32							43						
146.4	835,920	54	83	80	78	75	70	76	43	92	89	87	84	78	84
		60							43						

**Tabela A.4.** Valores de  $h$  segundo a equação A.5, para  $U=2 \text{ m.s}^{-1}$  e  $U=3 \text{ m.s}^{-1}$ .

$d_m$ [kg.m <sup>-3</sup> ]	$A_t$ [m <sup>2</sup> .m <sup>-3</sup> ]	$U=2 \text{ m.s}^{-1}$							$U=3 \text{ m.s}^{-1}$						
		Real	Spheres	Cilinders	Flakes	Raschig Rings	Partition Rings	Berl Saddles	Real	Spheres	Cilinders	Flakes	Raschig Rings	Partition Rings	Berl Saddles
20.9	119,119	40	44	43	42	40	38	40	45	56	54	53	51	48	51
		50							63						
63.2	360,699	26	70	67	66	63	59	64	30	89	85	83	80	75	81
		20							24						
91.5	522,450	46	81	78	76	74	69	74	-	103	99	97	94	87	94
		32							30						
146.4	835,920	40	98	95	92	89	83	90	-	125	120	117	113	106	114
		44							40						

**Tabela A.5.** Valores de  $h$  segundo a equação A.5, para  $U=4 \text{ m.s}^{-1}$  e  $U=5 \text{ m.s}^{-1}$ .

$d_m$ [kg.m <sup>-3</sup> ]	$A_t$ [m <sup>2</sup> .m <sup>-3</sup> ]	$U=4 \text{ m.s}^{-1}$							$U=5 \text{ m.s}^{-1}$						
		Real	Spheres	Cilinders	Flakes	Raschig Rings	Partition Rings	Berl Saddles	Real	Spheres	Cilinders	Flakes	Raschig Rings	Partition Rings	Berl Saddles
20.9	119,119	55	67	64	63	60	57	61	60	76	73	71	69	64	69
		75							83						
63.2	360,699	-	105	101	99	95	89	96	-	120	115	113	109	102	109
91.5	522,450	-	122	117	115	111	104	111	-	139	134	131	126	118	127
		45													
146.4	835,920	-	148	142	139	134	126	135	-	169	163	159	153	143	154

Os números de Reynolds utilizados nas correlações anteriores encontram-se na Tabela A.6 e na Tabela A.7.

**Tabela A.6.** Número de Reynolds para diferentes elementos de matriz com variação de velocidade de escoamento e de área de transferência de calor

Tipo de material	$U$	119,119	360,699	522,450	835,920
	$A_t$				
Spheres	0,5	243,04	80,26	55,41	34,63
	1	486,09	160,53	110,83	69,27
	1,5	729,13	240,79	166,24	103,90
	1,8	874,96	288,95	199,49	124,68
	2	972,18	321,06	221,66	138,54
	3	1458,27	481,58	332,48	207,80
	4	1944,36	642,11	443,31	277,07
	5	2430,45	802,64	554,14	346,34
Cilinders	0,5	267,08	88,20	60,89	38,06
	1	534,16	176,40	121,79	76,12
	1,5	801,25	264,61	182,68	114,18
	1,8	961,50	317,53	219,22	137,01
	2	1068,33	352,81	243,58	152,24
	3	1602,49	529,21	365,37	228,36
	4	2136,66	705,62	487,16	304,47
	5	2670,82	882,02	608,95	380,59
Flakes	0,5	282,61	93,33	64,44	40,27
	1	565,22	186,66	128,87	80,54
	1,5	847,83	279,99	193,31	120,82
	1,8	1017,40	335,99	231,97	144,98
	2	1130,44	373,32	257,74	161,09
	3	1695,66	559,98	386,61	241,63
	4	2260,88	746,64	515,48	322,18
	5	2826,10	933,30	644,35	402,72
Raschig rings	0,5	307,65	101,60	70,14	43,84
	1	615,30	203,20	140,29	87,68
	1,5	922,95	304,80	210,43	131,52
	1,8	1107,54	365,76	252,52	157,83
	2	1230,61	406,40	280,58	175,36
	3	1845,91	609,60	420,87	263,04
	4	2461,21	812,80	561,16	350,72
	5	3076,51	1016,00	701,45	438,40

**Tabela A.7.** Segunda tabela de número de Reynolds para diferentes elementos de matriz com variação de velocidade de escoamento e de área de transferência de calor

Tipo de material	$U$	119,119	360,699	522,450	835,920
	$A_t$				
Partition rings	0,5	362,75	119,80	82,71	51,69
	1	725,51	239,59	165,42	103,38
	1,5	1088,26	359,39	248,12	155,08
	1,8	1305,91	431,27	297,75	186,09
	2	1451,01	479,19	330,83	206,77
	3	2176,52	718,78	496,25	310,15
	4	2902,02	958,37	661,66	413,54
	5	3627,53	1197,97	827,08	516,92
Berl saddles	0,5	303,81	100,33	69,27	43,29
	1	607,61	200,66	138,54	86,58
	1,5	911,42	300,99	207,80	129,88
	1,8	1093,70	361,19	249,36	155,85
	2	1215,22	401,32	277,07	173,17
	3	1822,83	601,98	415,61	259,75
	4	2430,45	802,64	554,14	346,34
	5	3038,06	1003,30	692,68	432,92