



Vítor Manuel Alves da Silva

# Coletor solar de baixo custo. Aplicação à secagem de produtos agroalimentares.

Tese de Doutoramento em Engenharia Mecânica, na Especialidade de Transmissão de Calor

Orientação: Professor Doutor António Rui de Almeida Figueiredo

Co-orientação: Professor Doutor José Joaquim da Costa

Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Ciências e Tecnologia

Setembro de 2013



UNIVERSIDADE DE COIMBRA



O autor reconhece o apoio concedido pela Fundação para a Ciência e Tecnologia através da bolsa SFRH/BD/61338/2009 no âmbito do QREN-POPH, financiada pelo Fundo Social Europeu e fundos nacionais do MEC.





*À minha Avó Albertina.*

*Seus cabelos brancos são cheios de sabedoria...*

*Os seus olhos refletem a verdadeira sapiência que só a vida pode dar...*



## *Agradecimentos*

Temo que sejam tantas as pessoas a quem desejo expressar a minha maior gratidão, que esta folha seja curta demais para esse fim...

Ao Professor Rui Figueiredo, não apenas por todo o conhecimento que me transmitiu nestes anos, mas por muito, mesmo muito mais. Não existem palavras para descrever toda a gratidão que sinto por sempre ter acreditado em mim, por todo o apoio, pelas suas palavras sempre reconfortantes, a sua calma sempre importante, por toda a sua amizade, por tudo o aquilo que é! O Professor é de facto único... e a palavra “único” só por si, dispensa mais adjetivação. Muito obrigado!

Ao Professor José Costa, pela sua disponibilidade, pela sua confiança, pela forma como me ajudou a superar os desafios, por todo o apoio em todas as fases do meu Doutoramento, em particular na dedicação incansável nestas últimas semanas. O professor é “aquela máquina”!

A todas as pessoas do DEM e da ADAI, instituições nas quais, e para as quais, me orgulho de trabalhar. A todos os Professores, Funcionários e Amigos que fui conhecendo aqui. Não querendo esquecer ninguém, a todos agradeço do fundo do coração. Quero expressar a minha gratidão ao António Liberato pelos seus conselhos e apoio, ao Ricardo Heleno pelas dicas importantíssimas de “*Visual Basic*”, à Cátia pela franca partilha da sua experiência, e ao Luíz Carrito pelas suas palavras de motivação e aquele sorriso contagiante... A morte levou-te cedo demais, meu caro amigo...

A todos os meus amigos (a todos mesmo!), sem esquecer claro o meu caro amigo Gui (cuidado com os pianos de cauda que caem do céu!), ao Leo (adoro-te, tu sabes meu caro), ao João (Dr. Estefano, mesmo longe estás sempre perto, meu grande amigo), à Carla (a minha “mana” do coração!), e aos restantes... entendam que se eu colocasse aqui todos os nomes ia certamente entediá-los por esta página passar os olhos... Vocês sabem que estão no meu coração.

Aos meus Pais pelo apoio incondicional, ao meu Irmão, à minha família e à família da Cris (que no fundo é já a minha também)!

A ti Cris... Obrigado por tudo, mas sobretudo perdão pelo meu feitiço por vezes “explosivo”, quando o peso do trabalho parecia tomar conta de mim, sobretudo nestes últimos meses!

À máquina de café do bar do DEM... No fundo também ela, por me manter acordado tantas vezes, merecia uma palavrinha final de consideração.

## *Resumo*

A energia solar apresenta-se como uma alternativa às fontes não-renováveis e apresenta um enorme potencial a ser explorado, nomeadamente no que a Portugal diz respeito.

Dentro dos dispositivos que visam o aproveitamento desta forma de energia, os coletores solares térmicos surgem com grande interesse para um conjunto vasto de aplicações, dentro das quais surge o aquecimento de ar. Neste particular, é destacado o acoplamento de coletores a secadores solares.

A presente tese aborda a construção e teste de um coletor solar para aplicação à secagem de produtos agroalimentares, um tema de indubitável interesse na atualidade. Este é do tipo placa plana (FPC), estacionário e não concentrador. É utilizada no mesmo uma matriz porosa metálica como elemento absorvedor, que consiste num material de uso corrente (palha-de-aço), caracterizado por elementos estruturais de diâmetro muito pequeno ( $d \approx 0,09\text{mm}$ ), elevada porosidade ( $\varepsilon = 0,99$ ) e uma área de transferência de calor de  $359,18\text{m}^2.\text{m}^{-3}$ . O dispositivo em estudo apresenta assim um baixo custo e simplicidade de construção, pretendendo ser uma solução eficaz para acoplamento a instalações de secagem, nomeadamente do tipo indireto ou misto.

Os testes efetuados demonstraram que este coletor permite aquecer ar até temperaturas próximas de  $80^\circ\text{C}$  (correspondentes a um  $\Delta T$  máximo de cerca de  $50^\circ\text{C}$ ) com um rendimento térmico que ronda os 40%, quando usado um vidro duplo como cobertura. Estes valores coadunam-se com, e até superam em certos casos, os referidos na literatura para outros coletores do tipo “*single pass*”. Por outro lado, as temperaturas atingidas são iguais ou superiores às requeridas para processos de secagem da maioria dos produtos agroalimentares.

Foi igualmente estudada a secagem convectiva de um produto biológico (pera). Os resultados obtidos através de dados experimentais e por modelação matemática, usando a lei de Fick com uma condição de fronteira convectiva, demonstram que as secagens efetuadas em modo descontínuo apresentam vantagens significativas. Por um lado, nas condições analisadas, a imposição de pausas no processo indica uma significativa poupança energética, que pode chegar a 17% para três pausas. Por outro lado, demonstra-se a particular adaptabilidade de uma metodologia descontínua à utilização da energia solar (de natureza essencialmente intermitente) fornecendo-se uma ferramenta preliminar de planeamento de secagens, com possível adaptação dos períodos de pausa aos ciclos diurnos e noturnos de um processo de secagem solar.

**Palavras chave:** Coletor solar, matriz porosa metálica, secadores solares, secagem de alimentos, secagens descontínuas.

## *Abstract*

Solar energy appears as an alternative to non-renewable sources and presents an enormous potential to be explored, particularly in Portugal.

Among the devices that aim the use of this energy source, solar collectors emerge with big interest for a wide group of applications. Such is the case of air heating processes, where the linkage of air collectors to solar dryers can be particularly advantageous.

The present thesis addresses the conception, construction and testing of a solar collector aimed at supporting drying processing of food products. The referred device is a stationary and non-concentrating flat plate collector (FPC). A porous metallic matrix is used as an absorber, consisting of a common material (steel wool), which is characterized by structural elements of very little diameter ( $d \approx 0,09\text{mm}$ ), high porosity ( $\varepsilon = 0,99$ ) and a volumetric heat transfer area of  $359,18 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-3}$ . The studied device presents low-cost and construction simplicity, intending to be an effective solution for linkage to drying facilities, either of indirect or mixed type.

The performed tests demonstrated that this collector allows air heating to maximum temperatures near  $80^\circ\text{C}$  (corresponding to a maximum  $\Delta T$  of about  $50^\circ\text{C}$ ) and with a thermal efficiency of about 40%, when double glass cover is used. These values are similar or even above the referred ones in literature for other “*single pass*” collectors. Moreover, the air temperatures achieved are similar or exceed the values required for the majority of drying processes of food products.

It was also studied the convective drying of a biological product (pear). The results obtained through experimental data and mathematical modeling using the Fick’s law with a surface convection condition showed that a drying operation in discontinuous mode offers significant advantages. On one hand, the introduction of pauses in the process leads to significant energy savings, which can reach 17% when 3 pauses are considered. Moreover, it is demonstrated that the use of solar energy (which is inherently periodical) is suitable with a discontinuous convective drying operation. So, a preliminary tool is provided for planning the drying of food products, with possible adaptation of pauses to the daily cycles of a solar drying procedure.

**Keywords:** Solar collector, metallic porous media, solar dryers, food drying, discontinuous drying.

## *Índice geral*

Agradecimentos .....	i
Resumo .....	ii
Abstract .....	iii
Índice geral.....	iv
Índice de Figuras.....	vi
Índice de Tabelas .....	ix
Nomenclatura.....	x
<b>1 - Introdução .....</b>	<b>1</b>
1.1 – Enquadramento e motivação .....	1
1.2 – Energia solar – Conceitos gerais .....	2
1.3 – Coletores solares .....	4
1.4 – Coletores solares térmicos.....	5
1.5 – Coletores térmicos de placa plana (FPC) .....	10
1.5.1 – Introdução de elementos de rugosidade .....	13
1.5.2 – Uso de matrizes porosas metálicas .....	14
1.5.3 – Uso de separadores internos .....	15
1.6 – Secadores solares .....	16
1.7 – Exemplos de secagem de produtos agroalimentares .....	20
<b>2 – Caracterização da matriz porosa metálica .....</b>	<b>22</b>
2.1 – Interação térmica e dinâmica matriz-escoamento .....	22
2.2 – Instalação experimental.....	25
2.2.1 – Avaliação do diâmetro do filamento da matriz .....	28
2.2.2 – Determinação da porosidade .....	31
2.2.3 – Estimativa da área volúmica de transferência de calor .....	32
2.2.4 – Coeficiente de transferência de calor por convecção – ponderação das incertezas .....	34
2.2.5 – Determinação da permeabilidade da matriz .....	40
2.3 – Determinação dos coeficientes de atenuação e absorção da radiação.....	45
2.3.1 – Ensaio com fonte radiativa.....	46
2.3.2 – Ensaio com radiação solar .....	47
2.3.3 – Resultados.....	47
2.4 – Notas conclusivas .....	50

<b>3 – Construção e teste do coletor solar .....</b>	<b>52</b>
3.1 – Características geométricas e dimensionais do coletor .....	52
3.2 – Instrumentação e sistema de aquisição de dados .....	58
3.3 – Avaliação do desempenho térmico do coletor .....	62
3.4 – Determinação da permeabilidade da matriz no coletor .....	72
3.5 – Notas conclusivas .....	74
<b>4 – Secagem de produtos agroalimentares – Um caso de estudo.....</b>	<b>75</b>
4.1 – Introdução .....	75
4.2 – Descrição dos ensaios .....	76
4.3 – Resultados experimentais.....	77
4.4 – Modelação do processo .....	79
4.5 – Análise do ensaio descontínuo .....	85
4.6 – Otimização de ensaios de secagem descontínua .....	89
4.7 – Influência do coeficiente de transferência de massa na otimização de ensaios descontínuos .....	92
4.8 – Notas conclusivas.....	94
<b>5 – Conclusões .....</b>	<b>95</b>
5.1 – Principais conclusões .....	95
5.2 – Sugestões para trabalhos futuros .....	96
<b>Referências Bibliográficas.....</b>	<b>98</b>

## *Índice de Figuras*

### **1 - Introdução**

Figura 1.1 - Distribuição da radiação solar horizontal na Europa (média anual). ....	3
Figura 1.2 - Distribuição da radiação solar horizontal em Portugal (média anual) .....	4
Figura 1.3 - Diagrama esquemático de um coletor tubular de evacuação .....	7
Figura 1.4 - Diagrama esquemático de um coletor parabólico composto.....	7
Figura 1.5 - Diagrama esquemático de um coletor linear Fresnel .....	8
Figura 1.6 - Diagrama esquemático de um coletor parabólico linear .....	8
Figura 1.7 - Diagrama esquemático de um disco parabólico refletor .....	9
Figura 1.8 - Diagrama esquemático de um coletor de campo heliostático .....	10
Figura 1.9 - Esquema representativo de um coletor “single pass” com elemento absorvedor constituído por uma matriz porosa metálica .....	11
Figura 1.10 - Diferentes configurações para coletores “double pass” para aquecimento de ar .....	12
Figura 1.11 - Tipos de secadores solares .....	18

### **2 - Caracterização da matriz porosa metálica**

Figura 2.1 - Rolo de palha-de-aço.....	22
Figura 2.2 - Pormenor da matriz porosa .....	23
Figura 2.3 - Representação esquemática da instalação experimental e detalhe da união de dois troços da mesma .....	25
Figura 2.4 - Vista geral da instalação experimental.....	26
Figura 2.5 – Detalhe da instalação com termopares conectados a uma interface PICO TC- 08.....	27
Figura 2.6 - Detalhe de uma tomada de pressão .....	27
Figura 2.7 - Medidor multifunções com anemómetro integrado .....	28
Figura 2.8 - Massa de palha-de-aço (fio) em função do comprimento.....	29
Figura 2.9 - Temperatura normalizada em função do tempo: a) Ensaio 1; b) Ensaio 2, em $x=0,2m$ .....	38
Figura 2.10 - Temperatura normalizada em função do tempo: a) Ensaio 1; b) Ensaio 2, em $x=0,4m$ .....	38
Figura 2.11 - Temperatura normalizada em função do comprimento: a) Ensaio 1; b) Ensaio 2, para $t=40s$ .....	39
Figura 2.12 - Temperatura normalizada em função do comprimento: a) Ensaio 1; b) Ensaio 2, para $t=60s$ .....	39
Figura 2.13 - Pressão ao longo da instalação experimental para diferentes velocidades de ar .....	42

Figura 2.14 - Relação entre a razão dos declives e o quadrado da velocidade de ensaios a diferentes velocidades .....	43
Figura 2.15 - Coeficiente de permeabilidade para cada troço em função da velocidade do ar .....	45
Figura 2.16 - Instalação experimental para determinação do coeficiente de atenuação ( $k$ ) .....	46
Figura 2.17 - Determinação gráfica do coeficiente de atenuação a partir de um ensaio com fonte radiativa .....	47
Figura 2.18 - Determinação gráfica do coeficiente de atenuação de um ensaio com radiação solar .....	48
Figura 2.19 - Coeficiente de absorção em função da espessura da matriz .....	50
<b>3 – Construção e teste do coletor solar</b>	
Figura 3.1 - Representação esquemática do coletor solar .....	52
Figura 3.2 - Aspeto da caixa do coletor em fase de pintura.....	53
Figura 3.3 - Detalhe dos ventiladores .....	54
Figura 3.4 - Fase de enchimento do coletor .....	54
Figura 3.5 - Coletor com matriz porosa antes da fase de pintura .....	55
Figura 3.6 - Coletor após fase de pintura.....	55
Figura 3.7 - Pormenor da secção de saída do ar .....	56
Figura 3.8 - Pormenor da secção de saída do coletor .....	56
Figura 3.9 - Coletor solar com vidro duplo e caixa de ar de 1,5mm .....	57
Figura 3.10 - Coletor solar com vidro duplo e caixa de ar de 1,5cm.....	57
Figura 3.11 - Coletor solar instalado no terraço do LAI-ADAI .....	58
Figura 3.12 - Localização dos termopares no coletor .....	59
Figura 3.13 - Interface Pico USB.....	60
Figura 3.14 - Pormenor da parte inferior do coletor com alguns dos termopares conectados.....	60
Figura 3.15 - Termopar colocado na saída de ar do coletor.....	60
Figura 3.16 - Detalhe de um termopar colocado na cobertura de vidro .....	61
Figura 3.17 - Piranómetro Kipp & Zonen CM11 .....	62
Figura 3.18 - Medição da velocidade do ar durante um ensaio .....	63
Figura 3.19 - Dados globais do ensaio E1 .....	63
Figura 3.20 - Dados globais do ensaio E2 .....	64
Figura 3.21 - Dados globais do ensaio E3 .....	64
Figura 3.22 - Dados globais do ensaio E4 .....	65
Figura 3.23 - Dados globais do ensaio E5 .....	65
Figura 3.24 - Evolução de $\Delta T$ e radiação incidente no ensaio E1 .....	66
Figura 3.25 - Evolução de $\Delta T$ e radiação incidente no ensaio E2 .....	66

Figura 3.26 - Evolução de $\Delta T$ e radiação incidente no ensaio E3 .....	67
Figura 3.27 - Evolução de $\Delta T$ e radiação incidente no ensaio E4 .....	67
Figura 3.28 - Evolução de $\Delta T$ e radiação incidente no ensaio E5 .....	68
Figura 3.29 - Perfis de temperatura do ar ao longo do coletor nos diferentes ensaios, para o correspondente instante de temperatura máxima à saída.....	69
Figura 3.30 - Evolução do rendimento do coletor ao longo dos ensaios .....	70
Figura 3.31 - Variação da pressão em função do comprimento no coletor .....	72

#### **4 – Secagem de produtos agroalimentares – Um caso de estudo**

Figura 4.1 - Representação esquemática da câmara de ensaios.....	76
Figura 4.2 - Variação temporal da massa de água normalizada nos 3 ensaios .....	78
Figura 4.3 - Taxa de secagem em função do teor em base seca para as primeiras horas dos 3 ensaios.....	79
Figura 4.4 - Teor de água (em base seca) em função do tempo.....	81
Figura 4.5 - Coeficiente de difusão em função da concentração média .....	82
Figura 4.6 - Evolução da concentração à superfície para o ensaio 1 .....	84
Figura 4.7 - Evolução da concentração à superfície para o ensaio 2 .....	84
Figura 4.8 - Evolução da concentração à superfície para o ensaio 3 .....	85
Figura 4.9 - Distribuição radial modelada para diferentes tempos na 1 <sup>a</sup> pausa .....	86
Figura 4.10 - Distribuição radial modelada para diferentes tempos na 2 <sup>a</sup> pausa.....	86
Figura 4.11 - Evolução ao longo das pausas da percentagem de água à superfície em relação à concentração média .....	87
Figura 4.12 - Comparação entre os resultados da equação (4.9) e os correspondentes valores obtidos a partir dos dados experimentais, no reinício de secagem no ensaio 3 .	88
Figura 4.13 - Concentração média em função do tempo para os ensaios de otimização	90
Figura 4.14 - Concentração média em função do tempo de operação para os ensaios de otimização.....	90
Figura 4.15 - Tempo total e tempo de operação em função do número de pausas.....	91
Figura 4.16 - Poupança de energia em função do número de pausas .....	91

## *Índice de Tabelas.*

### **2 - Caracterização da matriz porosa metálica**

Tabela 2.1 - Propriedades gerais do aço .....	23
Tabela 2.2 - Massa de palha-de-aço em cada um dos troços da tubagem de teste .....	29
Tabela 2.3 - Valores de porosidade para diferentes matrizes porosas metálicas .....	32
Tabela 2.4 - Valores obtidos para a área de transferência de calor por diversos autores	33
Tabela 2.5 - Condições dos ensaios de interação térmica ar-matriz .....	37
Tabela 2.6 - Velocidades do ar para os diferentes ensaios de avaliação da queda de pressão.....	42
Tabela 2.7 - Valores do coeficiente de permeabilidade para os diferentes troços e ensaios em análise.....	44
Tabela 2.8 - Valores do coeficiente de permeabilidade determinados por diversos autores .....	45
Tabela 2.9 - Valores finais médios para o coeficiente de atenuação .....	49

### **3 – Construção e teste do coletor solar**

Tabela 3.1 - Localização e número de termopares no coletor. ....	59
Tabela 3.2 - Condições e cronologia dos ensaios com o coletor solar .....	62
Tabela 3.3 - Valores médios e máximos de temperatura, variação de temperatura e radiação solar dos ensaios .....	68
Tabela 3.4 - Valores médios e máximos de rendimento (%) para os ensaios realizados	71
Tabela 3.5 - Permeabilidade da matriz no coletor solar.....	73

### **4 – Secagem de produtos agroalimentares – Um caso de estudo**

Tabela 4.1 - Condições experimentais dos ensaios.....	77
Tabela 4.2 - Valores dos coeficientes de transferência de massa e de difusão para os ensaios realizados.....	82
Tabela 4.3 - Valores de coeficiente de difusão para diferentes produtos biológicos obtidos por diversos autores .....	83
Tabela 4.4 - Descrição dos ensaios de otimização.....	89
Tabela 4.5 - Comparação entre testes com diferentes valores de $h_m$ .....	93

## *Nomenclatura*

- $A$  - área [ $m^2$ ]
- $A_c$  - área útil do coletor [ $m^2$ ]
- $A_l$  - área externa total do filamento de matriz [ $m^2$ ]
- $A_{pt}$  - área total da parede da instalação experimental [ $m^2$ ]
- $A_s$  - área de secção [ $m^2$ ]
- $A_t$  - área de transferência de calor [ $m^2$ ]
- $A_v$  - área volúmica de transferência de calor [ $m^2 \cdot m^{-3}$ ]
- $c_p$  - calor específico [ $J \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$ ]
- $c_{par}$  - calor específico do ar [ $J \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$ ]
- $c_{pm}$  - calor específico da matriz [ $J \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$ ]
- $c_{pp}$  - calor específico da parede [ $J \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$ ]
- $C$  - concentração de água [ $kg \cdot m^{-3}$ ]
- $C_{eq}$  - concentração de água no equilíbrio [ $kg \cdot m^{-3}$ ]
- $C_s$  - concentração de água à superfície [ $kg \cdot m^{-3}$ ]
- $C_s^*$  - concentração normalizada de água à superfície ( $= C_s / \bar{C}$ ) [-]
- $C_i$  - concentração inicial de água [ $kg \cdot m^{-3}$ ]
- $\bar{C}$  - concentração média de água [ $kg \cdot m^{-3}$ ]
- $d$  - diâmetro [m]
- $d_f$  - diâmetro do fio [m]
- $d_t$  - diâmetro do tubo [m]
- $D$  - coeficiente de difusão [ $m^2 \cdot s^{-1}$ ]
- $e_m$  - Espessura da matriz [cm]
- $e_p$  - espessura da parede [m]
- $h$  - coeficiente de transferência de calor [ $W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$ ]
- $h_m$  - coeficiente de transferência de massa [ $m \cdot s^{-1}$ ]

- $I$  - radiação [ $\text{W.m}^{-2}$ ]
- $I_L$  - radiação incidente [ $\text{W.m}^{-2}$ ]
- $I_0$  - radiação emitida [ $\text{W.m}^{-2}$ ]
- $k$  - condutividade térmica [ $\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ]
- $k$  - coeficiente de atenuação da radiação [ $\text{cm}^{-1}$ ]
- $K$  - permeabilidade [ $\text{m}^2$ ]
- $K'$  - coeficiente de perda de carga [ $\text{m}^{-1}$ ]
- $l$  - comprimento [m]
- $l_f$  - comprimento do fio [m]
- $l_t$  - comprimento do tubo [m]
- $L$  - comprimento total da instalação [m]
- $L_c$  - comprimento característico [m]
- $L_m$  - espessura da matriz [cm]
- $m$  - massa [kg]
- $\dot{m}$  - caudal mássico [ $\text{kg.s}^{-1}$ ]
- $m_a$  - massa de água [kg]
- $\dot{m}_{ar}$  - caudal mássico de ar [ $\text{kg.s}^{-1}$ ]
- $m_i$  - massa de água inicial [kg]
- $m_m$  - massa de matriz [kg]
- $m_{m_i}$  - massa de matriz total na instalação experimental [kg]
- $m_p$  - massa da parede [kg]
- $m_{p_t}$  - massa total da parede da instalação experimental [kg]
- MAPE – erro médio percentual absoluto [%]
- $M^*$  - massa normalizada [-]
- $\overline{Nu}$  - número de Nusselt [-]
- $P$  - pressão [Pa]
- $Pr$  - número de Prandtl [-]
- $\dot{Q}$  - taxa de transferência de calor [W]
- $\dot{Q}_c$  - taxa de transferência de calor no coletor [W]

- $\dot{Q}_p$  - calor transferido para a parede [W]
- $r$  - raio [m]
- $r_o$  - raio máximo [m]
- $Re$  - número de Reynolds [-]
- $t$  - tempo [h];[s]
- $t_{op}$  - tempo efetivo de operação [h]
- $T$  - temperatura [°C]
- $T_{amb}$  - temperatura ambiente [°C]
- $T_{ar}$  - temperatura do escoamento [°C]
- $T_i$  - temperatura inicial (ar e matriz) [°C]
- $T_m$  - temperatura da matriz [°C]
- $T_{max}$  - temperatura máxima do ar [°C]
- $T^*$  - temperatura normalizada [°C]
- $T_p$  - temperatura da parede [°C]
- $U$  - velocidade do ar [ $m \cdot s^{-1}$ ]
- $V$  - volume [ $m^3$ ]
- $V_m$  - volume de matriz [ $m^3$ ]
- $V_p$  - volume dos poros [ $m^3$ ]
- $V_t$  - volume total da secção [ $m^3$ ]
- $x$  - comprimento da instalação experimental segundo o eixo dos xx (modelo matemático) [m]

### ***Símbolos***

- $\alpha$  - coeficiente de absorção [-]
- $\chi_t$  - condutância térmica [ $W \cdot ^\circ C^{-1}$ ]
- $\Delta l$  - variação do comprimento [m]
- $\Delta t$  - variação de tempo [s]
- $\Delta T$  - variação de temperatura [°C]
- $\Delta x$  - incremento de comprimento (modelo matemático) [m]

- $\varepsilon$  - porosidade [-]
- $\rho_{\text{ar}}$  - densidade do ar [ $\text{kg.m}^{-3}$ ]
- $\rho_{\text{aço}}$  - densidade do aço [ $\text{kg.m}^{-3}$ ]
- $\rho_{\text{p}}$  - densidade da parede [ $\text{kg.m}^{-3}$ ]
- $\phi$  - humidade relativa do ar [%]
- $\eta$  - rendimento médio [%]
- $\eta_{\text{max}}$  - rendimento máximo instantâneo [%]
- $\sigma$  - desvio padrão [-]
- $\mu$  - viscosidade dinâmica [Pa.s]
- $\omega_{\text{b.s.}}$  - teor em base seca [kg de água/kg de produto seco]



# ***1*** - ***Introdução***

## **1.1 – Enquadramento e motivação**

As alternativas às fontes de energia não-renováveis têm vindo a despertar cada vez mais interesse. De entre estas, a energia solar surge com particular destaque, uma vez que se apresenta como fonte inesgotável de alto potencial, nomeadamente no que a Portugal diz respeito, como será evidenciado em **1.2**.

Assim, assume particular relevância o desenvolvimento de soluções aplicáveis a processos de carácter industrial ou a outros, por forma a reduzir custos inerentes à utilização de energias não renováveis.

Dois dos principais objetivos do presente trabalho são a construção e a avaliação do comportamento térmico de um coletor solar para geração de ar quente. Como característica interessante evidencia-se o baixo custo inerente à construção do mesmo. Neste contexto a escolha de um coletor solar plano (FPC) é a solução mais simples e menos dispendiosa do ponto de vista de construção e adaptação futura a outros sistemas, nomeadamente a secadores solares, aspeto que será realçado no subcapítulo **1.5**.

Como elemento absorvedor do mesmo escolheu-se uma matriz metálica (palha-de-aço) opção que se prende essencialmente aos seguintes motivos:

- **Baixo custo** - Aproximadamente 5 euros por cada rolo de palha-de-aço comercial sendo que, para um coletor de pequena dimensão (pouco acima de  $2m^2$ ) não são necessários mais de 3 rolos, considerando a não compactação da mesma e uma espessura de 6 cm, como se explica mais pormenorizadamente no capítulo **3** desta dissertação.

- **Elevada área disponível para transmissão de calor** – Como adiante será analisado (capítulo **2**), as matrizes porosas metálicas apresentam uma elevada área disponível por unidade de volume da mesma. Tal facto permite que o calor seja transmitido de forma eficiente para o fluido (ar) que se pretende aquecer.

- **Aumento da turbulência** – Como será mencionado em mais detalhe na secção **1.5.1**, a introdução de elementos de rugosidade nas placas absorvedoras dos coletores promove o aumento da turbulência no escoamento e é uma técnica recorrente. No presente trabalho, o elemento absorvedor acumula também essa função.

No caso em estudo a matriz porosa metálica é pintada a negro sendo também o fundo do coletor pintado da mesma forma. Com esta opção, em vez de uma placa de absorção típica (que dá origem ao nome da classificação do coletor) opta-se por uma matriz que é ao mesmo tempo absorvedora da radiação e a transmite sob a forma de calor para o escoamento. Uma descrição mais detalhada sobre a estrutura, materiais usados e justificação para as dimensões escolhidas é apresentada nos capítulos **2** desta dissertação (que visa a caracterização da matriz porosa em estudo) e **3** (construção e testes ao coletor).

As características, já mencionadas, de simplicidade e baixo custo, prendem-se com uma das possíveis aplicações: a secagem de produtos agroalimentares. Não obstante o possível potencial de adaptação do dispositivo a outros propósitos, o mote de desenvolvimento do mesmo foi o de proporcionar uma alternativa à secagem solar convencional, sobretudo para pequenos produtores, criando um sistema que possa ser acoplado a secadores solares, nomeadamente indiretos ou mistos.

Assim toda a análise de secagens de tipo convectivo presente no capítulo **4** desta dissertação visa, com um exemplo prático de um produto biológico, fornecer uma ferramenta preliminar para adaptação da energia solar a um processo de secagem com efetivas poupanças energéticas, procurando esta ser útil para o produtor, agricultor, pequeno industrial ou investigador, no desenvolvimento de uma operação de secagem em função dos seus objetivos particulares.

## **1.2 – Energia solar – conceitos gerais**

O sol é indubitavelmente a maior fonte de energia no nosso planeta, apresentando-se como renovável e inesgotável, se considerarmos obviamente a escala temporal da nossa existência.

Este irradia para o espaço uma potência energética total de  $1,74 \times 10^{14}$  kW, e, se considerarmos o diâmetro terrestre, pode concluir-se que a superfície exterior da atmosfera da Terra recebe uma radiação máxima correspondente a um fluxo de  $1367 \text{ W.m}^{-2}$  (Lienhard IV e Lienhard V, 2003).

Ao nível do solo a energia total subdivide-se em três componentes: a radiação direta, aquela fração proveniente diretamente do disco solar, a difusa, desviada pelos componentes da atmosfera tais como nuvens e poeiras e a refletida pelo solo e por superfícies envolventes.

No que se refere à distribuição da disponibilidade energética solar importa ter em conta os fatores climatológicos inerentes a cada região do globo e a latitude, tendo estes aspetos impacto sobre o número de horas de sol e valor da radiação solar horizontal média anual. As Figuras 1.1 e 1.2 ilustram, para o último, a diferença entre Portugal e o restante continente Europeu no período compreendido entre Abril de 2004 e Março de 2010 (fonte: SolarGis). No caso particular de Portugal é notória uma maior disponibilidade da energia solar quando comparado com o centro da Europa. No que diz respeito ao número de horas de sol anuais verificam-se, em Portugal, valores compreendidos genericamente entre as 2000 e 3100 horas, sendo os mais elevados correspondentes ao Algarve, Interior Alentejano e zona de Lisboa (Ramos e Ventura, 1999).

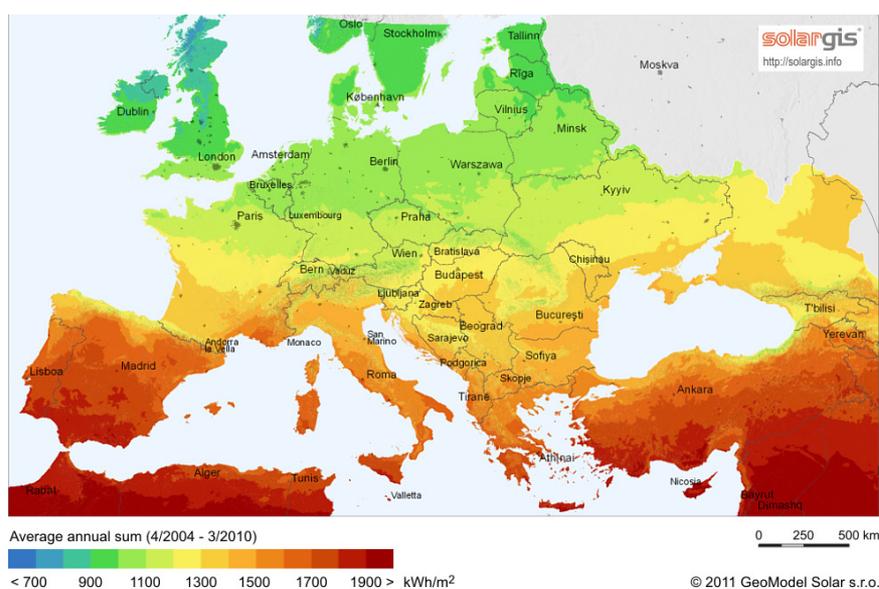


Figura 1.1 – Distribuição da radiação solar horizontal na Europa (média anual).

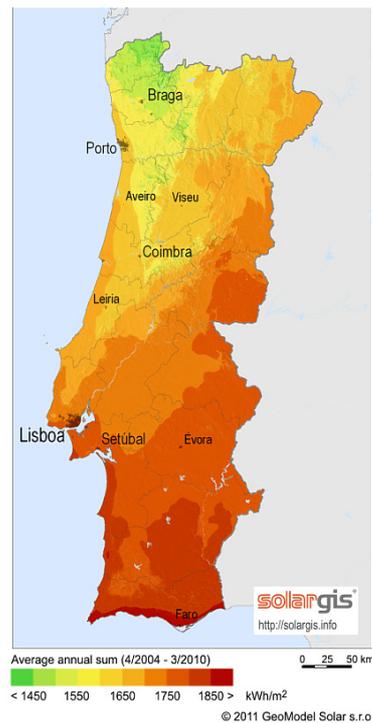


Figura 1.2 – Distribuição da radiação solar horizontal em Portugal (média anual).

### 1.3 – Coletores solares

Como referido anteriormente a energia solar, por ser limpa e inesgotável, surge com particular interesse como alternativa às energias ditas “não-renováveis”. Neste âmbito, os mecanismos que utilizam a energia do sol e a aproveitam sob outras formas de energia útil revestem-se de particular interesse em diversas áreas, designando-se estes mecanismos por coletores solares. Estes podem ser classificados nas seguintes categorias:

- Coletores fotovoltaicos – Convertem diretamente a energia solar em energia elétrica. A energia é captada através de painéis constituídos por uma rede de células fotoelétricas (geralmente de silicone monocristalino). Nas instalações de maior porte a corrente gerada é conduzida a um inversor, passando de contínua a alterna, podendo ser distribuída posteriormente para a rede elétrica (Balfour *et al.*, 2013).
- Coletores solares térmicos – Convertem a energia solar em energia térmica. Funcionam como permutadores de calor absorvendo a radiação solar e

transformando-a em calor, transferindo-a posteriormente para o fluido. Este poderá ser por exemplo, ar, água ou óleo, consoante o fim desejado. O calor transferido pode ser utilizado diretamente ou armazenado em local específico (Kalogirou, 2004).

- Coletores solares fotovoltaicos/térmicos – Resultam da integração dos dois tipos anteriores num só. Neste tipo de sistemas o próprio painel fotovoltaico (ou vários) pode funcionar como elemento absorvedor no sistema térmico, gerando simultaneamente energia elétrica, como se encontra exemplificado nos trabalhos desenvolvidos por Solanki *et al.* (2009) e Sopian *et al.* (2000). Este tipo de coletores tem gerado bastante interesse por parte da comunidade científica e técnica, apresentando um bom rendimento combinado (térmico e elétrico). São utilizados em múltiplas configurações habituais em coletores solares térmicos (Kumar e Rosen, 2011; Tyagi et al., 2012).

Os coletores mencionados no segundo ponto, sendo objeto de estudo na presente dissertação, serão analisados com maior detalhe nos subcapítulos seguintes.

## 1.4 – Coletores solares térmicos

A classificação de coletores solares térmicos é geralmente feita através de dois critérios:

- Se o coletor é fixo (horizontalmente ou com inclinação pré definida) ou móvel.
- Se a área de captação é igual à área de absorção, ou se por sua vez a radiação é focada para um ponto ou área de menor dimensão.

Tian e Zhao (2013) apresentam uma classificação baseada na área de captação em que os coletores se dividem em:

**Não concentradores:** Coletores de placa plana (FPC) e coletores híbridos fotovoltaicos – térmicos (PVT).

**Concentradores:** Coletores parabólicos em disco (PDC), coletores parabólicos tubulares (PTC) e coletores de campo heliostático (HFC).

Por sua vez Kalogirou (2004) propõe uma divisão mais complexa mas largamente referida, que se baseia em ambos os critérios anteriores (movimento e área de captação):

**Coletores estacionários:** Coletores de placa plana (FPC), coletor tubular de evacuação (ETC) e coletor parabólico composto (CPC).

**Coletores móveis concentradores:**

- De movimento segundo um eixo: Refletor linear Fresnel (LFR), coletores parabólicos tubulares (PTC).

- De movimento segundo dois eixos: Disco parabólico refletor (PDR) e coletores de campo heliostático (HFC).

É de seguida feita uma breve descrição dos coletores segundo a classificação de Kalogirou (2004) sendo que as siglas utilizadas, correspondentes às designações em Inglês, são referidas por serem adotadas habitualmente na literatura disponível.

**Coletor de placa plana (FPC)** (*Estacionário, não concentrador*) – Por este ser o tipo de coletor em estudo na presente dissertação, o mesmo será descrito em mais detalhe no subcapítulo 1.5.

**Coletor tubular de evacuação (ETC)** (*Estacionário, não concentrador*) – Consiste num tubo de aquecimento, feito de material altamente condutor, colocado dentro de outro de cobre, selado a vácuo, e que usa como elemento absorvedor uma placa de cobre preto. No topo existe um condensador onde um fluido passa, sofrendo um ciclo de condensação e evaporação por ação da radiação solar, transferindo posteriormente o calor para o sistema pretendido (Figura 1.3). Apresenta como grandes vantagens o facto de ter poucas perdas por condução e convecção devido ao envelope de vácuo, e por permitir bons rendimentos para ângulos de incidência solar muito baixos.

É sobretudo utilizado para o aquecimento de água, geralmente integrado em sistemas com múltiplos tubos (Ayompe e Duffy, 2013; Singh *et al.*, 2013)

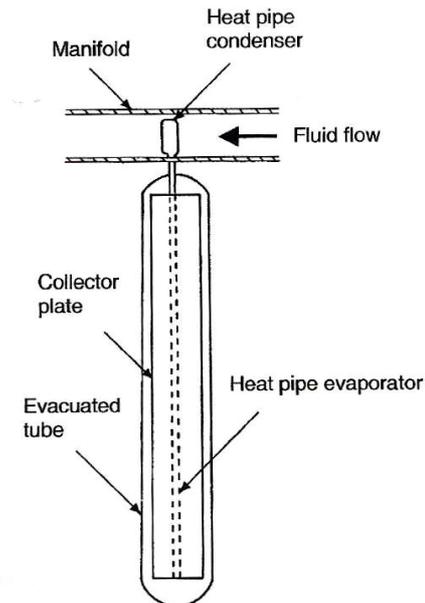


Figura 1.3 – Diagrama esquemático de um coletor de tubo de vácuo (adaptado de Kalogirou, 2004).

**Coletor parabólico composto (CPC)** (*Estacionário, concentrador*) – Consiste numa superfície refletora em forma de parábola que, dentro dos seus limites, concentra a radiação no absorvedor. Pelo seu design é um coletor apto a receber radiação de diferentes ângulos incidentes (Figura 1.4). Este é um tipo de coletor facilmente adaptável, por exemplo, à cozinha solar e/ou sistemas de geração de vapor para cozinhar alimentos (Panwar *et al.*, 2012; Ruivo, 2011).

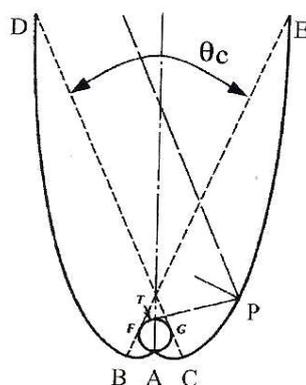


Figura 1.4 – Diagrama esquemático de um coletor parabólico composto (adaptado de Kalogirou, 2004).

**Refletor linear Fresnel (LFR)** (*Movimento segundo um eixo, concentrador*) – Essencialmente usado para produção de eletricidade. Baseia-se num conjunto de espelhos

curvos devidamente colocados para orientação da radiação para um absorvedor, habitualmente de grandes dimensões (Figura 1.5).

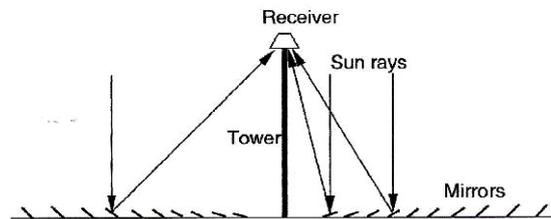


Figura 1.5 – Diagrama esquemático de um coletor linear Fresnel (adaptado de Kalogirou, 2004).

Cada uma destas lentes espelhadas possui um sistema de orientação solar movendo-se geralmente segundo um único eixo. Este tipo de sistema requer bastante espaço e apresenta custos elevados de implementação. Trabalhos recentes procuram mostrar diferentes soluções para coletores Fresnel, otimizando a geometria global do sistema e visando minimizar o espaço utilizado pelas lentes (Facão e Oliveira, 2010), e sugerindo alternativas relativamente simples para aquecimento e cozinha solar (Valmiki *et al.*, 2011).

**Coletor parabólico tubular (PTC)** – (*Movimento segundo um eixo, concentrador*) – É constituído por uma estrutura em forma de parábola revestida com material refletor, onde na linha focal é colocado um tubo preto que funciona como absorvedor. Este é coberto com outro tubo de vidro com vista a minimizar as perdas de calor (Figura 1.6).

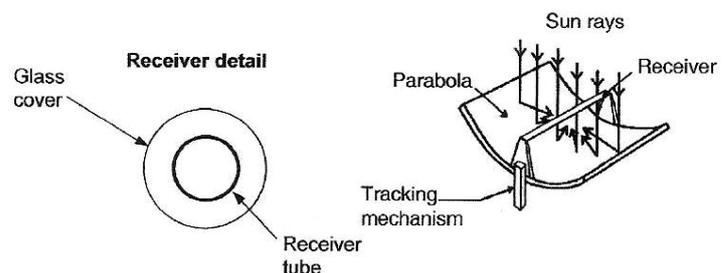


Figura 1.6 – Diagrama esquemático de um coletor parabólico linear (adaptado de Kalogirou, 2004).

Estes coletores apresentam um custo relativamente baixo, permitindo a obtenção de temperaturas elevadas (até 400°C). As aplicações deste tipo de sistema são vastas, desde a sua adaptação a centrais elétricas (Sansoni *et al.*, 2011), até sistemas de refrigeração solar e ar-condicionado (Cabrera *et al.*, 2013).

**Disco parabólico refletor (PDR)** – (*Movimento segundo dois eixos, concentrador*) – Dispositivo em forma de parábola que capta toda a radiação solar segundo um movimento em dois eixos para um único recetor envolvido pelo mesmo (Figura 1.7). É essencialmente usado para produção elétrica (Reddy e Veershetty, 2013). É de salientar também que nestes sistemas se atingem facilmente temperaturas na ordem dos 1500°C.

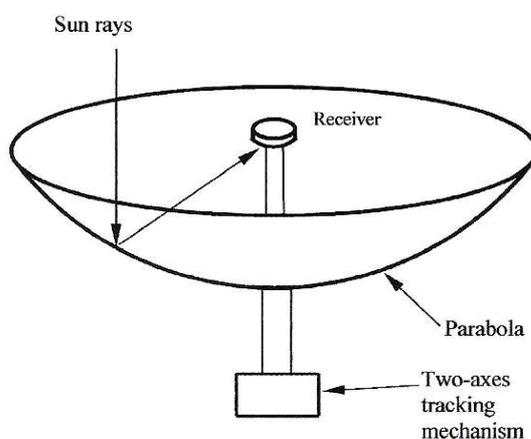


Figura 1.7 – Diagrama esquemático de um disco parabólico refletor (adaptado de Kalogirou, 2004).

**Coletor de campo heliostático (HFC)** – (*Movimento segundo dois eixos, concentrador*) – Constituído por uma multiplicidade de espelhos planos com segmentos côncavos, que permitem concentrar a radiação solar incidente até 1500 vezes, direcionando-a para um recetor, geralmente colocado numa torre (Figura 1.8). A colocação dos helióstatos obedece ao cálculo preciso dos ângulos de incidência ideais para total captação e redirecionamento da energia (Wei *et al.*, 2011). É um sistema que necessita de uma grande área de implementação, contudo permite atingir temperaturas até 1500°C (Kalogirou, 2004). São geralmente utilizados para produção elétrica e aquecimento de água (Tian e Zhao, 2013), no entanto existem outras aplicações possíveis como, por exemplo, a produção de hidrogénio (Ratlamwala *et al.*, 2012).

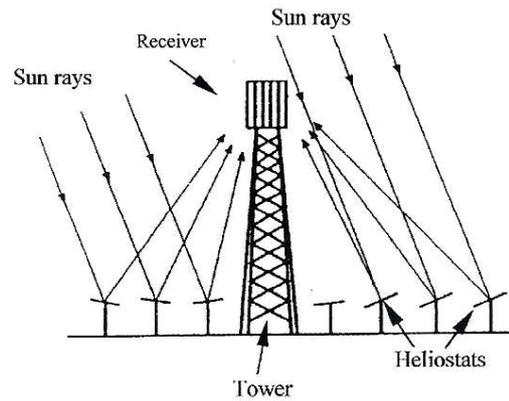


Figura 1.8 – Diagrama esquemático de um coletor de campo heliostático (adaptado de Kalogirou, 2004).

## 1.5 – Coletores térmicos de placa plana (FPC)

Os sistemas FPC (*Flat Plate collectors*; Coletores de placa plana) são do tipo estacionário e não concentrador. Estes coletores, que geralmente se apresentam sob a forma de uma caixa, são colocados horizontalmente ou, idealmente, com uma inclinação de 10 a 15° para melhor captação da radiação incidente. Usados geralmente para o aquecimento de ar e água, são de uma forma geral constituídos por (Kalogirou, 2004; Tian e Zhao, 2013):

- Uma cobertura de um ou mais vidros transparentes, que permitam a passagem da radiação para o coletor.
- Um tubo ou canal que direcione o fluido promotor de transferência de calor (por exemplo, ar) ao longo do coletor.
- O elemento absorvedor que pode ser plano, conter elementos de rugosidade ou preencher totalmente ou parcialmente o canal que conduz o fluido (ver secções 1.5.1 e 1.5.2). Deve ser geralmente revestido por material ou tinta de cor preta por forma a promover a maior absorção de radiação possível.
- Um sistema de aberturas ou válvulas que permita a entrada e a saída do fluido (variável consoante o tipo de coletor).
- Um isolante que evite as perdas de calor pela estrutura do coletor.
- Um contentor ou caixa, que faça o revestimento, confira estrutura e proteja o coletor (este pode também ser o elemento isolante do coletor).

Este tipo de coletores apresenta como principal objetivo e vantagem, o aproveitamento máximo de energia solar ao mais baixo custo, destacando-se precisamente por ser estruturalmente simples quando comparado com a maior parte dos sistemas anteriormente apresentados.

É de salientar que o elemento absorvedor deve permitir uma transferência de calor elevada para o fluido que se pretende aquecer (Tian e Zhao 2013). Esta é uma característica indispensável que deve ser tida em conta no projeto destes coletores, por forma a aumentar o rendimento dos mesmos e, ao mesmo tempo, prevenir sobreaquecimento do dispositivo com inerentes perdas térmicas e/ou possíveis danos estruturais indesejáveis.

Existem contudo alguns coletores de placa plana que, embora apresentando um maior grau de complexidade, permitem o armazenamento de energia. Destacam-se, a título de exemplo, o uso de PCM's (*Phase Change Materials*) (Benli e Dormuş, 2009), de placas de carbono granular (Saxena *et al.*, 2013) ou até de grãos de granito (Jain e Jain, 2004) para este efeito.

No que diz respeito à forma como o fluido circula dentro do coletor, os sistemas de placa plana podem ser subdivididos em dois tipos:

**Coletores “single pass”** – O fluido efetua um único circuito dentro do coletor desde a entrada até à saída do mesmo passando sobre, ou através, do elemento absorvedor (placa ou matriz). Este trajeto pode ser linear ou estendido através de separadores para aumento do percurso disponível para transmissão de calor, mantendo aproximadamente a mesma área de exposição (ver secção 1.5.3). Um esquema simples é apresentado na Figura 1.9.

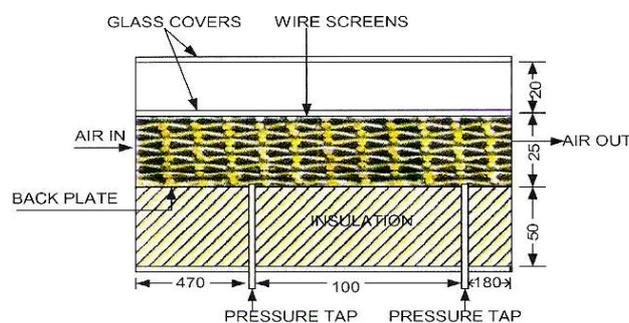


Figura 1.9 – Esquema representativo de um coletor “single pass” com elemento absorvedor constituído por uma matriz porosa metálica (Prasad *et al.*, 2009).

Alguns exemplos estão presentes nos trabalhos de Prasad *et al.* (2009) (estudo de transferência de calor num coletor “single pass” preenchido com uma matriz porosa metálica), Ahmed *et al.* (2005) (acoplamento a uma roda exsicante) e Alta *et al.* (2010) (estudo do comportamento térmico de coletores com vidro simples e duplo, com e sem separadores).

**Coletores “double pass”** – O fluido efetua um percurso duplo dentro do coletor, isto é, a placa absorvedora é colocada ao centro do coletor, por forma a terem-se dois canais onde circula o escoamento. Considerando uma placa plana, a área de transferência de calor é assim duplicada (Chamoli *et al.*, 2012).

Na Figura 1.10, estão representadas, esquematicamente, diferentes configurações para coletores deste tipo considerando como fluido, o ar.

Para as configurações apresentadas podem ser utilizadas matrizes porosas para aumentar a área de transferência de calor, sendo comumente escolhida a opção de preenchimento (total ou parcial) de um dos patamares do coletor com a mesma, passando o fluido (em particular o ar) através da matriz (Dhiman *et al.*, 2012; Sopian *et al.*, 2009).

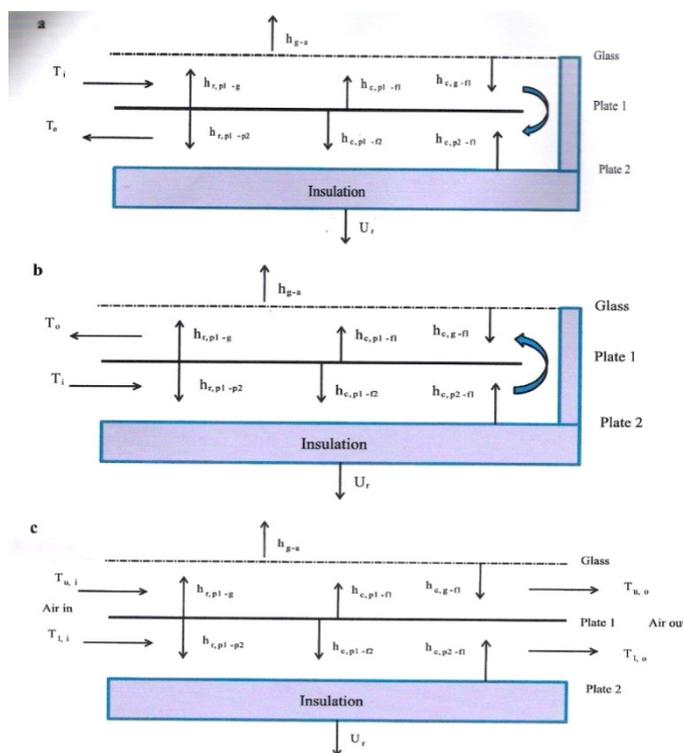


Figura 1.10 – Diferentes configurações para coletores “double pass” para aquecimento de ar (adaptado de Chamoli *et al.*, 2012).

Além dos dispositivos referidos têm sido desenvolvidos outros coletores de placa plana que apresentam algumas modificações que não permitem a inclusão dos mesmos nas categorias mencionadas. Yeh e Ho (2009) consideram o caso em que o elemento absorvedor se encontra sobre o canal de entrada, sendo que parte do ar é recanalizado para uma conduta colocada sob a primeira, reentrando no sistema. Os autores demonstraram, através de simulação numérica, poder obter-se um aumento do rendimento com esta alternativa. Jain e Jain (2004) desenvolveram um coletor em que uma terceira passagem do ar promove a transferência de calor a partir de um sistema de armazenamento de energia. Nos dois últimos casos mencionados o coletor é designado por “*multi-pass*”.

### **1.5.1 - Introdução de elementos de rugosidade**

Muitos dos coletores solares FPC mencionados em 1.5, apresentam como elemento absorvedor da radiação uma placa plana, geralmente pintada de preto para absorver a maior quantidade possível de radiação. Nesta configuração a eficácia da transferência de calor da placa para o escoamento é em geral muito reduzida obtendo-se diferença de temperatura modestas entre a entrada e a saída do coletor, existindo ainda o risco de aquecimento excessivo do dispositivo e consequentes perdas térmicas penalizadoras do rendimento do mesmo. Duas soluções surgem para ultrapassar esta limitação (El-Sawi *et al.*, 2010):

- aumento da área de transferência de calor do elemento absorvedor para o fluido;
- aumento da turbulência dentro do canal onde circula o fluido.

A conjugação das duas soluções é ainda mais vantajosa. Neste sentido, diversas configurações são propostas por diversos autores com vista a aumentar os parâmetros mencionados.

Varun *et al.* (2007) e Kumar *et al.* (2012) apresentam extensas revisões bibliográficas sobre diferentes elementos de rugosidade aplicados na placa absorvedora. Tipos comuns destes elementos são as cunhas, arestas, aros de arame ou saliências aplicadas às placas absorvedoras, padrões em V, placas onduladas ou a inclusão de fios de aço ao longo das condutas.

Diferentes geometrias da placa absorvedora são analisadas por diversos autores. El Sawi *et al.* (2010) demonstraram que um padrão constante de folhas de metal dobradas sobre si em padrão ondulatório aumentavam a eficiência de um coletor solar quando comparadas com um padrão em V e com uma placa absorvedora plana. Varol e Oztop (2008) estudaram o efeito de uma placa absorvedora ondulada comparada com uma plana num coletor em regime de convecção natural, comprovando que a transferência de calor é superior no primeiro caso. Bhushan e Singh (2012) testaram um conjunto de saliências aplicadas à placa absorvedora. Alvarez *et al.* (2004) testaram um coletor “*single pass*” com placa absorvedora constituída por latas de alumínio. O mesmo material foi usado como absorvedor por Esen *et al.* (2009) para modelação de um coletor solar. Gupta e Kaushik (2009) demonstraram que a inclusão de fios de aço ao longo da conduta como elemento de rugosidade permitia ganhos energéticos face a um coletor de placa plana simples.

A inclusão de matrizes porosas metálicas nos coletores deste tipo será abordada com mais detalhe na próxima secção.

### **1.5.2 - Uso de matrizes porosas metálicas**

As matrizes porosas metálicas são comumente utilizadas por responderem de forma eficaz aos problemas mencionados na secção **1.5.1**. Se por um lado estas atuam como elemento de rugosidade promovendo a turbulência no escoamento, permitem também uma elevada transferência de calor por possuírem uma elevada área disponível por unidade de volume (Mittal e Varshney, 2006; Saini e Saini, 1997). Algumas considerações importantes sobre este último aspeto são referidas com mais detalhe na secção **2.2.3**.

Este tipo de matrizes é geralmente constituído por fios metálicos agrupados ou entrelaçados com diâmetro variável e apresentando uma estrutura mais ou menos complexa. No que diz respeito à sua distribuição no coletor podem ser adotadas várias configurações. Mittal e Varshney (2006) usaram, num coletor “*single pass*”, malhas entrelaçadas de fios de aço formando écrans. Por sua vez, e para um coletor de características semelhantes, Prasad *et al.* (2009) procederam à distribuição das malhas de aço entrelaçadas por camadas horizontais (ver Figura 1.9 do subcapítulo **1.5**). Em ambos

os casos, as melhorias dos parâmetros térmicos e aerodinâmicos foi significativa, quando comparados com coletores sem presença de meio poroso. Aldabbagh *et al.* (2010) testaram coletores “*single* e *double pass*” com passagem de ar por camadas de fios de aço sobrepostas, sendo o percurso no segundo coletor descendente e com passagem no meio poroso no patamar inferior. No sistema “*single pass*” todo o coletor encontrava-se preenchido com a matriz porosa. Também El-khawajah *et al.*, (2011) testaram o mesmo material num coletor “*double pass*”, testando especificamente o efeito do uso de diversos separadores ao longo do dispositivo. É precisamente este último aspeto que será de seguida desenvolvido em **1.5.3**.

### **1.5.3 - Uso de separadores internos**

Em alguns coletores referidos em trabalhos científicos (e também no coletor descrito nesta dissertação e presente no capítulo **3**) verifica-se a presença de separadores ao longo do percurso do escoamento. A colocação destas barreiras, que podem ser constituídas por diferentes materiais, visa acima de tudo aumentar o percurso do ar dentro dos sistemas FPC, com inerente aumento da transmissão de calor entre a placa ou matriz absorvedora (ou ambas se for o caso). É o caso dos coletores desenvolvidos por Ahmed *et al.* (2005) (adaptação de coletor “*single pass*” com 4 separadores acoplado a roda exsicante), Alta *et al.* (2010) (com colocação de separadores em coletores “*single pass*” com e sem vidro duplo) e El-khawajah *et al.* (2011) (coletor “*double pass*” com matriz absorvedora e separadores). Nos dois últimos exemplos os objetivos centram-se no efeito da presença dos separadores e a avaliação do aumento do seu número, respetivamente.

Se, por um lado, Alta *et al.* (2010) verificaram maiores variações de temperatura entre a entrada e saída dos coletores e maior rendimento térmico para os casos de presença de separadores, El-khawajah *et al.* (2011) demonstraram que estes parâmetros eram superiores para um maior número de separadores (6 separadores, em comparação com 4 e 2).

À partida poder-se-ia inferir, genericamente, que quanto maior o número de separadores e maior o percurso efetuado pelo ar, melhores rendimentos seriam obtidos pelo aumento da transferência de calor verificada.

Contudo outros fatores entram em jogo. Hu *et al.*, (2013) procuraram encontrar um número ideal de separadores para um coletor construído com 2m<sup>2</sup> de área de exposição, através de simulação numérica. Os autores comprovaram igualmente que o uso de separadores contribui para uma melhor transmissão de calor e consequente aumento do rendimento térmico. Contudo, o estudo mostra que estes podem provocar vórtices no escoamento e causar zonas de aprisionamento de ar quente, que levam a perdas térmicas locais mais elevadas, sendo que os autores referem que estas podem ser minimizadas pela introdução de vidro duplo na cobertura. Para o coletor em causa, o trabalho referido menciona um número ideal de 3 separadores.

O conjunto da literatura disponível não permite inferir um número ótimo de separadores para coletores FPC, sendo que este depende sempre do tipo de estrutura projetada, dos caudais impostos e do comprimento dos próprios separadores, entre outros fatores.

## **1.6 – Secadores solares**

Nos subcapítulos anteriores foram analisados os tipos de coletores solares existentes. Uma das suas possíveis aplicações é a geração de ar quente para uso em processos de secagem. Das múltiplas necessidades, particulares e industriais, no que a este processo termofísico diz respeito, destaca-se na literatura existente, a secagem de produtos agroalimentares. Sendo este um dos objetos de estudo desta dissertação, será dado desde já neste subcapítulo enfoque às aplicações dos sistemas de secagem solar (secadores solares) para estes produtos, sendo dados exemplos práticos de alguns alimentos secados no subcapítulo 1.7.

A secagem é um processo termofísico que consiste na eliminação da água de um produto através da evaporação da mesma. Este processo, no que diz respeito à ação direta do sol, é uma prática ancestral cuja origem documentada remonta á cerca de 10000 anos atrás (Belessiotis e Delyannis, 2011). Foi desde a antiguidade aplicada a sementes, grãos e mesmo carne e peixe sempre com o ponto de vista da maior conservação possível dos alimentos. Tal prende-se com o facto de a secagem permitir uma estabilização da atividade microbológica e redução das reações químicas e enzimáticas (por redução do

teor de água) e, ao mesmo tempo, reduzir o peso dos próprios alimentos com vantagens ao nível do transporte e armazenamento (Ferreira e Candeias, 2005).

Atualmente, a prática da secagem de alimentos reveste-se de particular importância em zonas rurais, nomeadamente de países subdesenvolvidos onde os meios de conservação dos géneros alimentícios não estão ao fácil alcance das populações (Ekechukwu e Norton, 1999; Ramana Murthy, 2009). Numa outra perspetiva, também o interesse em novos produtos faz com que no mercado se possa encontrar um conjunto de alimentos secados, nomeadamente frutos, como é o caso de alguns artigos de índole regional, considerados produtos de excelência e comercializados a preços relativamente elevados. A título de exemplo pode ser destacada a Pera Passa de Viseu (Guiné *et al.*, 2010).

No que diz particularmente respeito à secagem direta ao sol, esta apresenta um conjunto de limitações. Por um lado a sua caracterização, nomeadamente ao nível das alterações ocorridas no produto durante o processo, apresenta uma grande complexidade que torna inclusive a sua reprodução à escala laboratorial bastante complicada (Ramos *et al.*, 2005; Silva *et al.*, 2009). Por outro lado o processo encontra-se sujeito à vulnerabilidade das condições meteorológicas, às poeiras ou à contaminação por insetos (Ferreira e Candeias, 2005). Somam-se a estas contrariedades o conjunto de exigências que a segurança alimentar impõe nos dias de hoje aos produtos comercializados.

No sentido de colmatar estes problemas foram desenvolvidos, sobretudo nas últimas décadas, sistemas mais ou menos complexos de secagem solar que não implicam a exposição direta ao sol. Belessiotis e Delyannis (2011), Ekechukwu e Norton (1999), Ferreira e Candeias (2005), Ramana Murthy (2009) e Sharma *et al.* (2009) descrevem de forma detalhada alguns destes dispositivos, que podem ser classificados de acordo com a Figura 1.11.

De seguida serão descritos, com mais detalhe, cada um destes tipos de secadores. Começando pela classificação vertical presente na Figura 1.11, os secadores solares podem ser:

- **Secadores ativos** – Promovem a convecção forçada do escoamento gasoso. Esta é feita através de ventoinhas ou bombas colocadas à entrada ou saída do sistema (Sharma *et al.*, 2009). Se existirem adicionalmente outras formas de aquecimento do ar que não a garantida pela energia solar, como por exemplo fontes de combustível, biomassa ou gás, com o objetivo de garantia do funcionamento do sistema de secagem em período noturno

ou em condições meteorológicas adversas, os secadores são então designados por híbridos (Belessiotis e Delyannis, 2011).

- **Secadores passivos** – O ar aquecido circula no sistema por convecção natural. São geralmente mais baratos e de fácil construção que os sistemas ativos, no entanto são menos adequados para a secagem de grandes quantidades de produto (Ekechukwu e Norton, 1999).

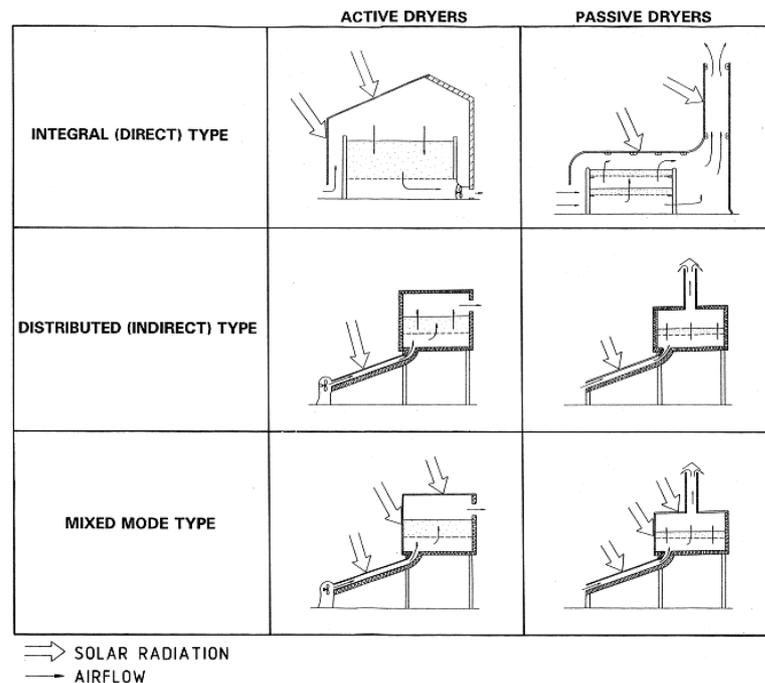


Figura 1.11 – Tipos de secadores solares (adaptado de Ekechukwu e Norton, 1999).

No que diz respeito à forma de aproveitamento da radiação solar, temos da mesma forma para os sistemas ativos e passivos, as seguintes classificações:

- **Secadores diretos** – A radiação solar incide diretamente no local onde o produto a secar se encontra. Embora existam soluções deste género para secagem de pequenos lotes, em formato de caixa coberta com vidro (Saleh e Badran, 2009) ou plástico (Mwithiga e Kigo, 2006), são mais usuais as conhecidas estufas ou túneis, cobertos de filme de plástico (Fohr e Figueiredo, 1987) em modo passivo (Sacilik *et al.*, 2006), ou com sistemas de ventilação forçada (Sethi e Arora, 2009).

- **Secadores indiretos** – A radiação solar incide sobre um sistema de aquecimento do ar (geralmente um coletor FPC), sendo posteriormente canalizada para a câmara de secagem, sendo que esta não está exposta à radiação. O ar circula no sistema através de convecção forçada no caso dos sistemas ativos (Boughali *et al.*, 2009; Lahsasni *et al.*, 2004; Mohamed *et al.*, 2008; Nourhène *et al.*, 2008) ou natural no caso de sistemas passivos (Simate, 2003).

- **Secadores mistos** – Os secadores mistos visam maximizar o aproveitamento da energia solar. Estes apresentam, tal como nos sistemas indiretos, um coletor para aquecimento do ar. Contudo a própria câmara de secagem encontra-se exposta através de uma cobertura transparente (de vidro ou plástico). Tal como nos sistemas anteriores estes podem funcionar em modo ativo (Pardhi e Bhagoria, 2013) ou passivo (Forson *et al.*, 2007; Simate, 2003).

O balanço das vantagens e desvantagens de cada um dos tipos de secadores propostos depende de um vasto leque de fatores. Em termos gerais pode ser afirmado que os secadores ativos apresentam a vantagem de, por efeito de convecção forçada, permitirem tempos de operação mais curtos (Ferreira e Candeias, 2005). Os sistemas indiretos permitem um maior controlo por parte do operador das condições de secagem, pela ausência das variações de temperatura na câmara por ação da radiação solar incidente na mesma e, em particular, no modo ativo com a possibilidade do controlo da velocidade do ar imposta ao sistema. No entanto, os sistemas indiretos apresentam uma maior complexidade e, desde logo, um possível aumento da energia gasta para a operação quando em modo ativo (Belessiotis e Delyannis, 2011).

Assim, a escolha do tipo de secador a usar depende sempre dos custos possíveis de atender, da quantidade de produto a secar, do tempo total de secagem que se pretende (ou seja, realizar o processo com maior ou menor rapidez), das características que se pretendem do produto final e da temperatura de operação. Relativamente a estes pontos, e além da experiência de alguns autores com diversos produtos (alguns dos quais referidos no subcapítulo 1.7), é possível encontrar algumas obras de carácter técnico que permitem ao operador, em função do produto a secar, escolher a instalação e as condições de operação mais adequadas (Couturier *et al.*, 1989, Rozis, 1986).

## **1.7 – Exemplos de secagem de produtos agroalimentares**

Serão de seguida mencionados diferentes produtos agroalimentares secados referidos na literatura. Dentro destes, estão exemplificados casos não só de secagem solar (por exposição ao sol e em secadores solares), como também secagens de carácter convectivo efetuadas em laboratório. A inclusão destas últimas prende-se não só com o facto de alguns trabalhos procurarem simular a secagem solar ou propor soluções para métodos de exposição ao sol, mas também porque qualquer secagem de carácter convectivo em regime contínuo e, especialmente, em regime descontínuo, pode ser facilmente adaptável ao uso dos sistemas solares, nomeadamente com recurso a coletores como fonte de aquecimento do ar, sendo este aspeto explorado com particular atenção no capítulo 4 desta dissertação.

Karathanos e Belissiotis (1997) realizaram secagem de diversos frutos (ameixas, damascos, figos, groselhas e uvas) por secagem solar por exposição direta e em túnel de secagem por convecção forçada, salientando a rapidez do segundo método face ao primeiro no tempo total de operação.

Relativamente aos frutos mencionados, outros autores apresentam também trabalhos interessantes, como por exemplo a secagem solar de figos (Doymaz, 2005) e uvas, quer por exposição direta ao sol, quer pelo uso de diferentes secadores solares passivos (Ramos *et al.*, 2005; Fadhel *et al.*, 2005).

Ainda no que aos frutos diz respeito existem bastantes trabalhos realizados sobre secagem convectiva de maçãs (Golestani *et al.*, 2013; Lengyel 2007; Moreira *et al.*, 2000), e sobre secagem convectiva de peras, sendo que nestes últimos são particularmente interessantes os trabalhos sobre pera *Bartlet* realizados por Park *et al.* (2001a) e Park *et al.* (2001b) e a extensa bibliografia de secagens tradicionais e convectivas de variedades regionais típicas do centro de Portugal Continental (*D.Joaquina e São Bartolomeu*), realizadas pela investigadora Raquel Guiné (Guiné e Castro, 2002; Guiné e Castro, 2003; Guiné, 2006; Guiné *et al.*, 2006; Guiné *et al.*, 2007; Guiné, 2008; Guiné *et al.*, 2010).

Além dos exemplos mencionados existem ainda referências a outros frutos tão diversos como a banana (Jannot *et al.*, 2004), a acerola (Koyuncu *et al.*, 2007), o fruto do cacto (Lahsasni *et al.*, 2004) ou até mesmo espécies mais exóticas como o pepino doce (Uribe *et al.*, 2009).

Dentro do universo dos alimentos secados é ainda possível encontrar outros tão diversos como o tomate (Sacilik *et al.*, 2006) ou até mesmo algas comestíveis (Mohammed *et al.*, 2008).

O conjunto de exemplos mencionados evidencia a ampla aplicação da secagem para conservação dos alimentos e obtenção de novos produtos.

## 2 - Caracterização da matriz porosa metálica

### 2.1 – Interação térmica e dinâmica matriz-escoamento

Para a construção do coletor solar estudado neste trabalho é, primeiramente, necessário conhecer do ponto de vista termofísico o material que constitui a matriz absorvedora e a forma como esta interage com o fluido que se pretende aquecer, neste caso o ar.

Esta matriz porosa metálica é constituída por filamentos de aço longos e de pequeno diâmetro, agrupados de forma heterogénea em camadas. É comercializada em rolos, como o mostrado na Figura 2.1, com um peso aproximado de 1 kg e designada correntemente por palha-de-aço (no que diz respeito à terminologia portuguesa).



Figura 2.1 – Rolo de palha-de-aço.

O tipo de matéria-prima em causa apresenta alguma complexidade ao nível da sua caracterização, sendo sem dúvida nenhuma a heterogeneidade das camadas, o maior dos problemas, como é visível na foto de pormenor (Figura 2.2).



Figura 2.2 – Pormenor da matriz porosa.

São contudo conhecidos algumas das propriedades termofísicas do material que constitui o elemento estrutural desta matriz, o aço, e que se encontram descritos de seguida (Tabela 2.1).

Tabela 2.1 – Propriedades gerais do aço (valores médios para aços com baixo teor em crómio (adaptado de Incropera e deWitt, 1998))

$\rho_{\text{aço}}$	$C_p$	$k$
7830	440	50

Para a determinação dos restantes parâmetros relevantes recorreram-se às instalações experimentais descritas nos subcapítulos 2.2 e 2.3.

Dentro desses parâmetros destaca-se o diâmetro médio do filamento constituinte da matriz. O seu valor pode ser determinado com recurso a instrumentos de ampliação considerável, mas exigindo um número elevado de medições, por forma a obter um valor médio estatisticamente representativo. Em alternativa adotou-se um método indireto que se descreve em pormenor na secção 2.2.1. Com base no valor obtido para o diâmetro é possível estimar a área volúmica de transferência de calor e também a porosidade do meio.

Na secção 2.2.4 serão descritos os ensaios realizados para estudo da interação térmica entre o escoamento gasoso (ar) e a matriz metálica, bem como o modelo físico-

matemático criado para o efeito, o qual se baseia nas equações gerais que regem os mecanismos envolvidos.

A variação temporal da energia interna da matriz, é dada por

$$\dot{Q} = m_m c_{p_m} \frac{dT_m}{dt}, \quad (2.1)$$

sendo o seu valor igual à potência térmica trocada por convecção com o escoamento,

$$\dot{Q} = hA_t(T_{ar} - T_m), \quad (2.2)$$

e, desta forma, o balanço de energia entre a matriz porosa e o ar, admitindo que não há perdas, é definido por,

$$m_m c_{p_m} \frac{dT_m}{dt} = hA_t(T_{ar} - T_m). \quad (2.3)$$

A inclusão de perdas térmicas inerentes à própria instalação experimental será detalhada na referida secção.

Sob o ponto de vista dinâmico importa ainda avaliar a permeabilidade da matriz, traduzida pela respetiva perda de carga, e definida pela Lei de Darcy (Kaviany,1991).

$$U_{ar} = \frac{K}{\mu} \left| \frac{\partial P}{\partial l} \right|, \quad (2.4)$$

onde  $\frac{\partial P}{\partial l}$  representa o gradiente de pressão na direção do escoamento.

Este parâmetro ( $K$ ) será determinado através da instalação experimental descrita em **2.2**, na secção **2.2.5** e também no coletor solar em estudo no subcapítulo **3.4**.

A determinação de outros parâmetros relevantes, nomeadamente as características óticas da matriz tais como os coeficientes de extinção e absorção, será descrita finalmente no subcapítulo **2.3**, e mencionada a sua importância ao nível da construção do coletor solar.

## 2.2 – Instalação experimental

Foi construída uma instalação experimental, cujo esquema e vista geral se mostram nas Figuras 2.3 e 2.4, respetivamente, constituída por um tubo cilíndrico de 60cm de comprimento, dotada de uma secção de entrada e uma secção de saída respetivamente com os comprimentos de 21cm e de 79cm.

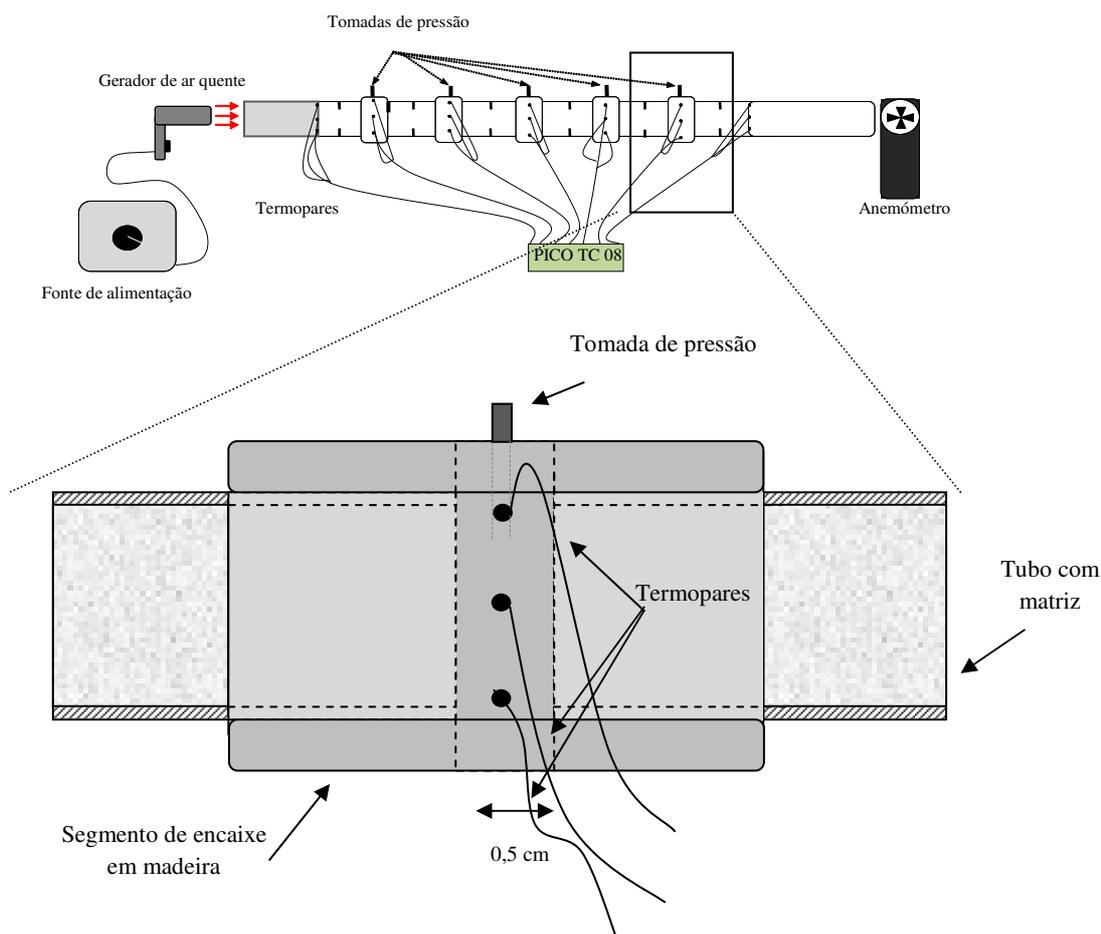


Figura 2.3 – Representação esquemática da instalação experimental e detalhe da união de dois troços da mesma.

A referida conduta, construída em polimetilmetacrilato (PMMA), apresenta um diâmetro interno de 4,17cm e uma espessura de 0,45cm. Os 60cm da secção de teste são resultado da união de 6 troços individuais com 10cm de comprimento. Cada um dos troços foi preenchido com palha-de-aço cortada em discos à medida da conduta, sendo estes colocados cuidadosamente e por forma a preencher a secção por completo sem

compressão dos mesmos. A massa de matriz colocada em cada um dos tubos foi determinada por pesagem numa balança *A&D GF 3000* (A&D Instruments LDA, United Kingdom), com uma precisão de 0.01 g.

A união de cada um dos tubos foi assegurada por segmentos de madeira de diâmetro interno equivalente ao diâmetro externo da conduta, por forma a garantir a junção por encaixe.



Figura 2.4 – Vista geral da instalação experimental.

Em cada um destes segmentos foram realizados três orifícios para colocação de termopares (um por orifício). Cada conjunto de três termopares tipo K, com gama de aquisição de  $-250^{\circ}\text{C}$  a  $1370^{\circ}\text{C}$ , resolução de  $0,025^{\circ}\text{C}$  e erro máximo de 0,5%, foi conectado a um dos canais disponíveis numa placa PICO TC-08, por forma a permitir a medida do valor médio da temperatura na localização considerada. Os orifícios foram cobertos com fita adesiva para garantir a devida estanquicidade da instalação (Figura 2.5).

Ao longo da parede interna da conduta foram instalados 11 discos defletores, separados por 5cm, com um rebordo de 0,5cm. Estes defletores feitos em cartão com espessura aproximada de 1mm, e em madeira nos segmentos de união, têm como função evitar que o escoamento tenha percursos preferenciais junto às paredes da conduta.



Figura 2.5 – Detalhe da instalação com termopares conectados a uma interface PICO TC-08.

De modo a avaliar a queda de pressão ao longo da conduta de ensaio e desta forma poder também avaliar a permeabilidade ( $K$ ) da matriz (ver secção 2.2.5), foram instaladas tomadas de pressão ao centro de cada segmento de junção (Figura 2.6).



Figura 2.6 – Detalhe de uma tomada de pressão.

A secção de entrada é constituída por um tubo de cartão com o mesmo diâmetro da conduta de ensaio. No interior deste, foram colocados 3 discos de palha-de-aço a meio do troço, com o objetivo de uniformizar o escoamento.

Em cada ensaio a velocidade do ar foi medida na secção de saída da instalação, de área conhecida, por meio de um anemómetro integrado num medidor multifunções *Omega X-ATP* (Stamford, United Kingdom), com resolução de  $0,1\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$  (Figura 2.7).

Para gerar o escoamento de ar quente usado nos ensaios utilizou-se um ventilador provido de uma resistência elétrica ligada a uma fonte de alimentação de voltagem regulável.



Figura 2.7 –Medidor multifunções com anemómetro integrado.

### **2.2.1 - Avaliação do diâmetro do filamento da matriz**

Para o cálculo do diâmetro médio do filamento da matriz foram cortados 90 fios de palha-de-aço com 1 metro de comprimento cada, sendo posteriormente divididos em 3 grupos de 30 fios.

Cada um destes grupos foi pesado sucessivamente, acrescentando cada fio de 1 metro, e anotando o valor marcado pela balança eletrónica *A&D GF 3000* (A&D Instruments LDA, United Kingdom). Para cada comprimento considerado foi estabelecida a média da respetiva massa nos 3 grupos de fios.

Na Figura 2.8, encontra-se representada a evolução da massa em função do comprimento de fio. No mesmo gráfico encontra-se a respetiva regressão linear e o correspondente coeficiente de linearidade.

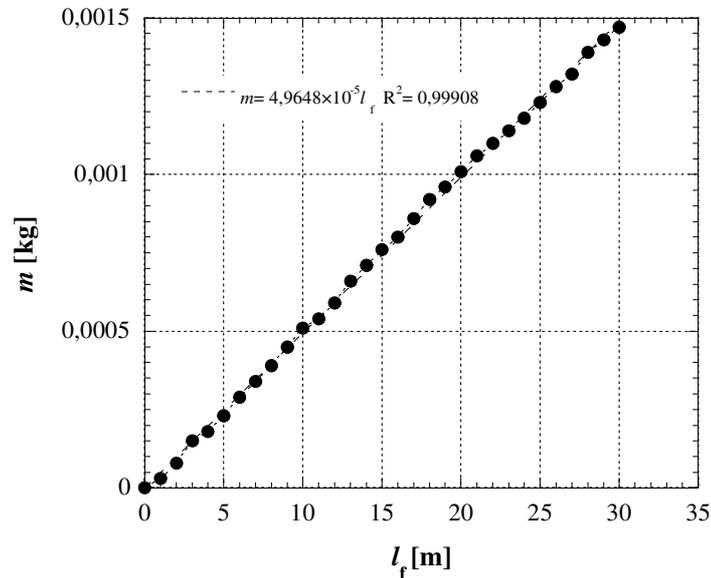


Figura 2.8 – Massa de palha-de-aço (fio) em função do comprimento.

Com base no declive da reta obtida anteriormente, a expressão que permite relacionar o comprimento de palha-de-aço com a sua massa, escreve-se

$$m = 4,9468 \times 10^{-5} l_f . \quad (2.5)$$

Como já se referiu na instalação experimental descrita em 2.2, cada um dos seis tubos contém uma massa de palha-de-aço, previamente medida, sendo os valores indicados na Tabela 2.2 para cada troço bem como a sua média.

Tabela 2.2 – Massa de palha-de-aço em cada um dos troços da tubagem de teste

Troço	1	2	3	4	5	6	Média
$m$ [kg] $\times 10^3$	8,68	8,63	8,61	8,65	8,57	8,62	8,63

Substituindo o valor médio na equação (2.5),

$$8,63 \times 10^{-3} = 4,9648 \times 10^{-5} l_f$$

obtém-se em cada troço um comprimento de fio dado por igual

$$l_f = \frac{8,63 \times 10^{-3}}{4,9648 \times 10^{-5}} = 173,74 \text{ m}.$$

Admitindo por hipótese que o fio constituinte da matriz é cilíndrico o seu volume é definido por

$$V = \frac{\pi d_f^2 l_f}{4}. \quad (2.6)$$

Recorrendo à definição de massa volúmica pode escrever-se a seguinte relação

$$\rho_{\text{aço}} = \frac{m}{V}. \quad (2.7)$$

Uma vez que a massa de palha-de-aço em cada secção cilíndrica é conhecida, podem escrever-se, combinando as equações (2.6) e (2.7), as relações seguintes:

$$\frac{m}{\rho_{\text{aço}}} = \frac{\pi d_f^2 l_f}{4}, \quad (2.8)$$

$$d_f^2 = \frac{m \times 4}{\rho_{\text{aço}} \pi l_f}, \quad (2.9)$$

a última das quais, por substituição das grandezas conhecidas, conduz ao valor  $d_f = 8,987 \times 10^{-5} \text{ m}$ , valor esse que é tomado como diâmetro médio do fio de palha-de-aço.

Apesar da informação disponível no que diz respeito às características dimensionais do material em causa não ser abundante, o valor encontrado é comparável com os referidos por alguns fabricantes deste tipo de desperdício na sua comercialização

como palha-de-aço - para a nº3 (a utilizada neste trabalho) o diâmetro indicado é de 0,09 mm, muito próximo portanto do obtido pela técnica anteriormente exposta.

### 2.2.2 - Determinação da porosidade

A porosidade de um meio é definida como a razão entre o volume de espaços vazios (ou poros) e o volume total ocupado pela mesmo:

$$\varepsilon = \frac{V_p}{V_t} . \quad (2.10)$$

No caso em apreço as secções cilíndricas com um comprimento ( $l$ ) de 10 cm e um diâmetro de 4,17 cm, encontram-se preenchidas com matriz porosa, não compactada e de massa conhecida (Tabela 2.2), pelo que o volume da secção e o ocupado pela matriz são dados respetivamente por:

$$V_t = \frac{\pi d_t^2 l_t}{4} \quad (2.11)$$

e

$$V_m = \frac{\pi d_f^2 l_f}{4} , \quad (2.12)$$

e o volume de vazios pela diferença

$$V_p = V_t - V_m . \quad (2.13)$$

Combinando as expressões (2.10) e (2.13), obtém-se a porosidade

$$\varepsilon = \frac{V_t - V_m}{V_t} = \frac{1,37 \times 10^{-4} - 1,10 \times 10^{-6}}{1,37 \times 10^{-4}} = 0,99 . \quad (2.14)$$

O valor obtido, relativamente elevado, é comparável com os referidos para matrizes porosas metálicas, tendo em conta que estas apresentam estruturas e diâmetros dos filamentos diferentes.

A Tabela 2.3, apresenta os valores de porosidade obtidos por outros autores para matrizes porosas metálicas (fios ou espumas de metal) nas mais variadas aplicações. Também Kaviany (1991) refere um valor genérico de porosidade para matrizes do tipo “espuma metálica” de 0,98. Como é visível os valores reportados pelos diversos autores mencionados na Tabela 2.3, à exceção de Setekleiv e Svendsen (2012), são menores.

Tabela 2.3 – Valores de porosidade para diferentes matrizes porosas metálicas

Referência	Tipo de matriz	$d_f$ ( $\times 10^3$ )	$\epsilon$
Dyga e Płaczec (2010)	Fios de aço ( <i>wire mesh</i> )	0,25	0,76
Mittal e Varshney (2006)	Fios de aço ( <i>wire mesh</i> )	0,36-0,79	0,89-0,96
Prasad <i>et al.</i> (2009)	Fios de aço ( <i>wire mesh</i> )	1,06-1,48	0,60-0,82
Setekleiv e Svendsen (2012)	Fios de aço ( <i>wire mesh</i> )	0,15-0,27	0,98-0,99
Referência	Tipo de matriz	Poros (por cm)	$\epsilon$
Dukhan e Ali (2012)	Espuma de alumínio	25,4-50,8	0,89-0,90
Hutter <i>et al.</i> (2011)	Espuma de cobre	50,8-76,2	0,83-0,86
Kamath <i>et al.</i> (2011)	Espuma de alumínio	25,4-114,3	0,90-0,95
Kurtbas e Celic (2009)	Espuma de alumínio	25,4-76,2	0,93

Pode constatar-se que, para as diferentes matrizes referidas, a variação é bastante elevada, o que pode ser justificado ao mesmo tempo pela especificidade de cada tipo de matriz e pela grande dificuldade da determinação do parâmetro em si.

### 2.2.3 - Estimativa da área volúmica de transferência de calor

O conhecimento do valor do diâmetro da matriz, e do comprimento da mesma existente em cada uma das seis secções da instalação descrita, permite estimar a área de transferência de calor aferida à unidade de volume, designada frequentemente por área volúmica do meio poroso.

Continuando a admitir a hipótese de que o fio constituinte da matriz é cilíndrico, a área externa total correspondente a um comprimento  $l_f$  é dada por

$$A_t = \pi d_f l_f, \quad (2.15)$$

sendo então a área de transferência de calor volúmica definida pela razão

$$A_v = \frac{A_t}{V_t} = \frac{\pi d_f l_f}{V_t} = \frac{\pi \times 0,0000899 \times 173,74}{\frac{\pi \times 0,0417^2}{4} \times 0,1} = 359,18 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-3}. \quad (2.16)$$

O valor em causa deve sempre ser tomado como um máximo para este parâmetro. De facto, o seu cálculo não toma em consideração possível existência de áreas de contacto entre os fios da matriz, certamente de muito pequena dimensão mas em número elevado e não determinável de forma simples, pelo que é de admitir que a área efetiva para a transferência de calor possa ser menor. A estrutura tridimensional das matrizes porosas (e da palha-de-aço em particular) é muito complexa e as referidas áreas de contacto entre elementos de matriz podem apresentar relevância significativa (Kaviany, 1991).

Na Tabela 2.4 resumem-se os valores deste parâmetro indicados por alguns autores para matrizes de natureza semelhante, sendo constatada a proximidade dos valores indicados com o obtido pelo método acima descrito.

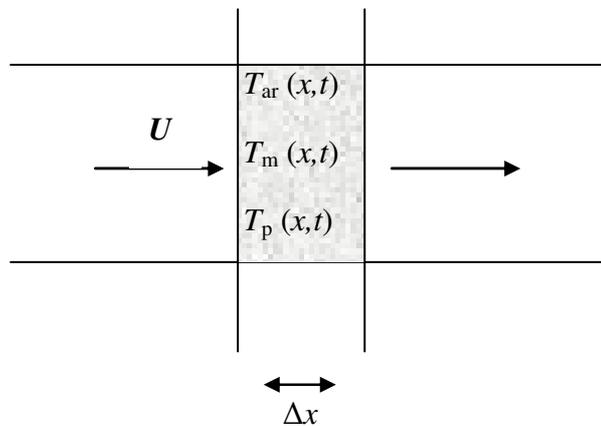
Tabela 2.4 – Valores obtidos para a área de transferência de calor por diversos autores

Referência	Tipo de matriz	$d$ ( $\times 10^3$ )	$A_v$
Kołodziej <i>et al.</i> (2012)	Ecrãs de metal	0,05-0,5	785-6280
Prasad <i>et al.</i> (2009)	Fios de aço ( <i>wire mesh</i> )	1,06-1,48	604-1512
Setekleiv e Svendsen (2012)	Fios de aço ( <i>wire mesh</i> )	0,15-0,27	283-593

Constata-se que os valores referidos na tabela apresentam uma dispersão acentuada entre si, o que realça a complexidade deste tipo de matrizes e as dificuldades na determinação da grandeza em causa.

## 2.2.4 - Coeficiente de transferência de calor por convecção – ponderação das incertezas

Foi elaborado um programa de cálculo em *Visual Basic* para modelar a interação térmica entre um escoamento gasoso (ar) e a matriz na instalação experimental descrita anteriormente em 2.2., nomeadamente para possibilitar a comparação entre os valores da temperatura do ar obtidos por via experimental, ao longo do tempo e em diferentes secções da conduta, e os calculados pelo programa desenvolvido. O modelo toma como domínio de cálculo o que se representa no esquema seguinte,



e baseia-se nas equações de conservação de energia aplicadas ao escoamento e à matriz, reescrevendo a equação (2.3) na forma

$$\frac{dm_m}{dx} c_{p_m} \frac{dT_m}{dt} = h \frac{dA_t}{dx} (T_{ar} - T_m) \quad (2.17)$$

bem como na equação de balanço entre o escoamento e a parede, que se escreve

$$\frac{dm_p}{dx} c_{p_p} \frac{dT_p}{dt} = h \frac{dA_p}{dx} (T_{ar} - T_p) , \quad (2.18)$$

à qual se junta a equação seguinte:

$$-\dot{m}_{ar} c_{p_{ar}} \frac{dT_{ar}}{dx} = h \frac{dA_t}{dx} (T_{ar} - T_m) + h \frac{dA_p}{dx} (T_{ar} - T_p) \quad (2.19)$$

que inclui um termo de perdas térmicas para a parede do tubo (2º termo do segundo membro da expressão).

O sistema de equações (2.17), (2.18) e (2.19) resolve-se nas incógnitas  $T_{ar}$ ,  $T_m$  e  $T_p$  ao longo do comprimento e do tempo, admitindo como condição de fronteira à entrada ( $x=0$ ) 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.

Admitem-se as hipóteses seguintes:

1. Em cada secção reta do domínio a temperatura do ar e da matriz são uniformes não se considerando portanto gradientes radiais desta grandeza.
2. Desprezam-se os termos de condução axiais, quer no escoamento, quer na matriz quer na própria parede; de facto, e no que respeita à matriz, apesar da sua condutibilidade térmica relativamente elevada (ver Tabela 2.1), a área transversa da matriz metálica é, de acordo com os valores obtidos para a porosidade, cerca de 1% da área total da secção considerada.
3. Admite-se que o ar é um fluido incompressível.
4. Todos os espaços porosos são abertos e interconectados, significando que a fase fluida escoa através de todo o espaço vazio.

Como se admite que a distribuição espacial da malha metálica é uniforme e isotrópica, algumas das grandezas presentes nas equações têm uma relação linear com a abcissa  $x$ , sendo imediatamente determináveis os parâmetros seguintes:

$$\frac{dm_m}{dx} = \frac{m_{m_i}}{L} = 0,0863 \text{kg.m}^{-1}. \quad (2.20)$$

Relações análogas podem ser estabelecidas para massa e para a área da parede, respetivamente:

$$\frac{dm_p}{dx} = \frac{m_{p_i}}{L} = \frac{\pi d_t e_p \rho_p L}{L} = 0,683 \text{kg.m}^{-1} \quad (2.21)$$

$$\frac{dA_p}{dx} = \frac{A_{p_i}}{L} = \frac{\pi d_t L}{L} = \pi d_t = 3,14 \times 0,0417 = 0,131 \text{m}^2.\text{m}^{-1}. \quad (2.22)$$

A área de transferência de calor por metro pode ser também determinada pelos parâmetros devidamente calculados em **2.2.1**.

$$\frac{dA_t}{dx} = \frac{\pi d_f l_f}{0,1} = 0,49 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-1}. \quad (2.23)$$

O programa apresenta como resultados os valores para a temperatura do ar ( $T_{ar}$ ), da matriz ( $T_m$ ) e da parede ( $T_p$ ), discretizando as equações do modelo para incrementos de tempo ( $\Delta t$ ) e de comprimento ( $\Delta x$ ).

**Temperatura do ar:**

$$T_{ar}(x+1,t) = \frac{1}{\dot{m}_{ar} \times c_{par} + \frac{hA_p \Delta x}{2} + \frac{hA_t \Delta x}{2}} \times \left[ \left( \dot{m}_{ar} c_{par} - \frac{hA_p \Delta x}{2} - \frac{hA_t \Delta x}{2} \right) \times T_{ar}(x,t) + hA_p \Delta x T_p(x,t) + hA_t \Delta x T_m(x,t) \right] \quad (2.24)$$

**Temperatura da matriz:**

$$T_m(x,t+1) = \frac{1}{\frac{hA_t \Delta x}{2} + \frac{m_m c_{pm} \Delta x}{\Delta t}} \times \left[ \frac{m_m c_{pm} \Delta x}{\Delta t} \times T_m(x,t) - \frac{hA_t \Delta x}{2} \times T_m(x,t) + \frac{hA_t \Delta x}{2} \times T_{ar}(x+1,t) + \frac{hA_t \Delta x}{2} \times T_{ar}(x,t) \right] \quad (2.25)$$

**Temperatura da parede:**

$$T_p(x,t+1) = \frac{1}{\frac{hA_p \Delta x}{2} + \frac{m_p c_{pp} \Delta x}{\Delta t}} \times \left[ \frac{m_p c_{pp} \Delta x}{\Delta t} \times T_p(x,t) - \frac{hA_p \Delta x}{2} \times T_p(x,t) + \frac{hA_p \Delta x}{2} \times T_{ar}(x,t) + \frac{hA_p \Delta x}{2} \times T_{ar}(x,t) \right] \quad (2.26)$$

Tomam-se no cálculo os valores seguintes das propriedades termofísicas presentes:

$$c_{pm} = 440 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{°C}^{-1}; c_{par} = 1008 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{°C}^{-1}; c_{pp} = 1500 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{°C}^{-1}; \rho_p = 1160 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}.$$

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

A aquisição da temperatura do ar foi feita com o período de 1 segundo e registada nas localizações descritas em 2.2, sendo o tempo total de cada ensaio correspondente a 60 segundos.

São de seguida apresentados, como exemplo, dois dos ensaios realizados para diferentes velocidades e temperaturas. Na Tabela 2.5, estão descritas as condições dos ensaios.

Tabela 2.5 – Condições dos ensaios de interação térmica ar-matriz

Ensaio	$U$	$T_i$	$T_{max}$
1	1,2	23,0	61,3
2	1,4	20,0	83,0

Para comparação entre os dados obtidos experimentalmente e os calculados pelo modelo, foram realizados dois tipos de abordagem:

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

Em ambos os casos, a temperatura foi normalizada, para melhor comparação dos dados obtidos, através da expressão

$$T^* = 1 - \frac{T_{ar} - T_{max}}{T_i - T_{max}}, \quad (2.27)$$

sendo  $T_i$  a temperatura inicial do sistema e  $T_{max}$  a temperatura máxima medida à entrada do tubo ( $x=0$ ).

Nas Figuras 2.9 e 2.10 estão representados os valores da temperatura normalizada em função do tempo para duas secções,  $x=0,2\text{m}$  e  $x=0,4\text{m}$ . Nas Figuras 2.11 e 2.12 encontram-se os valores de temperatura em função do comprimento para os instantes  $t=40\text{s}$  e  $t=60\text{s}$ , respetivamente. As curvas do modelo foram obtidas para três diferentes valores do coeficiente de transferência convectiva,  $h$ .

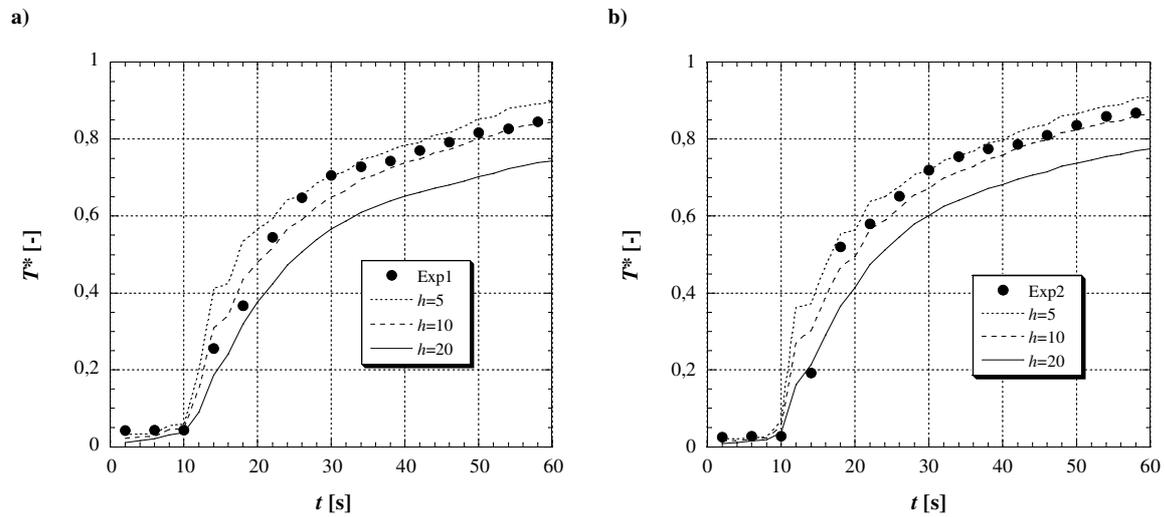


Figura 2.9 – Temperatura normalizada em função do tempo: a) Ensaio 1; b) Ensaio 2, em  $x=0,2\text{m}$ .

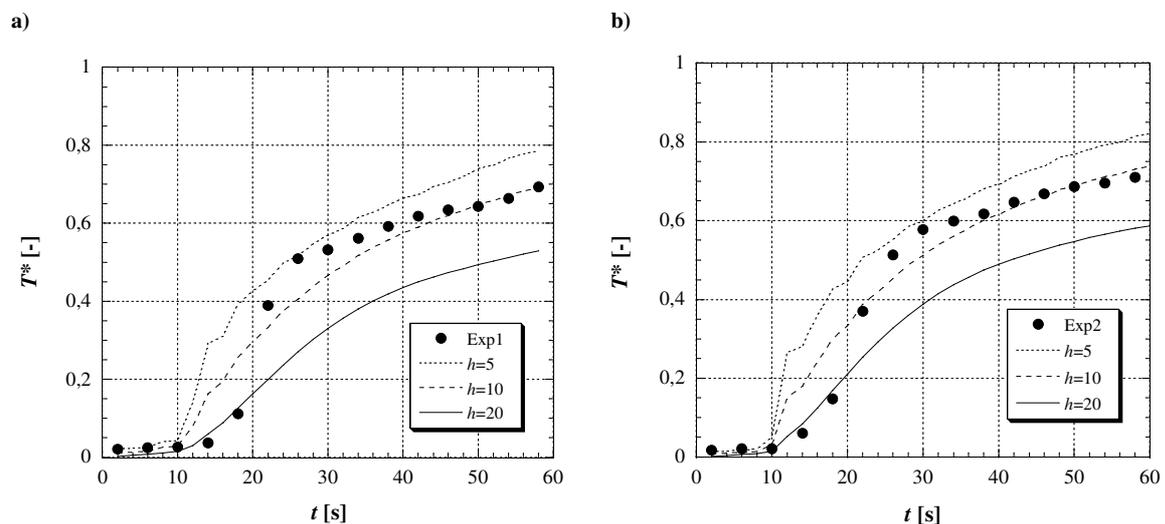


Figura 2.10 – Temperatura normalizada em função do tempo: a) Ensaio 1; b) Ensaio 2, em  $x=0,4\text{m}$ .

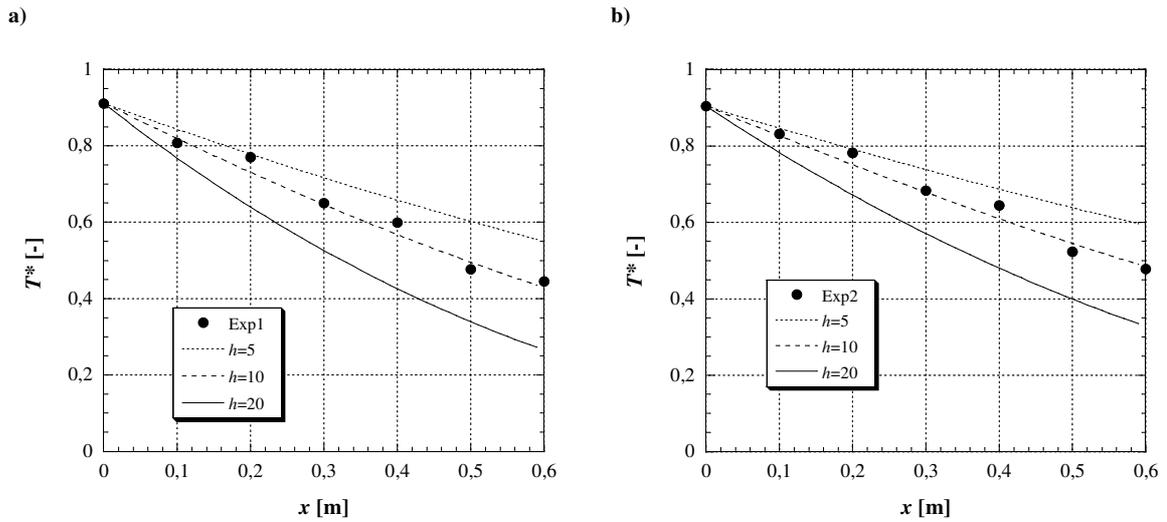


Figura 2.11 – Temperatura normalizada em função do comprimento: a) Ensaio 1; b) Ensaio 2, para  $t=40s$ .

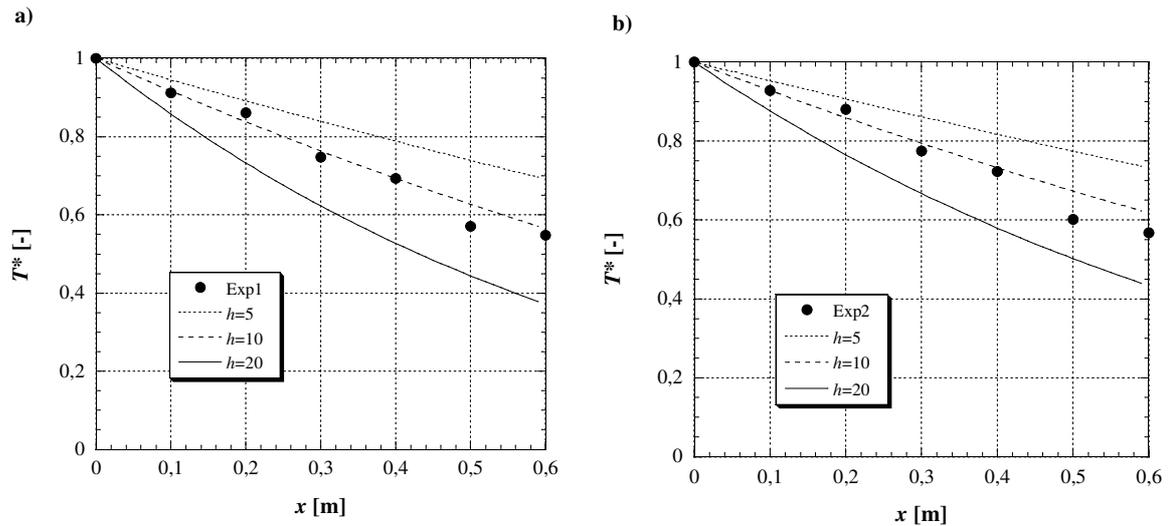


Figura 2.12 – Temperatura normalizada em função do comprimento: a) Ensaio 1; b) Ensaio 2, para  $t=60s$ .

Como é possível constatar nos resultados apresentados, denota-se um comportamento próximo entre os dados fornecidos pelo modelo matemático e os obtidos experimentalmente. Para cada uma das localizações observa-se, contudo, que essa proximidade se acentua para tempos maiores, verificando-se algum desfasamento inicial. No cômputo geral quer para  $t$  fixo, quer para  $x$  fixo, os dados modelados aproximam-se

dos experimentais para um valor de coeficiente de transmissão de calor ( $h$ ) próximo de  $10 \text{ W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$ .

Existe alguma dificuldade em encontrar referências sobre este parâmetro na interação térmica entre matrizes porosas deste tipo e o ar. Dyga e Płaczec (2010) referem precisamente este aspeto no trabalho que realizaram em conduta preenchida com uma matriz porosa metálica, para diferentes velocidades do escoamento. Na gama de velocidades comparável, os autores determinaram valores de  $h$  entre 10 e  $20 \text{ W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$ . Bird *et al.* (1960), apresentam um conjunto de fórmulas empíricas para determinação do coeficiente de transferência de calor em meios porosos. Contudo, os valores indicados para configurações próximas da palha-de-aço usada no presente estudo são maiores, podendo dever-se ao facto de esta não se enquadrar inteiramente em nenhuma das configurações propostas.

A metodologia proposta para a análise da interação entre um escoamento e uma matriz porosa permanece válida, mesmo não sendo possível o conhecimento rigoroso da área de transferência de calor, e portanto a avaliação do coeficiente  $h$ . Contudo para efeitos práticos apenas interessa conhecer o valor da condutância ( $h A_t$ ) e, como se pode constatar, este é determinável por comparação entre os resultados experimentais e os modelados. Consequentemente pode dizer-se que a concordância entre os resultados experimentais e os obtidos por via numérica é garantida com um valor da condutância

$$\chi_t = A_t \times h = 0,489 \times 10 = 4,89 \text{ W}.\text{°C}^{-1}. \quad (2.28)$$

### **2.2.5 - Determinação da permeabilidade da matriz**

Um aspeto importante era garantir, na medida do possível, uma distribuição homogénea da matriz porosa no interior da conduta utilizada. Nesse sentido foram realizados testes de variação de pressão (perda de carga) ao longo da tubagem. Os resultados das medidas efetuadas permitem também determinar a permeabilidade do meio poroso.

Para determinação da queda de pressão ao longo da tubagem ligaram-se as diferentes tomadas de pressão a um manómetro (neste caso um manómetro *Testo 520*, com gama de aquisição de 0 a 20000 Pa, erro máximo de 0,5% para valores inferiores a

2000 Pa e resolução mínima de 10Pa, apresentando o output em mbar). Foram feitas leituras para diferentes velocidades de ar impostas ao sistema à temperatura ambiente ( $\approx 25^\circ\text{C}$ ) nas diferentes tomadas de pressão às distâncias de 0, 0,1, 0,2, 0,4, 0,5 e 0,6m, contadas a partir da entrada.

Considerando 2 pontos separados por uma distância  $l$ , a variação de pressão tem uma dependência linear com o comprimento e é dada por

$$\Delta p = K' \frac{1}{2} \rho_{\text{ar}} U^2 l, \quad (2.29)$$

em que  $K'$ , aqui definido como coeficiente de perda de carga, se apresenta em  $[\text{m}^{-1}]$ .

Aplicando a expressão anterior a 2 ensaios com diferentes velocidades pode escrever-se, para cada um:

$$\frac{\Delta p_1}{l} = K' \frac{1}{2} \rho_{\text{ar}} U_1^2, \quad (2.30)$$

e

$$\frac{\Delta p_2}{l} = K' \frac{1}{2} \rho_{\text{ar}} U_2^2, \quad (2.31)$$

sendo óbvio que os declives das retas ( $m_1$  e  $m_2$ ) são proporcionais aos quadrados das velocidades impostas.

$$\frac{m_1}{m_2} \approx \frac{U_1^2}{U_2^2}. \quad (2.32)$$

As velocidades usadas nos seis ensaios realizados encontram-se indicadas na Tabela 2.6. A pressão (convertida em Pa), em função do comprimento, expresso em metros, encontra-se representada na Figura (2.13) para os seis ensaios realizados. Denota-se, pela análise das retas de tendência, uma apreciável linearidade com valores elevados de  $R^2$ . Através dos declives obtidos importa verificar a existência da relação expressa na equação (2.32). Para os 6 ensaios com velocidades diferentes, é possível representar relações de declives e quadrado das velocidades.

Tabela 2.6 – Velocidades do ar para os diferentes ensaios de avaliação da queda de pressão

Ensaio	$U$
E1	1,35
E2	1,40
E3	1,50
E4	1,60
E5	1,70
E6	1,80

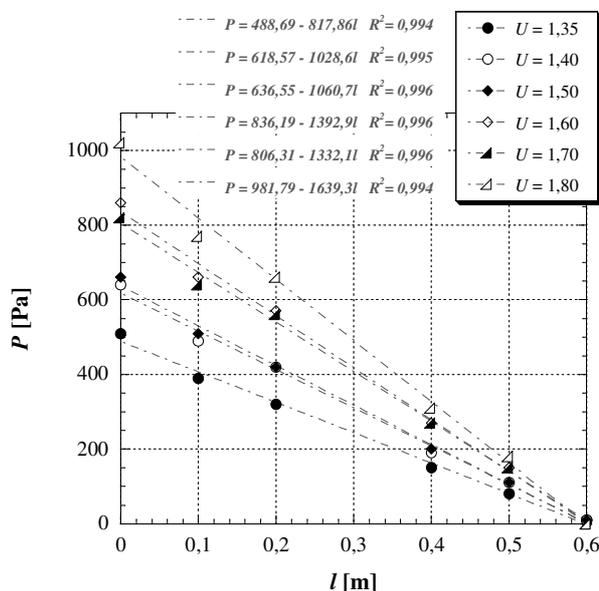


Figura 2.13 – Pressão ao longo da instalação experimental para diferentes velocidades de ar.

Na Figura 2.14 apresentam-se as referidas relações. Neste caso, a reta de tendência perfeita corresponde à proporcionalidade definida na equação (2.32). No gráfico os índices  $w$  e  $z$  indicam dois ensaios diferentes. Observa-se uma apreciável linearidade, apesar de alguma dispersão de dados, correspondente a uma variação média de 10%. Estas variações são essencialmente causadas por dois fatores: por um lado, a já referida elevada heterogeneidade da matriz; por outro, a possível existência de escoamentos preferenciais, em parte causados por entrelaçamentos e reajustes da matriz dentro da conduta da instalação experimental.

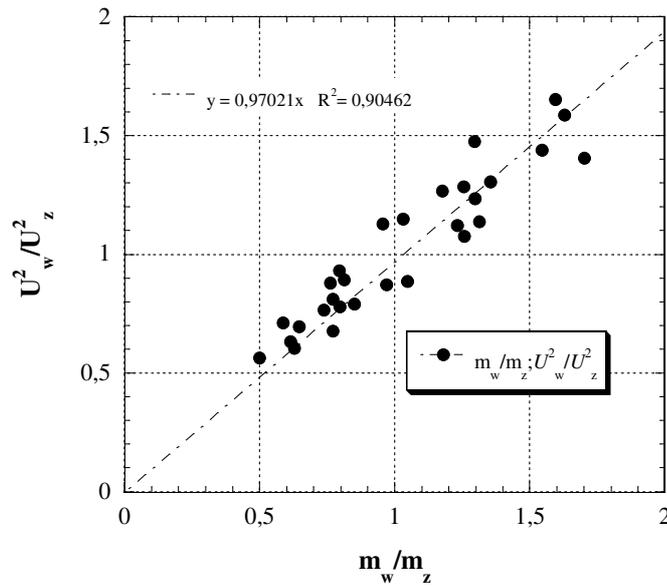


Figura 2.14 – Relação entre a razão dos declives e o quadrado da velocidade de ensaios a diferentes velocidades.

Avaliada a queda de pressão nos troços referidos é possível obter um valor da permeabilidade da matriz. Esta pode ser traduzida por rearranjo da lei de Darcy da seguinte forma:

$$K = \frac{U \times \mu}{\left| \frac{\partial P}{\partial l} \right|} . \quad (2.33)$$

Para os diferentes troços considerados, foi calculado o gradiente de pressão ( $\frac{\partial P}{\partial l}$ ) nas unidades [Pa.m<sup>-1</sup>]. Consequentemente, aplicando a equação (2.33), foi determinado para cada troço o coeficiente de permeabilidade, sendo o valor de viscosidade dinâmica considerado à temperatura ambiente de 25°C,  $\mu = 1,84 \times 10^{-5}$  Pa.s. Na Tabela 2.7 são apresentados os valores de  $K$  médios e o desvio padrão por troço e por ensaio. Globalmente o valor médio obtido foi  $K = 2,55 \times 10^{-8} \text{m}^2$ .

Tabela 2.7 – Valores do coeficiente de permeabilidade para os diferentes troços e ensaios em análise

Troços da instalação			Ensaio		
	Média	$\sigma$		Média	$\sigma$
<b>0m – 0,1m</b>	$1,69 \times 10^{-8}$	$2,65 \times 10^{-9}$	<b>E1</b>	$3,13 \times 10^{-8}$	$6,50 \times 10^{-9}$
<b>0,1m – 0,2m</b>	$3,41 \times 10^{-8}$	$3,57 \times 10^{-9}$	<b>E2</b>	$2,69 \times 10^{-8}$	$7,78 \times 10^{-9}$
<b>0,2m – 0,4m</b>	$2,28 \times 10^{-8}$	$3,83 \times 10^{-9}$	<b>E3</b>	$2,65 \times 10^{-8}$	$5,09 \times 10^{-9}$
<b>0,4m – 0,5m</b>	$2,91 \times 10^{-8}$	$4,38 \times 10^{-9}$	<b>E4</b>	$2,22 \times 10^{-8}$	$6,80 \times 10^{-9}$
<b>0,5m – 0,6m</b>	$2,46 \times 10^{-8}$	$6,42 \times 10^{-9}$	<b>E5</b>	$2,50 \times 10^{-8}$	$8,47 \times 10^{-9}$
			<b>E6</b>	$2,12 \times 10^{-8}$	$6,59 \times 10^{-9}$

Denota-se alguma diferença no valor da permeabilidade relativamente aos troços considerados. Observa-se que o valor mais baixo se verifica no troço 0 a 0,1m. Este facto pode ser justificado por alguma aglomeração da matriz nesta zona da instalação. Por outro lado também o aumento da velocidade do ar nos ensaios parece influenciar negativamente o valor do coeficiente de permeabilidade. Certo é que o valor de  $K$  varia, quer entre diferentes secções, quer em função da velocidade, pese embora estas variações não sejam muito acentuadas. A análise da Figura 2.15, que representa o coeficiente de permeabilidade em função da velocidade do ar, permite observar melhor estas oscilações. Em caso de distribuição perfeita da matriz seria expectável uma justaposição dos valores de permeabilidade nos diferentes troços, independentemente da velocidade do escoamento, numa única linha horizontal com  $K$  constante. Essa linha encontra-se representada na mesma figura, juntamente com os valores médios para as diferentes velocidades do ar.

A Tabela 2.8 apresenta, a título comparativo, valores obtidos por alguns autores do coeficiente de permeabilidade para diferentes matrizes porosas metálicas. De uma forma geral, pode-se afirmar que o valor obtido,  $K = 2,55 \times 10^{-8} \text{ m}^2$ , se enquadra dentro de valores aceitáveis para este tipo de matriz porosa.

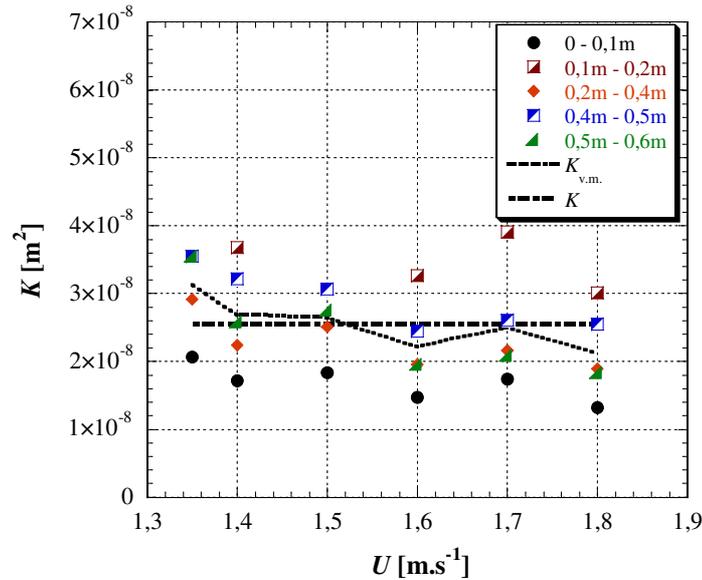


Figura 2.15 – Coeficiente de permeabilidade para cada troço em função da velocidade do ar ( $v_{v.m.}$  – valor médio por ensaio).

Tabela 2.8 – Valores do coeficiente de permeabilidade determinados por diversos autores

Autor	Tipo de matriz	$K$
Dyga e Płaczec (2010)	Fios de aço ( <i>wire mesh</i> )	$9,4 \times 10^{-9}$
Kamath <i>et al.</i> (2011)	Espuma de alumínio	$4,2 \times 10^{-8} - 2,5 \times 10^{-7}$
Kurtbas e Celik (2009)	Espuma de alumínio	$6,3 \times 10^{-8} - 1,0 \times 10^{-7}$

### 2.3 – Determinação dos coeficientes de atenuação e absorção da radiação

Foram realizados diversos testes de radiação com o intuito de achar os valores correspondentes aos coeficientes de atenuação e absorção da matriz, por forma a determinar a espessura de meio poroso ideal a aplicar no coletor solar. O procedimento efetuado encontra-se descrito com detalhe nos subcapítulos seguintes. Nos ensaios foram usadas duas metodologias: O recurso a uma fonte de radiação em meio laboratorial e testes diretos usando a radiação solar. Como será devidamente explicado procurou-se sempre uma fonte colimada de modo a evitar a dispersão da radiação com consequente alteração dos resultados obtidos. Tal foi garantido artificialmente no caso dos ensaios com fonte radiativa, com recurso a um tubo de superfície interna não refletora. Em todos

os ensaios descritos foram usados provetes de palha-de-aço nº 3 com dimensões de 0,15×0,10×0,015 m, sendo que, apesar de heterogeneidade global da matriz, procurou-se a utilização de amostras com a maior uniformidade possível.

### **2.3.1 - Ensaio com fonte radiativa**

Foi realizado um conjunto de ensaios usando a instalação experimental ilustrada na Figura 2.16.

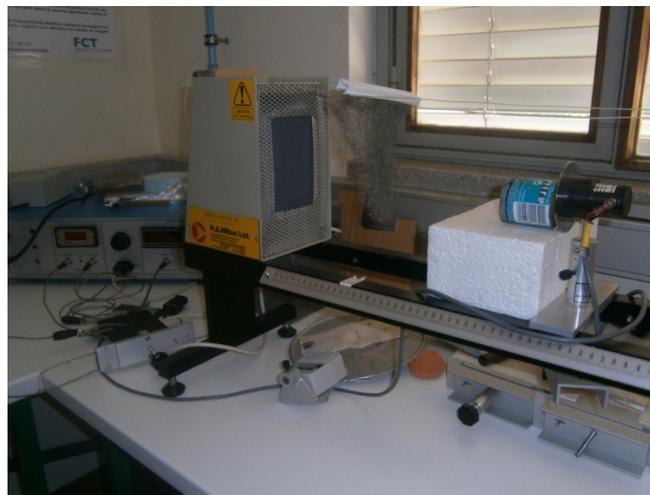


Figura 2.16 – Instalação experimental para determinação do coeficiente de atenuação ( $k$ ).

A instalação consiste numa unidade *P.A.Hilton H960* (Hampshire, England). Esta possui uma fonte de radiação térmica regulável e um radiómetro móvel para medição da intensidade da radiação incidente ( $I_L$ ), em  $W.m^{-2}$ . Nos ensaios realizados o radiómetro foi colocado a uma distância de 40cm da fonte térmica. A 1cm do detetor foi colocado um tubo com 5cm de comprimento com superfície interna não refletora com 2 objetivos: A colimação da radiação incidente e a diminuição da influência de radiação parasita.

Foram realizados 16 ensaios em triplicado, resultando num total de 48 testes, para 16 valores de  $I_0$ . Por  $I_0$  entende-se a radiação emitida pela fonte e lida pelo radiómetro nas condições referidas e na ausência de qualquer provete de meio poroso. Cada um dos testes e respetivas réplicas foram realizados com a seguinte metodologia:

- 1 – Aquecimento da fonte, através de botão regulável. Para cada ensaio foi ajustada uma posição diferente correspondente a cada um dos valores de  $I_0$ .
- 2 – Registo de  $I_L$  na ausência de meio poroso ( $I_L = I_0$ )
- 3 – Colocação de um provete de palha-de-aço, a meia distancia entre a fonte e o radiómetro e anotação do valor de  $I_L$ .
- 4 – Remoção do provete.
- 5 – Repetição do procedimento descrito em 3, acrescentando sequencialmente provetes. Estes foram sempre colocados sem compressão e encostados entre si.
- 6 – Cada teste foi dado como concluído quando  $I_L=0$ .

Para efeitos de cálculo foram considerados os valores de  $I_L \neq 0$  e a correspondente espessura de matriz (sendo cada provete correspondente a um valor de  $e_m = 1,5\text{cm}$ ).

### **2.3.2 - Ensaio com radiação solar**

Para os ensaios de radiação solar foi usado o radiómetro da unidade descrita na secção anterior. Este foi direcionado com um ângulo de  $90^\circ$  para a fonte emissora, neste caso o sol. Os provetes foram colocados a cerca de 20 cm do detetor de forma sequencial e os valores registados, de acordo com o descrito na secção anterior.

Foram realizados 7 ensaios com 3 réplicas num total de 21 testes.

### **2.3.3 - Resultados**

Considerando o feixe de radiação que atravessa o meio poroso com espessura ( $e_m$ ), é possível determinar o coeficiente de atenuação ( $k$ ) através da expressão (Incropera e de Witt,1998)

$$I_L = I_0 e^{-k e_m} \quad . \quad (2.34)$$

Para cada um dos ensaios descritos em 2.3.1 e 2.3.2 foram traçados os respetivos gráficos de  $I_L$  em função de  $e_m$ . Para cada conjunto de dados obtidos obtiveram-se linhas de tendência exponenciais, de acordo com a equação (2.34). O valor de  $k$  foi retirado diretamente do ajuste efetuado. Para cada ensaio foi calculada a média das 3 réplicas.

A título de exemplo, são apresentados nas Figuras 2.17 e 2.18 dois dos ensaios realizados (fonte radiativa e radiação solar direta, respetivamente). Nestes ensaios, cada réplica surge identificada com a letra R.

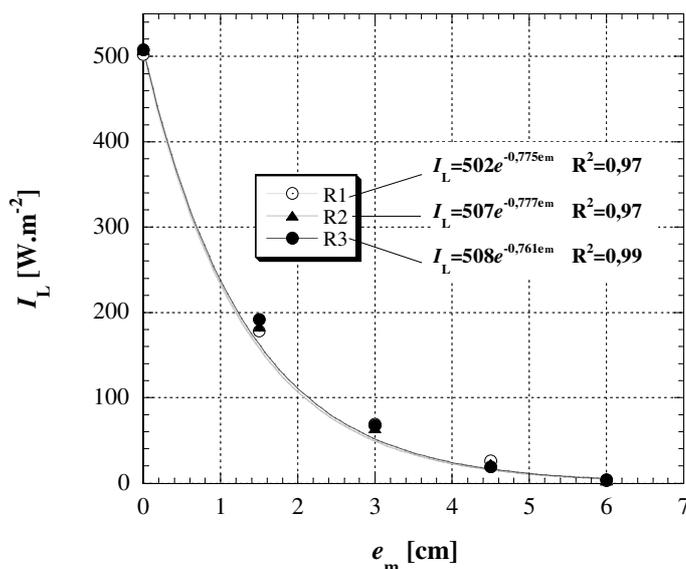


Figura 2.17 – Determinação gráfica do coeficiente de atenuação a partir de um ensaio com fonte radiativa.

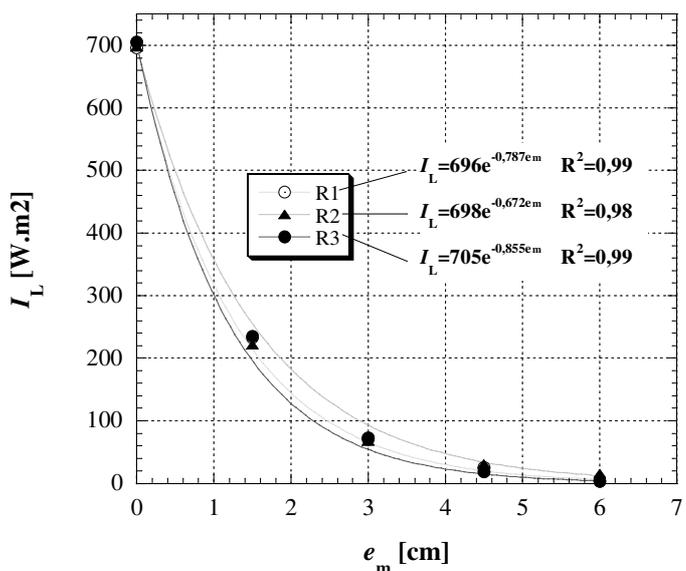


Figura 2.18 – Determinação gráfica do coeficiente de atenuação de um ensaio com radiação solar.

A Tabela 2.9 apresenta os valores finais médios de  $k$  para o conjunto total de ensaios realizados. Estes valores são bastante coerentes, variando apenas 2,5% em função do método de determinação utilizado. Contudo, observa-se um valor significativo do desvio padrão, especialmente no que diz respeito aos ensaios com radiação solar. Tal facto pode ser justificável em larga medida pela heterogeneidade, já referida, da matriz porosa em estudo.

Tabela 2.9 – Valores finais médios para o coeficiente de atenuação

Modo do ensaio	$I_0$ <sup>1)</sup>	$k$	$\sigma$
Fonte radiativa	155-508	0,829	0,073
Sol	678-698	0,805	0,141

<sup>1)</sup> - Intervalo global de radiação emitida de todos os ensaios;  $\sigma$  - Desvio padrão

Tomando os valores de  $k$  obtidos, é possível determinar o valor do coeficiente de absorção da matriz ( $\alpha$ ) a partir da seguinte equação (Incropera e deWitt, 1998):

$$\alpha = 1 - e^{-k e_m} . \quad (2.35)$$

Na Figura 2.19, encontram-se representados os valores de  $\alpha$  em função de  $e_m$  para ambos os modos de ensaio, tomando-se os valores de  $k$  presentes na Tabela 2.9. Pode-se verificar que, logo a partir da primeira camada correspondente a 1,5 cm, 70 % da radiação é absorvida. Considerando que praticamente toda a radiação é absorvida se o valor de  $\alpha$  for superior a 0,99, então tal é verificado a partir da quarta camada de matriz, ou seja,  $e_m = 6\text{cm}$ , sendo que, para esta espessura, se verificam valores médios de  $\alpha = 0,998$ , para um coeficiente de atenuação de  $k = 0,817\text{cm}^{-1}$ .

Este valor de  $e_m$  foi tido em conta para o desenho do coletor solar construído, adiante referido em 3.1.

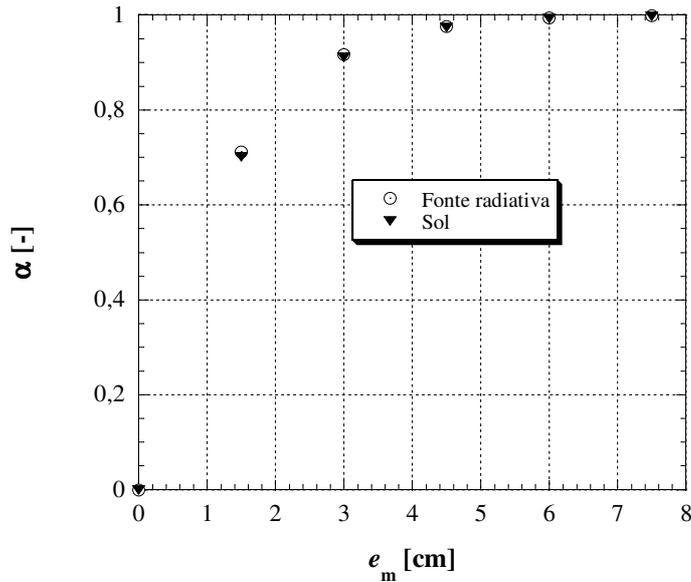


Figura 2.19 – Coeficiente de absorção em função da espessura da matriz.

## 2.4 – Notas conclusivas

O conjunto dos ensaios descritos ao longo deste capítulo permitiu determinar alguns parâmetros da matriz porosa usada no coletor solar a construir (adiante descrito em 3.1), bem como conhecer a forma como esta interage térmica e dinamicamente com o escoamento de ar. Assim, concluiu-se que:

- cada elemento estrutural da matriz (filamento) apresenta em média um diâmetro 0,09 mm;
- a matriz tem uma porosidade muito elevada ( $\varepsilon = 0,99$ );
- a área volúmica de transferência de calor determinada é de  $359,18 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-3}$ . O valor obtido é comparável com outros referidos na literatura. Contudo, e considerando a complexidade estrutural do tipo de material em causa e o facto de se considerarem desprezáveis as áreas de contacto entre filamentos de matriz, o valor calculado deve sempre ser considerado como máximo para este parâmetro.

- As considerações feitas no ponto anterior refletem-se no valor determinado para o coeficiente de transferência de calor ( $h$ ), não obstante o comportamento satisfatório do programa matemático desenhado para o seu cálculo. Por forma a obviar as incertezas relativamente aos parâmetros referidos, foi determinado o valor da condutância térmica,

resultando  $\chi_t = 4,89 \text{ W} \cdot \text{C}^{-1}$ . Este parâmetro apresenta uma grande importância pelo facto de poder ser obtido em caso de desconhecimento do coeficiente de transferência de calor ou da área de transferência de calor, através do modelo matemático referido em **2.2.3**.

- Para a matriz em causa foi determinado um coeficiente de permeabilidade igual a  $2,55 \times 10^{-8} \text{ m}^2$ , valor este que se enquadra naquilo que são as permeabilidades espectáveis para matrizes porosas metálicas.

- Verifica-se que a palha-de-aço utilizada apresenta um coeficiente de absorção próximo de 1, para espessuras de 6cm, o que equivale a 4 camadas da mesma. Esta determinação é de grande importância para definir a altura da caixa do coletor solar construído e que será descrito de seguida no próximo capítulo.

### 3 - Construção e teste do coletor solar

#### 3.1 – Características geométricas e dimensionais do coletor

O coletor solar construído é constituído por uma caixa em aglomerado de madeira, com as dimensões descritas no esquema da Figura 3.1, onde se representam também o percurso do ar e a localização dos 2 ventiladores usados (V). A altura da caixa foi definida pelos resultados obtidos nos testes descritos na secção 2.3.3, ou seja, 6cm. Toda a estrutura foi fixada por meio de parafusos e devidamente vedada com silicone.

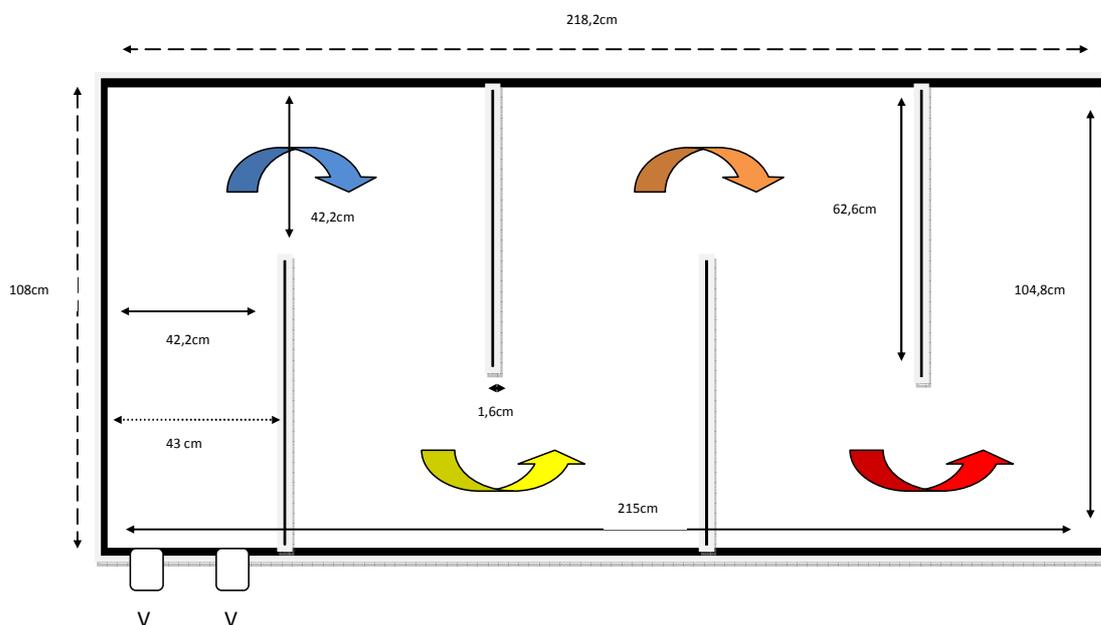


Figura 3.1 – Representação esquemática do coletor solar.

O coletor apresenta 4 separadores internos, também em aglomerado de madeira, cuja finalidade é o aumento do percurso do ar por forma a aproveitar ao máximo a área de transferência de calor da matriz porosa. As medidas dos defletores

(0,626m × 0,016m × 0,060m), particularmente o seu comprimento, foram escolhidas para garantir que todas as secções tenham a mesma área de passagem (ver Figura 3.1).

Com estas dimensões, o coletor solar apresenta uma área útil efetiva ( $A_c$ ) de 2,21 m<sup>2</sup> e um volume de 0,133m<sup>3</sup>. O percurso total médio do ar é de 5,24m.

O fundo do coletor foi pulverizado com tinta preta em *spray* (Figura 3.2), por forma a maximizar a absorção da radiação solar, apesar de ser utilizada a espessura ideal de matriz determinada.



Figura 3.2 – Aspeto da caixa do coletor em fase de pintura.

Na entrada do coletor foram cortadas duas secções retangulares 0,06 × 0,08m, correspondente às zonas de entrada de ar, onde encaixam os ventiladores usados para geração do caudal de ar (Figura 3.3).

O preenchimento do coletor foi feito com camadas de palha-de-aço cortadas diretamente do rolo (Figura 3.4). Como referido anteriormente, o enchimento foi concluído à quarta camada (Figura 3.5), sendo gastos perto de 3 rolos de palha-de-aço, num total de 2,78 kg.



Figura 3.3 – Detalhe dos ventiladores.

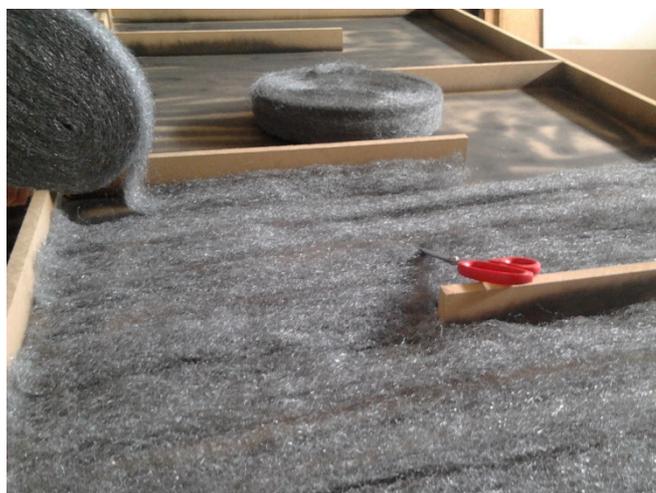


Figura 3.4 – Fase de enchimento do coletor.

A matriz foi igualmente pintada com spray preto (Figura 3.6) com o objectivo de maximizar a absorção da radiação solar que atravessa o vidro.



Figura 3.5 – Coletor com matriz porosa antes da fase de pintura.



Figura 3.6 – Coletor após fase de pintura.

Na saída do colector foram executados 6 orifícios com 0,05m de diâmetro, para a saída do ar (Figura 3.7).



Figura 3.7 – Pormenor da secção de saída do ar.

Foi igualmente construída uma conduta constituída por uma caixa trapezoidal em forma de bocal aparafusada à secção de saída. A secção de saída deste bocal é circular e de diâmetro interno 0,0733m (Figura 3.8).

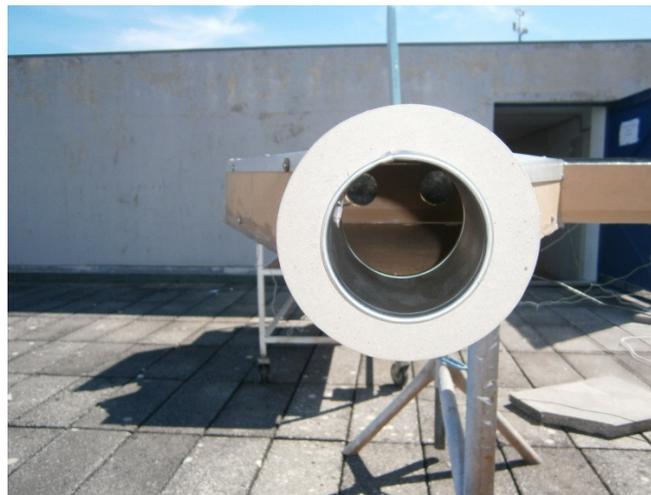


Figura 3.8 – Pormenor da secção de saída do coletor.

Como cobertura, foi colocado na superfície superior da caixa do coletor um vidro com 8mm de espessura, devidamente vedado em todo o seu perímetro. No decorrer dos testes realizados, procedeu-se a algumas alterações da cobertura, no sentido de melhorar o desempenho térmico do coletor:

- colocação de um vidro adicional, com as mesmas medidas e a uma distância de 1,5mm do já mencionado, formando uma caixa de ar devidamente isolada (Figura 3.9);



Figura 3.9 – Coletor solar com vidro duplo e caixa de ar de 1,5mm.

- aumento da distância entre vidros para 1,5cm, nas mesmas condições referidas no parágrafo anterior (Figura 3.10).



Figura 3.10 – Coletor solar com vidro duplo e caixa de ar de 1,5cm.

O coletor foi colocado na posição horizontal e toda a instalação foi instrumentada e testada conforme se descreve nos subcapítulos 3.2 e 3.3, no terraço do edifício do Laboratório de Aerodinâmica Industrial (LAI) da ADAI em Coimbra (Figura 3.11).



Figura 3.11 – Coletor solar instalado no terraço do LAI-ADAI.

## **3.2 – Instrumentação e sistema de aquisição de dados**

Para a realização dos ensaios, recorreu-se à instrumentação do coletor, conforme descrito em seguida.

### **- Aquisição de temperaturas**

Foram colocados 7 termopares na instalação, nas localizações indicadas na Figura 3.12, num plano a meia altura da caixa do coletor. As distâncias ( $l$ ) presentes na Tabela 3.1 referem-se ao percurso médio feito pelo ar no coletor, em metros.

Cada um dos termopares foi conectado a uma interface PICO TC-08 (Figura 3.13), sendo os dados recolhidos e registados em computador através do *software* PICOLOG Recorder.

As localizações marcadas com **T1**, **T2** e **T3** são secções onde foram colocados 3 termopares ligados ao mesmo terminal, por forma a obter diretamente o valor médio da temperatura do ar em cada secção.

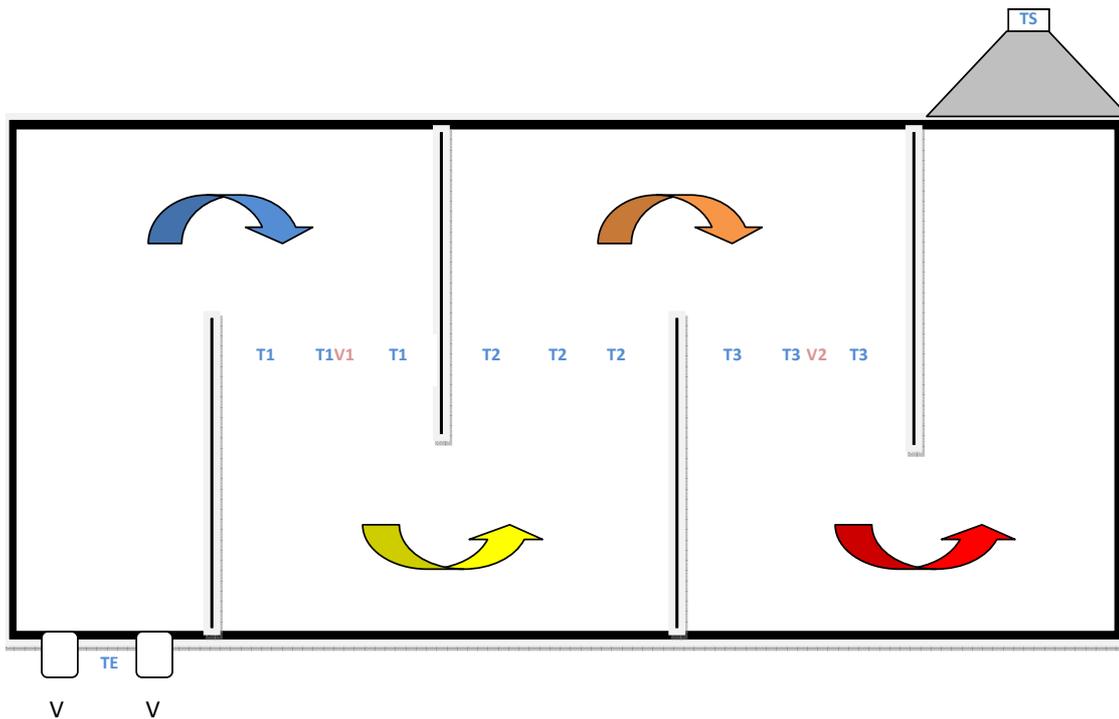


Figura 3.12 – Localização dos termopares no coletor.

Tabela 3.1 – Localização e número de termopares no coletor

	TE	T1	T2	T3	TS	V1	V2
<i>l</i>	0	1,57	2,62	3,67	5,24	1,57	3,67
<b>n.t.</b>	1	3	3	3	1	1	1

TE - Entrada do coletor; TS - Saída do coletor; n.t. - Número de termopares na distância assinalada.

Para colocação dos termopares **T1**, **T2** e **T3** foram feitos furos na parede inferior do coletor (tal como para as tomadas de pressão descritas adiante), que foram posteriormente tapados e vedados. Na Figura 3.14 mostra-se a parte inferior do coletor com alguns dos termopares. O termopar **TE** encontra-se junto aos ventiladores, à entrada do coletor. O termopar colocado à saída (**TS**) é visível em pormenor na Figura 3.15.

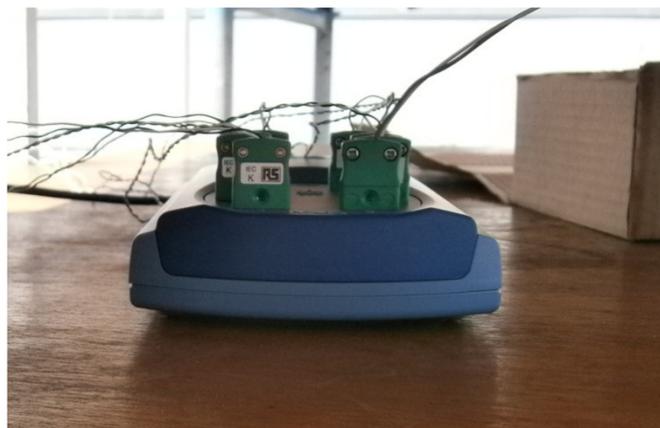


Figura 3.13 – Interface Pico USB.



Figura 3.14 – Pormenor da parte inferior do coletor com alguns dos termopares conectados.

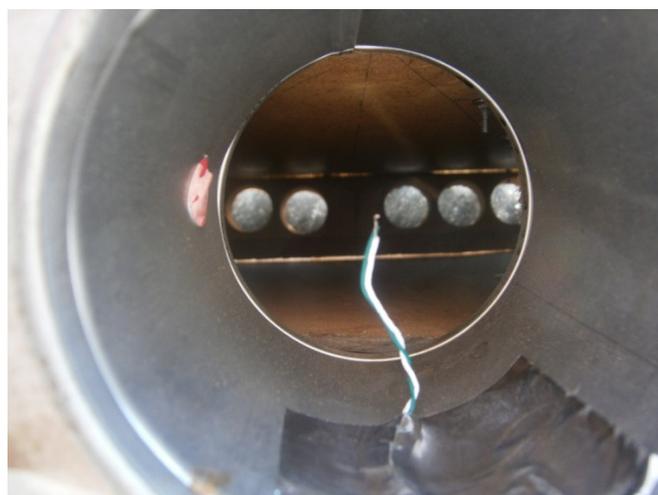


Figura 3.15 – Termopar colocado na saída de ar do coletor.

Os termopares **V1** e **V2**, correspondentes à temperatura do vidro, foram colados na superfície exterior do mesmo nas localizações indicadas na Figura 3.12. A Figura 3.16 mostra o pormenor da colocação de **V1**.



Figura 3.16 – Detalhe de um termopar colocado na cobertura de vidro.

Nos ensaios com vidro duplo, os termopares **V1** e **V2** foram colocados no exterior do vidro superior, independentemente da dimensão da caixa-de-ar.

**- Medição de pressão**

Foram colocadas tomadas de pressão na face inferior do coletor e localizadas na proximidade dos furos de passagem dos termopares **T1**, **T2** e **T3**, bem como na parte inferior da câmara de entrada do coletor. A aquisição foi assegurada por um manómetro *Testo 520* (Lenzkirsh, Alemanha).

**- Radiação solar**

A radiação solar incidente em plano horizontal foi medida através de um piranómetro Kipp & Zonen CM11, ligado à interface PICO TC-08 (Figura 3.17).



Figura 3.17 – Piranómetro Kipp & Zonen CM11.

### 3.3 – Avaliação do desempenho térmico do coletor

Foram realizados testes no terraço do Laboratório de Aerodinâmica Industrial (LAI), conforme referido no subcapítulo 3.2. As condições meteorológicas e a cronologia dos ensaios encontram-se na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Condições e cronologia dos ensaios com o coletor solar

Ensaio	Condições meteorológicas	Hora de início	Hora de fim	$T_{amb}$ mínima	$T_{amb}$ máxima
E1	Céu pouco nublado	9:40	19:10	15,4	25,7
E2	Céu nublado	9:40	19:30	20,0	27,0
E3	Céu limpo	9:14	19:39	20,8	37,3
E4	Céu limpo	10:25	19:12	21,6	30,6
E5	Céu limpo	10:24	19:30	19,4	32,4

Os ensaios **E1**, **E2** e **E3** foram realizados com vidro simples como cobertura. Nos ensaios **E4** e **E5**, a cobertura do coletor era de vidro duplo, com espaçamentos entre vidros de 1,5mm e 1,5 cm, respetivamente.

Em todos os testes, o coletor foi ensaiado na posição horizontal e os dados de temperatura e da radiação solar foram registados com intervalos de um minuto. A velocidade do ar na secção de saída do coletor foi medida em intervalos de aproximadamente 30 minutos com recurso a um anemómetro de turbina integrado num medidor multifunções *Omega X-ATP* (Stamford, United Kingdom) (Figura 3.18).



Figura 3.18 – Medição da velocidade do ar durante um ensaio.

De seguida são apresentados nas Figuras 3.19 a 3.23 os gráficos globais correspondentes aos 5 ensaios efetuados, no que diz respeito a todas as temperaturas e intensidade da radiação solar ao longo do dia. A designação dos termopares colocados é a estabelecida na Tabela 3.1 do subcapítulo 3.2.

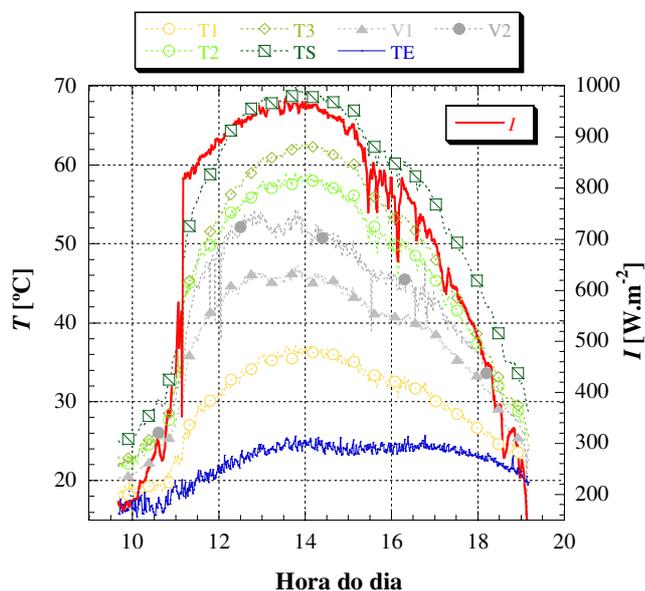


Figura 3.19 – Dados globais do ensaio E1.

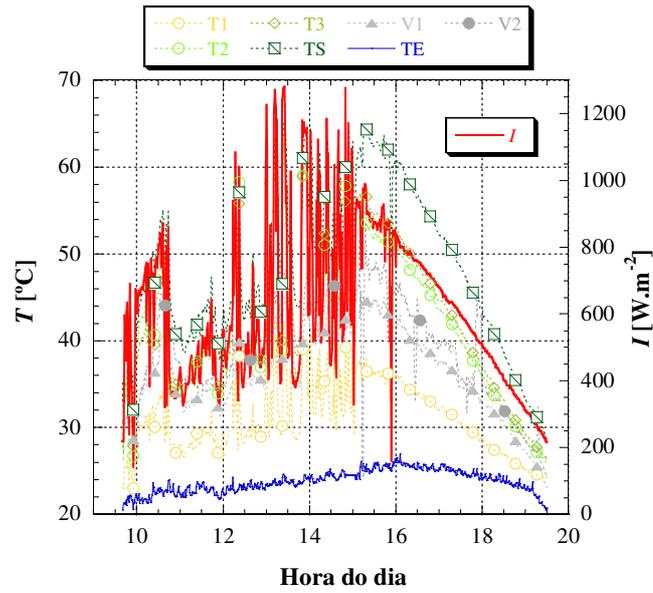


Figura 3.20 – Dados globais do ensaio E2.

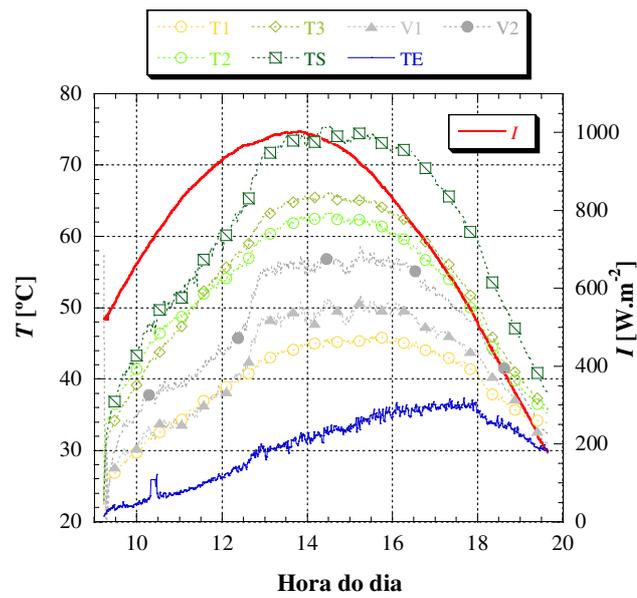


Figura 3.21 – Dados globais do ensaio E3.

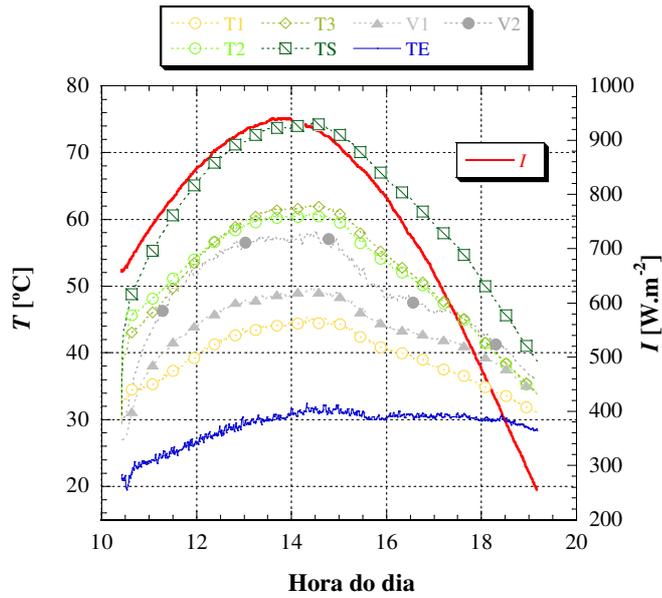


Figura 3.22 – Dados globais do ensaio E4.

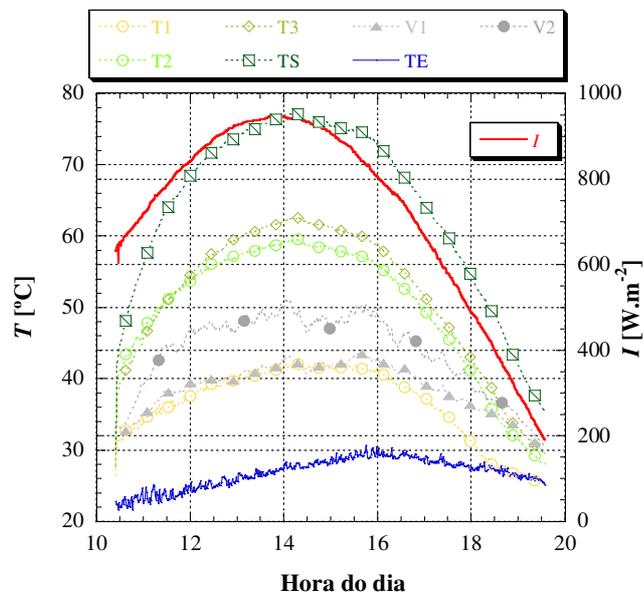


Figura 3.23 – Dados globais do ensaio E5.

Observa-se no ensaio **E1**, e especialmente no ensaio **E2**, que a passagem de nuvens interfere fortemente com os perfis de temperatura, tornando difícil a visualização dos dados globais. Denota-se também que as temperaturas de saída do ar são mais elevadas nos ensaios **E3**, **E4** e **E5**. No ensaio **E2**, a radiação global atingiu valores elevados apenas pontualmente, resultando num aquecimento do ar mais modesto devido à frequente passagem de nuvens.

Nas Figuras 3.24 a 3.28 é possível observar a evolução do valor de  $\Delta T$ , expresso pela diferença de temperatura à entrada e saída do coletor, e da radiação incidente ao longo dos ensaios, apresentando-se na Tabela 3.3 os valores médios e máximos da temperatura de saída do ar, da variação de temperatura e da radiação solar incidente.

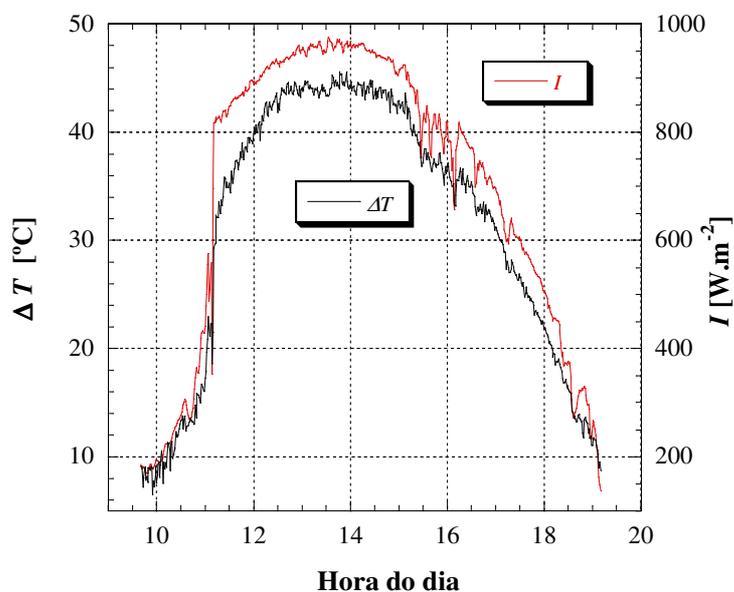


Figura 3.24 – Evolução de  $\Delta T$  e radiação incidente no ensaio E1.

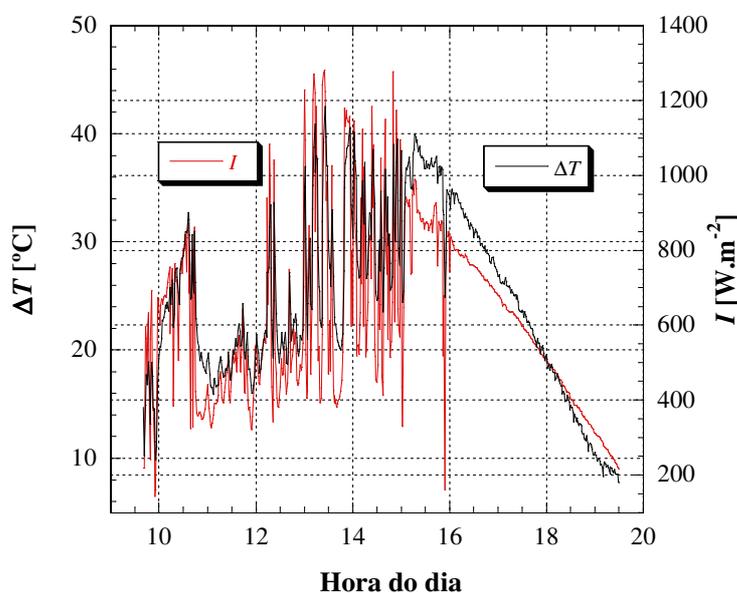


Figura 3.25 – Evolução de  $\Delta T$  e radiação incidente no ensaio E2.

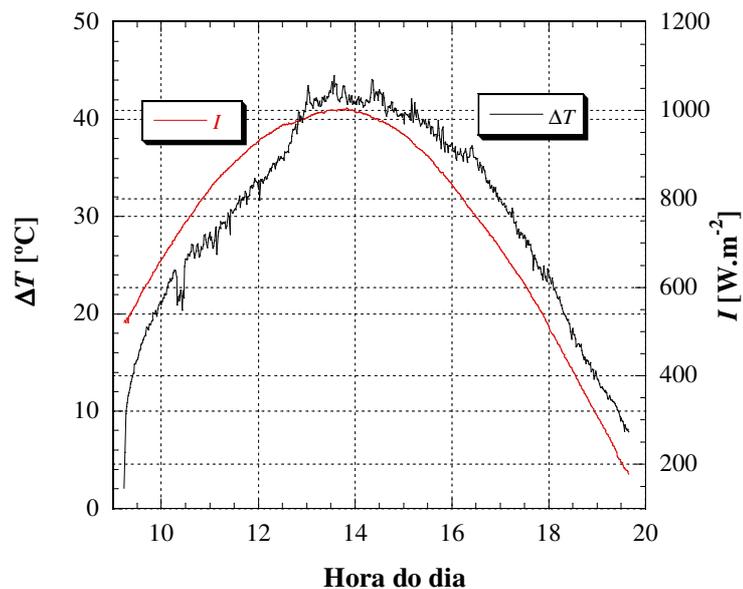


Figura 3.26 – Evolução de  $\Delta T$  e radiação incidente no ensaio E3.

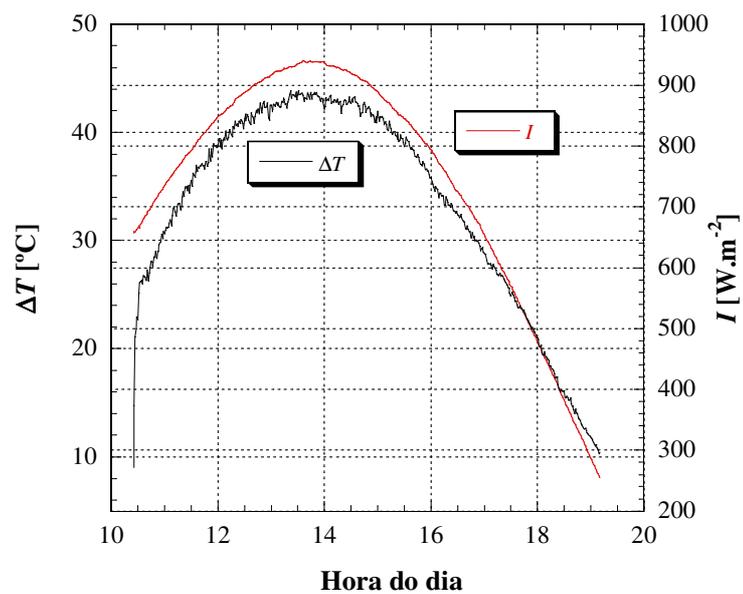


Figura 3.27 – Evolução de  $\Delta T$  e radiação incidente no ensaio E4.

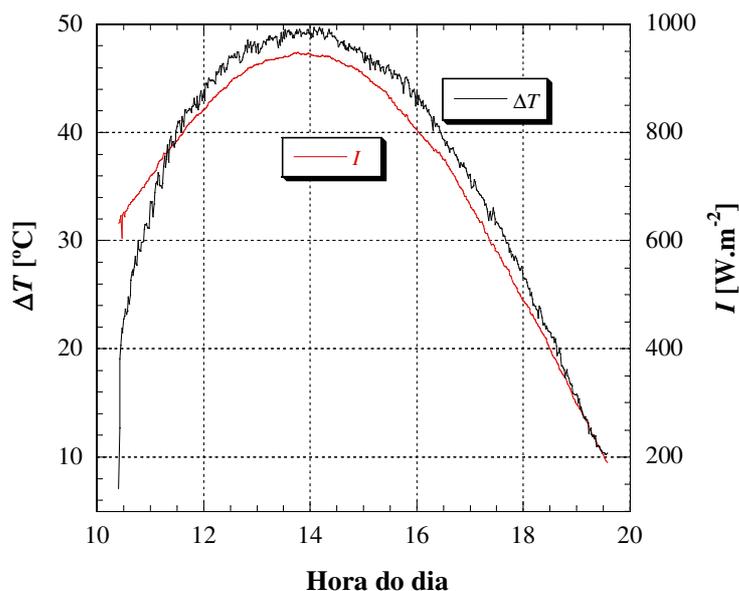


Figura 3.28 – Evolução de  $\Delta T$  e radiação incidente no ensaio E5.

Tabela 3.3 – Valores médios e máximos de temperatura, variação de temperatura e radiação solar dos ensaios

	Valores médios			Valores máximos		
	TS	$\Delta T$	$I$	TS	$\Delta T$	$I$
<b>E1</b>	53,4	31,2	690,0	70,0	45,6	975,7
<b>E2</b>	48,4	24,6	611,6	66,3	42,5	1281,7
<b>E3</b>	60,7	30,2	751,7	75,4	44,5	1004,6
<b>E4</b>	62,3	33,3	742,0	74,5	43,8	940,4
<b>E5</b>	64,2	37,5	727,5	77,1	<b>49,8</b>	947,9

Constata-se, pela análise das Figuras 3.24 a 3.28, que a variação de temperatura entre a entrada e a saída do coletor segue um padrão próximo da evolução da radiação incidente. Verifica-se ainda, quer por observação dos referidos gráficos, quer por análise da Tabela 3.3, uma melhoria evidente dos valores máximos e médios de  $\Delta T$  no ensaio **E5**, com valores de radiação mais modestos relativamente aos restantes ensaios. No ensaio **E4** o valor médio da variação de temperatura do ar é também superior ao dos ensaios com cobertura de vidro simples, nomeadamente quando comparado com o ensaio homólogo nas condições meteorológicas (**E3**). Também é claro o maior valor de temperatura obtido à saída do coletor no ensaio **E5**. No primeiro conjunto de dados analisados é já possível concluir que, tal como era de esperar, a introdução de vidro duplo se afigura vantajosa e

que o ensaio com caixa-de-ar mais espessa (1,5cm) parece conduzir a um melhor desempenho do coletor.

Na Figura 3.29 é apresentado o perfil de temperaturas do ar ao longo do percurso no coletor (em função da distância média à entrada), tendo sido escolhidos para comparação os instantes correspondentes à temperatura máxima do ar na saída.

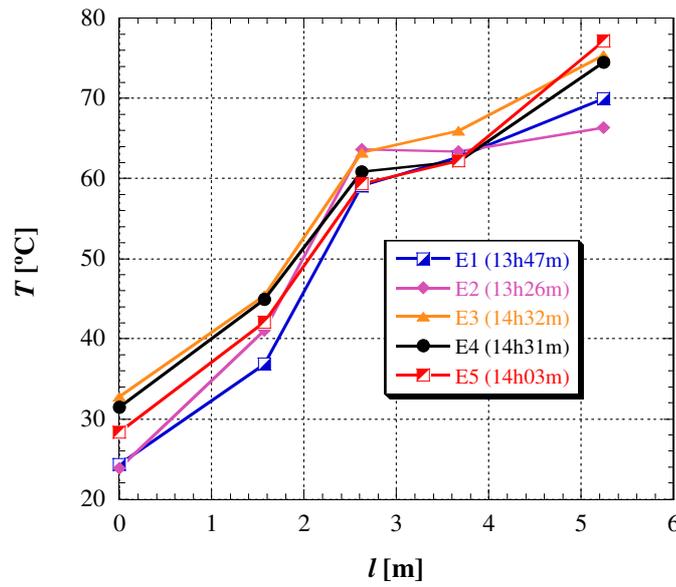


Figura 3.29 – Perfis de temperatura do ar ao longo do coletor nos diferentes ensaios, para o correspondente instante de temperatura máxima à saída.

Observa-se, para todos os ensaios, um padrão comum de evolução da temperatura do ar ao longo do permutador, com um aumento mais acentuado nos primeiros dois troços. A inflexão que em todos se observa a meio do percurso pode ser explicada por uma eventual heterogeneidade local da matriz e/ou efeitos de escoamento preferencial.

O parâmetro que melhor avalia o desempenho térmico deste aquecedor de ar solar é o rendimento ( $\eta$ ), que, neste caso, é expresso pela razão entre a potência térmica útil, transferida para o escoamento gasoso, e a potência de radiação solar incidente na área útil do coletor:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_c}{A_c I}, \quad (3.1)$$

sendo,

$$\dot{Q}_c = \dot{m} c_p \Delta T, \quad (3.2)$$

onde o caudal mássico de ar é dado por:

$$\dot{m} = U \times \rho_{\text{ar}} \times A_s. \quad (3.3)$$

A área da secção de saída (circular, de diâmetro 0,0733m) é  $A_s = 4,22 \times 10^{-3} \text{ m}^2$  e a velocidade média medida foi de  $U = 3,6 \text{ m.s}^{-1}$ . Considerando  $\rho_{\text{ar}} \approx 1,1 \text{ kg.m}^{-3}$  para a massa volúmica do ar<sup>(1)</sup>, resulta um valor médio do caudal mássico de  $\dot{m} = 0,017 \text{ kg.s}^{-1}$ .

Na Figura 3.30 mostra-se a evolução temporal do rendimento térmico, nos 5 ensaios, apresentando a Tabela 3.4 os valores médios e máximos (instantâneos).

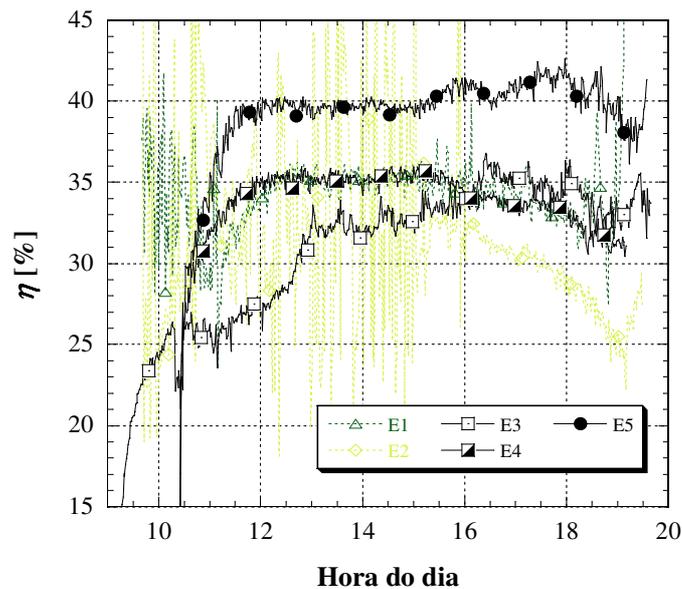


Figura 3.30 – Evolução do rendimento do coletor ao longo dos ensaios.

<sup>(1)</sup> Valor obtido de Incropera e deWitt (1998) à temperatura média do escoamento (em média de todos os ensaios): para 42 °C. E, de igual modo, o valor do calor específico:  $c_p = 1007 \text{ J.kg}^{-1}.\text{°C}^{-1}$ .

Tabela 3.4 – Valores médios e máximos de rendimento (%) para os ensaios realizados

	$\eta$	$\eta_{\max}$
<b>E1</b>	34,3	48,9
<b>E2</b>	31,5	(118,6)
<b>E3*</b>	<b>30,7</b>	<b>36,8</b>
<b>E4*</b>	<b>33,8</b>	<b>36,0</b>
<b>E5*</b>	<b>39,1</b>	<b>42,6</b>

\* Ensaios nas mesmas condições meteorológicas (céu limpo)

A análise conjunta destes dados permite aferir algumas condicionantes decorrentes dos ensaios. As oscilações abruptas da radiação solar verificadas nos ensaios **E1** e **E2** são refletidas também na análise do rendimento instantâneo. Por esta razão, o valor de rendimento máximo do ensaio **E2** não tem significado, pois apenas corresponde a um efeito de inércia térmica da matriz e do próprio escoamento: ocorreu num momento em que a passagem repentina de nuvens fez cair os valores da radiação solar incidente de  $678\text{W.m}^{-2}$  para  $160\text{W.m}^{-2}$ , mantendo-se elevada a diferença de temperatura do ar entre a entrada e a saída.

Por seu turno, nos ensaios **E3**, **E4** e **E5**, realizados com condições meteorológicas semelhantes (céu limpo), verificam-se evoluções análogas do rendimento ao longo do dia. Pela Figura 3.30, é também notória a melhoria do rendimento alcançada com a cobertura de vidro duplo, particularmente com a caixa-de-ar mais espessa (1,5cm): no ensaio **E5** o rendimento médio é 8,4% superior ao de **E3**. A técnica do vidro duplo, com caixa-de-ar adequada, mostra, assim, ser uma boa solução para reduzir as perdas térmicas da cobertura, por convecção e por radiação. Tal facto é evidente na Figura 3.23, onde no ensaio **E5** a temperatura do vidro em contacto com o exterior não ultrapassa os  $50^{\circ}\text{C}$ , ao contrário do ensaio **E3**, onde este valor atinge os  $55^{\circ}\text{C}$ .

Tendo em conta que o coletor usado se pode classificar de passagem única do ar (*single pass*), com vidro simples ou duplo, consoante os ensaios, os valores de rendimento alcançado são coerentes com os obtidos na literatura por outros autores com caudais similares: El-Khawajha *et al.* (2011) reportam 50% de rendimento para um coletor *double-pass* com matriz porosa metálica como elemento absorvedor. Aldabbagh *et al.* (2010) referem rendimentos de cerca de 23% para *single-pass* e 38% para *double-pass*. Alta *et al.* (2010), com placa absorvedora de metal e separadores sem matriz porosa,

referem valores de 26%, para cobertura com vidro simples, e 38%, para vidro duplo. Todos os valores mencionados dizem respeito a ensaios com valores similares de caudal mássico do ar.

### 3.4 – Determinação da permeabilidade da matriz no coletor

Nas tomadas de pressão descritas em 3.2, foram feitas medições com o sistema de ventilação nas condições de escoamento referidas em 3.3. Os ensaios foram realizados à temperatura ambiente. A Figura 3.31 mostra a evolução da pressão ao longo do coletor, resultando os valores experimentais da média de duas aquisições.

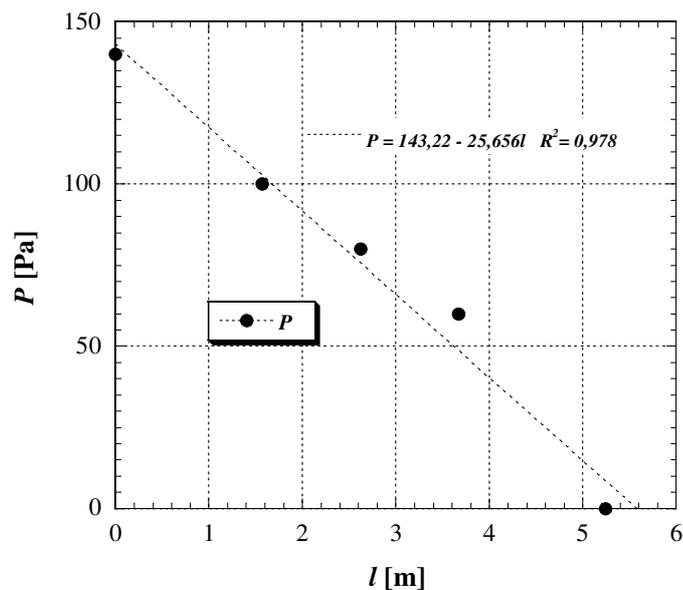


Figura 3.31 – Variação da pressão em função do comprimento no coletor.

Verifica-se uma linearidade razoável, refletida no valor de  $R^2$  de 0,978. Procedeu-se ao cálculo do coeficiente de permeabilidade  $K$  recorrendo à lei de Darcy, rearranjada na forma da equação (2.33) e mencionada em 2.2.5.

Para efetuar o referido cálculo é necessário conhecer a velocidade do ar dentro do coletor. Assim tendo em conta o caudal mássico determinado em 3.3 ( $0,017\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ), sabemos, por rearranjo da equação (3.3), que

$$U = \frac{\dot{m}}{\rho_{\text{ar}} \times A_s} \quad (3.5)$$

em que  $A_s$  representa, agora, a área de secção retangular do canal de escoamento no coletor. Esta é definida pelas dimensões registadas da Figura 3.1; assim,  $A_s = 0,0253\text{m}^2$ . Considerando a densidade do ar a  $25^\circ\text{C}$  (aprox.  $1,18\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ), resulta, então,  $U = 0,57\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ .

A Tabela 3.5 apresenta os valores da permeabilidade para cada troço, juntamente com o valor médio global.

Tabela 3.5 – Permeabilidade da matriz no coletor solar

Troço	$K$
0m-1,57m	$4,12 \times 10^{-7}$
1,57m-2,62m	$5,51 \times 10^{-7}$
2,62m-3,67m	$5,51 \times 10^{-7}$
3,67m-5,24m	$2,74 \times 10^{-7}$
<b>Média</b>	<b><math>4,47 \times 10^{-7}</math></b>

O valor médio obtido é substancialmente superior ao determinado na instalação experimental descrita em 2.2 e determinado em 2.2.5 ( $K = 2,55 \times 10^{-8}\text{m}^2$ ). Esta diferença pode ser justificada por um conjunto de fatores. Por um lado a orientação espacial da matriz: na instalação experimental referida em 2.2, a matriz encontrava-se disposta em discos, sendo o escoamento preferencialmente perpendicular aos elementos da mesma; já no coletor em estudo o ar atravessava a matriz essencialmente na direção longitudinal (paralelo às fibras constituintes). Por outro lado, a secção atravessada pelo ar não é igual em todos os locais, apresentando nas áreas de deflexão dentro do coletor um ligeiro aumento. É ainda de realçar que enquanto na instalação experimental o enchimento por

unidade de volume da conduta correspondia a  $63\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ , no coletor este valor foi igual a  $21\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$  (correspondentes a uma área volúmica de transferência de calor  $119,14\text{m}^2\cdot\text{m}^{-3}$  calculados através da equação (2.16) tomando o volume efetivo do coletor e o comprimento de filamento de matriz nele contido). A menor massa de matriz por unidade de volume justifica, em parte, o valor de permeabilidade encontrado. Todavia, pode-se considerar que ambos os valores determinados (para a instalação experimental descrita em 2.2 e para o coletor solar) estão dentro dos valores normais para matrizes porosas metálicas.

### **3.5 – Notas conclusivas**

No presente capítulo foram descritas as etapas de construção e de ensaios de um coletor solar para geração de ar quente.

O conjunto de resultados mostra que o coletor em apreço proporciona a obtenção de temperaturas máximas acima de  $77^\circ\text{C}$ , para o caudal de ar considerado, e rendimentos térmicos médios de cerca de 40%, quando é usado vidro duplo como cobertura. Estes valores são análogos ou superiores aos de outros coletores semelhantes referidos na literatura.

Foi também determinada a permeabilidade da matriz porosa no coletor. O valor obtido ( $4,47\times 10^{-7}\text{m}^2$ ) é coerente com os referidos habitualmente para matrizes porosas metálicas.

Os resultados obtidos, nomeadamente no que diz respeito aos valores de temperatura obtidos à saída do coletor, são bastante interessantes, alargando o leque de possíveis aplicações a este tipo de gerador de ar quente, entre as quais avulta a secagem de produtos agroalimentares. Este processo será abordado com mais detalhe no capítulo 4, tomando como exemplo concreto um produto biológico, a pera de *São Bartolomeu*.

# **4** – *Secagem de produtos agroalimentares – Um caso de estudo*

## **4.1 – Introdução**

O coletor solar desenvolvido é fundamentalmente um gerador de ar quente e uma das suas possíveis aplicações é a integração numa instalação de secagem, em particular num secador de produtos agroalimentares. Sendo a energia solar uma fonte intermitente, surge com particular interesse o estudo de processos descontínuos de secagem, os quais, devidamente otimizados, são adaptáveis ao uso desta forma de energia.

O presente capítulo toma por base um conjunto de dados experimentais obtidos pelo autor no Laboratório de Transmissão de Calor do DEM-FCTUC, no âmbito de um projeto de investigação denominado “*Peras Secadas: Promoção de um produto Agroalimentar tradicional utilizando metodologia científica*”, e que são modelados a partir de soluções analíticas da equação de Fick para a difusão de massa. A abordagem proposta visa estabelecer uma metodologia de otimização de secagens convectivas do tipo descontínuo, utilizando uma modelação matemática que impõe à superfície do produto a secar uma condição de fronteira de natureza convectiva, permitindo o cálculo da evolução da sua massa e da concentração local de água ao longo do tempo. O modelo adotado permite ainda a análise dos períodos de pausa do processo, nomeadamente a evolução dos perfis de concentração internos, a qual caracteriza a redistribuição da concentração de água no interior dos frutos durante esses períodos. O modelo foi calibrado tomando por referência os resultados experimentais obtidos para o caso da pera de *São Bartolomeu*.

Deste modo disponibiliza-se uma ferramenta que permite planear processos de secagem convectiva de frutos, otimizando-os do ponto de vista do consumo energético ou da redução do tempo de operação; permite ainda a análise de uma secagem por utilização de um coletor solar, operação que é intrinsecamente descontínua.

## 4.2 – Descrição dos ensaios

Os ensaios descritos foram realizados numa câmara de secagem com uma área de secção de  $0,24\text{m}^2$  e comprimento de  $1,20\text{m}$ , que se encontra esquematicamente representada na Figura 4.1.

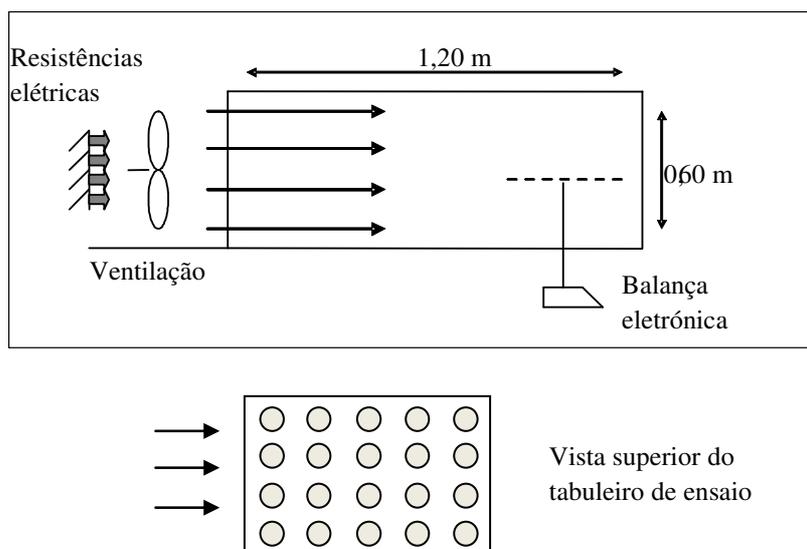


Figura 4.1 – Representação esquemática da câmara de ensaios.

As paredes foram construídas em polietileno extrudido de alta densidade, a fim de minimizar as perdas térmicas. O tabuleiro de ensaio, uma grelha metálica retangular, foi colocado horizontalmente e apoiado numa balança eletrônica ligada a um computador, permitindo a medição contínua do peso da amostra, constituída em todos os ensaios por um conjunto de 20 peras de diâmetro semelhante, dados essenciais para caracterizar a cinética do processo de secagem. Para reproduzir na medida do possível o método tradicional de tratamento destas peras, elas foram previamente descascadas. A geração de ar quente era garantida por um sistema de termoventilação, afinado de forma a proporcionar uma distribuição homogênea de temperatura e velocidade do ar dentro da câmara de ensaios, condições sempre verificadas antes da realização dos ensaios. Para esse efeito foram colocados termopares em vários pontos da câmara de secagem, sendo a velocidade do ar medida com recurso ao anemómetro mostrado na Figura 2.7. Os valores

considerados no escoamento (temperatura e velocidade) estão dentro dos normais para processos de secagem convectiva de frutos (Babalís e Belessiotis, 2004; Guiné 2008; Jannot *et al.*, 2004; Karathanos e Belessiotis, 1997). A medida periódica da humidade do ar foi feita através de um higrómetro integrado no anemómetro anteriormente referido.

A medição da massa foi feita com uma balança eletrónica *FX – 3000* (A&D, Abingdon – UK), com 0,01g de resolução, com intervalos de aquisição escolhidos pelo operador, e que corresponderam na generalidade dos ensaios a 1 minuto, sendo a aquisição e registo de dados feitos por um programa de aquisição desenvolvido para o efeito.

As peras utilizadas no ensaio foram colhidas no mesmo local, da mesma árvore e no mesmo dia. Para se conhecer a massa seca e, conseqüentemente, o teor de água médio do produto em cada amostra ensaiada, antes de cada teste retiravam-se, de cada uma das 20 peras, fatias com 2mm de espessura que eram em seguida pesadas e colocadas numa estufa a 110°C. A diminuição do peso ao longo do tempo foi registada por meio da balança eletrónica, até ser atingido um valor constante, valor este tomado como massa seca e permitindo o cálculo do teor de água. Antes de cada ensaio de secagem, o calibre médio das 20 peras utilizadas foi medido com recurso a uma craveira, sendo o valor médio e o desvio padrão referidos no subcapítulo seguinte, na Tabela 4.1

### 4.3 – Resultados experimentais

As condições de cada um dos ensaios considerados estão resumidas na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Condições experimentais dos ensaios

<b>Ensaio</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>
<b>Tipo de secagem</b>	Contínuo	Contínuo	Descontínuo
<i>U</i>	1,2(±0,1)	2,7(±0,1)	1,2(±0,1)
<i>T</i>	40(±1,5)	30(±1,5)	40(±1,5)
<i>φ</i>	30(±1,0)	35(±2,0)	30(±1,0)
<i>d</i>	0,0457(±0,0002)	0,0490(±0,0001)	0,0469(±0,0002)
<i>m<sub>i</sub></i>	0,788	0,488	0,840
<i>C<sub>i</sub></i>	788,1(±10,4)	363,7(±2,2)	777,5(±10,0)

Em todos os casos, as peras foram assimiladas a esferas, sendo o diâmetro ( $d$ ) definido como a média da amostra de 20 peras.

No caso dos ensaios 1 e 2, o sistema de termoventilação funcionou continuamente durante todo o período de secagem. No ensaio 3, a termoventilação foi desligada no período noturno, durante 13,5h (entre as 19h30m e as 9h00). Neste caso, o primeiro período de operação correspondeu a 5,5h. Os valores médios da velocidade e da temperatura do escoamento de ar foram iguais nos ensaios 1 e 3.

A Figura 4.2 mostra, para os 3 ensaios, a evolução temporal da massa de água normalizada, definida pela razão entre a massa de água contida em cada instante e a massa de água inicial das amostras. Por seu turno, a Figura 4.3 apresenta a taxa de secagem em função do teor em base seca para as primeiras horas dos 3 ensaios.

Por observação das curvas dos ensaios 1 e 2 pode-se verificar a influência que a temperatura do ar exerce sobre a cinética de secagem. Tal observação é realçada pela análise da Figura 4.3, onde se denota que as taxas de secagem são superiores para ensaios a 40°C. A forte influência da temperatura na cinética de secagem de produtos biológicos é corroborada por outros autores (Babalís e Belessiotis, 2004; Mohamed *et al.*, 2008; Mrad *et al.*, 2012).

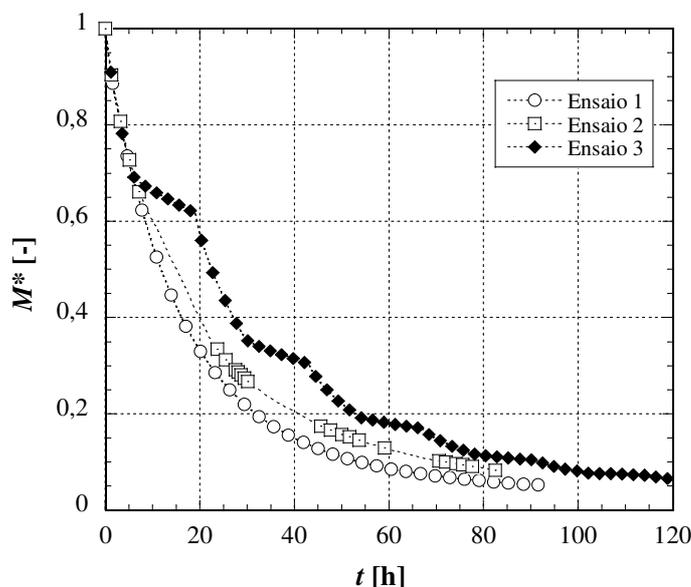


Figura 4.2 – Variação temporal da massa de água normalizada nos 3 ensaios.

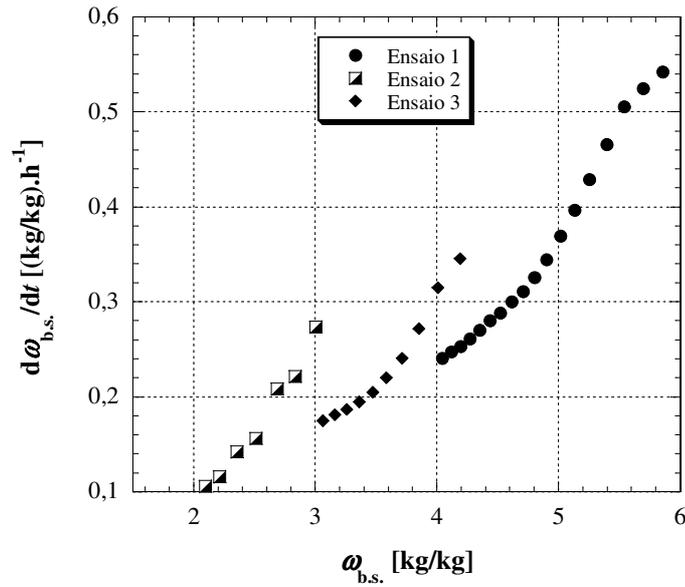


Figura 4.3 – Taxa de secagem em função do teor em base seca para as primeiras horas dos 3 ensaios.

Verifica-se ainda, na Figura 4.2, que o ensaio descontínuo é mais longo; contudo, a soma dos períodos de pausa impostos correspondem a mais de 50% do tempo total de ensaio. Tendo em conta que, durante estes períodos, não há qualquer gasto de energia, estes resultados sugerem fortemente que a secagem descontínua pode, em princípio, proporcionar uma poupança energética significativa, sem que seja afetada a humidade final exigida ao processo, aspetos cuja importância merece desenvolvimento apropriado no subcapítulo 4.6.

#### 4.4 – Modelação do processo

Se for admitida uma condição convectiva à superfície é possível relacionar a variação da massa de água da amostra com a concentração à sua superfície por meio da igualdade seguinte:

$$-\frac{dm_a}{dt} = Ah_m(C_s - C_{eq}), \quad (4.1)$$

sendo  $h_m$  o coeficiente de transferência de massa.

Na equação (4.1),  $A$  pode ser indiferentemente tomada como a área da superfície das 20 peras da amostra ou apenas de uma desde que o valor da massa  $m_a(t)$  seja tomado em conformidade;  $C_s$  é a concentração de água à superfície das peras e  $C_{eq}$  é a concentração de equilíbrio para as propriedades higrotérmicas do ar usado. Este último valor foi determinado a partir do modelo de Oswin (1946), com os parâmetros definidos por Park *et al.* (2001a) para peras e para condições de velocidade e temperatura análogas às dos ensaios realizados.

No início dos ensaios 1 e 2, e de cada período de secagem do ensaio 3, pode-se admitir que a distribuição do teor de água é uniforme em todo o volume<sup>2</sup> e que nos instantes iniciais do processo a concentração superficial se mantém praticamente constante. Constata-se ainda pela observação da Figura 4.3 a não existência de um período de secagem constante, o que evidencia que a superfície dos frutos não se encontra saturada e que a difusão é o principal mecanismo responsável pela perda de massa de água, tal como é demonstrado por diversos outros autores em trabalhos de secagem convectiva de produtos biológicos (Golestani *et al.*, 2013; Mrad *et al.*, 2012; Uribe *et al.*, 2009). Nas condições referidas a expressão anterior permite o cálculo do coeficiente  $h_m$  desde que seja avaliado o valor da derivada da curva experimental nesse curto período inicial. Os valores de  $h_m$  assim determinados encontram-se na Tabela 4.2.

Sendo a velocidade do ar constante durante o ensaio, e considerando também invariável o diâmetro médio das peras da amostra, pode-se admitir que o valor de  $h_m$  é constante ao longo de cada ensaio.

Na análise efetuada, adotou-se a solução de Fick para uma esfera de diâmetro conhecido, admitindo-se uma concentração inicial uniforme e na fronteira uma condição convectiva (Crank, 1956):

$$\begin{cases} 0 \leq r \leq r_0; t = 0: & C(r, 0) = C_i \\ -D \frac{dC(t, r)}{dr} \Big|_{r=r_0} & = h_m (C(t, r_0) - C_{eq}) \end{cases}, \quad (4.2)$$

---

<sup>2</sup> A verificação de tal homogeneidade nesses períodos do ensaio descontínuo encontra-se justificada adiante, no subcapítulo 4.5.

A concentração  $C(t,r)$ , solução da equação de difusão numa esfera nas condições atrás definidas, é dada pela série de funções

$$\frac{C(t,r) - C_{eq}}{C_i - C_{eq}} = \frac{2Lr_0}{r} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{e^{-D\beta_n^2 t/r_0^2}}{[\beta_n^2 + L(L-1)]} \frac{\sin(\beta_n r/r_0)}{\sin \beta_n} \quad (4.3)$$

e a evolução temporal da concentração média obtém-se a partir da expressão

$$\frac{\bar{C}(t) - C_{eq}}{C_i - C_{eq}} = 1 - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{6L^2 e^{-D\beta_n^2 t/r_0^2}}{\beta_n^2 [\beta_n^2 + L(L-1)]} , \quad (4.4)$$

sendo  $\beta_n$  as soluções da equação  $\beta_n \cdot \cot(\beta_n) + L - 1 = 0$  e  $L$  um parâmetro definido por  $L = r_0 h_m / D$ .

Comparando os valores fornecidos pela equação (4.4) com os resultados obtidos nos testes contínuos e aos 3 primeiros períodos de secagem do ensaio 3, é possível avaliar o valor do coeficiente de difusão  $D$  que permita o melhor ajuste entre os dados experimentais e os modelados, tomando como critério o erro médio percentual absoluto (MAPE), de acordo com Hyndman e Koehler (2006). Como exemplo, a Figura 4.4 ilustra o ajuste feito para os três primeiros períodos de secagem do ensaio 3, representando o teor de água definido em base seca em função do tempo.

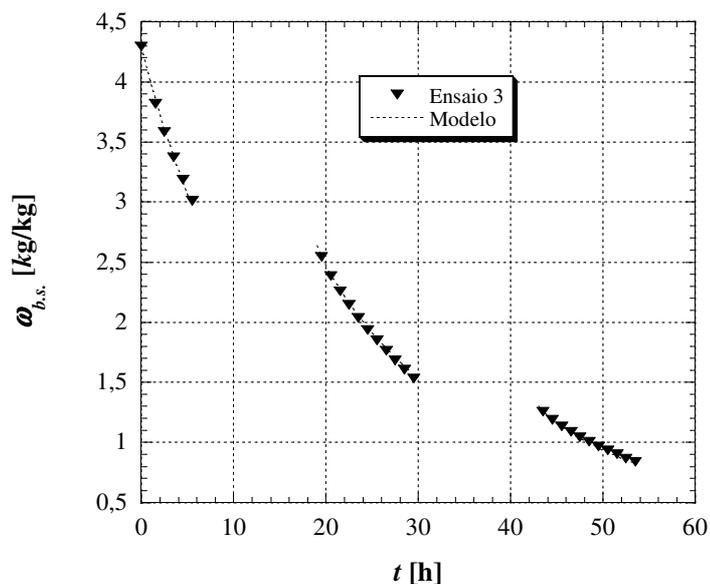


Figura 4.4 – Teor de água (em base seca) em função do tempo.

Na tabela 4.2 encontram-se resumidos os valores de  $h_m$  determinados pelo método apresentado no início do presente subcapítulo e de  $D$  para os diferentes ensaios realizados:

Tabela 4.2 – Valores dos coeficientes de transferência de massa e de difusão para os ensaios realizados

Ensaio	1	2	3 (1º período)	3 (2º período)	3 (3º período)
$h_m$	$2,01 \times 10^{-7}$	$1,84 \times 10^{-7}$	$1,81 \times 10^{-7}$	$1,81 \times 10^{-7}$	$1,81 \times 10^{-7}$
$\sigma$	$\pm 0,010 \times 10^{-7}$	$\pm 0,005 \times 10^{-7}$	$\pm 0,010 \times 10^{-7}$	$\pm 0,010 \times 10^{-7}$	$\pm 0,010 \times 10^{-7}$
$D$	$2,0 \times 10^{-9}$	$4,0 \times 10^{-9}$	$3,0 \times 10^{-9}$	$1,0 \times 10^{-9}$	$7,0 \times 10^{-10}$
MAPE	1,315%	1,300%	0,636%	1,003%	1,002%

MAPE - Erro médio percentual absoluto (%);  $\sigma$  - Desvio padrão

Tomando as 10 primeiras horas do ensaio 1 e os três períodos considerados do ensaio descontínuo e calculando as concentrações médias correspondentes a esses períodos é possível estabelecer uma relação entre estas e o valor de  $D$ , dependência esta que está representada na Figura 4.5.

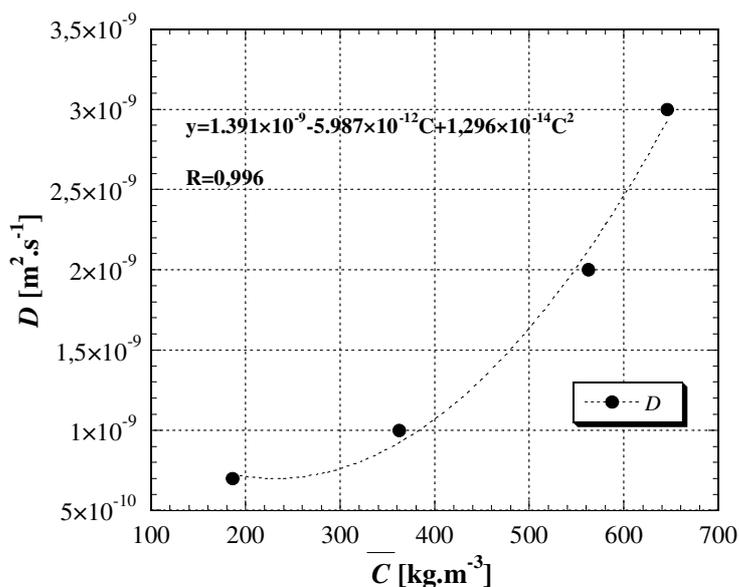


Figura 4.5 – Coeficiente de difusão em função da concentração média.

Na Tabela 4.3 apresentam-se, a título comparativo, alguns valores do coeficiente de difusão médio obtido por diversos autores para diferentes materiais biológicos podendo constatar-se alguma proximidade na ordem de grandeza entre estes e os determinados no presente trabalho.

Tabela 4.3 – Valores de coeficiente de difusão para diferentes produtos biológicos obtidos por diferentes autores

Referências	Tipo de produto	<i>D</i>
Barati e Esfahani (2012)	Cenouras	$5,0 \times 10^{-10}$
Doymaz (2005)	Figos	$2,5 \times 10^{-10}$
Park <i>et al.</i> (2001b)	Pera fatiada	$5,6 \times 10^{-9}$ a $1,4 \times 10^{-8}$
Sacilik <i>et al.</i> (2006)	Tomate	$1,0 \times 10^{-10}$ a $1,0 \times 10^{-9}$

O conhecimento dos valores de  $h_m$  e  $D$ , tornam possível o cálculo da distribuição radial da concentração em cada instante através da equação (4.3) e, em particular, o valor da concentração à superfície ( $r = r_0$ ). Por outro lado, a concentração à superfície ( $C_s$ ) pode ser também calculada a partir dos pontos experimentais por aplicação da expressão (4.1), rearranjada da seguinte forma:

$$C(t, r_0) = C_{eq} + \frac{1}{Ah_m} \times \left| \frac{dm_a}{dt} \right|_t \quad (4.5)$$

Para todos os ensaios, verifica-se uma boa concordância entre as curvas obtidas pelos dois métodos, como é possível verificar nas Figuras 4.6, 4.7 e 4.8.

Demonstrou-se assim que, em processos desta natureza, a imposição de uma condição de fronteira de tipo convectivo à superfície é fisicamente consistente do ponto de vista da modelação dos mesmos, podendo ser com vantagem usada em vez da hipótese de concentração de equilíbrio imposta à superfície ao longo de todo o processo, frequentemente adotada em trabalhos similares (Boughali *et al.*, 2009; Lahsasni *et al.*, 2004; Mohamed *et al.*, 2008; Ramos *et al.*, 2005).

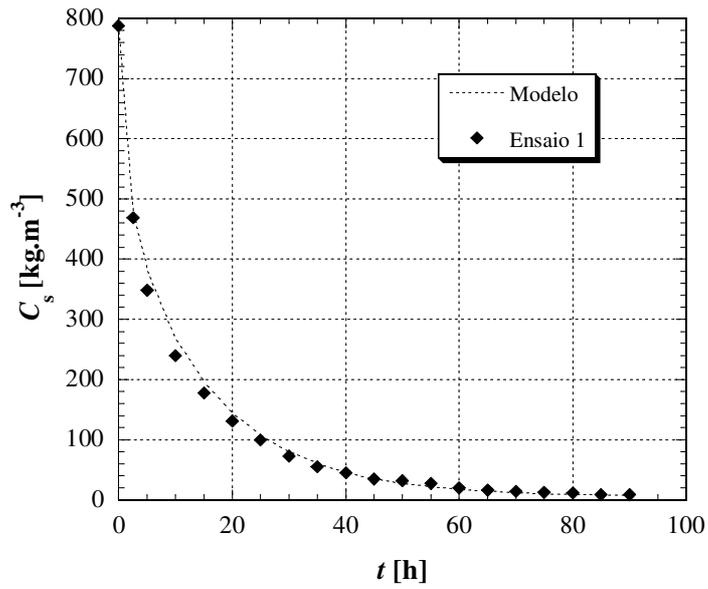


Figura 4.6 – Evolução da concentração à superfície para o ensaio 1.

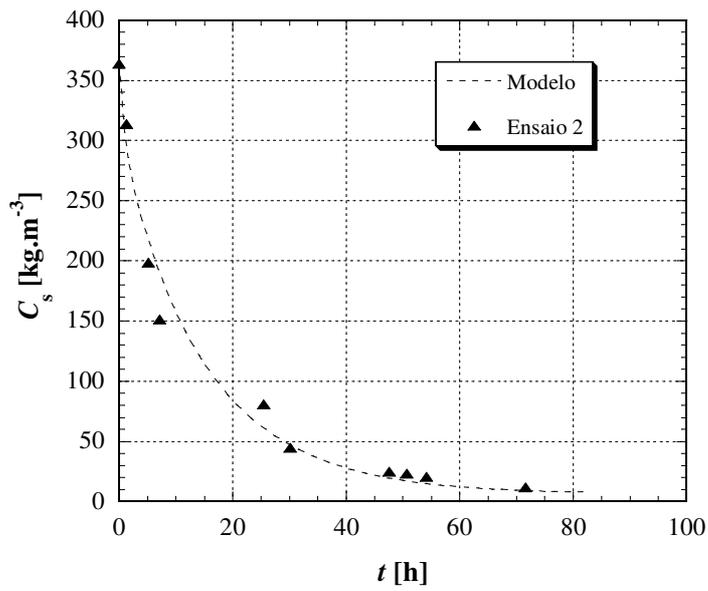


Figura 4.7 – Evolução da concentração à superfície para o ensaio 2.

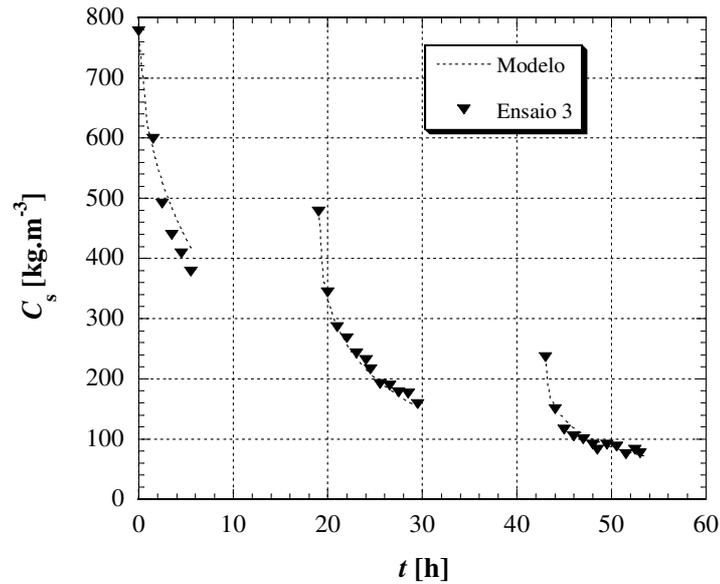


Figura 4.8 – Evolução da concentração à superfície para o ensaio 3.

## 4.5 – Análise do ensaio descontínuo

No caso particular do ensaio descontínuo, os períodos de pausa podem ser modelados continuando a admitir a validade da equação de difusão de Fick mas cuja solução parte das seguintes condições:

1 – A distribuição inicial da concentração no início de cada pausa é conhecida através da equação (4.3) e coincidente com a do instante final do período de secagem precedente.

2 – A superfície das peras é considerada impermeável, ou seja, a concentração média permanece constante durante as pausas.

Considera-se aplicável esta última hipótese, apesar de se verificar nos ensaios experimentais uma ligeira perda de massa durante os períodos de pausa, que, para efeito da análise efetuada neste capítulo, se considera desprezável.

Para as condições descritas, Crank (1956) propôs a seguinte solução:

$$C(t, r) = \frac{3}{r_0^3} \int_0^{r_0} r^2 f(r) dr + \frac{2}{r_0 r} \sum_{n=1}^{\infty} e^{-D\alpha_n^2 t} \frac{\sin(\alpha_n r)}{\sin^2(\alpha_n r_0)} \int_0^{r_0} r' f(r') \sin(\alpha_n r') dr', \quad (4.6)$$

onde  $r'$  é uma variável muda,  $\alpha_n r_0$  são as raízes positivas da equação  $\alpha_n r_0 \cot(\alpha_n r_0) = 1$  e  $f(r)$  é a distribuição de concentração para  $t = 0$ . Nas Figuras 4.9 e 4.10 mostram-se as distribuições radiais de concentração obtidas com a equação (4.6) para diferentes instantes durante as duas primeiras pausas do ensaio 3, partindo da distribuição inicial  $f(r)$  calculada através da equação (4.3).

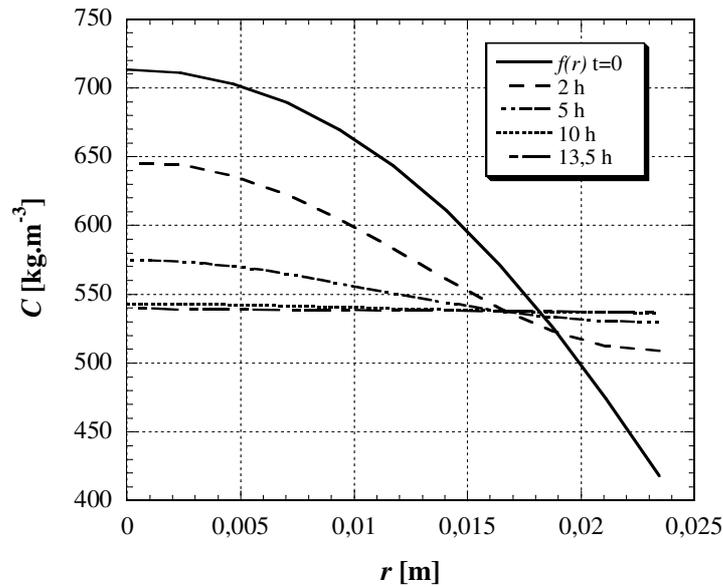


Figura 4.9 – Distribuição radial modelada para diferentes tempos na 1ª pausa.

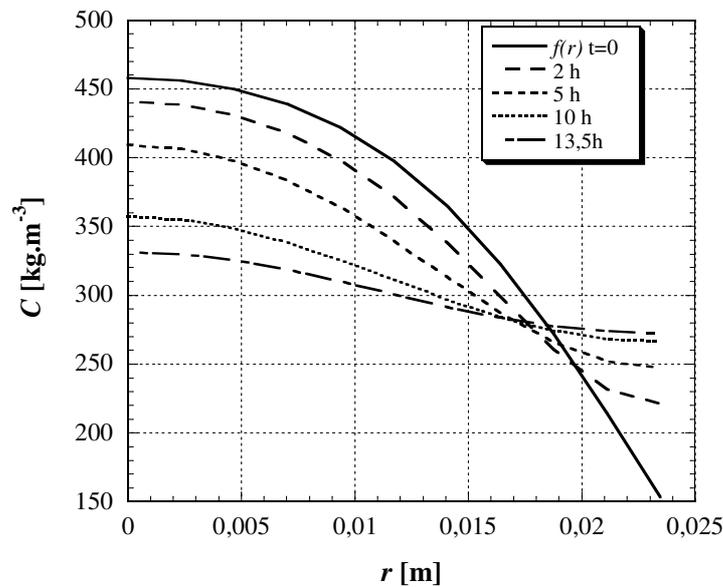


Figura 4.10 – Distribuição radial modelada para diferentes tempos na 2ª pausa.

A fim de determinar o tempo de homogeneização em cada pausa, admitiu-se que a distribuição da água no interior das peras se pode considerar uniforme se à superfície se atingir, pelo menos, 95% do valor da concentração média. Para as condições do ensaio 3, esse tempo de homogeneização é de cerca de 2 horas para a primeira pausa e de 11 horas para a segunda pausa, conforme se pode observar na Figura 4.11. Os valores referidos indicam que os tempos de pausa observados na realização do ensaio 3 (13,5h) foram claramente suficientes para a homogeneização da concentração de água nas peras, antes do início de nova etapa de secagem.

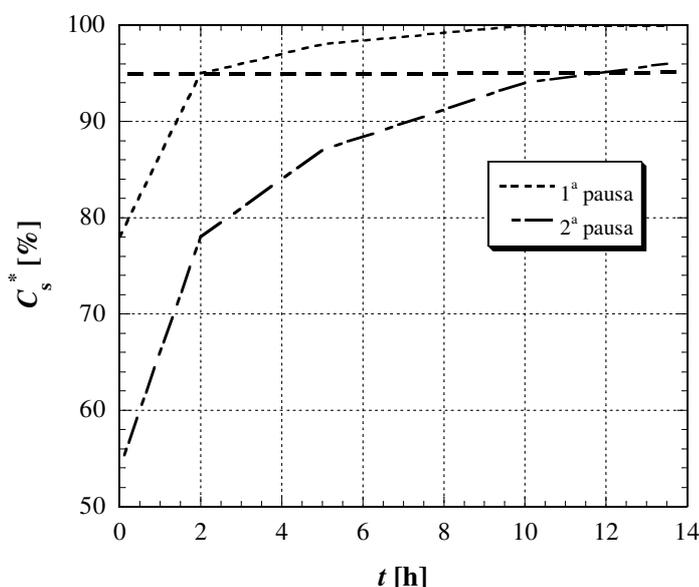


Figura 4.11 – Evolução ao longo das pausas da percentagem de água à superfície em relação à concentração média.

Uma outra forma de comprovar a uniformidade referida atrás consiste em comparar a cinética de secagem no início de cada um dos períodos analisados. Se se tomarem os pontos correspondentes a esses instantes, eles podem ser interpretados como pertencentes a uma curva de secagem, naturalmente fictícia, de um produto que tivesse um coeficiente de difusão infinito e portanto uma concentração variável no tempo mas de distribuição uniforme em todo o instante. Nestas circunstâncias a solução para a concentração média é<sup>3</sup>

<sup>3</sup> Esta solução obtém-se a partir de um balanço de massa instantâneo à superfície, análogo ao balanço térmico inerente ao método da capacitância global, em problemas de condução transiente de calor.

$$\frac{\bar{C}(t) - C_{\text{eq}}}{C_i - C_{\text{eq}}} = e^{-\frac{3}{r_o} h_m t}, \quad (4.7)$$

sendo a primeira derivada em ordem ao tempo dada por:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\bar{C}(t) - C_{\text{eq}}}{C_i - C_{\text{eq}}} \right) = -\frac{3}{r_o} h_m e^{-\frac{3}{r_o} h_m t} = -\frac{3}{r_o} h_m \left( \frac{\bar{C}(t) - C_{\text{eq}}}{C_i - C_{\text{eq}}} \right), \quad (4.8)$$

ou, de uma forma simplificada:

$$\left| \frac{d\bar{C}}{dt} \right| = \frac{3}{r_o} h_m \bar{C}. \quad (4.9)$$

A Figura 4.12 mostra a boa concordância entre os resultados da equação (4.9) e o valor absoluto da derivada em ordem ao tempo da concentração registada experimentalmente nos instantes de reativação (início dos períodos de secagem) para o ensaio 3, representados em função da concentração média.

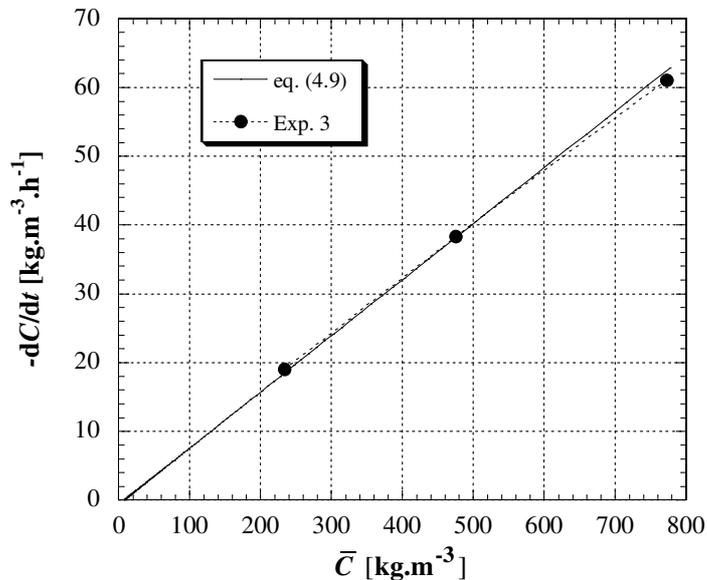


Figura 4.12 – Comparação entre os resultados da equação (4.9) e os correspondentes valores obtidos a partir dos dados experimentais, no reinício de secagem no ensaio 3.

## 4.6 – Otimização de ensaios de secagem descontínua

O conjunto de equações referidas ao longo do capítulo 4 permite definir um conjunto de estratégias de secagem, com vista a uma redução do consumo energético do processo. A equação (4.4) permite caracterizar um processo de secagem contínua. Com a equação (4.3) obtém-se a distribuição radial da concentração de água no produto, em qualquer instante. Por seu turno, a expressão (4.6) permite calcular a distribuição radial da concentração nos períodos de pausa. Com base neste conjunto de equações, procedeu-se à simulação de diversos ensaios de secagem, com as mesmas condições iniciais e do escoamento de ar, mas com diferente número de pausas, descritos na Tabela 4.4. Adotou-se o critério definido no subcapítulo anterior para os períodos de pausa, utilizando um coeficiente de difusão médio para o intervalo de concentrações considerado ( $D=1,5 \times 10^{-9} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ).

Tabela 4.4 – Descrição dos ensaios de otimização

Designação do teste	Número de pausas	1º período de secagem [h]	2º período de secagem [h]	3º período de secagem [h]
TC	0	*	-	-
T1	1	13	*	-
T2	2	10	10	*
T2'	2	5,5	10,5	*
T3	3	5,5	5,5	5,5

\* - Até à concentração final definida ( $151,51 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ )

Nas Figuras 4.13 e 4.14 encontram-se representados os resultados das diferentes simulações, incluindo a de um ensaio contínuo (TC) através da equação (4.4). Para efeitos de comparação, representa-se também a evolução da concentração média que se obteria com o modelo simplificado da equação (4.9), isto é, se fosse válida a hipótese de concentração uniforme dentro do produto durante toda uma secagem contínua.

Na Figura 4.14, os intervalos de operação foram suprimidos de forma a obter a concentração média em função do tempo efetivo de operação ( $t_{op}$ ).

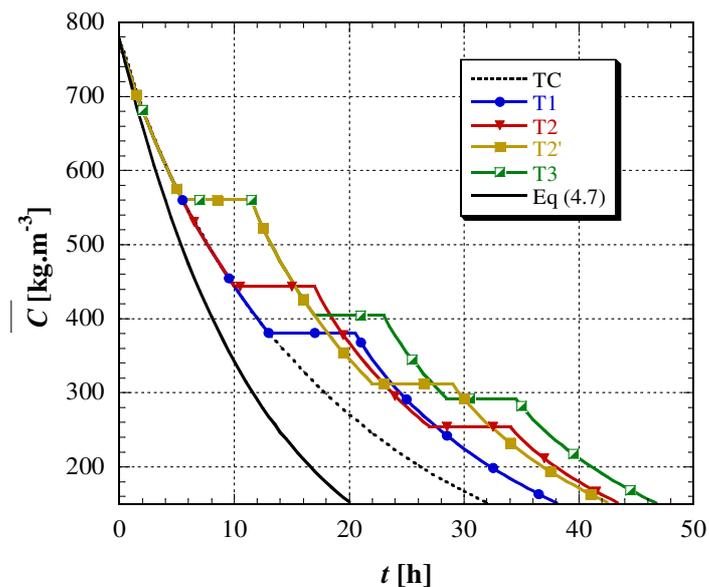


Figura 4.13 – Concentração média em função do tempo para os ensaios de otimização.

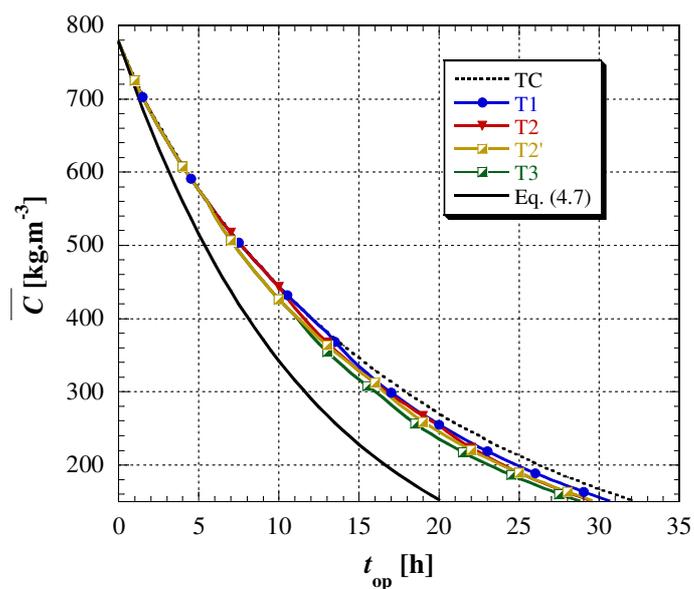


Figura 4.14 – Concentração média em função do tempo de operação para os ensaios de otimização.

Para todas as curvas representadas, o valor  $151,51 \text{ kg.m}^{-3}$ , correspondente ao valor de concentração média do final do 3º período de secagem do ensaio 3, foi adotado como a concentração final a ser atingida.

O tempo efetivo de operação em função do número de pausas está representado na Figura 4.15. É notório o decréscimo de  $t_{op}$  com o aumento do número de pausas imposto, embora exista um aumento do tempo total do processo de secagem.

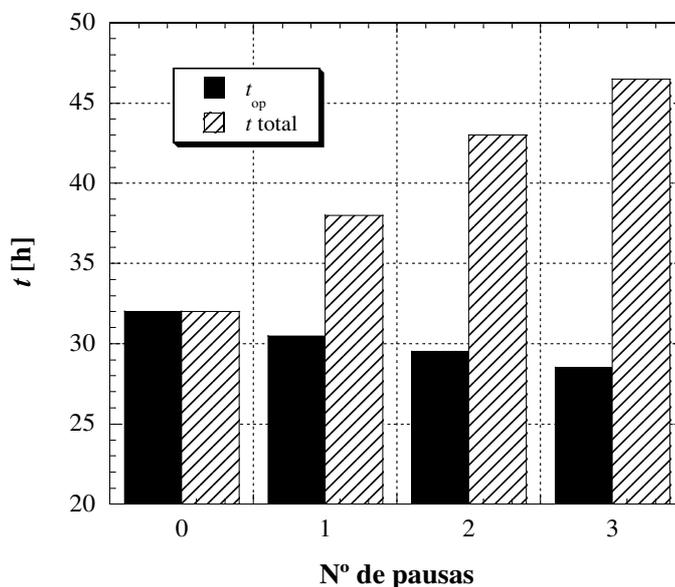


Figura 4.15 – Tempo total e tempo de operação em função do número de pausas.

Na perspetiva de uma estratégia de poupança de energia, verifica-se na Figura 4.16 que com 3 pausas é possível obter 11% de poupança, o que, para as condições definidas, é um resultado bastante satisfatório.

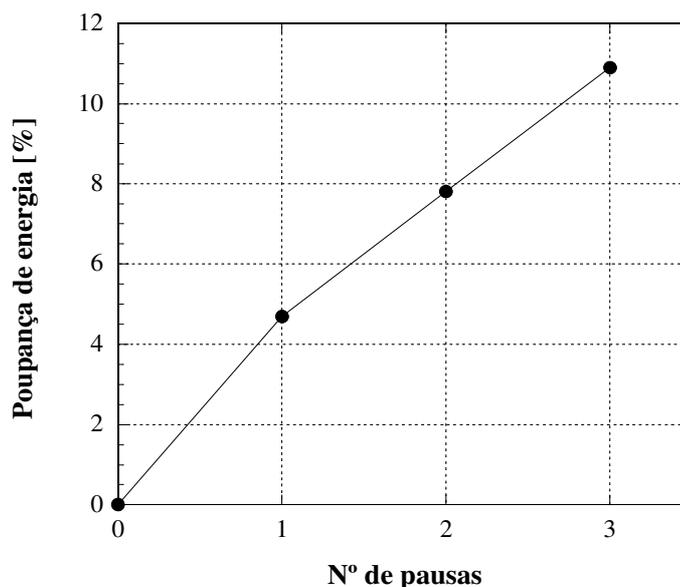


Figura 4.16 – Poupança de energia em função do número de pausas.

Em ambas as figuras são consideradas as médias dos testes **T2** e **T2'**, sendo que  $t_{op}$  foi igual nos dois ensaios, tendo apenas diferido o tempo total em 1 hora (43,5h e 42,5h, respetivamente).

Com as ferramentas à disposição é possível, e ainda usando como base o ensaio descontínuo considerado, efetuar uma análise da influência do coeficiente de transferência de massa  $h_m$ , em termos de redução do tempo de operação e, portanto, de poupança de energia. É esta abordagem que será focada no próximo subcapítulo.

## **4.7 – Influência do coeficiente de transferência de massa na otimização de ensaios descontínuos**

Foram realizadas novas simulações para um valor de  $h_m = 3 \times 10^{-7} \text{ m.s}^{-1}$ , valor relativamente superior ao considerado em **4.6** ( $1,81 \times 10^{-7} \text{ m.s}^{-1}$ ). As condições impostas ao teste foram as mesmas, descritas na Tabela 4.1, inclusivamente o valor adotado como concentração final e o valor do coeficiente de difusão médio ( $D = 1,5 \times 10^{-9} \text{ m}^2.\text{s}^{-1}$ ).

A Tabela 4.5 apresenta os resultados obtidos, em comparação com os determinados no subcapítulo anterior. O novo valor de  $h_m$  é designado por  $h'_m$  e são igualmente apresentados os tempos para a curva teórica admitindo como sendo nula a resistência à transferência de massa, traduzida pela equação (4.9), considerando nesta o novo valor adotado de  $h'_m$ .

Nota-se que o aumento do coeficiente de transferência de massa provoca uma redução dos tempos, quer totais, quer de operação efetiva, não obstante os períodos de pausa terem aumentado devido ao maior gradiente de concentrações que se verifica após cada um dos períodos de secagem.

Analisando os tempos de operação efetiva, observa-se um aumento da poupança energética, que continua a ser superior quanto maior for o número de pausas imposto, passando esta poupança de 11% para 17% admitindo o número de pausas máximo considerado (3 pausas).

Tabela 4.5 – Comparação entre testes com diferente valores de  $h_m$

Teste	n.p.	$h_m$	$h'_m$	$h_m$	$h'_m$	$h_m$	$h'_m$	var. [%]
		$t$ total [h]		$t_{op}$ [h]		P.E. [%]		
Eq. (4.9)	0	20,0	12,0	20,0	12,0			
TC	0	32,0	24,0	32,0	24,0			
T1	1	38,0	31,5	30,5	22,5	4,7	6,2	+1,5
T2	2	43,5	39,0	29,5	21,5	7,8	10,4	+2,6
T2'	2	42,5	37,5	29,5	21,0	7,8	12,5	+4,7
T3	3	46,5	42,5	29,0	20,0	10,9	16,7	+5,8

n.p. – Número de pausas; P.E. – Poupança energética; var. - Variação da percentagem de poupança energética.

A avaliação da influência do valor do coeficiente  $h_m$  no processo de otimização, enquanto análise paramétrica, apenas faz sentido se o mesmo corresponder a velocidades plausíveis no escoamento. Nos ensaios realizados a amostra é assimilada a um conjunto de esferas equivalentes pousadas sobre uma placa plana perfurada estando cada uma no rasto da que a precede. Contrariamente ao caso de cilindros dispostos em bancos de tubos, não existem correlações para esferas em geometrias semelhantes que permitam relacionar os coeficientes de transferência com as características particulares desse tipo de escoamento. Uma maneira alternativa e necessariamente qualitativa é recorrer-se a uma correlação clássica do número de Nusselt como função do número de Reynolds e de Prandtl para um escoamento uniforme em torno de uma esfera:

$$\overline{Nu} = 2 + \left[ 0,4 \times Re^{1/2} + 0,06 \times Re^{2/3} \right] \times Pr^{0,4} \quad (4.10)$$

com  $Re = \frac{\rho_{ar} UL_c}{\mu}$  e  $Pr = 0,7$  (para o ar)

e, fazendo uso desta, avaliar a relação entre os números de Nusselt e os correspondentes valores de  $h_m$  para diferentes valores da velocidade do escoamento. Com base nesta

relação é assim possível estimar a velocidade que corresponde à escolha de um valor particular para  $h_m$ .

No caso em análise, e definindo os parâmetros  $L_c$  para uma esfera ( $L_c=r_0/3=7,82\times 10^{-3}\text{m}$ ), e adotando para o ar a  $40^\circ\text{C}$  as propriedades  $\rho_{\text{ar}}=1,0\text{kg.m}^{-3}$ ,  $\mu=1,9\times 10^{-5}\text{Pa.s}$ , obtém-se a velocidade  $U=3,4\text{ m.s}^{-1}$ , valor este que se mostra compatível com uma operação de secagem convectiva.

## **4.8 – Notas conclusivas**

A análise de secagens convectivas presente no capítulo 4 demonstra a adaptabilidade da energia solar, pelo seu caráter intermitente, a uma metodologia de secagem descontínua.

Através de um modelo matemático baseado na lei de Fick com uma condição de fronteira convectiva, procedeu-se à caracterização destes processos obtendo uma boa concordância com os dados experimentais. Demonstrou-se que a existência de pausas no processo de secagem pode levar a uma considerável poupança energética devida à redução dos tempos de operação efetiva.

A análise efetuada permite também fornecer uma ferramenta preliminar de planeamento de processos de secagem, usando energia solar ou não, com vista à otimização energética dos mesmos.

A metodologia proposta é em princípio extensível a outros produtos biológicos desde que estes apresentem uma geometria para a qual existam soluções analíticas tal como no presente caso.

# 5 - Conclusões

## 5.1 – Principais conclusões

A presente dissertação descreve as diversas etapas de concepção, construção e teste de um coletor solar que funciona como um gerador de ar quente, podendo em particular ser aplicado à secagem de produtos agroalimentares.

O coletor em questão usa como elemento absorvedor uma matriz metálica porosa constituída por palha-de-aço. Para determinação das propriedades desta foi concebida uma instalação experimental e desenvolvidas metodologias para a avaliação de um conjunto de propriedades nomeadamente a porosidade da matriz, a área disponível para transferência de calor entre o escoamento e a matriz, o valor do coeficiente de transferência de calor ou da condutância térmica global associados ao processo, o valor da permeabilidade e os coeficientes de atenuação e de absorção da matriz. Podem referir-se os seguintes valores:

- A palha-de-aço usada apresentava um diâmetro médio de fio de 0,09mm, uma porosidade de 0,99 e uma área de transferência de calor volúmica máxima de 359,18  $\text{m}^2 \cdot \text{m}^{-3}$ . Este último valor foi obtido admitindo que a matriz se pode considerar um fio de comprimento conhecido e com áreas de contacto entre si desprezáveis, sendo assim considerado como um máximo.

- No sistema de equações que caracteriza a interação térmica entre o escoamento e o meio poroso metálico o valor do coeficiente de transferência de calor encontrado é dependente do valor da área de transferência, tendo sido obtido o valor  $10 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{°C}^{-1}$  para a área acima mencionada. A determinação desta é relativamente difícil, facto também referido por outros autores. Em todo o caso a metodologia desenvolvida permite a avaliação da condutância que nos presentes ensaios foi de  $4,89 \text{ W} \cdot \text{°C}^{-1}$ .

- Verificou-se ainda que a palha-de-aço apresenta um coeficiente de absorção da radiação térmica próximo de 1 para uma espessura média de cerca de 6cm, correspondente a 4 camadas da mesma.

O coletor solar construído mostrou um bom desempenho usando uma cobertura de vidro simples e atingindo, quando usada uma cobertura de vidro duplo, com 1,5cm de altura da caixa-de-ar, valores interessantes de rendimento térmico médio de 40%, de diferenças de temperatura entre a entrada e a saída próximas dos 50°C e temperaturas de saída máximas superiores a 77°C. Em termos de potência média diária por unidade de área de coletor atingiram-se valores próximos de 285W/m<sup>2</sup>.

Os valores obtidos comparam bem com os publicados na literatura para aquecedores de ar solares de passagem simples ou de dupla passagem.

Tendo em conta as necessidades dos sistemas de secagem em termos de temperatura do ar e, sobretudo, o objetivo de baixo custo e simplicidade de construção do coletor, o tipo de configuração adotado permite ter um bom compromisso entre eficiência e custo.

Foi desenvolvida uma análise experimental e matemática de secagens em regime contínuo e descontínuo de um produto biológico (pera de *São Bartolomeu*). Os resultados deste estudo mostraram que as secagens em regime descontínuo podem proporcionar uma redução do tempo efetivo de operação de uma instalação de secagem e, portanto, dos custos energéticos da mesma. O modelo matemático adotado com base nas soluções analíticas da equação de difusão de massa permitiu desenvolver uma metodologia de otimização de um processo de secagem descontínuo numa perspetiva de redução dos custos energéticos. No exemplo estudado, esta redução equivaleu a uma poupança energética de cerca de 17%.

Às vantagens evidenciadas no ponto anterior, junta-se o facto de a energia solar, com a sua intermitência, ser facilmente aplicada a estes processos, sendo possível com o modelo matemático desenvolvido planear e adaptar operações de secagem aos períodos noturnos e diurnos, por forma a reduzir o consumo energético.

## **5.2 – Sugestões para trabalhos futuros**

O conteúdo desta monografia procura evidenciar as potencialidades de um coletor simples e de baixo custo. Contudo, é também um ponto de partida para futuros trabalhos que visem melhorar o rendimento do próprio coletor, nomeadamente estudando a espessura ideal da caixa-de-ar da cobertura de vidro, bem como o desempenho para

diferentes caudais. De igual modo será interessante analisar a influência das características da matriz usada (porosidade, área volúmica, permeabilidade, etc.) no comportamento térmico do coletor. A possível inclusão de um sistema de recirculação de ar (passagem dupla) poderá também aumentar os valores de rendimento do coletor solar e ser objeto de análise futura.

Também ao nível da aplicação do coletor solar a sistemas de secagem, importa fazer um correto acoplamento e dotar possivelmente o coletor de um sistema de regulação do caudal de ar, por forma a adaptá-lo às especificidades de cada produto ou operação.

O coletor construído, apesar de especificamente projetado para operações de secagem de alimentos, pode ser usado para outros propósitos como, por exemplo, secagem de produtos cerâmicos ou, inclusivamente, ser adaptado em sistemas térmicos, de climatização ou de aquecimento de águas sanitárias.

## **Referências bibliográficas**

- Ahmed M.H., Kattab N.M., Fouad M. (2005). Evaluation and optimization of solar desiccant wheel performance. *Renewable Energy*. 30, 305-325.
- Aldabbagh L.B.Y., Egelioglu F., Ilkan M. (2010). Single and double pass solar air heaters with wire mesh as packing bed. *Energy*. 35, 3783-3787.
- Alta D., Bilgili E., Ertekin C., Yaldiz O. (2010). Experimental investigation of three different solar air heaters: Energy and exergy analyses. *Applied Energy*. 87, 2953-2973.
- Alvarez G., Arce J., Lira L., Heras M.R. (2004). Thermal performance of an air solar collector with an absorber plate made of recyclable aluminium cans. *Solar Energy*. 77, 107-113.
- Ayompe L.M., Duffy A. (2013). Thermal performance analysis of a solar water heating system with heat pipe evacuated tube collector using data from a field trial. *Solar Energy*. 90, 17-28.
- Babalís S.J., Belessiotis, B.G. (2004). Influence of the drying conditions on the drying constants and moisture diffusivity during the thin-layer drying of figs. *Journal of Food Engineering*. 65, 449-458.
- Balfour J., Shaw M., Nash M.B. (2013). *Advanced Photovoltaic System Design*. p.7, Jones & Bartlett Learning, Burlington, USA.
- Barati E., Eshfahani J.A. (2012). Mathematical simulation of convective drying: Spatially distributed temperature and moisture in carrot slab. *International Journal of Thermal Sciences*. 56, 86-94.
- Belessiotis V., Delyannis D. (2011). Solar drying. *Solar Energy*. 85, 1665-1691.
- Benli H., Durmuş A. (2009). Performance analysis of a latent heat storage system with phase change material for new designed solar collectors in greenhouse heating. *Solar Energy*. 83, 2109-2119.
- Bhushan B., Singh R. (2012). Thermal and thermohydraulic performance of roughened solar air heater having protruded absorber plate. *Solar Energy*. 86, 3388-3396.
- Bird R.B., Stewart W.E., Lightfoot E.N. (1960). *Transport Phenomena*. John Wiley & Sons, pp 411-412, Singapura.
- Boughali S., Benmoussa H., Bouchekima B., Mennouche D., Bouguettaia H., Bechki D. (2009). Crop drying by indirect active hybrid solar – Electrical dryer in the eastern Algerian Septentrional Sahara. *Solar Energy*. 83, 2223-2232.
- Cabrera F.J., Fernández-García A., Silva R.M.P., Pérez-García M. (2013). Use of parabolic trough solar collectors for solar refrigeration and air-conditioning applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 20, 103-118.
- Chamoli S., Chauhan R., Thakur N.S., Saini J.S. (2012). A review of the performance of double pass solar air heater. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 16, 481-492.
- Couturier C., Lhoste B., Pointereau P. (1989). *Le sechage solaire des lantes aromatiques et medicinales*. Archimed, Gefosat, Solagro ed., Toulouse, França.

- Crank J. (1956). The mathematics of diffusion. 1st Ed. Cap. VI, pp 84-98. Oxford University Press, Ely House, London, Great Britain.
- Dhiman P., Thakur N.S., Chauhan S.R. (2012). Thermal and thermohydraulic performance of counter and parallel flow packed bed solar air heaters. *Renewable Energy*. 46, 259-268.
- Doymaz I. (2005). Sun drying of figs: an experimental study. *Journal of Food Engineering*. 71, 403-407.
- Dukhan N., Ali M. (2012). Strong wall and transverse size effects on pressure drop of flow through open-cell metal foam. *International Journal of Thermal Sciences*. 57, 85-91.
- Dyga R., Płaczec M. (2010). Efficiency of heat transfer in heat exchangers with wire mesh packing. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 53, 5499-5508.
- Ekechukwu O.V., Norton B. (1999). Review of solar-energy drying systems II: an overview of solar drying technology. *Energy Conversion & Management*. 40, 615-655.
- El-khawajah M.F., Aldabbagh L.B.Y., 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.
- El-Sawi A.M., Wifi A.S., Younan M.Y., Elsayed E.A., Basily B.B. (2010). Application of folded sheet metal in flat bed solar air collectors. *Applied Thermal Energy*. 30, 864-871.
- Esen H., Ozgen F., Esen M., Sengur A. (2009). Artificial neural network and wavelet neural approaches for modeling of a solar air heater. *Expert Systems with Applications*. 36, 11240-11248.
- Facão J., Oliveira A.C. (2010). Simulation of a linear Fresnel solar collector concentrator. *International Journal of Low-Carbon Technologies*. 5, 125-129.
- Fadhel A., Kooli S., Farhat A., Bellghith A. (2005). Study of the solar drying of grapes by three different processes. *Desalination*. 185, 535-541.
- Ferreira A., Candeias M. (2005). Secagem solar de frutos e plantas aromáticas. *Revista de Ciências Agrária*. 28 (1), 363-370.
- Fohr J.P., Figueiredo A.R. (1987). Agricultural solar air collectors: design and performances. *Solar Energy*. 38 (5), 311-321.
- Forson F.K., Nazha M.A.A., Akuffo F.O., Rajakaruna H. (2007). Design of mixed-mode natural convection solar crop dryers: Application of principles and rules of thumb. *Renewable Energy*. 32, 2306-2319.
- Golestani R., Raisi A., Aroujalian A. (2013). Mathematical modeling on air drying of apples considering shrinkage and variable diffusion coefficient. *Drying Technology*. 31, 40-51.
- Guiné R.P.F., Castro, J.A.M.M. (2002). Experimental determination and computer fitting of desorption isotherms of D.Joaquina pears. *Trans ICheme*. 80, C.
- Guiné R.P.F., Castro, J.A.M.M. (2003). Analysis of moisture content and density of pears during drying. *Drying Technology*. 21 (3), 581-591.

- Guiné R.P.F. (2006). Influence of drying method on density and porosity of pears. *Food and Bioproducts Processing*. 84 (3), 179-185.
- Guiné R.P.F., Ramos M.A., Figueiredo, M.M. (2006). Shrinkage characteristics and porosity of pears during drying. *Drying Technology*. 24, 1525-1530.
- Guiné R.P.F., Rodrigues A.E., Figueiredo M.M. (2007). Modelling and simulation of pear drying. *Applied Mathematics and Computation*. 192, 69-77.
- Guiné R.P.F. (2008). Pear drying: Experimental validation of a mathematical prediction model. *Food and Bioproducts Processing*. 86, 248-253.
- Guiné R.P.F. e outros autores (2010). Secagem de peras: da tradição à ciência. ESAV/CI&DETS ed, Viseu, Portugal.
- Gupta M.K., Kaushik S.C. (2009). Performance evaluation of solar air heater having expanded metal mesh as artificial roughness on absorber plate. *International Journal of Thermal Sciences*. 48, 1007-1016.
- Hutter C., Bücher D., Zuber V, von Rohr R. (Ph.) (2011). Heat Transfer in metal foams and designed porous media. *Chemical Engineering Science*. 66, 3806-3814.
- Hyndman R.J., Koehler A.B. (2006). Another look at measures of forecast accuracy. *International Journal of Forecasting*. 22, 679-688.
- Incropera F.P., deWitt D.P. (1998). Fundamentos de transferência de Calor e Massa, 4ªed. LTC Editora.
- Jain D., Jain R.K. (2004). Performance evaluation of an inclined multi-pass solar air heater with in-built thermal storage on deep-bed drying application. *Journal of Food Engineering*. 65, 497-509.
- Jannot I., Talla A., Nganhou J., Puiggali JR. (2004). Modeling of banana convective drying by the drying characteristic curve (DCC) method. *Drying Technology*. 22 (8), 1949-1968.
- Kalogirou S.A. (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.
- Karathanos V.T., Belissiotis V.G. (1997). Sun and artificial air drying of some agricultural products. *Journal of Food Engineering*. 31. 35-46.
- Kaviany M. (1991). "Principles of heat transfer in porous media". cap.II, Springer-Verlag, New York, USA.
- Kołodziej A., Łojewska J., Jaroszyński M., Gancarczyk A., Jodłowski P. (2012). Heat transfer and flow resistance for stacked wire gauzes: Experiments and modelling. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 33, 101-108.

- Koyuncu T., Pinar Y., Lule F. (2007). Convective drying characteristics of azarole red (*Crataegus monogyna* Jacq.) and yellow (*Crataegus aronia* Bosc.) fruits. *Journal of Food Engineering*. 78, 1471-1475.
- Kumar A., Saini R.P., Saini J.S. (2012). Heat and fluid flow characteristics of roughened solar air ducts – A review. *Renewable Energy*. 47, 77-94.
- Kumar R., Rosen M.A. (2011). A critical review of photovoltaic-thermal solar collectors for air heating. *Applied Energy*. 88, 3603-3614.
- Kurtbas I., Celik N. (2009). “Experimental investigation of forced and mixed convection in a foam-filled horizontal rectangular channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 52, 1313-1325.
- Lahsani S., Kouhila M, Mahrouz M, Jaouhari J.T. (2004). Drying kinetics of prickly pear fruit (*Opuntia ficus indica*). *Journal of Food Engineering*. 61, 173-179.
- Lengyel A. (2007). The change of body temperature during convective drying of cube-shaped apple pieces. *Drying Technology*. 25, 1275-1280.
- Lienhard IV, J.H., Lienhard V, J.H. (2003). A Heat transfer textbook. (3rd Ed.) pp 574-575. Phlogiston Press, Massachusetts, USA.
- Mittal M.K., Varshney L. (2006). Optimal thermohydraulic performance of a wire mesh packed solar air heater. *Solar Energy*. 80, 1112-1120.
- Mohamed L.A, Kane C.S.E., Kouhila M., Jamali A., Mahrouz M., Kechaou N. (2008). Thin layer modeling of *gelidium sesquipedale* solar drying process. *Energy Conversion and Management*. 49, 940-946.
- Moreira R., Figueiredo A., Sereno A. (2000). Shrinkage of apple disks during drying by warm air convection and freeze drying. *Drying Technology*. 18 (1&2), 279-294.
- Mrad N.D, Boudhria N., Kechaou N., Curtois F, Bonazzi C. (2012). Influence of air drying temperature on kinetics, physiochemical properties, total phenolic content and ascorbic acid on pears. *Food and bioproducts processing*. 90, 433-441.
- Mwithiga G., Kigo S.N. (2006). Performance of a solar dryer with limited sun tracking capability. *Journal of Food Engineering*. 74, 247-252.
- Nourhène B., Mohammed K, Nabil K (2008). Experimental and mathematical investigations of convective solar drying of four varieties of olive leaves. *Food and Bioproducts Processing*. 86, 176-184.
- Oswin, C.R. (1946). The kinetics of package life. III. The isotherm. *Journal of the Society of Chemical Industry*. 65, 419-421.
- Panwar N.L., Kaushik S.C., Kothari S. (2012). State of art of solar cooking: an overview. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 16, 3776-3785.
- Pardhi C.B., Bhagoria J.L. (2013). Development and performance evaluation of mixed-mode solar dryer with forced convection. *International Journal of Energy and Environmental Engineering*. 4(1), 1-8.

- Park K.J., Bin A., Brod F.P.R. (2001a). Obtenção de isotermas de sorção e modelagem matemática para a pêra Bartlett (*Pyrus sp.*) com e sem desidratação osmótica. *Ciência e Tecnologia dos Alimentos*. 21, 73-77.
- Park K.J., Yado M.K.M., Brod F.P.R. (2001b). Estudo de secagem de pêra Bartlett (*Pyrus sp.*) em fatias. *Ciência e Tecnologia dos Alimentos*. 21, 288-292.
- Prasad S.B., Saini J.S., Singh K.M. (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.
- Ramana Murthy M.V. (2009). A review of new technologies, models and experimental investigations of solar driers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 13, 835-844.
- Ramos C., Ventura J.E. (1999). III Congresso da Geografia Portuguesa. pp 453-461. Edições Colibri e Associação Portuguesa de Geógrafos. Lisboa, Portugal.
- Ramos I.N., Brandão T.R.S, Silva C.L.M (2005). Integrated approach on solar drying, pilot convective drying and microestrutural changes. *Journal of Food Engineering*. 67, 195-203.
- Ratlamwala T.A.H., Dincer I., Aydin M. (2012). Energy and exergy analyses and optimization study of an integrated solar heliostat field system for hydrogen production. *International Journal of Hydrogen Energy*. 37, 18704-18712.
- Reddy K.S., Veershetty G. (2013). Viability analysis of solar parabolic dish stand-alone power plant for Indian conditions. *Applied Energy*. 102, 908-922.
- Rozis J.F. (1986). Sécher des produits alimentaires. Guide technique. Gret ed., França.
- Ruivo C.R. (2011). Experiences of solar cooking in south Portugal (Algarve). Proceedings of EMSCE 2011. Ed. Carlos A. Garcia Vázquez, pp 306-312, Espanha.
- Sacilik K., Keskin R., Elicin A.K. (2006). Mathematical modelling of solar tunnel drying of thin layer organic tomato. *Journal of Food Engineering*. 73, 231-238.
- Saini R.P., Saini J.S. (1997). Heat transfer and friction factor correlations for artificially roughened ducts with expanded metal mesh as roughness element. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 4, 973-986.
- Saleh A., Badran I. (2009). Modeling and experimental studies on a domestic solar dryer. *Renewable Energy*. 34, 2239-2245.
- Sansoni P., Fontani D., Francini F., Giannuzzi A., Sani E., Mercatelli L., Jafrancesco D. (2011). Optical collection efficiency and orientation of a solar trough medium-power plant installed in Italy. *Renewable Energy*. 36, 2341-2347.
- Saxena A., Agarwal N., Srivastava G. (2013). Design and performance of a solar air heater with long term heat storage. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 60, 8-16.
- Setekleiv A.E., Svendsen H.F. (2012). Operation and dynamic behavior of wire mesh pads. *Chemical Engineering Science*. 68. 624-639.
- Sethi V.P., Arora S. (2009). Improvement in greenhouse solar drying using inclined north wall reflection. *Solar Energy*. 83, 1472-1484.

- Sharma A., Chen C.R., Lan N.V. (2009). Solar-energy drying systems: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 13, 1185-1210.
- Silva V., Figueiredo A.R., Costa, J.J. (2009). Secagem convectiva em túnel de pêra São Bartolomeu. Pêras secadas, promoção de um produto agro-alimentar tradicional – Acção de divulgação. ESAV Ed. pp 43-45. Viseu, Portugal.
- Simate, I.N. (2003). Optimization of mixed-mode and indirect-mode natural convection solar dryers. *Renewable Energy*. 28, 435-453.
- Singh R.V., Kumar S., Hasan M.M., Khan M.E., Tiwari G.N. (2013). Performance of a solar still integrated with evacuated tube collector in natural mode. *Desalination*. 318, 25-33.
- Solanki S.C., Dubey S., Tiwari A. (2009). Indoor simulation and testing of photovoltaic thermal (PV/T) air collectors. *Applied Energy*. 86, 2421-2428.
- Sopian K., Liu H.T., Kakac S., Veziroglu T.N. (2000). Performance of a double pass photovoltaic thermal solar collector suitable for solar drying systems. *Energy Conversion and Management*. 41, 353-365.
- Sopian K., Alghoul M.A., Alfegi E.M., Sulaiman M.Y., Musa E.A. (2009). Evaluation of thermal efficiency of double-pass solar collector with porous-nonporous media. *Renewable Energy*. 34, 640-645.
- Tian Y., Zhao C.Y. (2013). A review of solar collectors and thermal energy storage in solar thermal applications. *Applied Energy*. 104, 538-553.
- Tyagi V.V., Kaushik S.C., Tyagi S.K. (2012). Advancement in solar photovoltaic/thermal (PV/T) hybrid collector technology. (2012). *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 16, 1383-1398.
- Uribe E., Vega-Galvez A., Di Scala, K., Oyanadel R., Torrico J.S., Miranda M. (2009). Characteristics of convective drying of Pepino Fruit (*Solanum muricatum* Ait.): Application of weibull distribution. *Food and Bioprocess Technology*. 4 (8), 1349-1356.
- Valmiki M.M., Li P., Heyer J., Morgan M., Albinali A., Alhamadi K., Wagoner J. (2011). A novel application of a Fresnel lens for a solar stove and solar heating. *Renewable Energy*. 36, 1614-1620.
- Varol Y., Oztop H.F. (2008). A comparative numerical study on natural convection in inclined wavy flat-plate solar collectors. *Building and Environment*. 43, 1535-1544.
- Varun, Saini R.P., Singal S.K. (2007). A review on roughness geometry used in solar air heaters. *Solar Energy*. 81, 1340-1350.
- Wei X., Lu Z., Yu W., Zhang H., Wang Z. (2011) Tracking and ray tracing equations for the target-aligned heliostat for solar tower power plants. *Renewable Energy*. 36, 2687-2693.
- Yeh H., Ho C. (2009). Solar air heaters with external recycle. *Applied Thermal Energy*. 29, 1694-1701.