

Jorge Manuel Resende Vieira Facão



Estudo de Colectores Solares Incorporando Tubos de Calor com Aplicação em Ciclos Motores

Dissertação submetida à Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto para obtenção
do grau de Doutor em Engenharia Mecânica

Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial

Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Dezembro de 2004

aos meus pais

Agradecimentos

Em primeiro lugar, gostaria de agradecer ao Professor Armando Oliveira a orientação deste trabalho, bem como todas as condições que colocou ao meu dispor e que tornaram possível a sua realização.

Agradeço à Fundação para a Ciência e a Tecnologia a bolsa de doutoramento concedida. Agradeço também à comissão Europeia pelo financiamento parcial do trabalho, no âmbito do projecto de investigação Europeu Hybrid-CHP, contracto: ENK5-CT-2000-00080.

Agradeço ao Dr. Szabolcs Varga a orientação dada nos modelos de redes neuronais artificiais.

Agradeço ao Dr. Rabah Boukhanhouf e ao Dr. Xudong Zhao, que me ajudaram em Nottingham a realizar os ensaios experimentais do colector solar com tubos de calor circulares.

Agradeço à minha irmã que me enviava sempre que possível artigos da Universidade de Edimburgo, quando nós ainda não tínhamos no Porto acesso ao Science Direct.

Agradeço por fim ao Prof. Paulo Coelho as conversas que tivemos sobre análise de incerteza.

Resumo

Foi avaliado o comportamento térmico de dois colectores solares com tubos de calor, com aplicação em ciclos de micro-cogeração. O colector com tubos de calor circulares apresenta a particularidade de ser híbrido, recebendo energia dos gases de exaustão da caldeira, circulando por baixo da placa colectora.

A transferência de calor nos condensadores dos colectores solares, por não se encontrar devidamente documentada, foi estudada com recurso a um programa de simulação (Fluent). Trata-se de canais de secção rectangular sendo um deles curvo.

Foram desenvolvidos modelos dos colectores baseados em balanços térmicos e modelos de redes neuronais. Os modelos baseados em balanços térmicos apresentam a desvantagem de, para determinadas condições, não se atingir a convergência, problema que não se verifica nos modelos de redes neuronais.

Os resultados simulados revelaram um desvio positivo relativamente aos resultados experimentais para o colector solar com tubos de calor em placa. Esse desvio poderá dever-se ao comportamento não ideal do tubo de calor e às perdas térmicas da placa para a estrutura do colector. No caso do colector com tubos de calor circulares, a concordância entre resultados numéricos e experimentais, só se verifica quando se usam as propriedades reais do vidro, da placa colectora e se introduzem resistências de contacto entre tubo de calor - tubo de cobre - canal.

Foi efectuada análise da incerteza dos resultados experimentais separando as duas componentes, aleatória e sistemática, e calculou-se a incerteza na regressão linear (curva de rendimento) quando as variáveis apresentam incertezas sistemáticas, aleatórias e incertezas sistemáticas correlacionadas.

Foi simulado o comportamento dum ciclo de micro-cogeração utilizando um dos colectores desenvolvidos produzindo 6 kW de electricidade. O calor gerado no condensador pode ser usado para aquecimento ou arrefecimento de edifícios. Vários fluidos foram considerados para o ciclo e o metanol apresentou o melhor desempenho. A contribuição solar foi avaliada para os dados climáticos de Lisboa. Foi avaliado o potencial económico do sistema através do cálculo das poupanças do ciclo de vida e período de

amortização. Também se avaliou as poupanças em emissões de CO₂ para o ambiente.

Abstract

The thermal behaviour of two heat pipe solar collectors for use in micro-CHP systems was evaluated. The hybrid collector uses as inputs solar radiation and hot gases from a boiler, which circulate below the collector plate.

The convective heat transfer in the collectors condensers was analysed with a computational fluid dynamics code (Fluent). The channels have a rectangular section and a curved rectangular section.

Energy balance models and artificial neural network models were implemented. Traditional energy balance models have the drawback of not always achieving convergence. Neural networks are widely accepted as a technique offering an alternative way to simulate different types of systems. They were applied to solar collectors.

For the plate heat pipe solar collector the numerical results present higher efficiency than experimental results. The error could be explained by the non ideal behaviour of the heat pipe and the thermal losses from the plate to the collector frame. For the hybrid heat pipe solar collector, the agreement occurred if the real glass cover and plate proprieties and if the contact thermal resistances heat pipe – cooper pipe – channels are used.

A detailed uncertainty analysis was performed by separating the contribution of systematic and random uncertainties for each variable. The uncertainty associated with a linear regression (efficiency curve) has been calculated, when the variables present systematic, random and correlated systematic uncertainties.

The behaviour of a combined heat and power cycle producing 6 kW of electricity was simulated. The heat rejected in the cycle condenser may be used for space heating or cooling of buildings. Several fluids have been considered for the cycle and methanol presented the best performance. The contribution of solar energy (solar fraction) was evaluated for the climatic data of Lisbon (Portugal).

The energy and economic potential of the system is compared to the conventional alternative through, the calculation of life cycle savings and payback period. CO₂ emissions savings were also assessed.

Résumé

La performance thermique de deux capteurs solaires avec caloducs pour utilisation en cycles de micro-cogénération a été évaluée. Le capteur solaire avec caloducs circulaires est hybride, emploie le rayonnement solaire et les gazes chauds de la chaudière, qui circulent au-dessous de la plaque du capteur.

Le transfert thermique dans les condensateurs des capteurs solaires a été analysé avec un code computationnel. (Fluent) Les canaux sont une section rectangulaire et une section rectangulaire curvée.

Des modèles de balance d'énergie et des modèles de réseaux de neurones ont été appliqués. Les modèles traditionnels de balance d'énergie ont l'inconvénient de la convergence ne pas être toujours réalisée. Ce problème n'est pas vérifié avec des modèles de réseaux de neurones.

La comparaison entre résultats numériques et expérimentaux a montré, pour le capteur avec caloducs en plaque, une déviation. Cette différence pourra venir du comportement non idéal du caloduc et des pertes de chaleur vers la structure du capteur. Pour le capteur solaire avec caloducs circulaires, l'accord est obtenu quand les propriétés de la couverture de verre, les propriétés thermiques de la plaque et les résistances de contact caloducs – tube de cuivre – channel sont utilisées.

L'analyse de l'incertitude expérimentale a été évaluée séparant la contribution des incertitudes systématiques et aléatoires pour chaque variable. L'incertitude liée à la régression linéaire (courbe d'efficacité) a été calculée, quand les variables présentent des incertitudes systématiques, aléatoires et systématiques corrélées.

La performance d'un cycle de micro-cogénération produisant 6 kilowatts de l'électricité a été simulée. La chaleur rejetée dans le condensateur du cycle peut-être employée pour chauffer ou refroidir des bâtiments. Plusieurs fluides ont été considérés pour le cycle et le méthanol a présenté la meilleure performance. La contribution de l'énergie solaire (fraction solaire) a été évaluée pour les données climatiques de Lisbonne. (Portugal)

L'énergie et le potentiel économique du système sont comparés avec le système

conventionnel: l'épargne de cycle de vie et le délai de récupération actualisé. L'épargne de CO₂ émis a été aussi calculé.

Índice

Nomenclatura	xii
1 Introdução	1
1.1 Objectivos	4
1.2 Organização da tese	4
2 Colectores solares com tubos de calor	6
2.1 Introdução aos tubos de calor	6
2.2 Modelação dos tubos de calor	9
2.2.1 Resistências térmicas	11
2.2.2 Outros métodos	13
2.3 Revisão das soluções existentes	14
2.4 Soluções propostas	17
2.4.1 Colector híbrido com tubos de calor circulares	17
2.4.2 Colector com tubos de calor em placa	18
3 Modelação de colectores solares com tubos de calor	23
3.1 Modelos baseados em balanços térmicos	24
3.1.1 Colector com tubos de calor circulares	24
3.1.1.1 Análise dos gases	29
3.1.1.2 Radiação absorvida	30
3.1.1.3 Coeficientes de transferência de calor	32

3.1.1.4	Estudo numérico da transferência de calor no condensador	34
3.1.2	Resultados da aplicação do modelo	49
3.1.3	Colector com tubos de calor em placa	55
3.1.3.1	Coeficiente de transferência de calor no condensador	56
3.1.3.2	Resultados e melhoramento do colector solar	62
3.2	Modelos de redes neuronais	69
3.2.1	Introdução aos modelos de redes neuronais	69
3.2.2	Resultados	76
4	Resultados Experimentais dos Collectores	83
4.1	Colector Solar com tubos de calor circulares	83
4.1.1	Metodologia e Resultados	84
4.1.1.1	Colector solar sem gases de combustão	86
4.1.1.2	Colector solar híbrido	86
4.1.2	Análise da incerteza	88
4.1.3	Comparação entre rendimento teórico e experimental	96
4.2	Colector solar com tubos de calor em placa	98
4.2.1	Curva de rendimento instantâneo	102
4.2.2	Constante de tempo	102
4.2.3	Análise da incerteza	103
4.2.4	Comparação entre rendimento teórico e experimental	106
5	Aplicação de um colector com tubos de calor a um sistema de micro-cogeração	108
5.1	Revisão de ciclos assistidos com energia solar	110
5.2	Sistema de micro-cogeração proposto	112
5.2.1	Potenciais aplicações para o sistema	115
5.3	Contribuição solar para o sistema de micro-cogeração	116
5.4	Avaliação económica do sistema	121

5.4.1	Custos da energia	122
5.4.2	Custo inicial do sistema	125
5.4.3	Cálculos económicos	126
5.5	Impacto ambiental do sistema	137
6	Conclusões	138
6.1	Resumo do trabalho e principais conclusões	138
6.2	Perspectivas de trabalhos futuros	142
	Referências	144

Nomenclatura

a	período de amortização, anos
A	área, m
B	incerteza sistemática
b_0	constante
c, C, C_l	constante
CCV	custo do ciclo de vida, €
c_p	calor específico, J/(kgK)
C_t	coeficienten correspondente à tecnologia de micro-cogeração
d	diâmetro, m
De	número de Dean
D_h	diâmetro hidraulico, m
E	espessura do canal, m
EEC	energia fornecida à rede, kWh
esp	espaçamento, m
f	factor de atrito
F	factor de eficiência do colector
F_R	factor de remoção de calor no colector
f_{solar}	fracção solar (instantânea)
$\overline{f_{solar}}$	fracção solar média anual
g	aceleração da gravidade, m/s ²
h	altura do sol
H	ângulo horário
H_c	altura do canal
h_{conv}	coeficiente de transferência de calor, W/(m ² K)
h_{cond}	coeficiente de transferência de calor no condensador, W/(m ² K)
h_{fg}	calor latente de vaporização, J/kg
h_i	entalpia, J/kg
i	ângulo de incidência
I	radiação solar incidente, W/m ²
I_{abs}	radiação solar absorvida, W/m ²

I_b	radiação solar directa no plano horizontal, W/m ²
I_d	radiação solar difusa no plano horizontal, W/m ²
Inv	investimento, €
Inf	inflação
IPC	índice de preços do consumidor
j	taxa de juro
k	permeabilidade da estrutura capilar, m ²
K	coeficiente de extinção do vidro, 1/m
$k_{\tau\alpha}$	factor de correção do ângulo de incidência
L	comprimento, m
$\dot{m}$	caudal mássico, kg/s
MLP	percepção multicamada
MSE	erro quadrático médio
n	dia do ano
N	número da malha
n_{horas}	número de horas de funcionamento no ano
n_{tubos}	número de tubos
n_v	índice de refração do vidro
Nu	número de Nusselt
n_{vidros}	número de vidros
P	pressão, Pa
p	perímetro, m
P_η	incerteza aleatória
Pr	número de Prandtl
Por	porosidade
$Poup$	poupanças, €
PCV	poupanças do ciclo de vida, €
$\dot{Q}$	potência calorífica, W
$\dot{q}$	fluxo de calor, W/m ²
$\dot{q}'$	fluxo de calor por unidade de comprimento, W/m

r	raio, m
$r_{ }$	componente paralela da reflexão da radiação
$r_{\perp}$	componente perpendicular da reflexão da radiação
R	resistência térmica ou constante dos gases perfeitos, $\text{m}^2 K/W$, $\text{J}/(\text{molK})$
Ra	número de Rayleigh
R_b	razão entre a radiação directa no plano inclinado e no plano inclinado
RBF	funções de base radial
R_c	raio de curvatura, m
Re	número de Reynolds
S	factor de frisagem
S_{η}	desvio padrão
t	saída desejada
T	temperatura, K
T^*	temperatura adimensionalizada
TSV	tempo solar verdadeiro
U	coeficiente global de transferência de calor, $\text{W}/(\text{m}^2 K)$
u_i	variável de entrada
U_{perdas}	coeficiente global de perdas, $\text{W}/(\text{m}^2 K)$
U_{η}	incerteza no rendimento
$U_{\eta-regressão}$	incerteza na regressão do rendimento
v	velocidade, m/s
VRD	remuneração aplicável à produção de electricidade, €
$VRD(BTE)$	valor da energia eléctrica entregue à rede, €
$\dot{W}$	Potência, W
w	espaçamento do fio da malha, m
w_{ui}	pesos
y	variável de saída
α	coeficiente de absorção
β	coeficiente de expanssão térmica, $1/K$
δ	espessura, m

δ_d	declinação
ΔP	diferencial de pressão, Pa
ΔT	gradiente de temperatura, K
ε	emissividade
$\overline{\varepsilon_{global}}$	eficiência global
ϕ	latitude
η	rendimento
λ	condutividade térmica, W/(mK)
ϕ	latitude
η	rendimento
λ	condutibilidade térmica, W/(mK)
μ	viscosidade, Ns/m ²
μ_j	vector dos centros
θ	inclinação, °
θ_1	inclinação do canal em relação à vertical, °
θ_2	ângulo de refração
ρ	densidade, kg/m ³
ρ_r	coeficiente de reflexão
σ	constante de Stefan-Boltzmann, W/(m ² K ⁴)
σ_j^2	variância das funções de base radial
σ_s	tensão superficial, N/m
τ	coeficiente de transmissão
ω	coeficiente de relaxação da quantidade de movimento
ψ	azimute

Índice

$2^{a lei}$	exergético
a	ambiente
ab	absorção
ad	adiabático
ag	água

<i>b</i>	directa
<i>back</i>	parte de trás
<i>bomba</i>	bomba
<i>c</i>	capilar
<i>Carnot</i>	Carnot
<i>céu</i>	céu
<i>ciclo</i>	ciclo
<i>cond</i>	condensador
<i>conv</i>	convencional
<i>d</i>	difusa
<i>dez</i>	dezembro
<i>e</i>	entrada
<i>eb</i>	ebulição
<i>ef</i>	efectivo
<i>elec</i>	eléctrico
<i>evap</i>	evaporador
<i>ext</i>	exterior
<i>f</i>	fio da malha da estrutura capilar
<i>fm</i>	média do fluido
<i>g</i>	reflectida
<i>gas</i>	gás
<i>gr</i>	gravidade
<i>h, w</i>	hidraulico, estrutura capilar
<i>hibr</i>	híbrido
<i>i</i>	interface interior
<i>is</i>	isentrópico
<i>iso</i>	isolamento
<i>int</i>	interior
<i>l</i>	líquido
<i>m</i>	malha

<i>malha</i>	malha
<i>max</i>	máximo
<i>mec</i>	mecânico
<i>ml</i>	médio logarítmo
<i>n</i>	nucleação
<i>p</i>	placa
<i>parede</i>	parede
<i>p, e</i>	parede do evaporador
<i>p, c</i>	parede do condensador
<i>pm</i>	média da placa
<i>pn</i>	placa na normal
<i>r</i>	reflexão
<i>ref</i>	referência
<i>s</i>	saída
<i>S</i>	espessura do canal
<i>s/alheta</i>	sem alheta
<i>sat</i>	saturação
<i>scald</i>	saída da caldeira
<i>so</i>	sónico
<i>sol</i>	sol
<i>solda</i>	solda
<i>solí</i>	sólido
<i>sup, alh</i>	superfície da alheta
<i>trans</i>	transversal
<i>t</i>	tubo
<i>tot</i>	total
<i>v</i>	vidro
<i>v1</i>	vidro 1 (inferior)
<i>v2</i>	vidro 2 (superior)
<i>va</i>	vapor

<i>vento</i>	vento
w	estrutura capilar
w, c	estrutura capilar do condensador
w, e	estrutura capilar do evaporador
∞	regime desenvolvido

Capítulo 1

Introdução

O uso de colectores solares para produção de energia eléctrica é uma das formas para contribuir para que Portugal cumpra a meta de 39% de produção de electricidade com origem exclusiva em fontes de energia renováveis, preconizada no âmbito da União Europeia, do Protocolo de Kyoto e do programa E4, [1]. Os edifícios consomem em Portugal cerca de 22% da energia global, [2], sendo o consumo repartido em electricidade e calor.

As centrais de produção de energia eléctrica estão usualmente localizadas longe de centros populacionais. Tal impede a utilização eficiente do calor residual resultante. Para além deste facto, o desenvolvimento tecnológico actual limita a sua eficiência a um máximo de 40% em ciclo combinado, o que, após transporte pela rede, se traduz numa utilização de apenas cerca de 30% da energia usada inicialmente. Isto significa que para fazer face às crescentes necessidades energéticas, se consomem grandes quantidades de combustíveis fósseis, libertando para a atmosfera poluentes indesejáveis, [3].

A disponibilidade de sol em Portugal é excelente, em comparação com outros países da Europa. Uma forma de termos uma ideia desse facto é em termos do número médio anual de horas de sol, que varia entre 2200 e 3000 no território nacional continental e comparar esse valor com os de um país do centro da Europa, como a Alemanha, onde varia entre 1200 e 1700, [4]. Contudo, este recurso tem sido em Portugal mal aproveitado para usos energéticos.

A utilização da energia solar em conjunto com fontes de energia convencionais,

para satisfação das necessidades de electricidade e calor em edifícios, permite reduzir as emissões poluentes e oferece significativas poupanças nos custos de operação dos respectivos sistemas energéticos. A utilização de sistemas localizados, por oposição aos centralizados, oferece assim um grande potencial de poupança de energia e de redução dos impactos ambientais e energéticos.

Na década de 80, foi instalada na Califórnia a primeira central solar como consequência da crise petrolífera da década de 70. Depois de 1980 o número de publicações sobre sistemas de produção de energia eléctrica através da energia solar diminuiu, seguindo a descida do preço do petróleo. De referir que há duas vias para produzir electricidade a partir da energia solar: com painéis fotovoltaicos e com ciclos térmicos (colectores térmicos). O primeiro tem ainda custos iniciais muito elevados, devido ao preço dos módulos fotovoltaicos disponíveis no mercado, o que justifica o interesse económico pelo segundo método.

Actualmente, com a subida do preço do petróleo, a investigação em sistemas de energias renováveis tem aumentado significativamente. Está previsto instalar-se em Moura a maior central fotovoltaica do mundo, com uma potência da ordem dos 64 MW. No solar térmico tem havido nos últimos anos, um esforço através do programa "Água Quente Solar para Portugal", para aumentar a utilização de colectores solares para aquecimento de água e criar um mercado sustentável de colectores solares com garantia de qualidade, [1], [5].

Um colector plano pode atingir temperaturas até 80°C, tal como apresentado na tabela 1.1. Se recorrermos a tubos de vácuo, as perdas térmicas são menores, podendo-se obter temperaturas até 200°C. Para sistemas com seguimento solar e concentração a temperatura máxima atingida pode rondar os 1500°C. No entanto estes sistemas têm um investimento inicial muito elevado.

Os colectores com tubos de calor existentes no mercado, são de tubos de vácuo, podendo atingir os 200°C. A secção do condensador dos tubos de calor é usualmente muito menor do que a secção onde incide a radiação solar (evaporador). Os tubos de calor são sistemas hermeticamente fechados com uma pequena quantidade de fluido, que quando aquecidos permitem ao fluido mudar de fase e condensar na secção mais

Tabela 1.1: Máxima temperatura atingida em colectores, [6].

Tipo de colector	Temperatura atingida
Lago solar superficial	40°C - 60°C
Lago solar profundo	40°C - 90°C
Colector plano	40°C - 80°C
Colector plano em plástico	30°C - 60°C
Colector plano sem cobertura	30°C - 40°C
Colector CPC	80°C - 120°C
Colector em tubos de vácuo	100°C - 200°C

fria, transferindo grandes quantidades de energia, uma vez que está em jogo o calor latente de vaporização. Os tubos de calor possuem uma estrutura capilar que permite o escoamento do líquido condensado para o evaporador. Os tubos de calor funcionam como díodos térmicos, deixando de funcionar e prevenindo as perdas térmicas quando a radiação é baixa.

Neste trabalho são analisados dois novos tipos de colectores solares: colector com tubos de calor circulares e com tubos de calor em placa. O colector com tubos de calor circulares é um colector plano em que os tubos de calor são soldados à placa colectora. Este colector apresenta a particularidade de ser híbrido, recebendo também energia dos gases recuperados duma caldeira, que circulam por baixo da placa colectora. O colector com tubos de calor em placa contém um "tubo" de calor em forma de placa, tendo sido implementado na parte de baixo o condensador, através dum canal de secção rectangular.

É analisada a aplicação dos colectores com tubos de calor a um sistema de micro-cogeração, usando colectores solares híbridos com tubos de calor e uma caldeira a gás. Os sistemas de micro-cogeração solares apresentam a vantagem de, quando combinados com outra fonte de energia, poderem produzir energia em períodos de baixa radiação solar. Uma outra vantagem é a produção de calor que pode ser utilizado para aquecimento ou arrefecimento ambiente. Os rendimentos de ciclos de Rankine

que usam energia solar são habitualmente baixos. Este problema está intrinsecamente ligado à temperatura baixa que se consegue para a fonte quente, resultando também num baixo rendimento de Carnot. No entanto podem tornar-se economicamente interessantes, por comparação com a produção centralizada de electricidade e local de calor.

1.1 Objectivos

O objectivo deste trabalho é estudar o comportamento térmico de dois novos colectores solares com tubos de calor, com possível aplicação a ciclos de micro-cogeração. Para tal, foram desenvolvidos modelos matemáticos e modelos de redes neuronais, que permitem prever o rendimento dos colectores. Uma característica destes colectores é a presença do condensador onde se transfere energia para o fluido de trabalho. Por não se encontrar devidamente documentada na literatura, a geometria do condensador dos colectores em estudo foi simulada com modelos computacionais, tendo-se determinado os coeficientes de transferência de calor. As curvas de rendimento dos colectores simuladas foram comparadas com as curvas obtidas experimentalmente.

Como objectivo final pretendeu-se estudar um sistema de micro-cogeração usando um dos colectores previamente estudados e avaliou-se energetica, economica e ambientalmente o seu impacto.

1.2 Organização da tese

No capítulo 2 é apresentada uma introdução aos tubos de calor e uma revisão dos colectores solares com tubos de calor existentes.

No capítulo 3 faz-se a modelação de dois novos colectores solares: com tubos de calor circulares e com tubos de calor em placa. São desenvolvidos modelos baseados em balanços térmicos e modelos de redes neuronais. Os condensadores dos tubos de calor são simulados com modelos computacionais, determinando-se os coeficientes de transferência de calor. Apontam-se alterações para melhorar o comportamento dos

colectores.

No capítulo 4 são apresentados os resultados experimentais de ensaio dos colectores solares e a sua comparação com os resultados teóricos. É feita uma análise de incerteza, separando as duas componentes: aleatória e sistemática, e calcula-se a incerteza da regressão linear quando as variáveis apresentam incertezas sistemáticas, aleatórias e sistemáticas correlacionadas.

No capítulo 5 apresenta-se um estudo teórico do colector solar híbrido aplicado a um sistema de micro-cogeração. É calculada a contribuição solar são calculadas as poupanças do ciclo de vida do sistema, bem como o período de amortização. É também analisado o impacto ambiental do sistema.

No capítulo 6 são apontadas as principais conclusões deste trabalho, bem como as perspectivas para trabalhos futuros.

Capítulo 2

Coletores solares com tubos de calor

2.1 Introdução aos tubos de calor

Os tubos de calor são dispositivos capazes de transferir elevadas quantidades de calor, apresentando por isso um elevado coeficiente de transferência de calor. A condutibilidade térmica efectiva pode ser até 1000 vezes a condutibilidade do alumínio, [7]. Como utilizam o calor latente de vaporização a diferença de temperatura entre as duas fontes térmicas é reduzida.

O modo de fabrico consiste em introduzir uma pequena quantidade de fluido (usualmente água) num tubo fechado com estrutura capilar na superfície interior, sendo o ar evacuado. Como no interior do tubo de calor apenas existe líquido e vapor, o fluido está à temperatura de saturação entre o ponto triplo e o ponto crítico.

Os tubos de calor podem ser usados para uniformizar a temperatura gerando superfícies isotérmicas. Podem também ser usados para controlo electrónico de temperatura, arrefecimento de processadores e como díodos térmicos. Apresentam um funcionamento independente da gravidade, funcionando mesmo em locais sem gravidade. Têm a vantagem de não apresentarem partes mecânicas móveis, não necessitarem de manutenção e de a operação ser silenciosa. O congelamento dos tubos de calor não é um processo destrutivo, [8]. Existem em diversas geometrias: tubos, placas, anelar e

caixas.

Como ilustrado na figura 2.1, o tubo de calor apresenta três secções distintas: secção de evaporação onde ocorre o aquecimento, secção de condensação onde ocorre o arrefecimento e secção adiabática ou isotérmica. Quando se aquece o tubo de calor na zona de evaporação, o fluido que se encontra na estrutura capilar é aquecido e evaporado. A elevada temperatura e pressão provoca um escoamento de vapor para a secção de condensação, onde o vapor condensa libertando o calor latente de vaporização. As forças de origem capilar provocam o escoamento do líquido da secção de condensação para a secção de evaporação. A estrutura capilar apresenta duas particularidades: serve para escoar o líquido do condensador para o evaporador e para o fluido estar bem distribuído no evaporador.

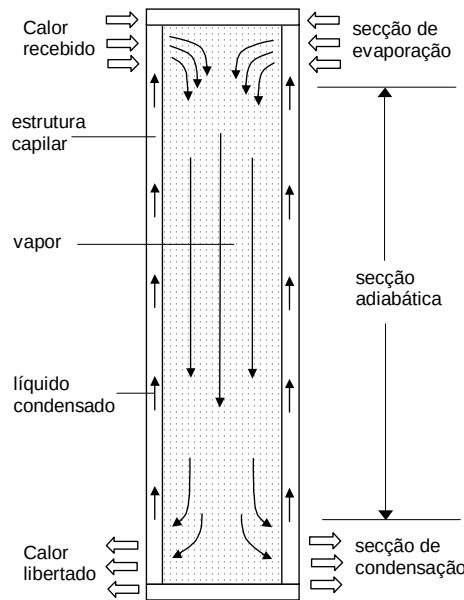


Figura 2.1: Tubo de calor.

Para o tubo de calor funcionar é necessário que a diferença de pressão capilar entre o condensador e o evaporador, Δp_c , iguale as perdas de carga do fluido. As perdas de carga englobam três parcelas: perda de carga no escoamento do líquido na estrutura capilar, Δp_l , perda de carga no escoamento do vapor, Δp_{va} e perda de carga devido às forças gravíticas, Δp_{gr} , podendo este termo ser positivo, negativo ou nulo. A figura

2.2 apresenta a evolução típica da pressão na fase líquida e gasosa do tubo de calor.

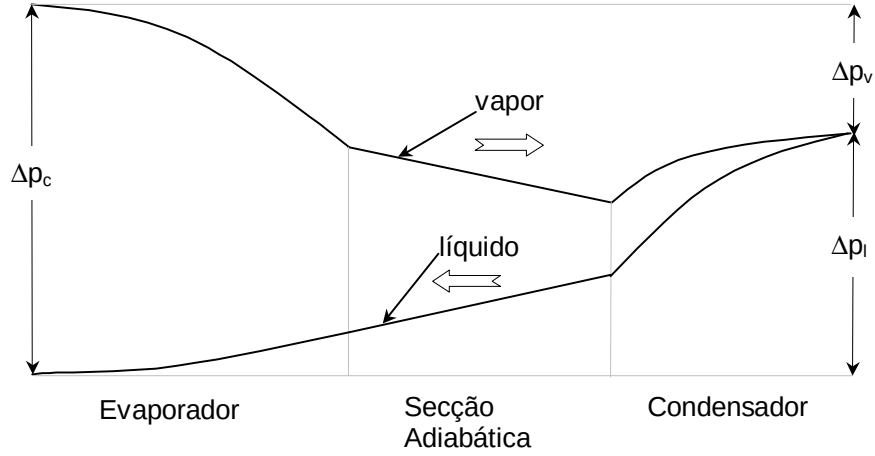


Figura 2.2: Representação gráfica da queda de pressão na fase líquida e gasosa do tubo de calor.

Assim, a condição de funcionamento do tubo de calor pode traduzir-se por:

$$(\Delta p_c)_{\max} \geq \Delta p_l + \Delta p_{va} + \Delta p_{gr} \quad (2.1)$$

Quando a inequação 2.1 não se verificar, a estrutura capilar na secção de evaporação seca e a condutibilidade térmica do tubo de calor reduz-se drasticamente, atingindo-se por isso o limite capilar. Durante o funcionamento do tubo de calor em regime permanente ocorrem outros limites máximos de transferência de calor: limite viscoso, limite sónico, limite de arrastamento e limite de ebulição. Os limites capilar e viscoso correspondem às perdas de carga que ocorrem no líquido e no vapor respectivamente. O limite sónico atinge-se quando o escoamento do vapor atinge a velocidade sónica à saída do evaporador, resultando num constante fluxo de calor e grandes gradientes térmicos. O limite de arrastamento ocorre quando as tensões de corte entre o escoamento do vapor e o escoamento do líquido impedem o escoamento do líquido condensado na estrutura capilar. Estes limites são limites de transferência de calor axiais. O limite de ebulição é um limite radial e ocorre quando o fluxo no evaporador provoca a ebulição nucleada do fluido, criando-se bolhas de vapor que impedem o escoamento de líquido, conduzindo à secagem prematura do evaporador.

Para temperaturas moderadas, o limite mais importante é o limite capilar. Em aplicações de baixa temperatura o limite viscoso e capilar ocorrem primeiro, ao passo que em aplicações de elevadas temperaturas o limite sónico e o limite de arrastamento assumem importância acrescida, [9].

Os limites de transferência de calor podem ser calculados com recurso a expressões analíticas (ver secção seguinte) e representados em função da temperatura, tal como apresentado na figura 2.3.

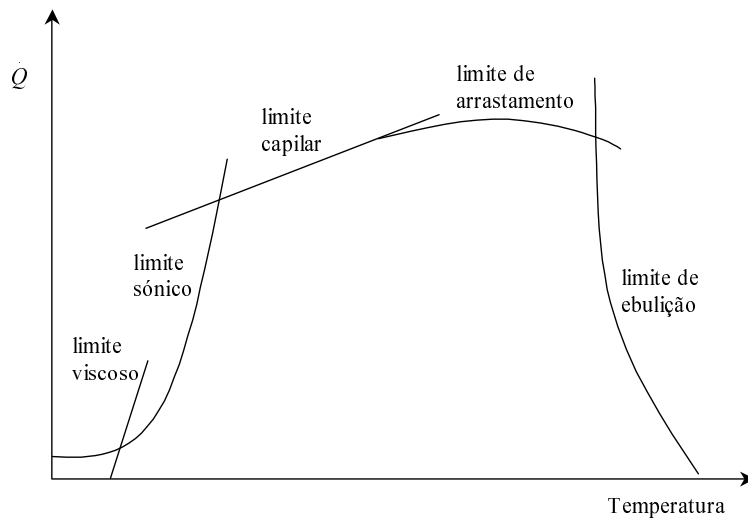


Figura 2.3: Limites de transferência de calor em tubos de calor (representação qualitativa).

2.2 Modelação dos tubos de calor

O funcionamento dum tubo de calor é um processo complexo, envolvendo condensação, evaporação, escoamento de vapor e escoamento de líquido em meios porosos. No entanto, na prática existem expressões empíricas e semi-empíricas capazes de traduzir o funcionamento do tubo de calor. O objectivo principal na modelação e projecto de tubos de calor é determinar os limites operacionais de transferência de calor em função da temperatura. Apresentam-se de seguida as expressões analíticas usadas para determinação dos limites de transferência de calor.

Limite viscoso, [9]:

$$\dot{Q}_{va} = d_{va}^2 h_{fg} A_{va} \frac{P_{va} \rho_{va}}{64 L_e \mu_{va}} \quad (2.2)$$

onde A_{va} é a área de vapor $\left(\frac{\pi d_{va}^2}{4}\right)$ e L_e o comprimento efectivo do tubo de calor: $L_{ef} = 0,5L_{evap} + L_{ad} + 0,5L_{cond}$.

Limite sónico, [10]:

$$\dot{Q}_{so} = A_{va} 0,474 h_{fg} (\rho_{va} P_{va})^{\frac{1}{2}} \quad (2.3)$$

Limite de arrastamento, [9]:

$$\dot{Q}_{ad} = A_{va} h_{fg} \sqrt{\frac{\sigma_s \rho_{va}}{2 r_{h,w}}} \quad (2.4)$$

onde σ_s é a tensão superficial e $r_{h,w}$ é raio hidráulico da estrutura capilar $r_{h,w} = \frac{1}{\frac{1}{2N} - \frac{d_f}{2}}$. N é o número da malha e d_f o diâmetro do fio da malha da estrutura capilar.

Limite de ebulição, [9]:

$$\dot{Q}_{eb} = \frac{2\pi L_e \lambda_{ef} T_{va}}{h_{fg} \rho_{va} \ln \frac{r_i}{r_{va}}} \left(\frac{2\sigma_s}{r_n} - P_c \right) \quad (2.5)$$

onde P_c é a pressão máxima capilar: $P_c = 2\frac{\sigma}{r_c}$, r_c o raio capilar: $r_c = \frac{d+w_{maha}}{2}$, r_i o raio do tubo, r_n o raio de nucleação $\simeq 2.54 \times 10^{-7} m$ e λ_{ef} é a condutibilidade térmica efectiva traduzida por, [11]:

$$\lambda_{ef} = \lambda_l \left[\frac{\lambda_l + \lambda_{soli} - (1 - Por)(\lambda_l - \lambda_{soli})}{\lambda_l + \lambda_{soli} + (1 - Por)(\lambda_l - \lambda_{soli})} \right] \quad (2.6)$$

Por representa a porosidade da estrutura capilar, razão entre a secção disponível para o escoamento de líquido e a secção total. Pode ser determinada por, [9]:

$$Por = 1 - \frac{1}{4} \pi S N d \quad (2.7)$$

onde S é o factor de frisagem (aproximadamente igual a 1,05).

Limite capilar:

O limite capilar calcula-se através da inequação 2.1.

Pressão capilar, [9]:

$$\Delta p_c = \frac{2\sigma_s}{r_c} \quad (2.8)$$

Pressão da fase líquida, [9]:

$$\Delta p_l = \frac{\mu_l}{K A_w h_{fg} \rho_l} L_{ef} \dot{Q}_c \quad (2.9)$$

onde A_w é a área da estrutura capilar: $A_w = \pi(r_i^2 - r_{va}^2)$, e K a permeabilidade da estrutura capilar.

Pressão da fase gasosa, [9]:

$$\Delta p_{va} = \frac{C f_{va} \text{Re}_{va} \mu_{va}}{2 r_{va}^2 A_{va} \rho_{va} h_{fg}} L_e \dot{Q}_c \quad (2.10)$$

C e $f_v \text{Re}_v$ dependem do número de Mach e número de Reynolds.

Pressão hidrostática, [9]:

$$\Delta p_{gr} = \rho_l g d_{va} \cos \theta + \rho_l g L \sin \theta \quad (2.11)$$

onde β é a inclinação do tubo de calor, positiva quando o evaporador está acima do condensador.

2.2.1 Resistências térmicas

Na prática os tubos de calor funcionam com um fluxo de calor inferior aos limites de transferência de calor.

O comportamento térmico dum tubo de calor pode ser fisicamente modelado em regime permanente através da associação de resistências térmicas.

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_{tot}} = \frac{(T_{evap} - T_{cond})}{R_{tot}} \quad (2.12)$$

Pode-se usar uma analogia eléctrica, desprezando-se a condução térmica ao longo da parede e da estrutura capilar - resistências axiais [10], [9]. A resistência total obtém-se através da soma das várias resistências individuais:

$$R_{tot} = R_{p,e} + R_{w,e} + R_{evap} + R_{va} + R_{cond} + R_{w,c} + R_{p,c} \quad (2.13)$$

$R_{p,e}$ e $R_{p,c}$ são resistências de condução de calor através dum sólido. Como exemplo, tem-se para $R_{p,e}$:

$$R_{p,e} = \frac{\ln \left(\frac{d_{ext}}{d_{int}} \right)}{2\pi L_{evap} \lambda_{parede}} \quad (2.14)$$

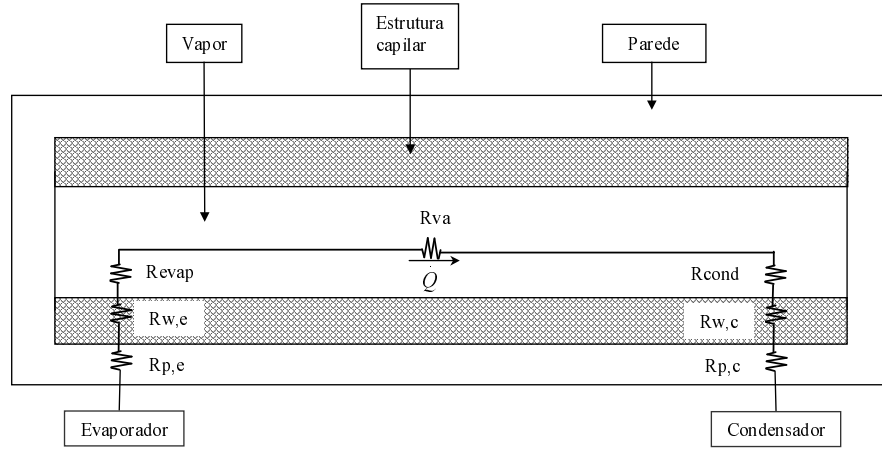


Figura 2.4: Resistências térmicas do tubo de calor.

$R_{w,e}$ e $R_{w,c}$ são resistências através duma estrutura capilar, sendo por isso dependentes das propriedades termofísicas da estrutura e do fluido que circula no tubo de calor. É introduzida uma condutibilidade térmica efectiva, λ_{ef} , e então:

$$R_{w,e} = \frac{\ln\left(\frac{d_{int}}{d_{va}}\right)}{2\pi L_{evap} \lambda_{ef}} \quad (2.15)$$

R_{evap} representa a evaporação na interface líquido-vapor:

$$R_{evap} = \frac{RT_{va}^2 (2\pi RT_{va})^{1/2}}{h_{fg}^2 P_{va} A_{evap}} \quad (2.16)$$

A pressão do vapor, P_v corresponde a pressão de saturação à temperatura do vapor, T_{va} .

Geralmente R_{evap} é pequena, sendo por isso desprezada por muitos autores, [10], [9].

Em geral R_{va} , resistência no escoamento de vapor, é também pequena. Pode ser deduzida recorrendo à diferença de pressão entre o condensador e o evaporador através da equação de Clausius-Clapeyron :

$$R_{va} = \frac{T_{va} \Delta p_{va}}{h_{fg} \rho_{va} \dot{Q}} \quad (2.17)$$

A resistência de condensação, R_{cond} é calculada de forma idêntica à resistência de evaporação, equação (2.16).

2.2.2 Outros métodos

O escoamento de vapor e de líquido através da estrutura capilar pode ser simulado através de métodos numéricos, ou mesmo analiticamente.

Nasarayana, [12], usou diferenças finitas para simular o escoamento bidimensional do vapor em tubos de calor, desprezando o gradiente de pressão. Rohani e Tien, [13], estudaram a influência do gradiente de pressão na distribuição de temperatura, usando sódio como fluido de trabalho. Usaram a formulação da função de corrente e vorticidade na equação da quantidade de movimento, agrupada com a equação da energia. Ismail e Zanardi, [14], apresentaram um modelo numérico para integrar a equação da continuidade, quantidade de movimento e energia do escoamento de vapor e líquido. As equações da fase líquida são as equações deduzidas por Vafai e Tien, [15]. Tournier e El-Genk, [16], apresentaram um estudo numérico bidimensional do comportamento dinâmico de tubos de calor. O escoamento na estrutura capilar é simulado usando o modelo Brinkman-Forchheimer, [17], uma extensão do modelo de Darcy. A transferência de calor é simulada pelo modelo de Cheng, [18]. Os resultados foram comparados com os resultados experimentais de Huang et al., [19], apresentando valores semelhantes. Zhu e Vafai, [20], apresentaram uma solução analítica bidimensional para o escoamento de vapor e da fase líquida. A solução foi obtida através da integração da equação da continuidade e da quantidade de movimento. A equação da quantidade de movimento da fase líquida é a equação apresentada por Vafai e Tien, [15]. A temperatura do vapor é considerada uniforme e a temperatura da parede do tubo de calor e do líquido são obtidas pela equação da condução. Os resultados são semelhantes aos resultados numéricos de Tournier e El-Genk, [16], e aos resultados experimentais de Huang et al., [19].

Estes modelos são bastante complexos, e para aplicações de baixa temperatura, como é o caso dos colectores solares, a temperatura pode considerar-se uniforme. Huang e El-Genk, [21], mediram a distribuição da temperatura do vapor e da parede de tubos de calor e concluíram que a temperatura do vapor é uniforme. A temperatura da parede dos tubos é uniforme na secção de evaporação e condensação.

2.3 Revisão das soluções existentes

Desde o aparecimento dos tubos de calor em 1960, a sua aplicação em colectores solares para aquecimento de águas domésticas, aquecimento e arrefecimento de edifícios, tem recebido atenção acrescida, [22]. Uma característica que torna os colectores solares com tubos de calor atractivos é o facto dos tubos de calor funcionarem apenas numa direcção, [23] - actuando como díodo térmico. Sempre que a temperatura do tanque de acumulação for superior à temperatura do condensador, os tubos de calor deixam de conduzir calor, prevenindo a circulação de fluido do tanque de acumulação para o colector. A adição de um permutador na zona do condensador pode reduzir o rendimento, sendo por isso uma desvantagem, [23].

Bienert e Wolf, [24], foram em 1976 os primeiros a utilizar tubos de calor em colectores solares, inserindo o evaporador num colector solar plano. Os resultados não foram animadores, isto porque o condensador era extremamente volumoso e tinha muitas perdas térmicas. Ramsey et al., [25], também em 1976, desenvolveram um colector concentrador parabólico com tubos de calor com revestimento selectivo e obtiveram rendimentos da ordem dos 50% para uma temperatura de 300°C.

Ortabasi e Fehlmer, [26], em 1980, estudaram um colector solar concentrador com tubos de calor em tubos de vácuo, absorvedores selectivos e extremidade espelhada e compararam o comportamento térmico com o de um colector plano convencional. Concluíram que o colector é menos eficiente a baixos $\frac{\Delta T}{T}$ devido às perdas pelo espelho, mas é mais eficiente do que o colector plano convencional a elevados $\frac{\Delta T}{T}$. Concluíram ainda que o colector plano é preferível para aquecimento e arrefecimento de edifícios enquanto o colector com extremidade espelhada é ideal para vapor a baixa pressão especialmente quando combinado com concentrador externo.

Vries et al., [27], em 1980, apresentaram um modelo para colectores solares com tubos de calor e colectores convencionais através da analogia reoeléctrica. Concluíram que o colector solar com tubos de calor sem controlo da circulação do fluido apresenta um comportamento tão bom como o colector solar convencional com controlo, sendo por isso desprezável o controlo no colector solar com tubos de calor. Concluíram

também que o colector solar com tubos de calor apresenta um comportamento melhor em regime transitório que o colector convencional.

O rendimento de células fotovoltaicas diminui com o aumento da temperatura, Dumas e Draghetti, [28], desenvolveram em 1981 um sistema de arrefecimento com tubos de calor para manter a temperatura da superfície abaixo dos 85°C. Obtiveram um acréscimo no rendimento de 30%.

Akyurt, [29], em 1984, desenvolveu tubos de calor para usar em colectores solares.

Hull, [30], em 1986, mostrou teoricamente que um conjunto de 10 tubos de calor ligados ao mesmo condensador tinha um rendimento mais baixo do que um colector de termosifão com a mesma área.

Akyurt, [31], também em 1986, comparou o comportamento térmico de dois colectores convencionais de termosifão com colector com tubos de calor com condensador com 160 l. O colector com tubos de calor tinha um rendimento 50% mais alto do que os dois outros colectores.

Adkins, [32], em 1990, desenvolveu tubos de calor para transferir energia solar a partir do ponto focal dum prato parabólico para o fluido de trabalho dum ciclo motor de Stirling de 25 kW. O fluido usado no tubo de calor foi sódio, transferindo cerca de 75 kW.

Bong, [23], em 1993, apresentou um modelo teórico para determinação do rendimento, factor de remoção e temperatura de saída dum colector e dum conjunto de colectores usando tubos de calor. Um conjunto de 16 colectores apresentou um rendimento óptico de 44% e um coeficiente de perdas de 2,85 W/m²K.

Lu-Wei e Hui-Fen, [33], em 1984, estudaram o comportamento térmico de um tubo de calor assistido por gravidade com fluxo de calor equivalente à radiação solar. O rendimento instantâneo do colector com tubos de calor é ligeiramente inferior ao rendimento dum colector convencional.

El Nasr e El Hagggar, [34], em 1995, projectaram e testaram um colector solar com tubos de calor sem estrutura capilar usando R11, acetona e água como fluidos a diferentes pressões, para as condições climáticas do Cairo, Egipto.

Hammad, [35], em 1994, estudou experimentalmente o comportamento dum co-

lector plano com tubos de calor e encontrou um rendimento da mesma ordem de grandeza dos colectores planos.

Ismail e Abodgderah, [36], em 1998, apresentaram um estudo comparativo entre resultados teóricos e experimentais para um colector solar plano com tubos de calor. O modelo teórico é baseado no método de Duffie e Beckman, [37], modificando o uso de tubos de calor como transporte de energia. O fluido utilizado no interior dos tubos de calor é o metanol. São calculadas as resistências térmicas dos tubos de calor mas desprezadas por apresentarem valores muito pequenos. Os tubos de calor na zona do condensador não apresentam estrutura capilar e são inclinados cerca de 15° em relação ao evaporador, para facilitar o retorno do condensado para o evaporador. O rendimento do colector solar com tubos de calor é comparado com colectores convencionais, apresentando valores ligeiramente superiores.

Ghaddar e Nasr, [38], em 1998, estudaram experimentalmente em Beirute, Líbano, um colector solar com tubos de calor usando R11 como fluido de trabalho. Obtiveram rendimentos entre 20 e 60%.

Aghbalou et al., [39], apresentaram em 1998 a simulação da utilização de ciclohexano como armazenamento de hidrogénio. O ciclohexano é desidrogenado num reactor assistido por um colector solar parabólico com tubos de calor. O fluido usado nos tubos de calor foi o mercúrio.

Hussein et al., [40], estudaram em 1999, vários parâmetros no comportamento térmico em regime instacionário dum colector solar com tubos de calor sem estrutura capilar (termosifão).

Lima e Palangana, [41], apresentaram em 2000, o comportamento térmico dum colector solar plano com tubos de calor e superfície selectiva.

Mathioulakis e Belessiotis, [8], apresentaram em 2002, o comportamento de um novo sistema solar de aquecimento de água com tubos de calor, experimentalmente e teoricamente. O novo sistema usa tubos de calor com etanol e sem estrutura capilar assistidos por gravidade. O condensador dos tubos de calor é inserido directamente no tanque de acumulação, ao contrário de outros trabalhos onde no condensador circula água movimentada por uma bomba. Obtiveram rendimentos instantâneos da ordem

dos 60%.

A Thermomax Ltd, [42], comercializa colectores solares com tubos de calor em tubos de vácuo. Apresenta duas soluções distintas: sistema Thermomax e sistema Mazdon. A diferença está no condensador: no primeiro sistema o fluido está em contacto directo com o tubo de calor, enquanto no segundo sistema, o fluido não está em contacto com o tubo de calor, sendo preferível para regiões onde a qualidade da água é desfavorável. Ambos os colectores apresentam controlo da temperatura máxima através dum sistema montado no tubo de calor, que impede que o líquido condensado volte para o evaporador. Os colectores apresentam rendimentos ópticos de 81 e 80% e coeficiente de perdas de $1,2 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Todos os colectores acima referidos são fabricados com tubos de calor circulares, e alguns deles com tubos de vácuo, [26], [42], [43].

Na secção seguinte apresentam-se duas soluções distintas, uma delas com tubos de calor em placa.

2.4 Soluções propostas

Foram desenvolvidos dois colectores solares: um híbrido com tubos de calor circulares e um colector miniatura com tubos de calor em placa.

2.4.1 Colector híbrido com tubos de calor circulares

O colector com tubos de calor circulares tem 20 tubos de calor (1900 mm) em cobre, soldados em estanho à placa colectora (1700 x 1418 x 1 mm) também em cobre. A temperatura de fusão do estanho, é elevada, cerca de 296°C , o que corresponde a uma pressão de saturação da água de 81,2 bar. Esta pressão é muito superior à pressão máxima admissível nos tubos de calor. Então os tubos de calor são soldados à placa colectora, é só posteriormente são evacuados, enchidos com água e fechados.

O colector é híbrido, uma vez que pode receber energia de duas fontes: energia solar e energia proveniente de gases de combustão que circulam por baixo da placa colectora. A integração do apoio dos gases de combustão com o colector solar apre-

senta a vantagem de auxiliar o colector em períodos de baixa radiação solar. Existe também interesse económico em combinar o colector solar e o queimador de gás num só componente, [44].

O colector foi construído através duma estrutura em alumínio e coberto com vidro duplo com espaçamento de 22 mm. O vidro está localizado a 12 mm da placa colectora. A parte inferior onde se situam os canais dos gases, bem como as partes laterais foram isoladas com fibra de vidro. As figuras 2.5 e 2.6 representam o colector híbrido com tubos de calor circulares, e as dimensões principais.

O condensador, onde se efectua a transferência de calor para a água, é um canal de secção rectangular curvo. Como os tubos de calor tinham um diâmetro inferior ao canal, foi introduzido no seu exterior um tubo de cobre com 24 mm de diâmetro - fig 2.5.

Este colector foi desenvolvido no âmbito de um projecto de investigação europeu, Hybrid-CHP, [44].

A figura 2.7 apresenta os limites de transferência de calor dos tubos de calor usados no colector, em função da temperatura, para uma inclinação de 40° . Os tubos de calor foram projectados para trabalharem a uma temperatura de 150°C . A esta temperatura a potência máxima é de 400 W. Observa-se que o limite capilar é o mais baixo, sendo por isso preponderante. Os limites sónico e viscoso excedem os 2000 W não estando por isso representados na figura.

A tabela 2.1 apresenta as diversas resistências térmicas dos tubos de calor baseadas nas equações apresentadas subsecção 2.2.1.

Como se pode verificar, as resistências térmicas são muito pequenas. Como consequência, a variação da temperatura do evaporador para o condensador no tubo de calor é inferior a 1°C ($\simeq 0,32^\circ\text{C}$). Assim, pode considerar-se que o tubo de calor está todo à mesma temperatura.

2.4.2 Colector com tubos de calor em placa

A placa com tubos de calor em placa, mostrada na figura 2.8, foi fabricada pela Thermacore e adaptada para o colector solar. Revestiu-se com pintura negra (Nextel

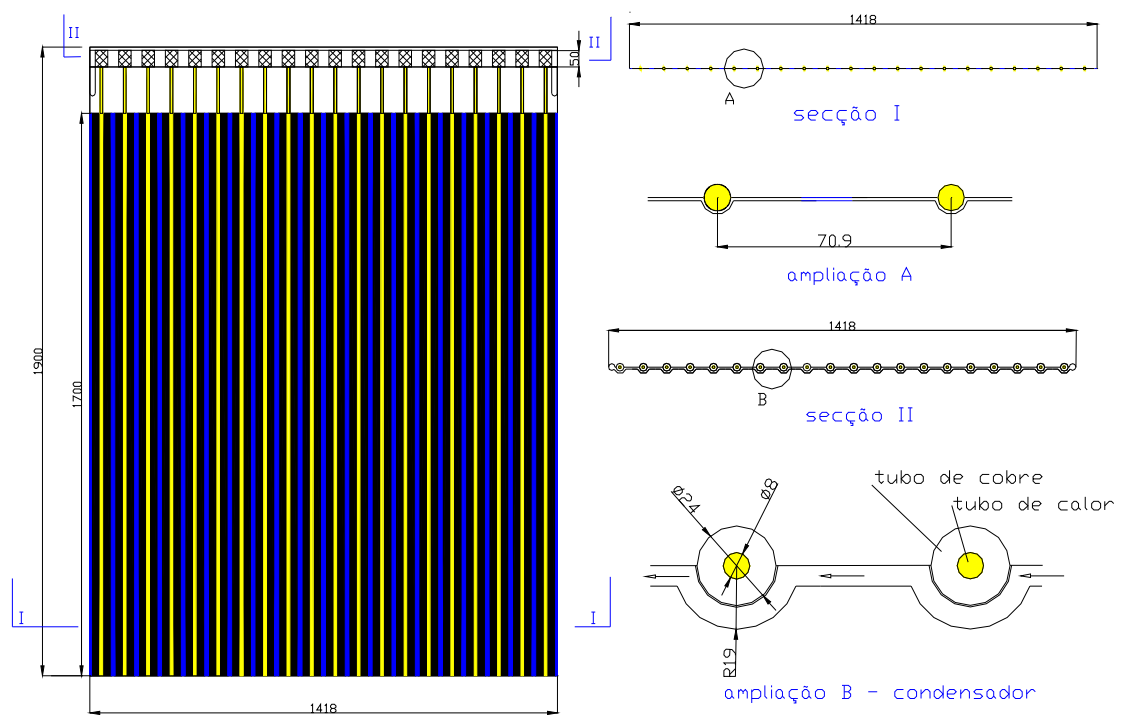


Figura 2.5: Desenho do colector solar com tubos de calor circulares: placa e condensador.

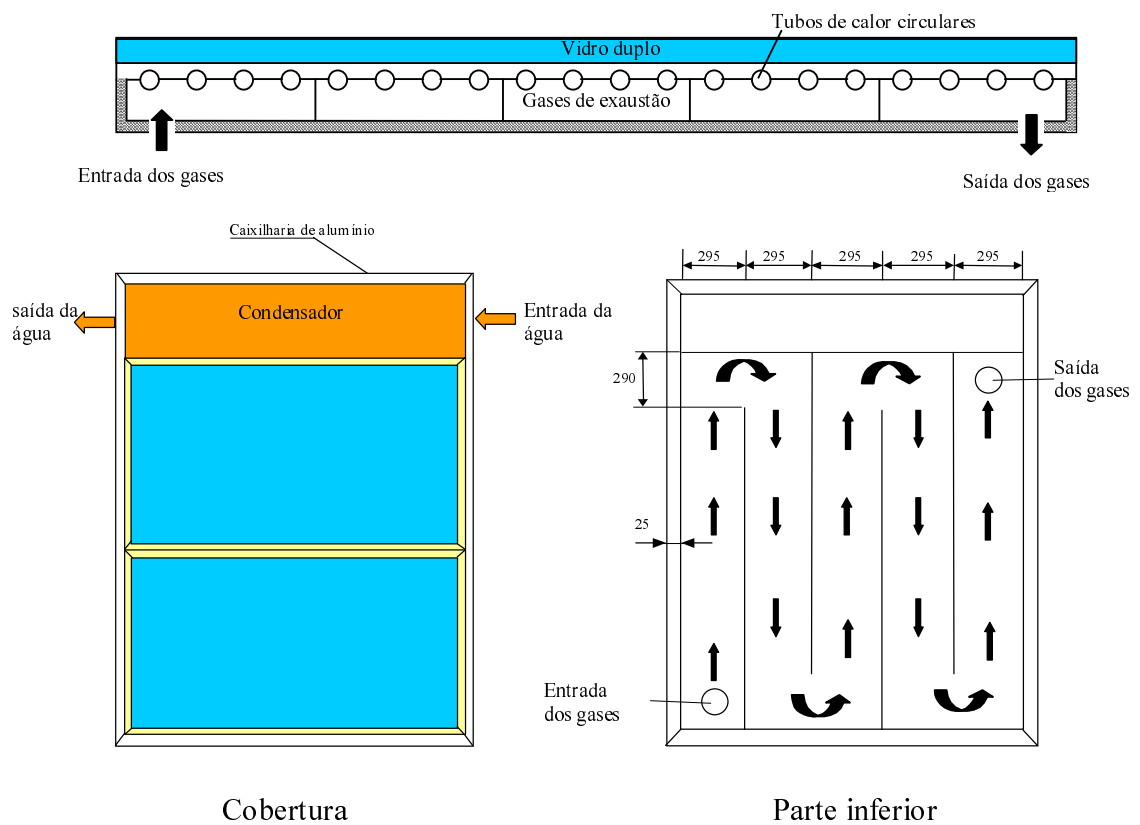


Figura 2.6: Configuração do coletor solar com tubos de calor circulares.

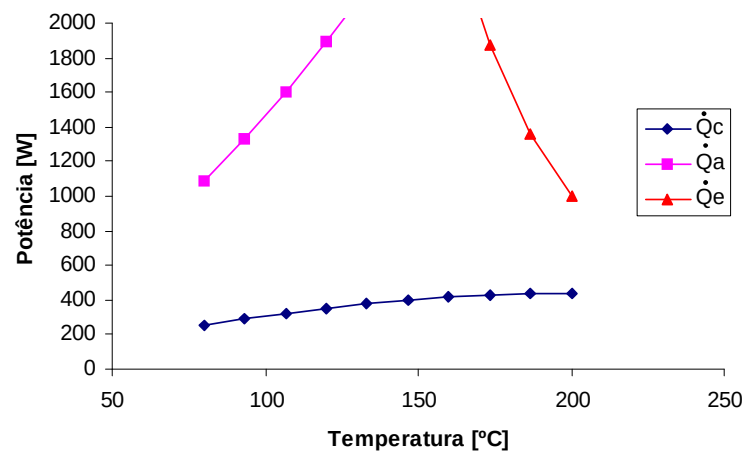


Figura 2.7: Limites de transferência de calor para os tubos de calor usados no coletor solar.

Tabela 2.1: Resistências térmicas dos tubos de calor usados no colector.

R_{pe}	$2,4 \times 10^{-5} \text{ K/W}$
$R_{w,e}$	$5,1 \times 10^{-3} \text{ K/W}$
R_{evap}	$7,2 \times 10^{-6} \text{ K/W}$
R_{va}	$4,3 \times 10^{-5} \text{ K/W}$ com $\Delta p_{vapor} = 5,429 \text{ Pa}$
R_{cond}	$1,4 \times 10^{-3} \text{ K/W}$
$R_{w,c}$	$5,1 \times 10^{-3} \text{ K/W}$
$R_{p,c}$	$2,4 \times 10^{-5} \text{ K/W}$

3101c10) com emissividade e coeficiente de absorção para a radiação solar igual a 0,96 (revestimento não selectivo). O condensador foi implementado na parte de baixo da placa através de um canal de secção rectangular - ver figura 2.9. A água que circula no canal está em contacto directo com a placa colectora, minimizando assim a resistência térmica.

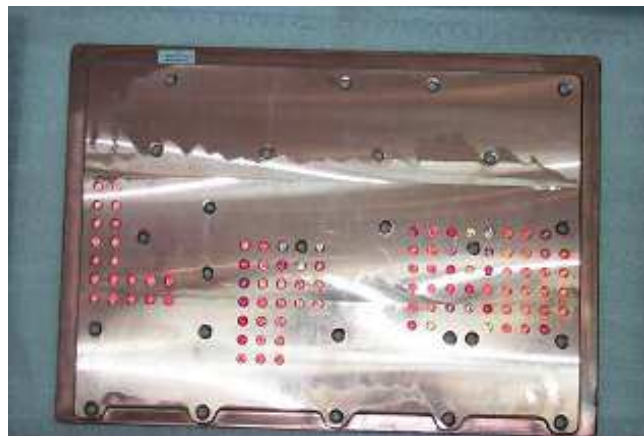


Figura 2.8: Placa com tubos de calor.

A placa colectora foi introduzida numa caixilharia em alumínio (434mm x 325mm x 100mm) com isolamento de lã de rocha (50mm). O vidro, com as dimensões de 354mm x 250mm foi colocado a 20mm da placa colectora.

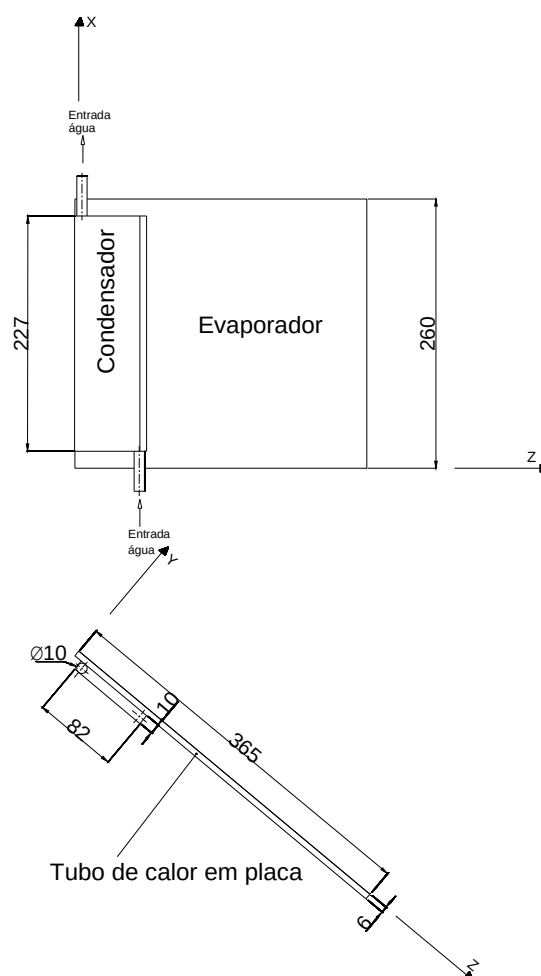


Figura 2.9: Dimensões da placa do colector solar com tubos de calor em placa em mm.

Capítulo 3

Modelação de colectores solares com tubos de calor

Hottel e Woertz, [45], foram os primeiros a estudar a transferência de calor em colectores solares planos. Duffie e Beckman, [37], incluíram a resistência a térmica entre o tubo e o fluido, obtendo expressões para a temperatura média do fluido e da placa. Klein, [46], e Whiller, [47], apresentaram métodos para calcular o coeficiente de perdas pelo topo para colectores solares com vidro ou plástico. Gorla, [48], desenvolveu um modelo bidimensional baseado no método dos elementos finitos.

Os colectores com tubos de calor foram modelados por Hull [30] em 1986, e por Ezekwe, [49], em 1990. Trata-se de modelos baseados no formalismo de Hottel-Whillier-Bliss, [50], [51]. Hull apresentou uma expressão para o factor de remoção, F_r , para n tubos de calor ligados ao condensador. O factor de remoção passa a ser também função da razão entre a transferência de calor do condensador para o ambiente e a transferência de calor da placa absorvedora / tubo de calor para o ambiente. Ezekwe concluiu que a razão de transferência de calor é um parâmetro muito importante na simulação de colectores solares com tubos de calor. Estes podem ter um factor de remoção mais baixo devido à transferência de calor no condensador, o que obriga a um cuidado extra no dimensionamento e desenho do condensador.

Neste capítulo apresentam-se modelos baseados em balanços térmicos e modelos de redes neuronais para a modelação de colectores solares com tubos de calor.

3.1 Modelos baseados em balanços térmicos

O modelo apresentado para o colector com tubos de calor circulares baseia-se no modelo Duffie e Beckman, no qual os tubos de água são substituídos por tubos de calor. No modelo apresentado por Duffie e Beckman usa-se um coeficiente de perdas equivalente e despreza-se a absorção de radiação pelos vidros. No modelo apresentado neste trabalho não se usam essas simplificações. O modelo para o colector com tubos de calor em placa considera que a temperatura da placa é constante, simplificando assim o cálculo.

3.1.1 Colector com tubos de calor circulares

A distribuição de temperatura na placa do colector é apresentada na Figura 3.1. A temperatura máxima ocorre a meio da placa, entre os tubos. O seu cálculo pode tratar-se como um problema clássico de condução de calor em alhetas.

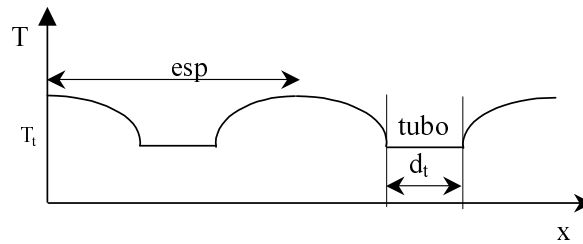


Figura 3.1: Distribuição da temperatura na placa colectora.

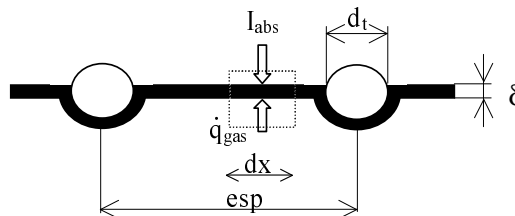


Figura 3.2: Representação do elemento infinitesimal da placa colectora.

Admitindo condução monodimensional e considerando o balanço de energia num

elemento de volume dx - Figura 3.2 - obtemos uma equação diferencial de segunda ordem. A placa recebe radiação solar, I_{abs} , e calor pelos gases, perdendo calor por convecção e radiação para o vidro. O balanço é:

$$I_{abs}\Delta x - h_{conv,p-v1}\Delta x(T - T_{v1}) - \sigma\Delta x\frac{T^4 - T_{v1}^4}{\frac{1}{\varepsilon_v} + \frac{1}{\varepsilon_p} - 1} + (-\lambda\delta\frac{dT}{dx})|_x - (-\lambda\delta\frac{dT}{dx})|_{x+\Delta x} + \dot{q}_{gas}\Delta x = 0 \quad (3.1)$$

Dividindo ambos os membros por Δx obtemos:

$$I_{abs} - h_{conv,p-v1}(T - T_{v1}) - \sigma\frac{T^4 - T_{v1}^4}{\frac{1}{\varepsilon_v} + \frac{1}{\varepsilon_p} - 1} - \frac{d}{dx}(\lambda\delta\frac{dT}{dx}) + \dot{q}_{gas} = 0 \quad (3.2)$$

As condições fronteira para esta equação são:

$$\frac{dT}{dx}|_{x=0} = 0 \quad e \quad T|_{x=\frac{esp-d_t}{2}} = T_t \quad (3.3)$$

Considera-se que o tubo de calor está todo à mesma temperatura T_t e igual à temperatura da placa que o rodeia por baixo.

O calor recebido pelo tubo por condução é expresso por:

$$\dot{q}' = -\lambda\delta\frac{dT}{dx}|_{x=\frac{esp-d_t}{2}} \quad (3.4)$$

Se considerarmos ambos os lados:

$$\dot{q}' = -2\lambda\delta\frac{dT}{dx}|_{x=\frac{esp-d_t}{2}} \quad (3.5)$$

A equação diferencial (3.2) juntamente com as condições fronteira (3.3) é resolvida pelo método das diferenças finitas, [52]. Na extremidade à esquerda e à direita usam-se diferenças finitas à frente e atrás, respectivamente, e nos nós intermédios usam-se diferenças finitas centrais.

Assim para os três casos diferentes, teremos:

Condição fronteira $x = 0$ - diferenças finitas à frente

$$\frac{dT}{dx} = \frac{T[2] - T[1]}{\Delta x} = 0 \quad (3.6)$$

Nós intermédios - diferenças finitas centrais Para $j = 2$ até $n - 1$.

$$I_{abs} - h_{conv,p-v1}(T[j] - T_{v1}) - \sigma \frac{T^4[j] - T_{v1}^4}{\frac{1}{\varepsilon_v} + \frac{1}{\varepsilon_p} - 1} + \delta\lambda \frac{T[j+1] - 2T[j] + T[j-1]}{\Delta x^2} + \dot{q}_{gas} = 0 \quad (3.7)$$

Considera-se que a temperatura do vidro não varia ao longo de toda a superfície.

Condição fronteira $x = \frac{esp-d_t}{2}$ - diferenças finitas atrás

$$T[n] = T_t \quad (3.8)$$

onde

$$\dot{q}' = -2\lambda\delta \frac{T_t - T[n-1]}{\Delta x} \quad (3.9)$$

A integração da equação 3.2 permite-nos conhecer a distribuição de temperatura na placa e assim determinar o fluxo de calor transferido para os tubos de calor por condução (equação 3.9).

A energia recebida nos tubos directamente do sol pode obter-se através de:

$$\dot{q}'_{sol} = d_t[I_{abs} - h_{conv,p-v1}(T_t - T_{v1}) - \sigma \frac{T_t^4 - T_{v1}^4}{\frac{1}{\varepsilon_v} + \frac{1}{\varepsilon_p} - 1}] \quad (3.10)$$

O fluxo de calor total é igual à soma de $\dot{q}'$, $\dot{q}'_{sol}$ e do calor recebido dos gases. Este fluxo é expresso por tubo e por comprimento de tubo.

$$\dot{q}'_{tot} = -2\lambda\delta \frac{T_t - T[n-1]}{\Delta x} + d_t[I_{abs} - h_{conv,p-v1}(T_t - T_{v1}) - \sigma \frac{T_t^4 - T_{v1}^4}{\frac{1}{\varepsilon_v} + \frac{1}{\varepsilon_p} - 1} + \frac{\pi}{2}\dot{q}_{gas}] \quad (3.11)$$

O calor recebido no evaporador e condensador do tubo de calor:

$$\dot{q}'_{tot} = \frac{T_t - T_{evap}}{\frac{\delta_{sol da}}{\lambda_{sol da} L_{sol da}}} \quad (3.12)$$

$$\dot{q}'_{tot} = \frac{T_{evap} - T_{cond}}{R_{tot}} \quad (3.13)$$

onde δ_{solda} é a espessura de solda de estanho, λ_{solda} a condutibilidade térmica do estanho e L_{solda} a largura do cordão de soldadura. R_{tot} é a resistência equivalente no tubo de calor

A potência calorífica recebida no evaporador do colector solar é expressa por:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{q}'_{tot} L_t n_{tubos} \quad (3.14)$$

Este calor é transferido no condensador para a água.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{cond} = \dot{m} c_p (T_s - T_e) = \frac{\Delta T_{ml,ag}}{R_{cond}} \quad (3.15)$$

onde

$$\Delta T_{ml,ag} = \frac{(T_{cond} - T_e) - (T_{cond} - T_s)}{\ln \frac{T_{cond} - T_e}{T_{cond} - T_s}} \quad (3.16)$$

A resistência térmica no condensador, R_{cond} , contabiliza 5 resistências: convecção no contacto entre o tubo de calor e o tubo de cobre, condução no tubo de cobre, condução na pasta condutora de calor, condução na parede do canal e convecção no canal - ver figura 3.3.

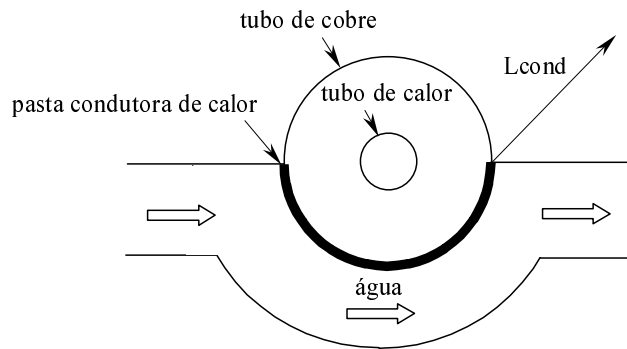


Figura 3.3: Geometria do condensador.

A temperatura dos vidros é determinada pelos balanços térmicos nas superfícies.

$$\begin{aligned} \alpha_v \tau_{v2} I + \sigma \frac{(T_{pm}^4 - T_{v1}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_v} - 1} + h_{conv,p-v1}(T_{pm} - T_{v1}) = \\ = \sigma \frac{(T_{v1}^4 - T_{v2}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_v} + \frac{1}{\varepsilon_v} - 1} + h_{conv,v1-v2}(T_{v1} - T_{v2}) \end{aligned} \quad (3.17)$$

para o vidro 1 (inferior) e a equação seguinte para o vidro 2 (superior):

$$\begin{aligned} \alpha_v I + \sigma \frac{(T_{v1}^4 - T_{v2}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_v} + \frac{1}{\varepsilon_v} - 1} + h_{conv,v1-v2}(T_{v1} - T_{v2}) \\ = \varepsilon_v \sigma (T_{v2}^4 - T_{céu}^4) + h_{vento}(T_{v2} - T_a) \end{aligned} \quad (3.18)$$

a temperatura do céu depende das condições atmosféricas, variando de 230 K nas condições de tempo frio e céu limpo, até cerca de 285 K, num dia quente e nublado [53]. Neste trabalho considera-se a temperatura do céu igual à temperatura do ar exterior.

A temperatura média da placa resulta da média entre $T_{\max}$ e T_t - ver figura 3.4:

$$T_{pm} = \frac{\int_0^{\varepsilon sp/2 - \frac{d_t}{2}} T dx + T_t \frac{d_t}{2}}{\frac{\varepsilon sp}{2}} \quad (3.19)$$

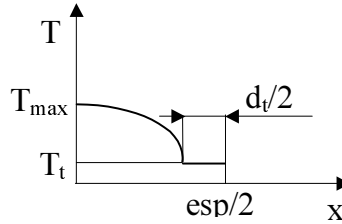


Figura 3.4: Distribuição da temperatura na placa.

A temperatura média na placa é avaliada através da resolução numérica do integral $\int T dx$, recorrendo-se ao método de Newton-Cotes, regra do trapézio composta, [54]:

$$\int_0^{x[n]} T dx = \frac{x[n] - x[1]}{2n} \left(T[1] + T[n] + 2 \sum_{i=2}^{n-1} T[i] \right) \quad (3.20)$$

3.1.1.1 Análise dos gases

A transferência de calor dos gases de combustão para a placa pode ser simulada através da noção de diferença de temperatura média logarítmica equação (3.22). Os separadores que formam os canais por onde passam os gases têm um efeito de alheta, intensificando a transferência de calor para a placa do colector. O separador é considerado uma alheta rectangular com perda de calor desprezável pelo topo inferior junto ao isolamento - ver figura 3.5.

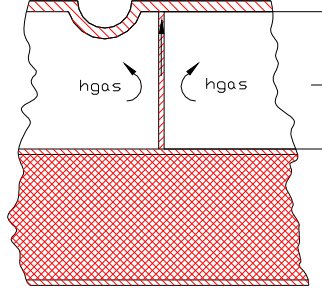


Figura 3.5: Representação do separador funcionando como alheta.

Assim o calor transferido por unidade de tempo pode quantificar-se com as equações:

$$\dot{Q}_{gas} = \dot{m}_{gas} c_{p_{gas}} (T_{gas,s} - T_{gas,e}) \quad (3.21)$$

$$\dot{Q}_{gas} = h_{gas} \Delta T_{ml} (A_{s/alheta} + \eta_{sup,alh} A_{sup,alh}) + U_{perdas} A \Delta T_{ml,ext} \quad (3.22)$$

onde

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{gas,e} - T_{pm}) - (T_{gas,s} - T_{pm})}{\ln \frac{T_{gas,e} - T_{pm}}{T_{gas,s} - T_{pm}}} \quad (3.23)$$

$$\frac{1}{U_{perdas}} = \frac{\delta_{isol}}{\lambda_{isol}} + \frac{1}{h_{ext}} \quad (3.24)$$

$$\Delta T_{ml,ext} = \frac{(T_{gas,e} - T_a) - (T_{gas,s} - T_a)}{\ln \frac{T_{gas,e} - T_a}{T_{gas,s} - T_a}} \quad (3.25)$$

O rendimento da alheta calcula-se pela seguinte expressão, [53]:

$$\eta_{sup,alh} = \frac{\tanh(mL)}{mL} \quad (3.26)$$

onde

$$mL = L \sqrt{\frac{h_{gas}p}{A_{trans}\lambda}} \quad (3.27)$$

p é o perímetro de convecção da alheta, A_{trans} a área transversal e L o comprimento da alheta.

3.1.1.2 Radiação absorvida

A radiação recebida na placa é dividida em três parcelas: radiação directa, difusa e reflectida.

$$I_{abs} = I_b R_b (\tau_v \alpha_p)_b + I_d (\tau_v \alpha_p)_d \left(\frac{1 + \cos \theta}{2} \right) + \rho_r (I_b + I_d) (\tau_v \alpha_p)_g \left(\frac{1 - \cos \theta}{2} \right) \quad (3.28)$$

Onde I_b é a radiação directa no plano horizontal, I_d é a radiação difusa no plano horizontal e β a inclinação do colector solar. R_b é a razão entre a radiação directa no plano inclinado e a radiação directa no plano horizontal:

$$R_b = \frac{\cos(i)}{\sin(h)} \quad (3.29)$$

O ângulo de incidência, i é calculado por, [37]:

$$\begin{aligned} \cos i = & \sin \delta \sin \phi \cos \theta - \sin \delta \cos \phi \sin \theta \cos \psi + \cos \delta \cos \phi \cos \theta \cos H + \\ & + \cos \delta \sin \phi \sin \theta \cos \psi \cos H + \cos \delta \sin \theta \sin \psi \sin H \end{aligned} \quad (3.30)$$

onde ϕ é a latitude do local, ψ o azimuth do colector a partir do sul, $H = 15(TSV - 12)$ o ângulo horário e δ_d a declinação, [37]:

$$\delta_d = 23,45 \sin \left[360 \left(\frac{284 + n}{365} \right) \right] \quad (3.31)$$

com n o dia do ano.

A altura do sol h é calculada por:

$$\sin h = \sin \delta \sin \phi + \cos \delta \cos \phi \cos H \quad (3.32)$$

A radiação difusa e a reflectida são consideradas isotrópicas, independentes do ângulo. Existem na literatura modelos anisotrópicos para tratar a radiação difusa e que dão valores mais elevados de I_{abs} . Estes modelos tornam-se mais complexos, uma vez que dependem da transmissividade da atmosfera à radiação directa. No entanto a diferença é pequena para os modelos isotrópicos, [37].

O $(\tau_v \alpha_p)$ varia com o ângulo de incidência. Existem curvas que nos dão a razão entre $(\tau_v \alpha_p)$ e $(\tau_v \alpha_p)$ na normal em função de i . O processo de cálculo adoptado passa pela determinação isolada de τ e α , obtendo-se depois o produto $(\tau_v \alpha_p)$ que é aproximadamente igual a 1,01 vezes o produto de τ_v por α_p (o factor 1,01 contabiliza a radiação que é reflectida pela placa para o vidro e que é reflectida de novo pelo vidro - múltiplas reflexões).

O coeficiente de transmissão de um vidro pode ser aproximado através do produto $\tau_{ab} \tau_r$, onde τ_{ab} contabiliza o efeito de absorção e τ_r o efeito de reflexão, [37].

τ_{ab} é obtido através da integração da lei de Bouguer, [37]:

$$\tau_{ab} = \exp \left(\frac{-n_{vidros} K \delta}{\cos \theta_2} \right) \quad (3.33)$$

onde K é o coeficiente de extinção do vidro, n_{vidros} o número de vidros e δ a espessura do vidro.

A transmissividade resultante da reflexão para N vidros é obtida por [37]:

$$\tau_r = \frac{1}{2} \left[\frac{1 - r_{||}}{1 + (2n_{vidros} - 1) r_{||}} + \frac{1 - r_{\perp}}{1 + (2n_{vidros} - 1) r_{\perp}} \right] \quad (3.34)$$

$r_{||}$ e $r_{\perp}$ são as componentes paralelas e perpendiculares da reflexão da radiação.

$$r_{\perp} = \frac{\sin^2(\theta_2 - i)}{\sin^2(\theta_2 + i)} \quad (3.35)$$

$$r_{||} = \frac{\tan^2(\theta_2 - i)}{\tan^2(\theta_2 + i)} \quad (3.36)$$

O ângulo de refacção, θ_2 é obtido através da lei de Snell, [37]:

$$\frac{1}{n_v} = \frac{\sin \theta_2}{\sin i} \quad (3.37)$$

onde n_v representa o índice de refacção do vidro.

O coeficiente de absorção do vidro, α_v , é aproximado por $\alpha_v \cong 1 - \tau_a$, [37].

Se se conhecer o coeficiente de absorção da placa na normal (ângulo de incidência igual a zero), torna-se simples conhecer o α_p em função de i através da correlação publicada por Beckman e al.[37]:

$$\frac{\alpha_p}{\alpha_{p_n}} = 1 + 2,0345 \times 10^{-3}i - 1,990 \times 10^{-4}i^2 + 5,324 \times 10^{-6}i^3 - 4,799 \times 10^{-8}i^4 \quad (3.38)$$

Como a radiação difusa e reflectida não têm direcção definida, é calculado um ângulo de incidência efectivo. Brandemuehl e Beckman [55] publicaram expressões que fornecem o ângulo de incidência efectivo em função da inclinação do painel solar.

$$i_{efectivo,d} = 59,7 - 0,1388\theta + 0,001497\theta^2 \quad (3.39)$$

$$i_{efectivo,g} = 90 - 0,5788\theta + 0,002693\theta^2 \quad (3.40)$$

Com estes ângulos determinam-se $(\tau_v \alpha_p)_d$ e $(\tau_v \alpha_p)_g$ através do mesmo procedimento.

3.1.1.3 Coeficientes de transferência de calor

O processo de cálculo dos coeficientes de transferência de calor é um processo iterativo, uma vez que os coeficientes dependem da temperatura das superfícies. Com os meios computacionais disponíveis actualmente, torna-se fácil efectuar o cálculo iterativo.

Os coeficientes de transferência de calor por convecção, $h_{conv,p-v1}$ e $h_{conv,v1-v2}$ são calculados com base em correlações para convecção natural entre placas planas. Usa-se a correlação de Hollands et al. ,[56].

$$Nu = 1 + 1,44 \left[1 - \frac{1708 (\sin(1,8 * \theta))^{1.6}}{Ra \cos \theta} \right] \left[1 - \frac{1708}{Ra \cos \theta} \right]^+ + \left[\left(\frac{Ra \cos \theta}{5830} \right) - 1 \right]^+ \quad (3.41)$$

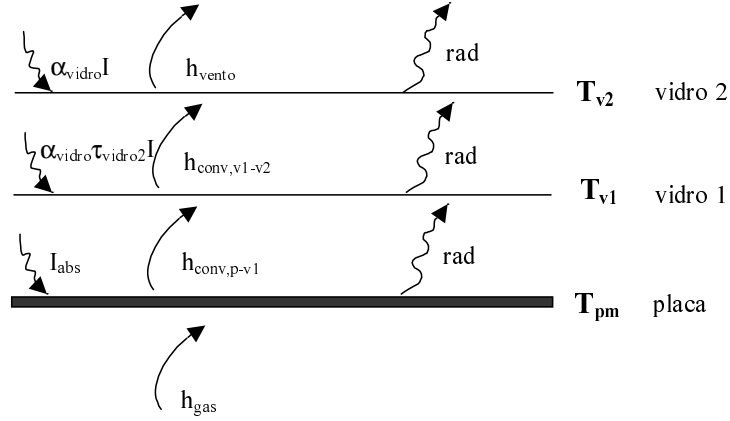


Figura 3.6: Representação esquemática dos coeficientes de transferência de calor na placa e vidros do collector.

válida para inclinações entre 0 e 75°, onde o número de Nusselt é função do número de Rayleigh. O expoente + significa que apenas termos positivos devem ser considerados, devendo os termos negativos ser substituídos por 0. As propriedades do ar são determinadas à temperatura média.

O coeficiente de convecção do vento é calculado com base na correlação de Sparrow et al., [57], que estudou diversas placas em túnel de vento cobrindo uma gama de números de Reynolds de 2×10^4 até 9×10^4 .

$$Nu_{vento} = 0,86 Re_{vento}^{1/2} Pr^{1/3} \quad (3.42)$$

onde o comprimento característico é quatro vezes a área da placa dividida pelo perímetro da placa.

O coeficiente de transferência de calor nos canais de gás de secção rectangular, é calculado para o escoamento turbulento pela conhecida correlação de Dittus-Boelter, [58]:

$$Nu_{gas} = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,3} \quad (3.43)$$

3.1.1.4 Estudo numérico da transferência de calor no condensador

A geometria do condensador do colectador solar com tubos de calor é a de um canal de secção rectangular curvo com aquecimento na face convexa (ver figura 3.7), sendo as restantes faces consideradas adiabáticas. O modo de transferência de calor é, em princípio, o da convecção mista. Mas sendo a razão entre o número de Grashof e o quadrado do número de Reynolds muito menor do que 1. A título de exemplo para $\Delta T = 13^\circ C$, $\frac{Gr}{Re^2} \simeq 1,1 \times 10^{-7}$, sendo dominante por isso a convecção forçada, pelo que se desprezam efeitos da convecção natural. A temperatura na parede é de $34^\circ C$, a temperatura média do fluido é de $21^\circ C$ e a velocidade média é de $0,1376$ m/s. O número de Reynolds é de 1730. As temperaturas são coerentes com os testes experimentais efectuados.

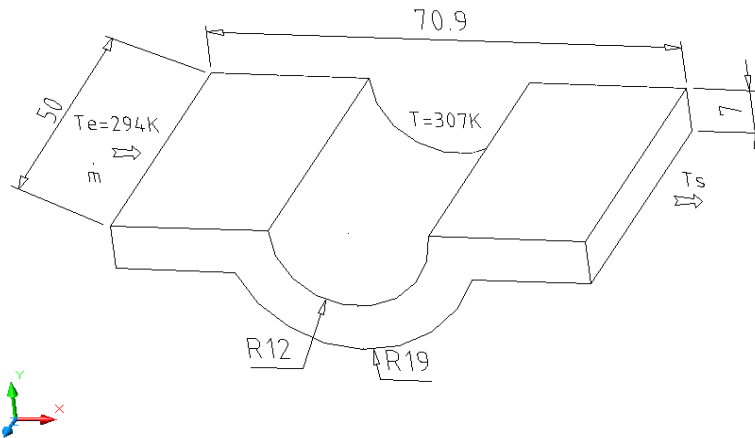


Figura 3.7: Geometria do canal no condensador.

Existem na literatura expressões para o coeficiente de transferência de calor para secções quadradas curvas, [59], [60], [61], [62]. Para secções rectangulares existem alguns trabalhos publicados, mas nenhum conduziu a expressões para o referido coeficiente.

O escoamento através de secções curvas é diferente do escoamento em secções rectas, devido ao escoamento secundário gerado transversalmente como resultado das forças centrífugas. Estas forças centrífugas conduzem ao desenvolvimento de gradientes de

pressão laterais e ao aparecimento de vórtices secundários.

Dean, [63], [64], realizou o primeiro estudo teórico do escoamento desenvolvido num tubo curvo e concluiu que o escoamento depende dum parâmetro adimensional, número de Dean $De = Re \sqrt{\frac{D_h}{R_c}}$, onde D_h é o diâmetro hidráulico do tubo e R_c o raio de curvatura. O método usado - técnica de perturbação é muito elaborado e limitado a pequenos números de Dean. Recentemente, o uso de métodos numéricos para resolver as equações de Navier-Stokes permitem conhecer melhor os escoamentos em secções curvas. Para resolver as equações do escoamento laminar em secção rectangular curva, vários trabalhos numéricos foram publicados, [59], [65], [66], [67].

Consoante o número de Dean e a razão entre a altura e largura do canal (*aspect ratio*) podemos ter um par ou dois pares de vórtices. O aparecimento de vórtices secundários promove a mistura do fluido e aumenta a transferência de calor. O canal em estudo apresenta uma razão entre a largura e altura de 7,14 (altura de 0,007 mm e largura de 0,050 mm). Hwang e Chao, [62], concluíram que para escoamento em canais de secção quadrada curva apareciam 2 vórtices para números de Dean inferiores a 113 e para números de Dean superiores a 143 apareciam 4 vórtices. Para números de Dean entre 114 e 143 o escoamento dependia do regime de escoamento inicial utilizado. Winters, [68], verificou a transição de dois para quatro vórtices para números de Dean entre 113 e 191.

O desenvolvimento de vórtices de Dean pode ser comparado ao desenvolvimento de vórtices no escoamento da camada limite numa parede côncava, conhecido como problema de Görtler. No problema de Görtler o escoamento na camada limite é instável desenvolvendo-se vórtices. Uma vez que o escoamento é livre, desenvolvem-se vórtices de Görtler até o escoamento se tornar turbulento, [69]. Pensa-se que o mecanismo que causa vórtices de Dean e Görtler seja o mesmo, [70].

Chung e Hyunn, [71], apresentaram um estudo numérico do escoamento laminar num canal quadrado com 90° com temperatura constante em todas as superfícies. Concluíram que o número de Nusselt à entrada era mais elevado na superfície convexa que na superfície côncava. No entanto, na zona intermédia e final a transferência de calor era maior na superfície côncava.

Ligrani e al., [72], estudaram experimentalmente a transferência de calor num canal de secção rectangular curvo com uma razão entre a altura e largura de 40. Cobriram a gama de números de Dean de 100 a 400. As condições fronteira foram fluxo de calor uniforme em toda as superfícies. Concluíram que para um número de Dean de 300 o número de Nusselt local era de 13 na superfície côncava e 8 na superfície convexa.

Chandratilleke e Nursuyakto, [73], simularam o escoamento num canal curvo de secção rectangular aquecido com fluxo de calor constante na face côncava, com razões entre a altura e largura de 1 até 8 e para números de Dean de 20 a 500. Transformaram as equações do movimento em vorticidade e função de corrente, resolvendo-as através do método dos volumes finitos. O número de vórtices de Dean é influenciado pela razão entre a largura e a altura. O canal com razão entre largura e altura de 8 apresenta três pares de vórtices. Quanto ao número de Nusselt obtiveram valores entre 7 e 11,5, para números de Dean de 20 até 500. Compararam o número de Nusselt para a secção recta com a secção curva e concluíram que a secção curva apresenta um número de Nusselt 20 a 70% mais elevado. Justificaram este acréscimo devido ao aparecimento de vórtices secundários e à diminuição da espessura da camada limite. Para a secção em causa esse acréscimo só pode ser quantificado com um estudo computacional.

Foi usado um software comercial, Fluent, [74], que usa a modelação com volumes finitos, [75], para simular o escoamento laminar em três dimensões no canal. Devido ao aparecimento de vórtices, não é possível estudar o escoamento em 2 dimensões. Para as condições nominais de funcionamento do colector, o número de Dean do escoamento é de 1539. A Figura 3.8 apresenta a malha estruturada com um número de elementos hexaédricos de 833000. As condições fronteira usadas encontram-se resumidas na tabela 3.1.

Na tabela 3.2 apresenta-se o coeficiente de transferência de calor no canal simulado para diferentes números de elementos hexaédricos. Apresenta-se o volume máximo e mínimo das elementos da malha, o volume total é de $2,88\text{e-}5\text{m}^3$. Quando se aumenta o número de elementos aumenta-se o coeficiente de transferência de calor. O aumento é mais importante nas três primeiras alterações (21500 - 73650 - 184000). Isto porque com maior número de elementos, se consegue simular os vórtices que intensificam a

Tabela 3.1: Condições fronteira

face de entrada	$\dot{m} = 0,048 \text{ kg/s}$ $T = 294 \text{ K}$
face de saída	$P = 0 \text{ Pa}$
face convexa	$T = 307 \text{ K}$
restantes faces	adiabáticas

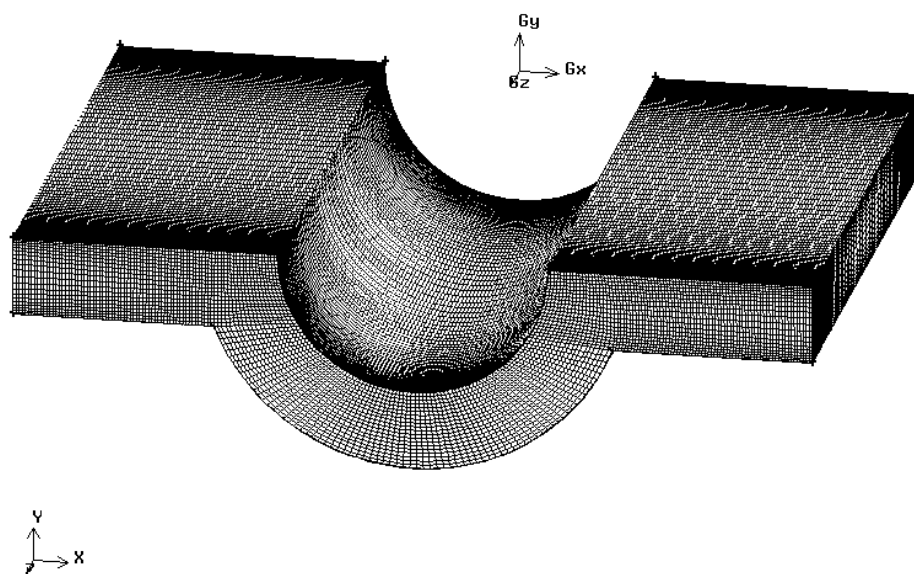


Figura 3.8: Malha para o modelo com 833000 elementos hexaédricos.

Tabela 3.2: Influência do número de elementos no coeficiente de transferência de calor.

n°. de elementos hexaédricos	volume máx. [m ³]	volume min. [m ³]	h_{cond} [W/(m ² K)]	Nu_{cond}
21500	7,2e-9	9,3e-12	1049,1	21,9
73650	3,0e-9	6,2e-12	1656,9	34,6
184000	1,5e-9	5,0e-13	2175,1	45,4
298000	1,7e-9	1,6e-13	2230,1	46,6
735000	3,2e-10	6,9e-13	2605,9	54,4
833000	3,2e-10	3,7e-13	2645,3	55,3

transferência de calor. De referir que o número de Nusselt para o escoamento rectangular sem curvatura é de 3,823, segundo Shah e London, [76], pelo que estamos em presença de um valor cerca de 15 vezes superior.

Como a malha não é uniforme, o cálculo do coeficiente de transferência de calor médio é uma média pesada, com base na áreas, dos coeficientes nos nós. No caso da secção curva em estudo é necessário fazer uma mudança de coordenadas cartesianas para coordenadas cilíndricas - ver figura 3.9.

$$h = \frac{\int_{\pi}^{2\pi} \int_0^{L_{cond}} h(z, \theta) R_c dz d\theta}{\pi R_c L_{cond}} \quad (3.44)$$

A figura 3.10 apresenta as linhas de corrente do escoamento secundário, numa secção perpendicular ao escoamento principal para o modelo com 184000 elementos hexaédricos. A figura 3.11 apresenta as linhas de corrente para o modelo com 833000 elementos hexaédricos. O modelo de 833000 elementos apresenta dois pares de vórtices, enquanto no modelo com 184000 não se conseguem simular os vórtices. O escoamento secundário é induzido pela força centrífuga. Na figura 3.12 apresentam-se as linhas de corrente do escoamento adiabático para o modelo de 833000 elementos. Como se pode observar, as linhas de corrente para o escoamento adiabático são semelhantes às linhas de corrente do escoamento aquecido, isto porque a temperatura da superfície aquecida é baixa, sendo a convecção forçada dominante.

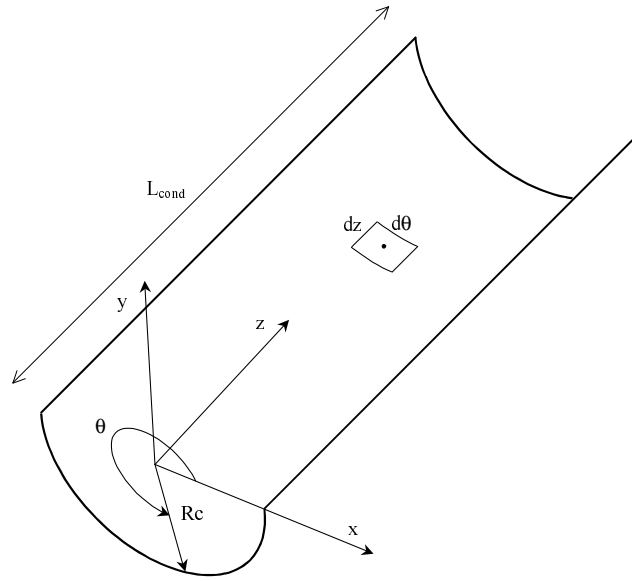


Figura 3.9: Coordenadas cilíndricas usadas no cálculo do coeficiente de transferência de calor médio.

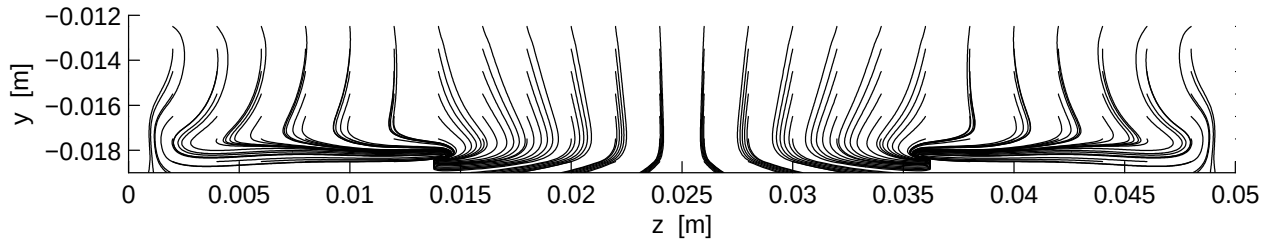


Figura 3.10: Linhas de corrente do escoamento secundário a meio do canal para o modelo com 184000 elementos hexaédricos.

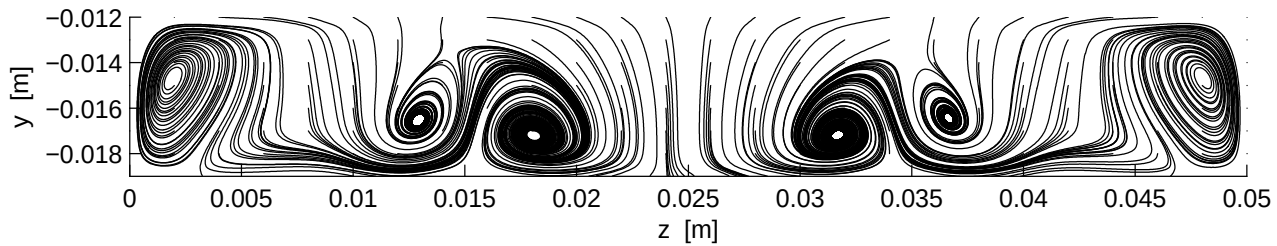


Figura 3.11: Linhas de corrente do escoamento secundário a meio do canal para o modelo com 833000 elementos hexaédricos.

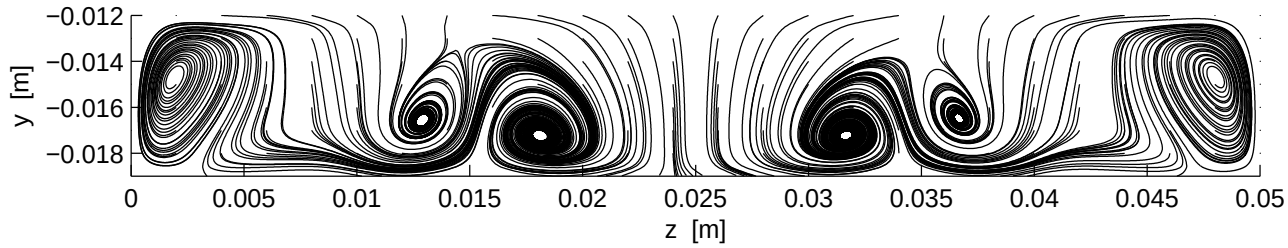


Figura 3.12: Linhas de corrente do escoamento secundário adiabático a meio do canal para o modelo com 833000 elementos hexaédricos.

A figura 3.13 apresenta o campo de velocidades para o escoamento secundário para o modelo com 833000 representado por setas.

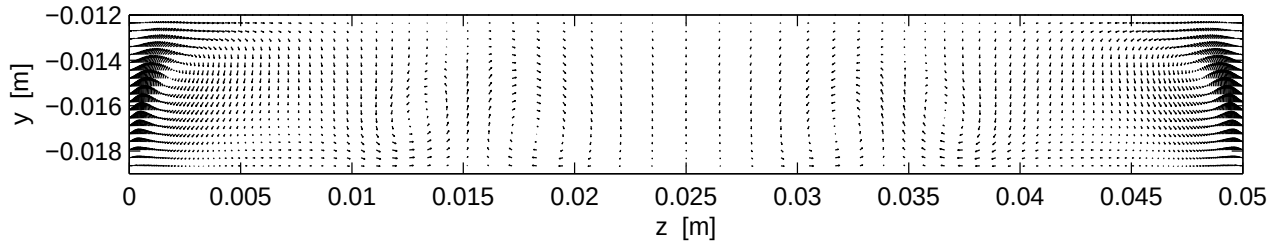


Figura 3.13: Campo de velocidades secundárias numa secção perpendicular ao escoamento representado por setas. Modelo com 833000 elementos hexaédricos.

A figura 3.14 apresenta o campo de velocidades numa secção paralela ao escoamento principal, enquanto a figura 3.15 apresenta o campo de temperaturas no mesmo plano. A figura 3.16 apresenta a evolução do coeficiente de transferência de calor ao longo da face convexa. O resultado está coerente com os contornos de temperatura e velocidade. O coeficiente de transferência de calor é menor nos locais com temperatura mais elevada.

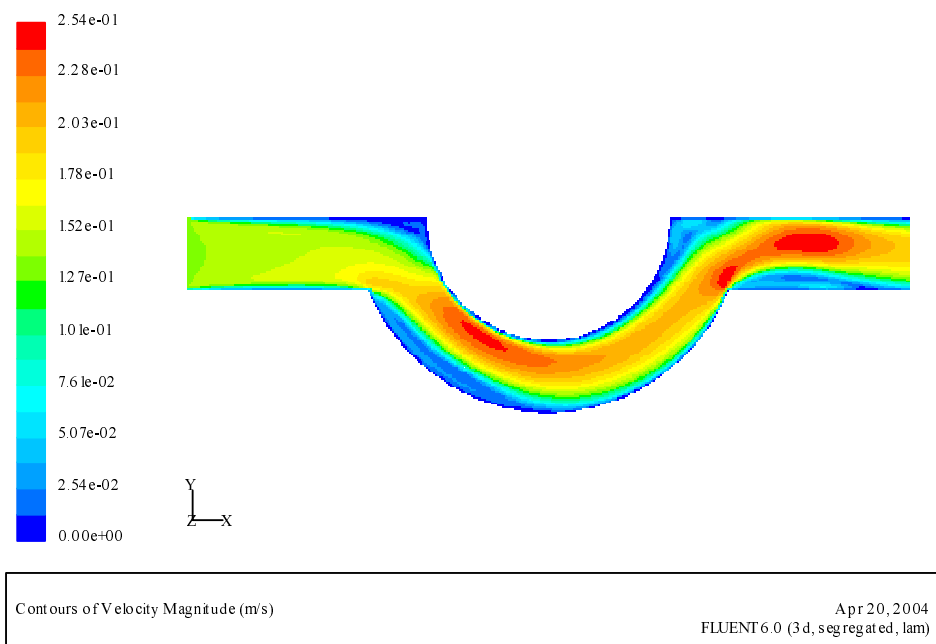


Figura 3.14: Campo de velocidades.

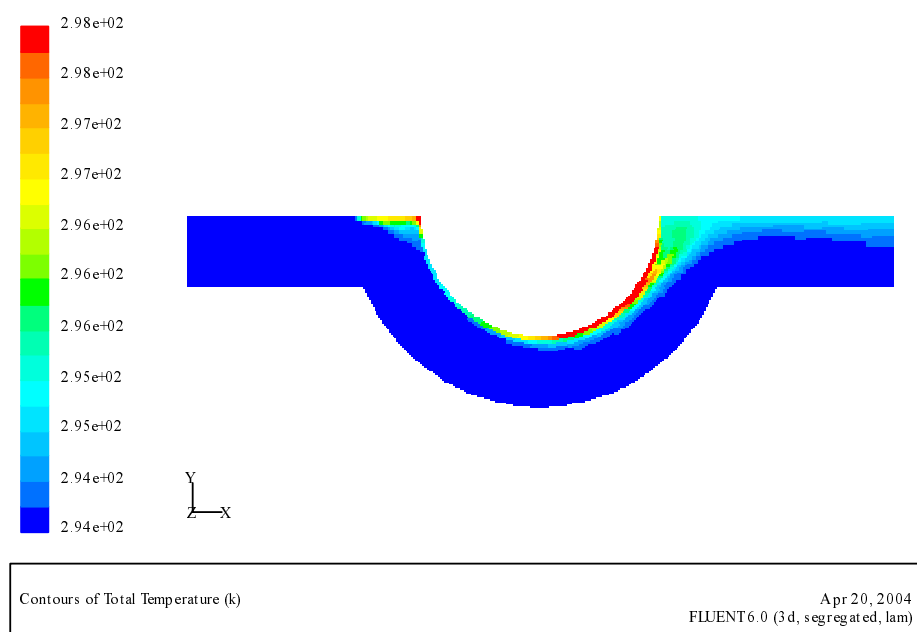


Figura 3.15: Campo de temperaturas.

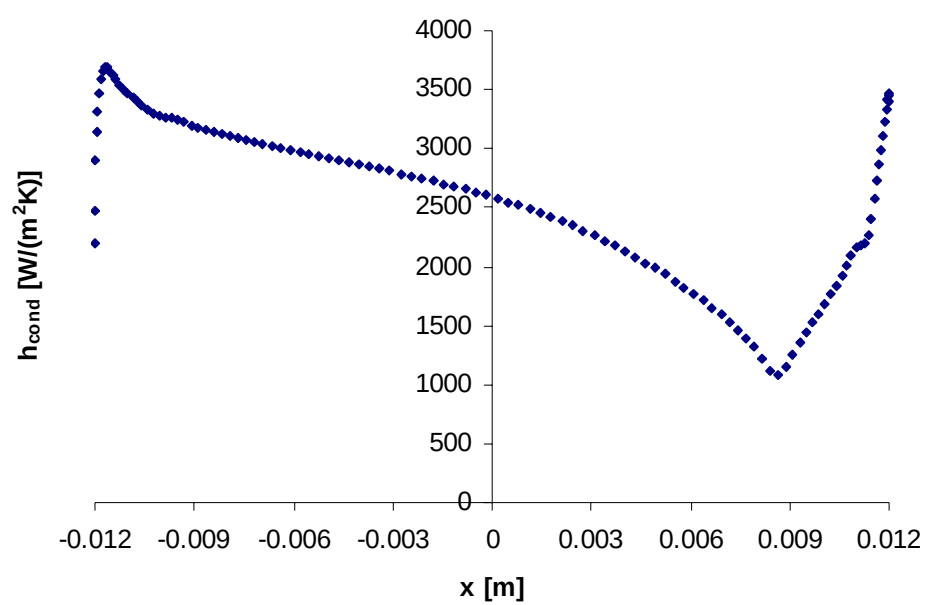


Figura 3.16: Evolução do coeficiente de transferência de calor ao longo da face convexa num plano intermédio.

Com vista à obtenção duma correlação numérica, foram efectuadas simulações para outros caudais e correspondentes números de Dean. Cobriu-se toda a gama do regime laminar $26 < Re < 2265$. Usou-se sempre o modelo com 833000 elementos hexaédricos. A convergência é mais rápida para menores caudais (menores números de Dean). Para caudais mais elevados foi reduzido o coeficiente de relaxação da quantidade de movimento, ω , (equação 3.45) para se atingir a convergência:

$$x = x_{old} + \omega \Delta x \quad (3.45)$$

A pressão está conjugada com a velocidade do escoamento através do algoritmo SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked equations) que foi desenvolvido por Patankar e Spalding, [77].

Para o caudal nominal (número de Dean igual a 1539) obteve-se convergência, em 291 iterações, tempo de computação de 3h e 2min num AMD Athlon XP-M 2500+ e reduzindo progressivamente o coeficiente de relaxação da quantidade de movimento até 0,15.

A figura 3.17 apresenta o número de Nusselt obtido por simulação correlacionado com o número de Dean. Representa-se também na mesma figura o número de Nusselt para secção recta baseado no trabalho de Shah e London, [76]. O número de Nusselt na secção curva aumenta à medida que se aumenta o caudal ao passo que na secção recta o número de Nusselt é constante. O número de Nusselt máximo para o canal curvo é 1507% mais elevado do que no canal de secção recta. Este aumento é atribuído a dois mecanismos: ao aparecimento de vórtices de Dean induzidos pelo escoamento secundário e ao facto de na secção recta se considerar que o escoamento está termicamente desenvolvido. Na região de entrada a transferência de calor é intensificada.

As figuras 3.18 - 3.21 apresentam os contornos das linhas de corrente induzidas pelo escoamento secundário numa secção perpendicular ao escoamento principal, a meio do canal. O regime de escoamento para números de Dean até 131 é caracterizado por um par de vórtices. Para números de Dean superiores a 237 aparecem três pares de vórtices. De frisar que Winters, [68], concluiu que a transição de dois para quatro vórtices ocorria para números de Dean entre 113 e 191.

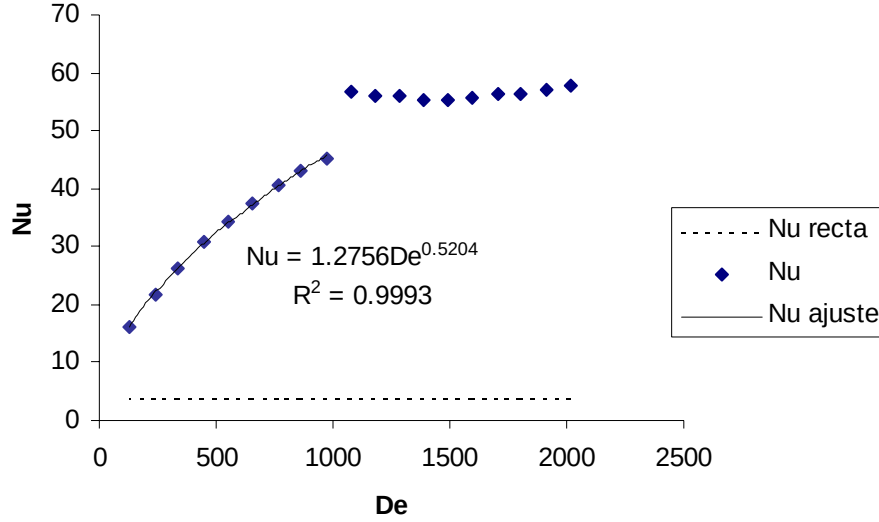


Figura 3.17: Número de Nusselt simulado para a secção rectangular curva em função do número de Dean.

A variação do número de Nusselt da figura 3.17 está coerente com as figuras 3.18 - 3.21. Para números de Dean superiores a 1077 as linhas de corrente apresentam idêntica configuração, sendo por consequência a variação do número de Nusselt pequena.

Comparando os resultados com os de Chandratilleke e Nursuyakto, [73], podemos concluir que o número de Nusselt é mais elevado para a transferência de calor na face convexa, comparando com a transferência de calor na face côncava. Este facto foi também verificado modificando o modelo para aquecimento na face concáva. De notar que outros autores concluíram que o coeficiente de transferência de calor era mais elevado na face côncava, para aquecimento em ambas e faces; no entanto, o estudo foi efectuado para secção quadrada, [71], e para elevadas razões entre a altura e a largura, [72].

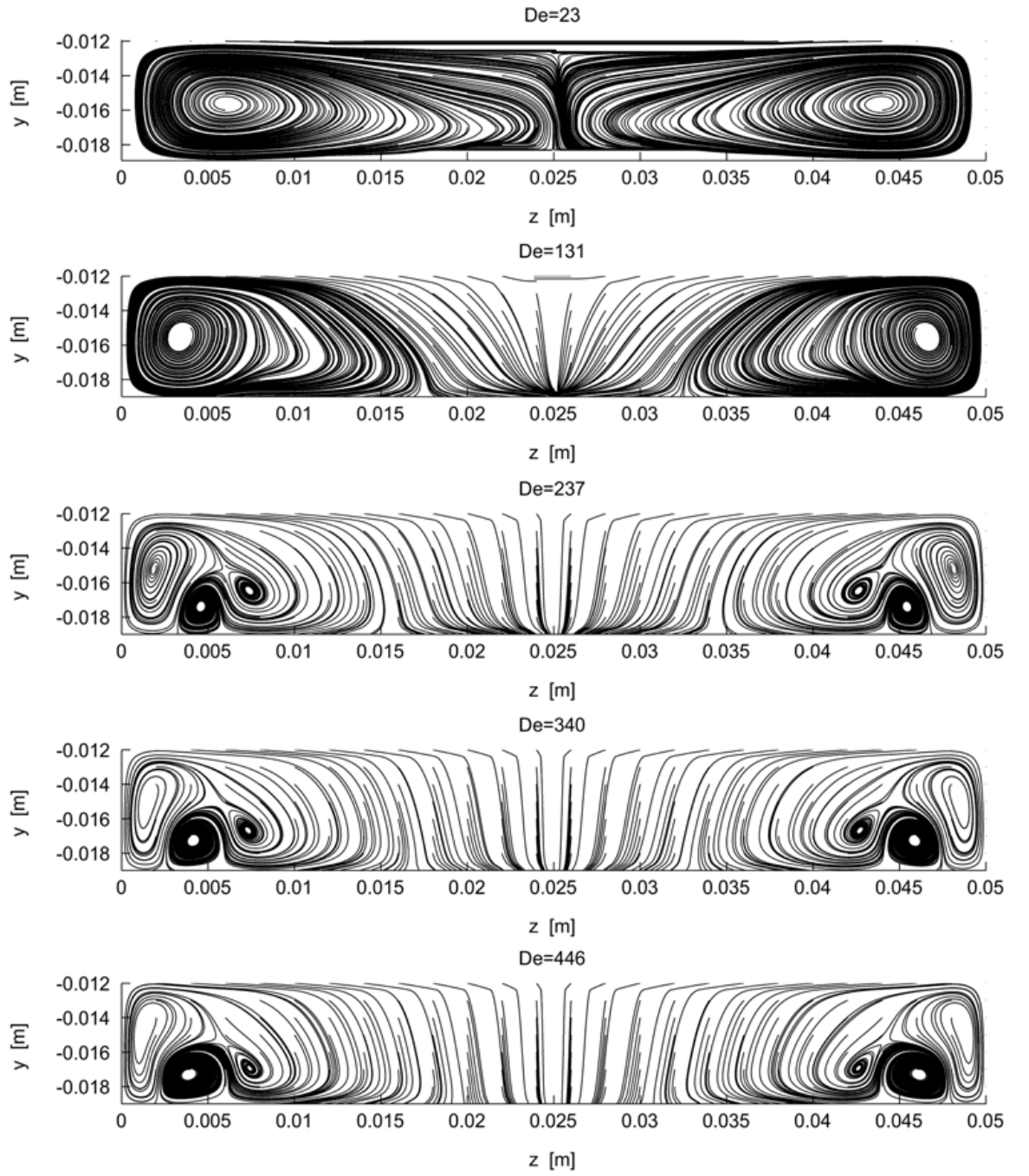


Figura 3.18: Linhas de corrente do escoamento secundário a meio do canal para $23 \leq De \leq 446$.

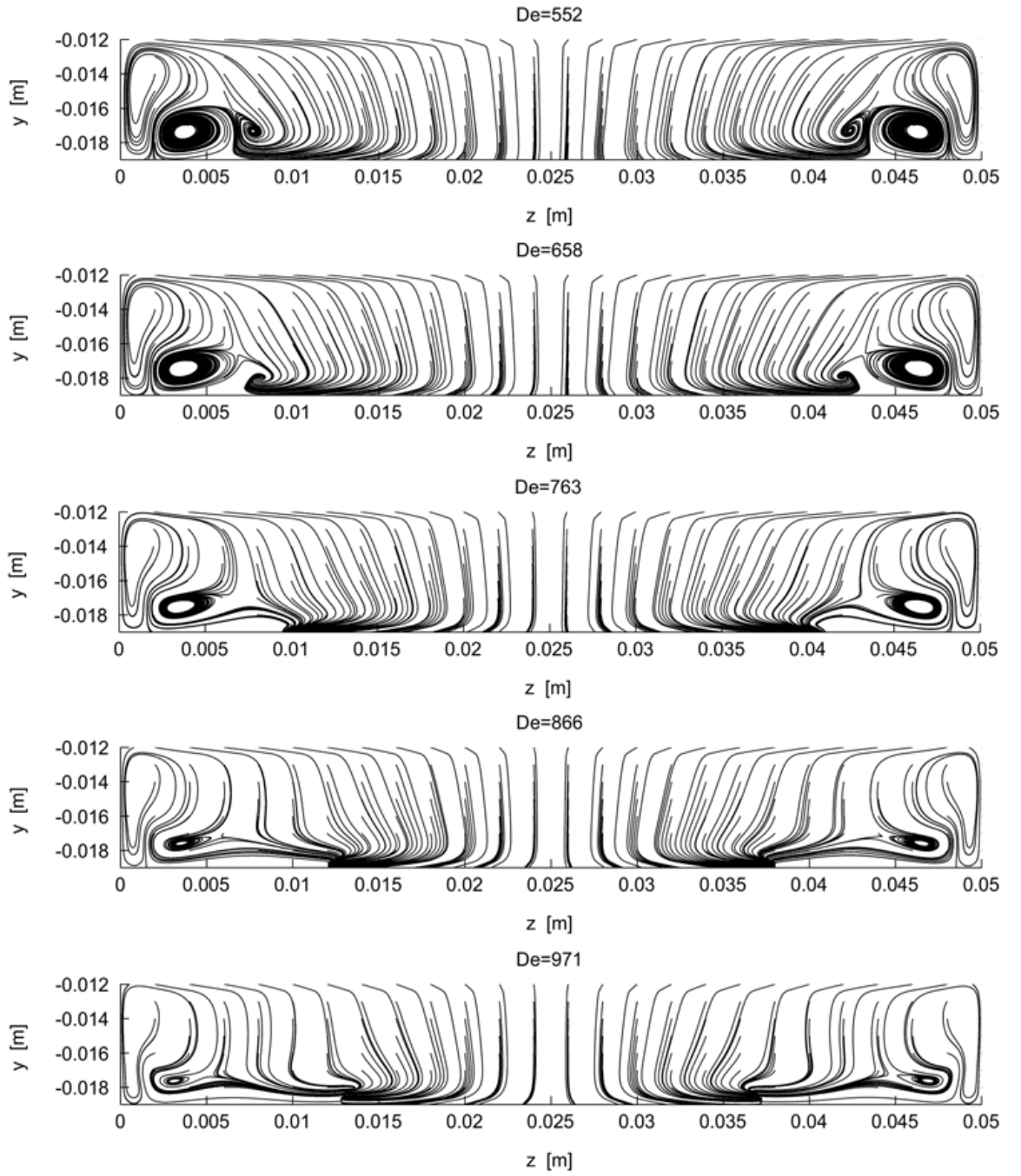


Figura 3.19: Linhas de corrente do escoamento secundário a meio do canal para $552 \leq De \leq 971$.

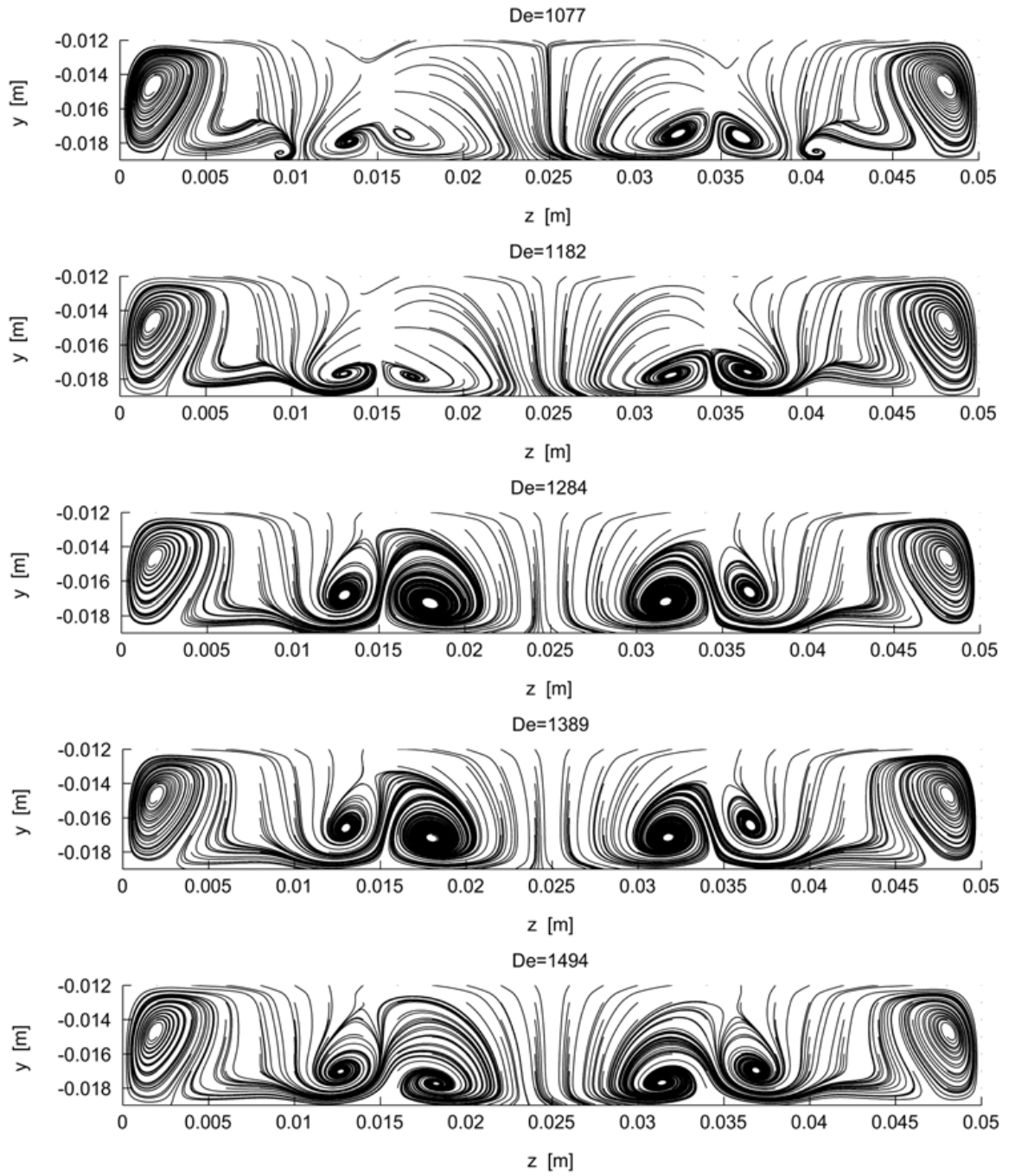


Figura 3.20: Linhas de corrente do escoamento secundário a meio do canal para $1077 \leq De \leq 1494$.

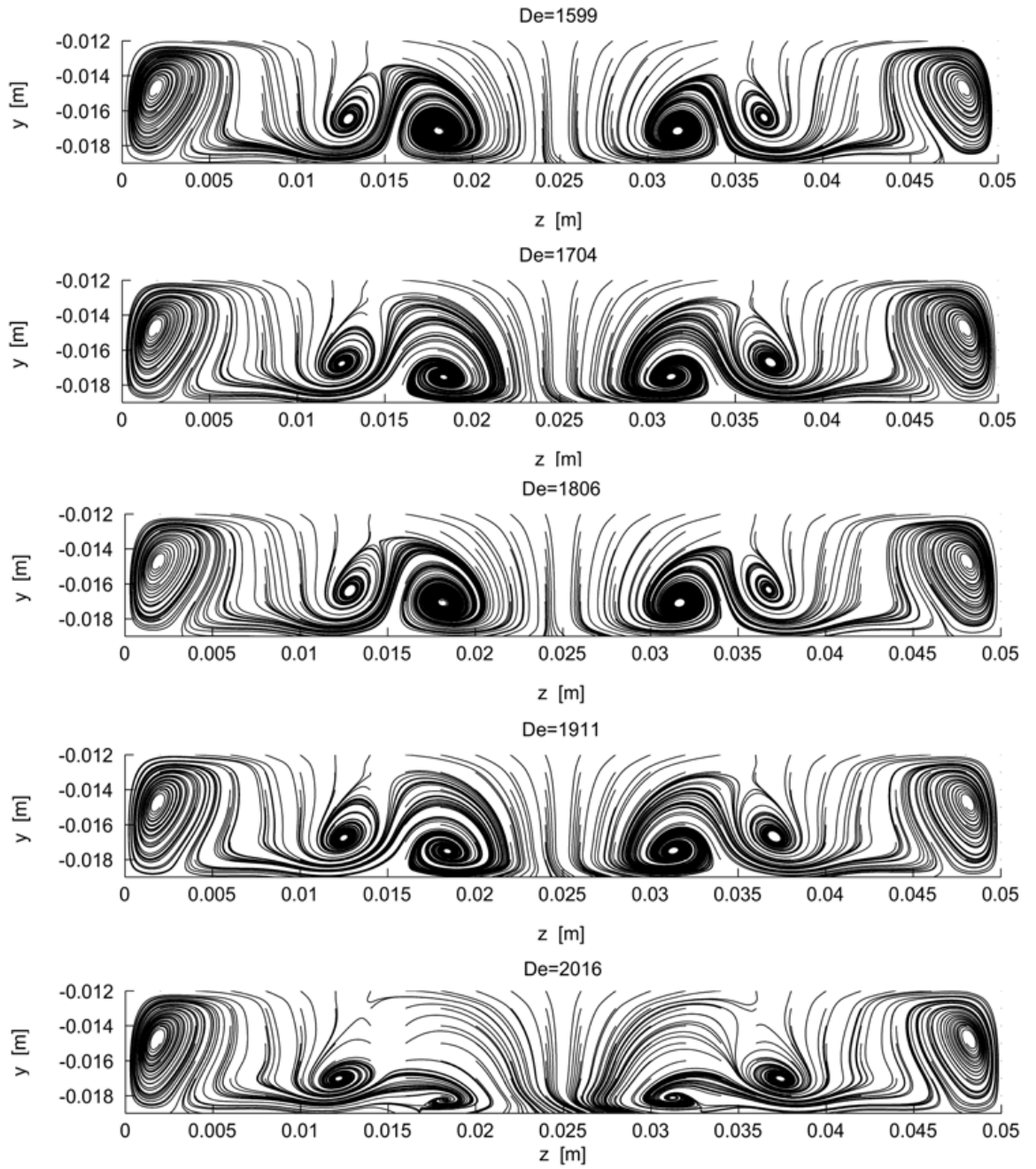


Figura 3.21: Linhas de corrente do escoamento secundário a meio do canal para $1599 \leq De \leq 2016$.

3.1.2 Resultados da aplicação do modelo

O comportamento térmico do colector solar é expresso pelo rendimento, definido pela razão entre a potência calorífica útil e a potência calorífica recebida:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{cond}}{IA} \quad (3.46)$$

No caso do colector híbrido a potência calorífica recebida é a soma da radiação solar e do calor transferido pelos gases de combustão:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{cond}}{IA + \dot{Q}_{gas}} \quad (3.47)$$

Para o colector em regime permanente temos o seguinte balanço energético:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}c_p(T_s - T_e) \quad (3.48)$$

$$\dot{Q}_{cond} = IA(\tau\alpha) + \dot{q}_{gas}A - UA(T_p - T_a) \quad (3.49)$$

Dificuldades em conhecer directamente a temperatura da placa, T_p , tornam conveniente a representação do rendimento em função da temperatura do fluido, T_f . Como $T_f < T_p$, somos obrigados a multiplicar a equação 3.49 por um termo inferior à unidade, F , factor de eficiência. Este factor está relacionado com aspectos construtivos do colector e traduz a eficiência da transferência de calor entre a superfície absorvente e o fluido de transferência:

$$\dot{Q}_{cond} = FIA(\tau\alpha) + F\dot{q}_{gas}A - FUA(T_f - T_a) \quad (3.50)$$

F será designado por F_r se $T_f = T_e$ e F' se $T_f = T_{fm} = \frac{T_e + T_s}{2}$.

A equação 3.50 sem o termo $F\dot{q}_{gas}A$ é conhecida na literatura como equação de Hottel-Whillier-Bliss, [50], [51].

O rendimento térmico do colector será então:

$$\eta = \frac{F[I(\tau\alpha) + \dot{q}_{gas}]}{I + \dot{q}_{gas}} - \frac{FU(T_f - T_a)}{I + \dot{q}_{gas}} \quad (3.51)$$

As figuras 3.22 e 3.23 apresentam a influência do número de nós utilizado na integração com diferenças finitas na temperatura da placa e no rendimento do colector, respectivamente. A variação da temperatura na placa entre os tubos de calor é pequena. O número de nós adoptado nas simulações seguintes é de 200. O tempo de computação com 200 nós é de 0,1 seg num AMD Athlon XP-M 2500+.

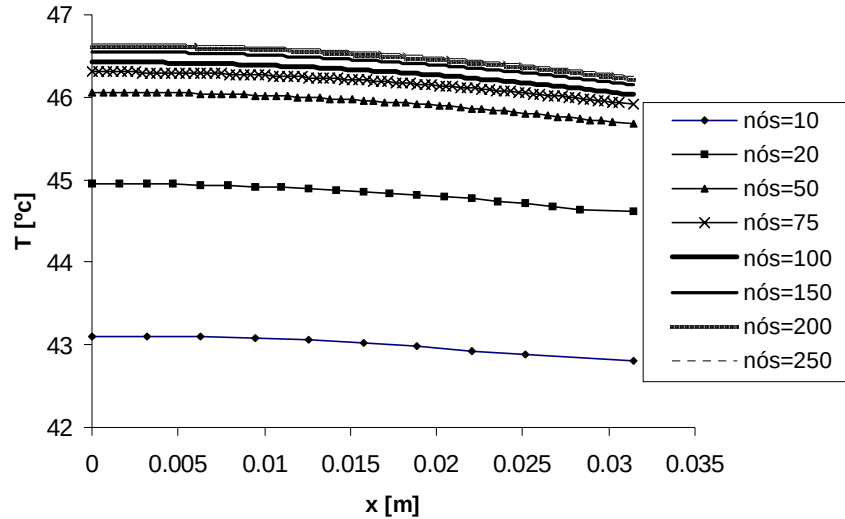


Figura 3.22: Influência do número de nós utilizados (integração com diferenças finitas) na distribuição de temperatura na placa; $T_e = 25^\circ C$, $T_a = 20^\circ C$, $I = 900 W/m^2$. Colector sem gases de combustão.

A figura 3.24 apresenta a curva de rendimento instantâneo para o colector solar sem gases, com vidro duplo e vidro simples, e a figura 3.25 apresenta a curva de rendimento instantâneo para o colector solar híbrido com vidro duplo. A temperatura do fluido adoptada é T_{fm} , a média entre a temperatura de entrada e de saída da água. Considerou-se um vidro duplo com transmissividade de 0,76, superfície selectiva com emissividade de 0,1 e coeficiente de absorção de 0,96. Desprezou-se a resistência de contacto entre o tubo de calor e o tubo de cobre. Supôs-se ainda que a ligação do tubo de cobre ao canal de água é perfeita, isto é, a resistência térmica é nula. A tabela 3.3 apresenta estas hipóteses que serão discutidas no capítulo seguinte, aquando dos resultados experimentais.

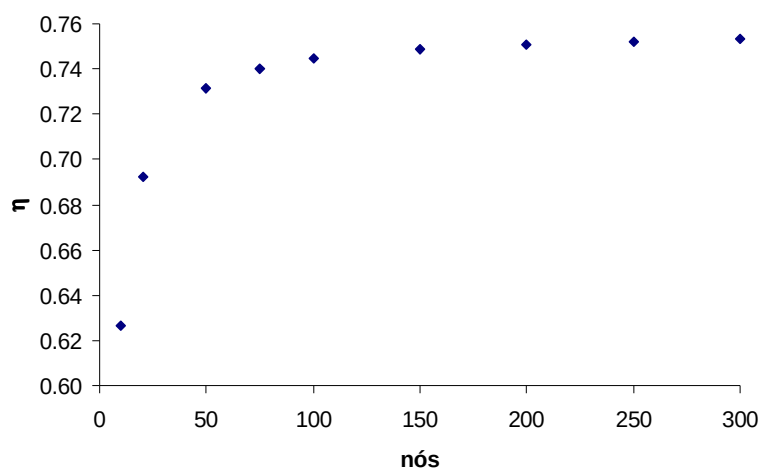


Figura 3.23: Influência do número de nós utilizados (integração com diferenças finitas) no rendimento do coletor solar; $T_e = 25^\circ C$, $T_a = 20^\circ C$, $I = 900 W/m^2$. Coletor sem gases de combustão.

Tabela 3.3: propriedades usadas no modelo

transmissividade do vidro duplo τ_v	0,76
emissividade da placa ε_p	0,1
coef. absorção da placa α_p	0,96
resist. tubo calor - tubo cobre	0
resist. tubo cobre - canal	0

O coletor com vidro duplo apresenta um melhor comportamento para elevados valores de $\frac{T_{fm}-T_a}{I}$, face ao coletor com vidro simples, sendo por isso preferível para utilização a alta temperatura, como é o caso dos ciclos motores.

O coletor solar híbrido apresenta um rendimento óptico superior ao coletor sem gases de combustão, embora apresente um coeficiente de perdas um pouco mais elevado.

Estamos em presença dum coletor com comportamento melhor do que colectores planos convencionais.

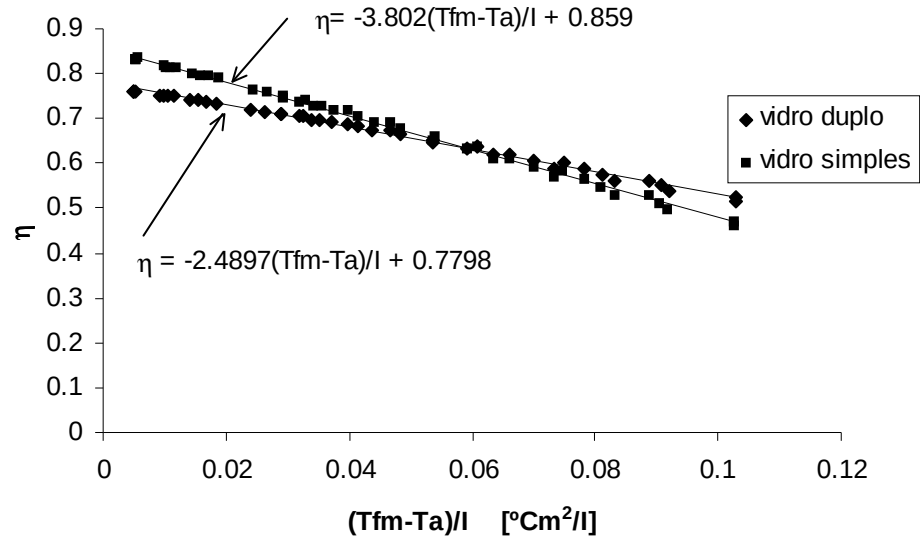


Figura 3.24: Curva de rendimento para o colector solar com tubos de calor sem gases de combustão, $700 \text{ W/m}^2 < I < 1000 \text{ W/m}^2$, $20,5^{\circ}C < T_e < 100^{\circ}C$, $T_a = 20^{\circ}C$.

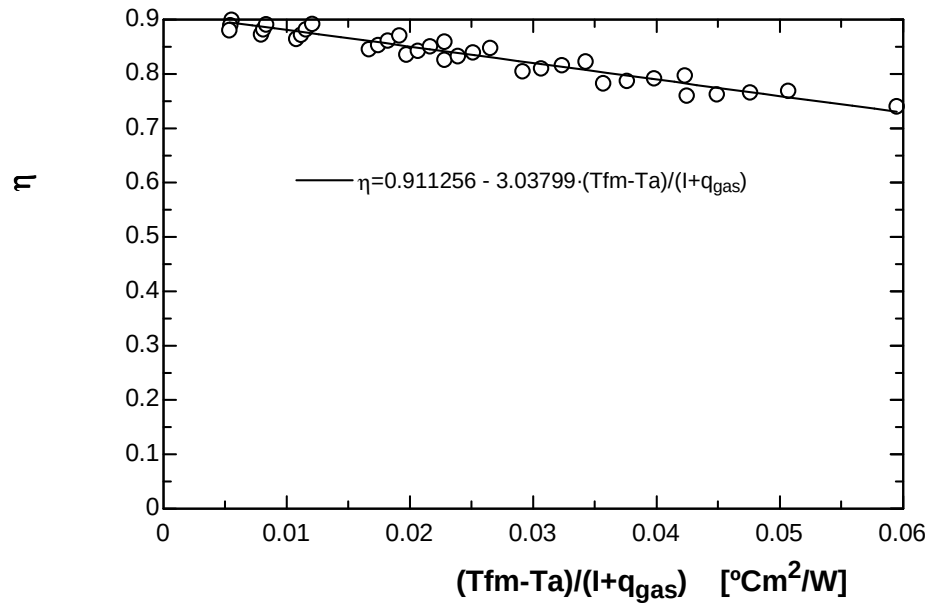


Figura 3.25: Curva de rendimento para o colector solar híbrido com vidro duplo, $T_{gas,e} = 300^{\circ}C$, $v_{gas} = 3m/s$, $700 \text{ W/m}^2 < I < 1000 \text{ W/m}^2$, $20,5^{\circ}C < T_e < 90^{\circ}C$, $T_a = 20^{\circ}C$.

A Figura 3.26 apresenta a influência do calor proveniente dos gases no rendimento do colector solar híbrido. Uma vez que a velocidade dos gases é mantida constante, a temperatura dos gases varia de curva para curva. Quando se aumenta o calor transferido pelos gases de combustão aumenta-se o calor útil no colector e por consequência aumenta-se o rendimento do colector.

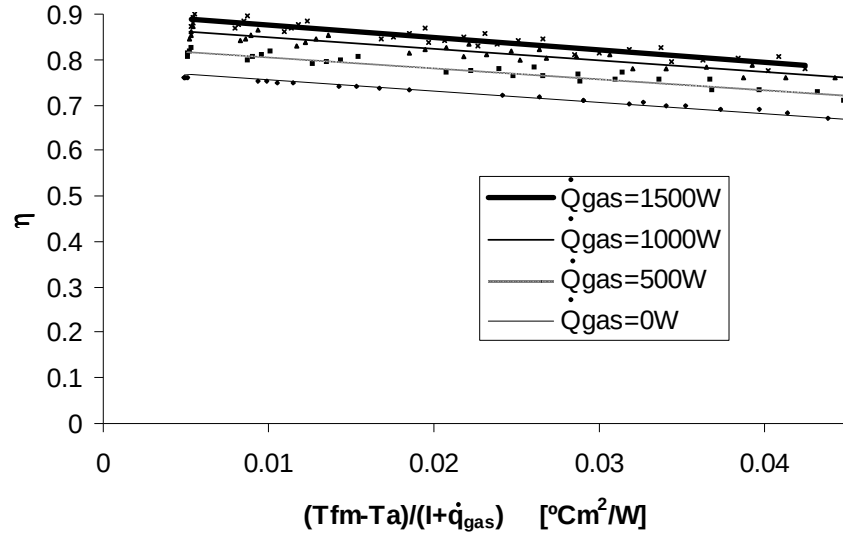


Figura 3.26: Influência do calor proveniente dos gases no rendimento para o colector com vidro duplo. Velocidade dos gases contante, $v_{gas} = 3\text{m/s}$.

A Figura 3.27 apresenta o comportamento térmico do colector solar em função do caudal. Quando se aumenta o caudal aumenta-se o rendimento, uma vez que se intensifica a transferência de calor, diminuindo a temperatura de saída da água.

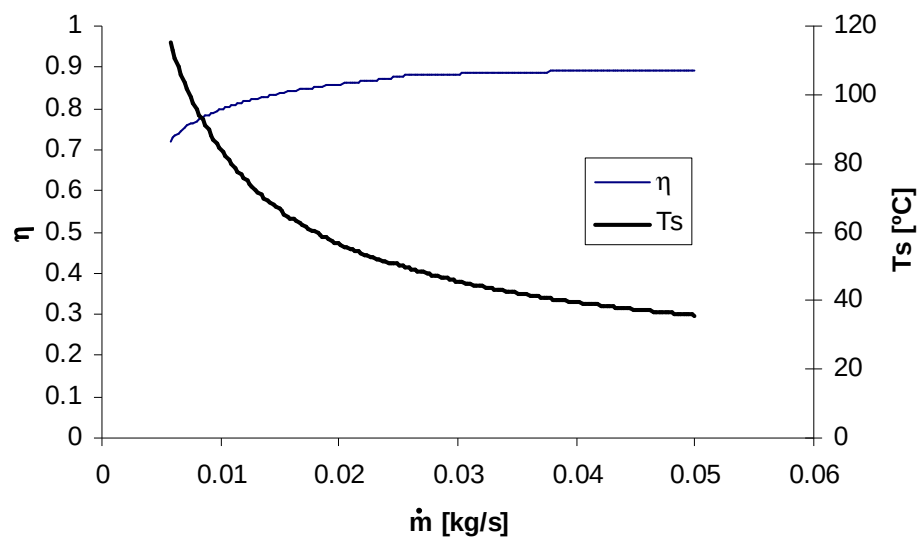


Figura 3.27: Influência do caudal de água no rendimento e na temperatura de saída da água. $I = 900W/m^2$, $T_a = 20^\circ C$, $T_e = 20^\circ C$, $T_{gas,e} = 300^\circ C$, $v_{gas} = 3m/s$.

3.1.3 Colector com tubos de calor em placa

A modelação em regime permanente do colector com tubos de calor em placa é mais simples do que a modelação do colector com tubos de calor circulares. Considera-se que a temperatura da placa, T_{sat} , é constante. Esta hipótese não se afasta muito da realidade, uma vez que os tubos de calor são considerados usualmente como componentes isotérmicos, [78].

A equação de balanço no vidro é:

$$\begin{aligned} \alpha_v I + \sigma \frac{T_{sat}^4 - T_v^4}{\frac{1}{\varepsilon_v} + \frac{1}{\varepsilon_p} - 1} + h_{conv,p-v} (T_{sat} - T_v) = \\ = \varepsilon_v \sigma (T_v^4 - T_{ceu}^4) + h_{vento} (T_v - T_a) \end{aligned} \quad (3.52)$$

A equação de balanço na placa é:

$$\begin{aligned} \tau_v \alpha_p I A = \sigma \frac{T_{sat}^4 - T_v^4}{\frac{1}{\varepsilon_v} + \frac{1}{\varepsilon_p} - 1} + h_{conv,p-v} (T_{sat} - T_v) + \\ + U_{back} A_{back} (T_{sat} - T_a) + A_{cond} h_{cond} \Delta T_{ml} \end{aligned} \quad (3.53)$$

onde ΔT_{ml} é a temperatura média logarítmica:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{sat} - T_e) - (T_{sat} - T_s)}{\ln \frac{(T_{sat} - T_e)}{(T_{sat} - T_s)}} \quad (3.54)$$

A equação de balanço no condensador é:

$$\dot{m} c_p (T_s - T_e) = A_{cond} h_{cond} \Delta T_{ml} - A_{cond} U_{back} \Delta T_{ml_{ext}} \quad (3.55)$$

onde $\Delta T_{ml_{ext}}$:

$$\Delta T_{ml_{ext}} = \frac{(T_e - T_a) - (T_s - T_a)}{\ln \frac{(T_e - T_a)}{(T_s - T_a)}} \quad (3.56)$$

Trata-se de um sistema de 3 equações a 3 incógnitas: T_{sat} , T_v e T_s .

3.1.3.1 Coeficiente de transferência de calor no condensador

A geometria do condensador do colector solar plano é um canal de secção rectangular inclinado com aquecimento na face de cima, sendo as restantes faces consideradas adiabáticas, ver figura 2.9, na página 22. O modo de transferência de calor é de convecção mista. Uma vez que a velocidade da água é baixa, a razão entre o número de Grashof e o quadrado do número de Reynolds é maior que 1, dominando por isso a convecção natural.

Este tipo de geometria com as referidas condições fronteira não se apresenta documentado na literatura. Apenas em escoamentos turbulentos se pode calcular o coeficiente de transferência de calor em canais de secção arbitrária através da definição de diâmetro hidráulico. Em escoamentos laminares, não é suficiente o uso do diâmetro hidráulico, uma vez que a camada limite de cada parede é influenciada pelas restantes paredes, [79].

Os trabalhos que se aproximam da geometria em estudo são correlações para a convecção natural em canais abertos nos topos. De frisar que a entrada de água no colector é feita lateralmente.

Rohsenow et al. [80] apresentaram uma correlação para números de Ra até 10^5 e para temperatura nas paredes constante.

$$Nu_s = \left[(Nu_\infty)^m + \left(cC_l Ra^{\frac{1}{4}} \right)^m \right]^{\frac{1}{m}} \quad (3.57)$$

O número de Nusselt para o regime desenvolvido, Nu_∞ , é calculado por:

$$Nu_\infty = \frac{4T^{*2} + 7T^* + 4}{90(1 + T^*)^*} Ra \quad (3.58)$$

$$T^* = \frac{T_2 - T_\infty}{T_1 - T_\infty} \quad (3.59)$$

onde T_1 e T_2 são a temperatura nas paredes e T_∞ a temperatura de entrada do fluido.

O número de Nusselt, Nu_s , usa como dimensão a espessura do canal, o número de Rayleigh usa a mesma dimensão mas é multiplicado pela razão entre a espessura e a altura do canal.

A correlação apresentada anteriormente é válida apenas para canais verticais, Azevedo e Sparrow, [81], estudaram a convecção natural em canais rectangulares inclinados abertos. Testaram canais com diferentes razões entre a espessura e a altura, três inclinações (também estudaram o canal vertical) e três tipos de aquecimento: aquecimento na face de cima, na face de baixo e em ambas as faces. A correlação obtida para o aquecimento na face de cima é expressa pela equação 3.60, onde a dimensão característica é a espessura do canal e o ângulo θ_1 é referente à vertical. É válida para números de Rayleigh entre 2×10^2 e 2×10^5 .

$$Nu_S = 0,657 [(E/H_c) Ra_S \cos \theta_1]^{0,247} \quad (3.60)$$

Khedari et al., [82], estudaram experimentalmente a convecção natural de ar num canal rectangular aquecido na face de cima. As dimensões do canal foram: comprimento de 1360 mm, espessura de 140 mm e largura de 680 mm. A inclinação foi fixada em 30° . O número de Reynolds com base na espessura do canal variou entre 1208 e 1744. A correlação obtida para o número de Nusselt com base na espessura do canal foi:

$$Nu_S = 1,227 [(E/H_c) Ra_S \sin 30]^{0,2916} \quad (3.61)$$

É válida para números de Rayleigh entre 2×10^6 e 8×10^6 .

A convecção forçada em canais de secção rectangular para o escoamento desenvolvido com temperatura em duas faces constante (Figura 3.28) apresenta um número de Nusselt de 3,823 segundo Shah e London, [76].

Segundo White, [83], em princípio escoamentos em canais no regime laminar podem ser resolvidos analiticamente. No entanto, a solução pode-se tornar muito trabalhosa, mesmo impossível se a secção se tornar muito complexa, [84]. Assim foi realizado um estudo computacional para a secção rectangular em causa.

Foi usado o software comercial, Fluent, [74], para simular o escoamento em três dimensões no canal. Como não existe simetria relativamente às condições fronteira, não é possível estudar o escoamento em 2 dimensões. A Figura 3.29 apresenta a malha estruturada com um número de elementos hexaédricos de 141177.

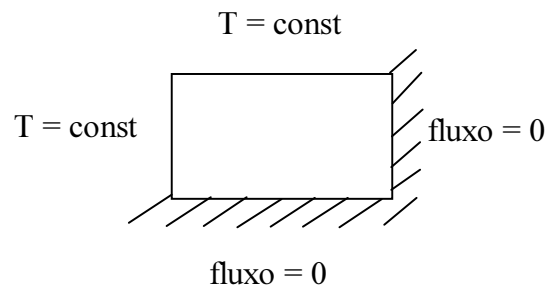
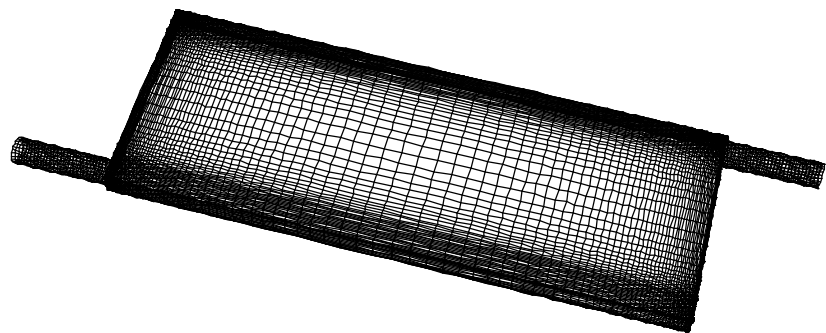


Figura 3.28: Condições fronteira para temperatura constante, [76].



Grid	Oct 14, 2003 FLUENT 6.0 (3d, segregated, lam)
------	--

Figura 3.29: Malha usada no modelo de 141177 elementos hexaédricos.

Uma vez que a convecção natural é dominante é necessário efectuar simulações para diversas temperaturas de entrada e da parede aquecida, de forma a variar o número de Rayleigh. O caudal mássico é de $20 \text{ g}/(\text{sm}^2)$ ($0,001898 \text{ kg/s}$) e a saída está à pressão atmosférica. De notar que a geometria do canal na análise computacional apresentada encontra-se invertida, para uma melhor interpretação dos resultados.

Para atingir a convergência mais rapido usa-se o modelo de Boussinesq. Este modelo considera a massa volumica constante, excepto no termo da impulsão na equação da quantidade de movimento:

$$(\rho - \rho_0) g \approx -\rho_0 \beta (T - T_0) g \quad (3.62)$$

onde ρ_0 é a massa volumica à temperatura T_0 e β o coeficiente de expansão térmica.

O termo da pressão é discretizado pelo método PRESTO! (PREssure STaggering Option). A pressão está conjugada com a velocidade do escoamento através do algoritmo SIMPLE.

A tabela 3.4 apresenta o número de Nusselt obtido para malhas com diferentes números de elementos. Apresenta-se também o volume máximo e mínimo dos elementos da malha, o volume total é de $1,9\text{e-}4$. A temperatura de entrada fixou-se em 290 K e a tempearatura da face de cima foi de 317 K . O número de Nusselt varia entre $16,9$ e $17,9$, sem uma tendência assintótica. O modelo utilizado nas simulações futuras é o modelo com 489711 elementos. Este modelo atinge a convergência ao fim de 362 iterações, em 1h e 59s , num AMD Athlon XP-M $2500+$.

A figura 3.30 mostra o campo de velocidades ao passo que a figura 3.31 mostra o campo de temperaturas do escoamento num plano no interior do condensador. As zonas de baixas velocidades correspondem a temperaturas mais elevadas. O condensador deveria ter separadores para obrigar o fluido a circular em toda a secção uniformizando assim a velocidade e a temperatura. Essa alteração será simulada mais à frente e quantificada a sua influência.

A Figura 3.32 apresenta o número de Nusselt simulado para diferentes temperaturas em função do número de Rayleigh. A dimensão característica usada foi o diâmetro hidráulico.

Tabela 3.4: Influência do número de elementos no coeficiente de transferência de calor.

nº. de elementos hexaédricos	volume máx. [m^3]	volume min. [m^3]	h_{cond} [$w/(m^2k)$]	Nu
34360	7,8e-8	1,2e-10	603,8	17,5
42840	7,0e-8	7,4e-11	620,3	17,9
65600	4,5e-8	4,5e-11	620,0	17,9
111600	3,6e-8	6,3e-12	587,2	17,0
141177	3,6e-8	5,9e-12	585,4	16,9
433277	3,1e-8	2,9e-14	614,9	17,8
489711	3,1e-8	2,9e-14	591,0	17,1

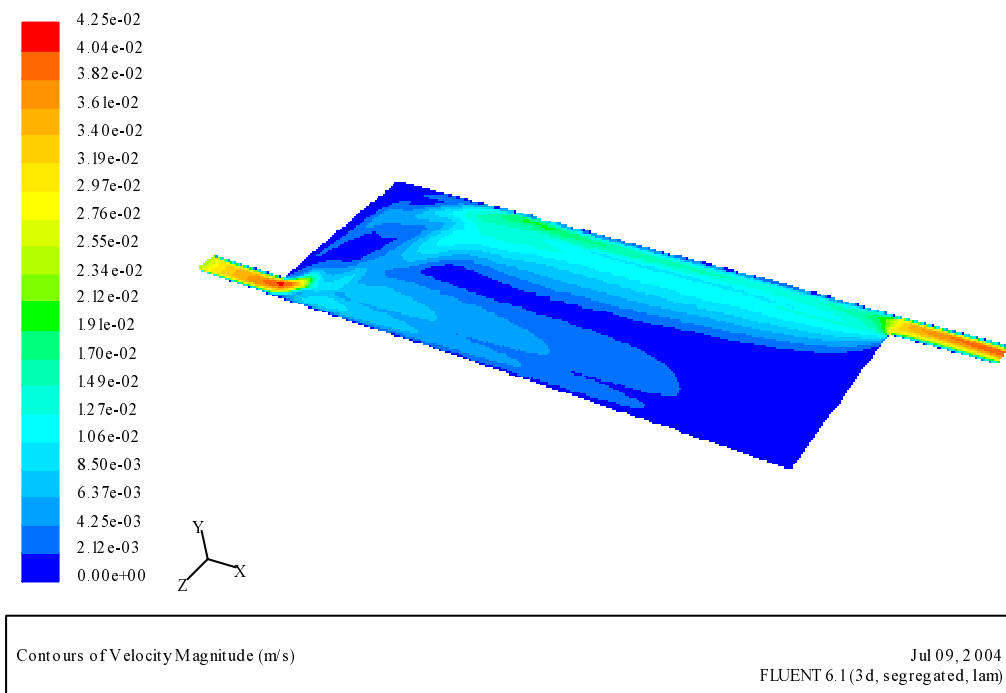


Figura 3.30: Campo de velocidades num plano no interior do canal.

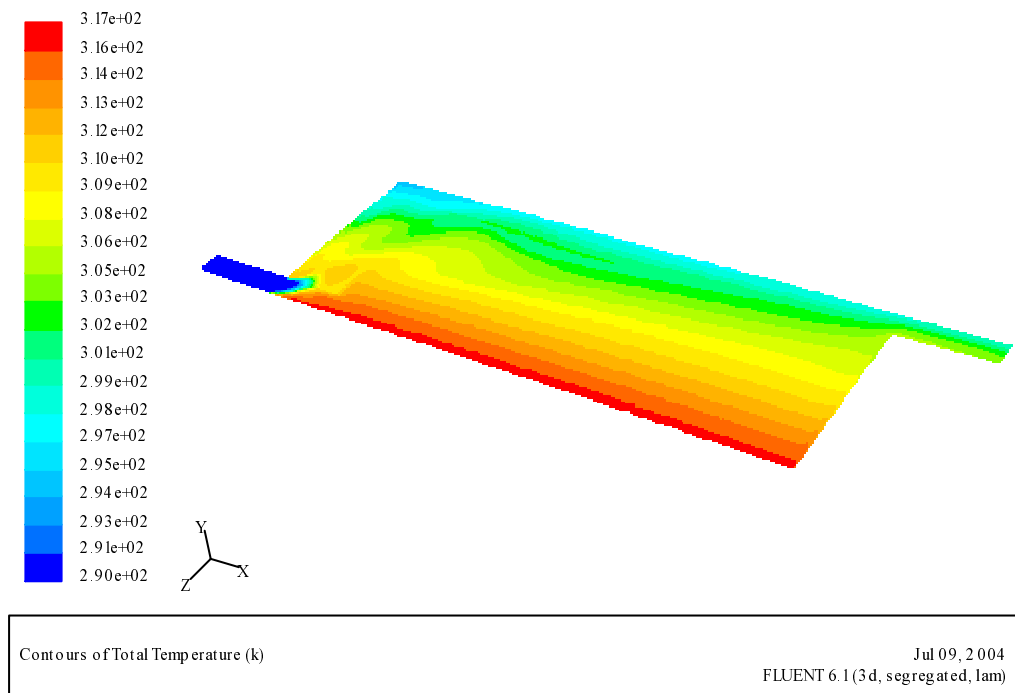


Figura 3.31: Campo de temperaturas num plano no interior do canal.

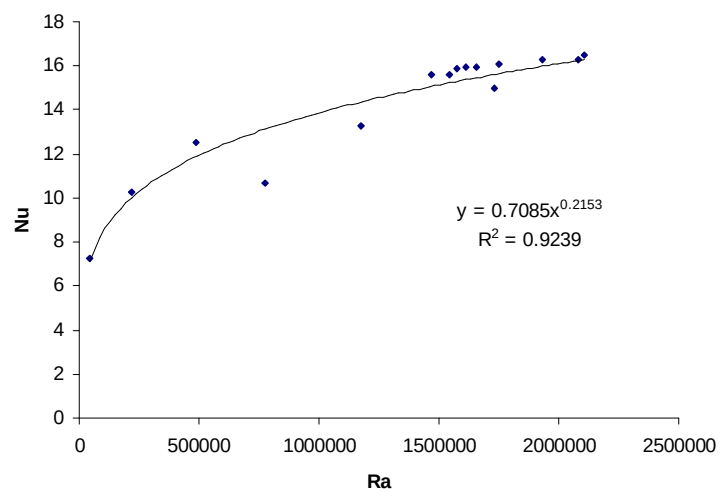


Figura 3.32: Número de Nusselt simulado em função do número de Rayleigh.

Comparando a correlação obtida com as correlações disponíveis na literatura usando o diâmetro hidráulico como comprimento característico, (fig. 3.33), verifica-se um número de Nusselt superior, isto porque estamos em presença de convecção mista. A correlação de Khedari et al., [82], não está representada na figura 3.33, uma vez que é válida apenas para elevados números de Rayleigh.

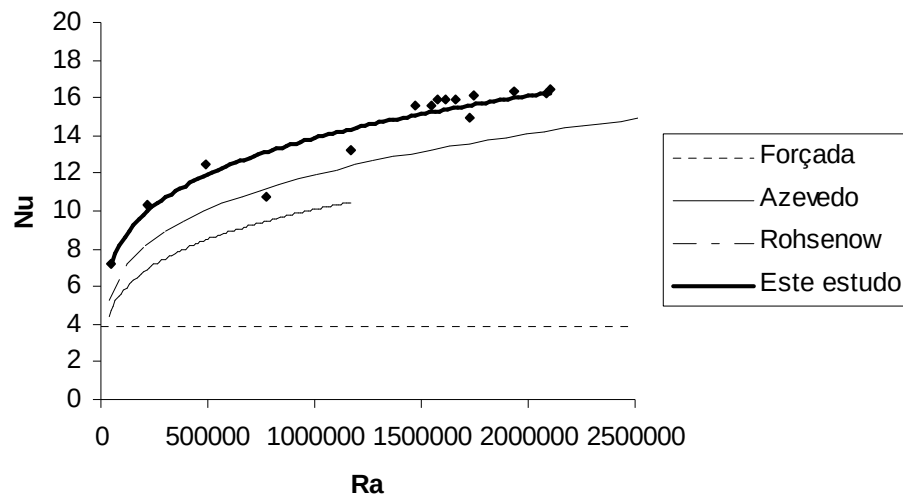


Figura 3.33: Comparação da correlação obtida no estudo computacional com as correlações disponíveis na literatura.

3.1.3.2 Resultados e melhoramento do coletor solar

A figura 3.34 apresenta o rendimento do coletor solar simulado com o coeficiente de transferência de calor no condensador obtido por simulação para o modelo com 489711 elementos hexaédricos. O coletor apresenta um rendimento óptico de 81,5 % e um coeficiente de perdas de 7,4 W/(m²K). Trata-se de um rendimento superior ao de colectores solares planos convencionais com superfície não selectiva.

Com o intuito de melhorar o comportamento térmico do coletor solar foram introduzidas alterações e simuladas as suas influências. A figura 3.35 apresenta as alterações introduzidas no condensador, incluindo separadores. Os separadores, para além de obrigarem o fluido a circular mais uniformemente em toda a área do conden-

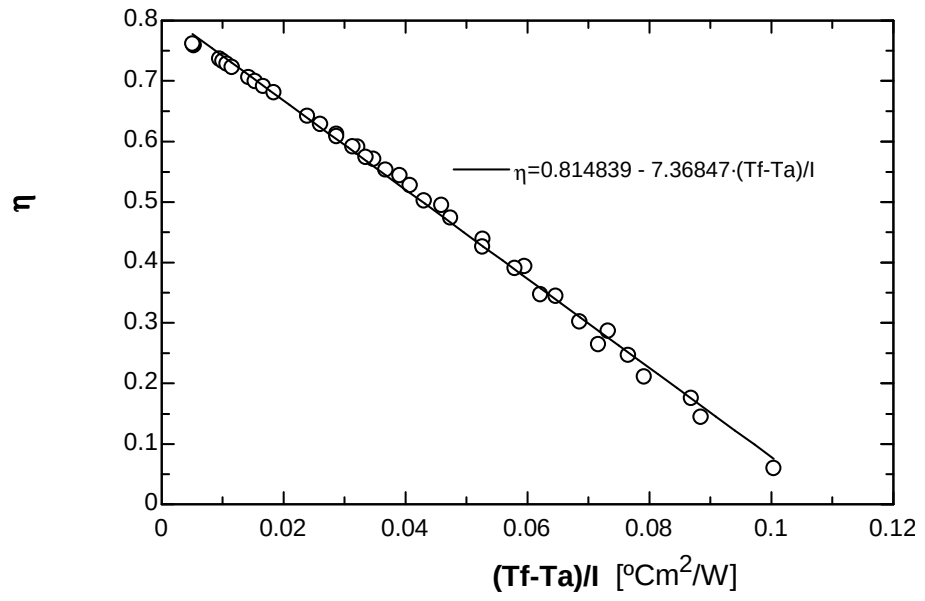


Figura 3.34: Curva simulada de rendimento do coletor solar com tubos de calor em placa. $20,5 < T_e < 90$, $700 < I < 1000 \text{ W/m}^2$, $T_a = 20^{\circ}\text{C}$.

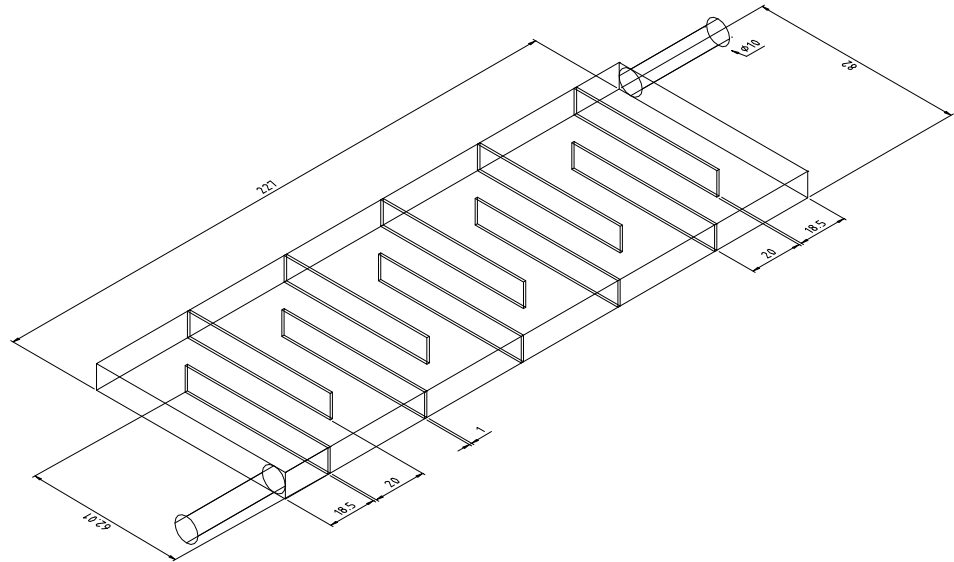


Figura 3.35: Geometria do condensador com os separadores.

sador, intensificam a velocidade e a transferência de calor, funcionando como alhetas. Procurou-se uma geometria que uniformizasse a velocidade e que não aumentasse muito a perda de carga. Os separadores apresentam um espaçamento de 20 mm, excepto os separadores dos extremos que estão a uma distância de 18,5 mm da parede do condensador. Na figura 3.36 e 3.37 apresentam-se os campos de velocidade e temperatura obtidos por simulação, para as mesmas condições fronteira anteriores.

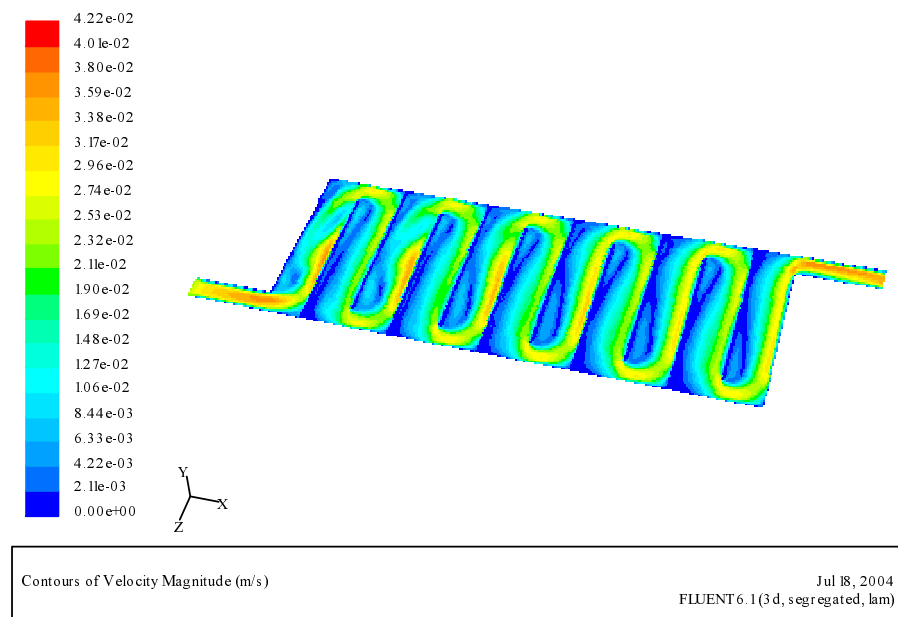


Figura 3.36: Campo de velocidades num plano interior do condensador do colector solar com separadores.

A convecção natural continua nesta geometria a ter um papel preponderante. Na figura 3.38 apresenta-se o número de Nusselt para a superfície aquecida e a figura 3.39 para os separadores. Em ambos os casos, usou-se o diâmetro hidráulico como comprimento característico e a temperatura da superfície aquecida no cálculo do número de Rayleigh.

A figura 3.40 apresenta a curva de rendimento esperada para o colector solar com separadores no condensador. O uso separadores traduz-se por um aumento absoluto no rendimento do colector da ordem dos 2%.

Outra alteração que melhora a captação de energia solar é a utilização de revesti-

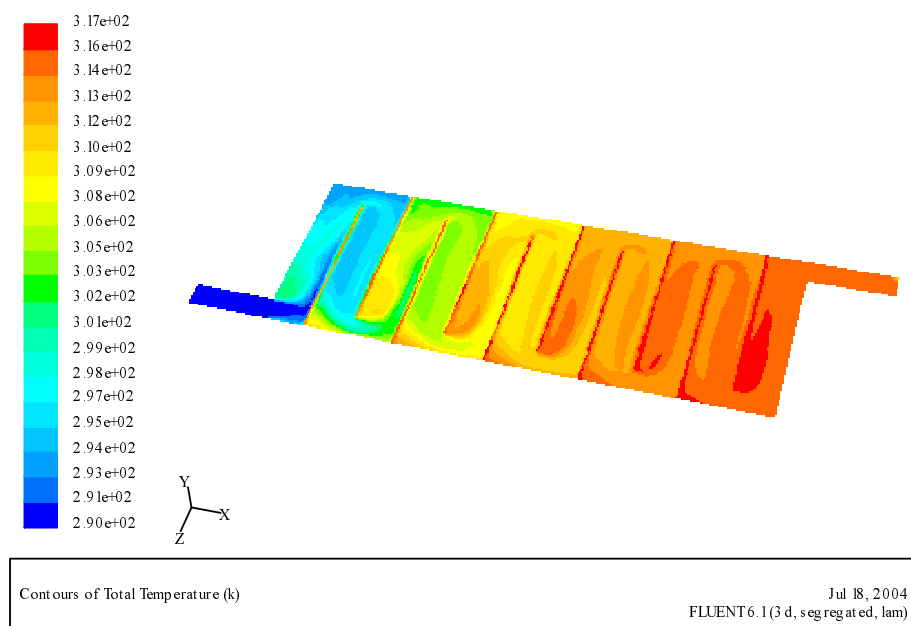


Figura 3.37: Campo de temperaturas num plano interior do condensador do colector solar com separadores.

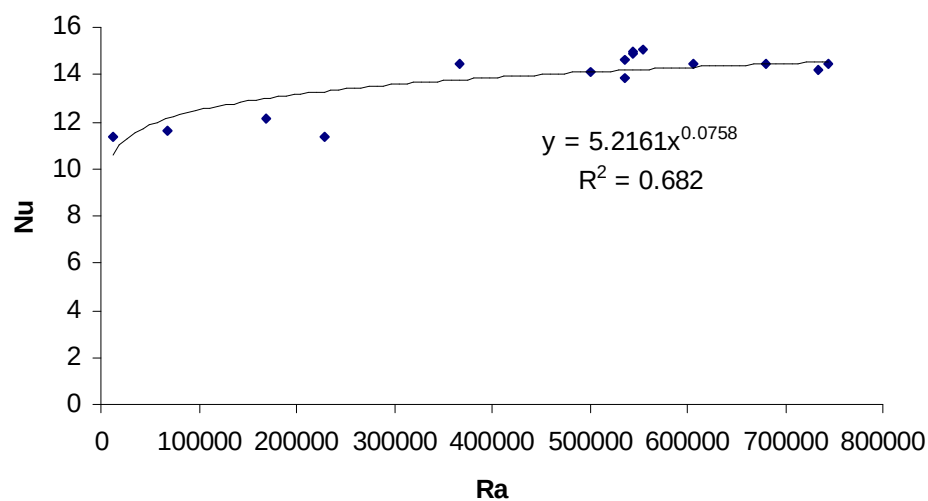


Figura 3.38: Número de Nusselt simulado em função do número de Rayleigh para o condensador com separadores.

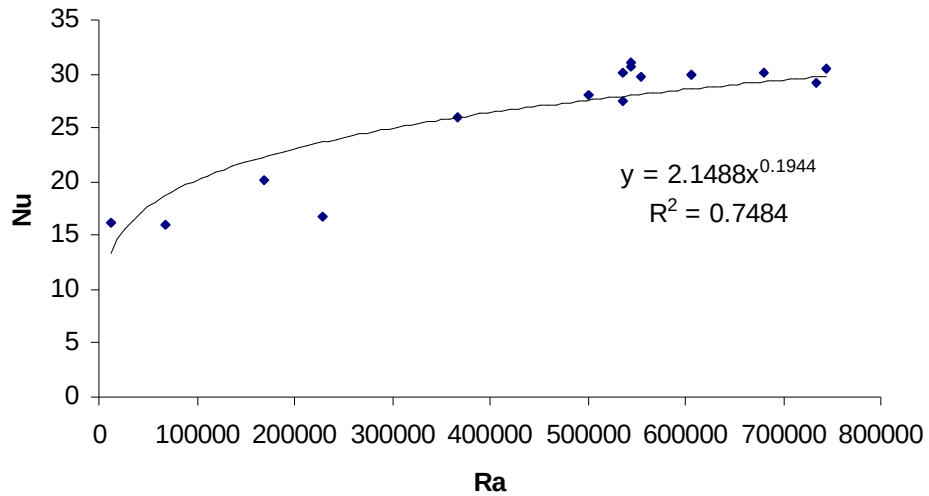


Figura 3.39: Número de Nusselt simulado nos separadores em função do número de Rayleigh. Usou-se a temperatura da superfície aquecida como referência.

mento selectivo. Usando uma superfície selectiva obtida por electrodeposição, Black Nickel, [85], com emissividade de 0,1 e coeficiente de absorção de 0,96, espera-se um rendimento óptico de 84 % e um coeficiente de perdas de $4,3 \text{ W}/(\text{m}^2\text{°C})$, tal como apresentado na figura 3.40. A introdução de vidro duplo diminui o coeficiente de perdas, mas o rendimento óptico reduz-se bastante. Esta alteração, melhora o comportamento térmico do colector para elevadas temperaturas, como se pode ver na figura 3.40, mas a diferença é mínima, sendo por isso preferível o colector com um só vidro.

A figura 3.41 apresenta a comparação da curva de rendimento para o colector solar com tubos de calor circulares e para o colector com tubos de calor em placa. O colector com tubos de calor circulares apresenta um rendimento óptico e coeficiente de perdas mais baixo do que o colector com tubos de calor em placa, sendo mais vantajoso para aplicações a temperatura mais elevada como é o caso dos ciclos motores. O seu rendimento pode ainda ser incrementado com a utilização da configuração híbrida (circulação de gases quentes), como se viu atrás (figura 3.26).

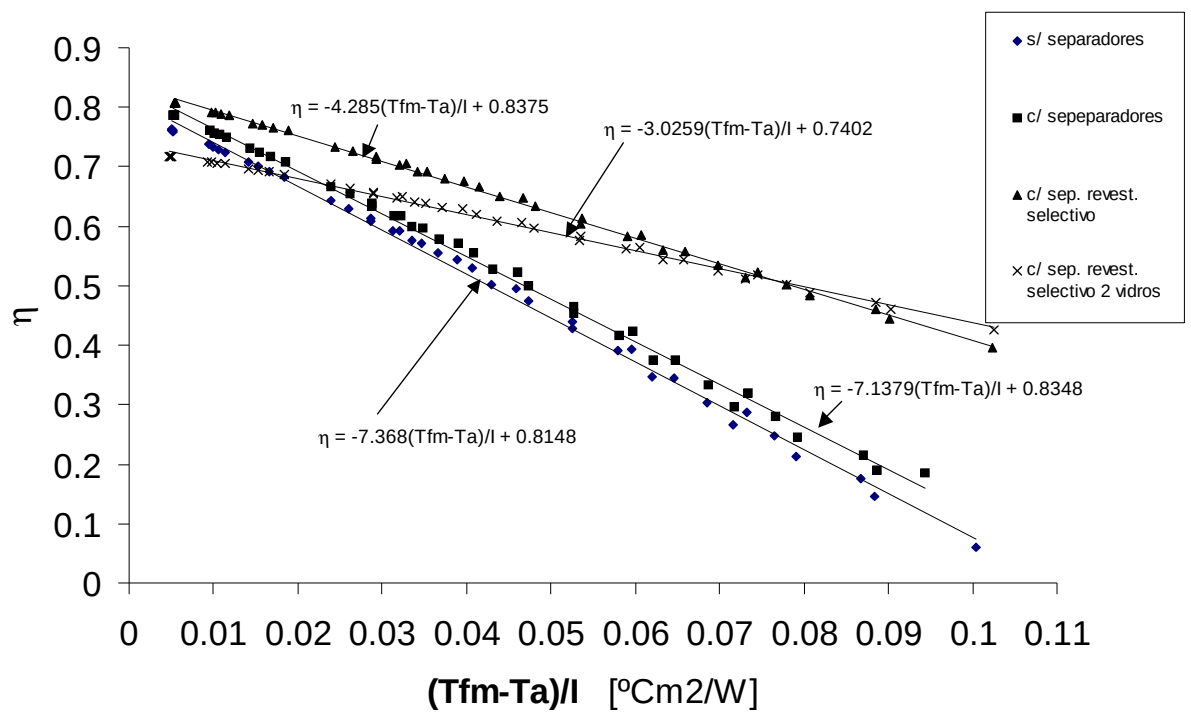


Figura 3.40: Rendimento do coletor com tubos de calor em placa com as modificações: introdução de separadores, utilização de revestimento selectivo e uso de vidro duplo.

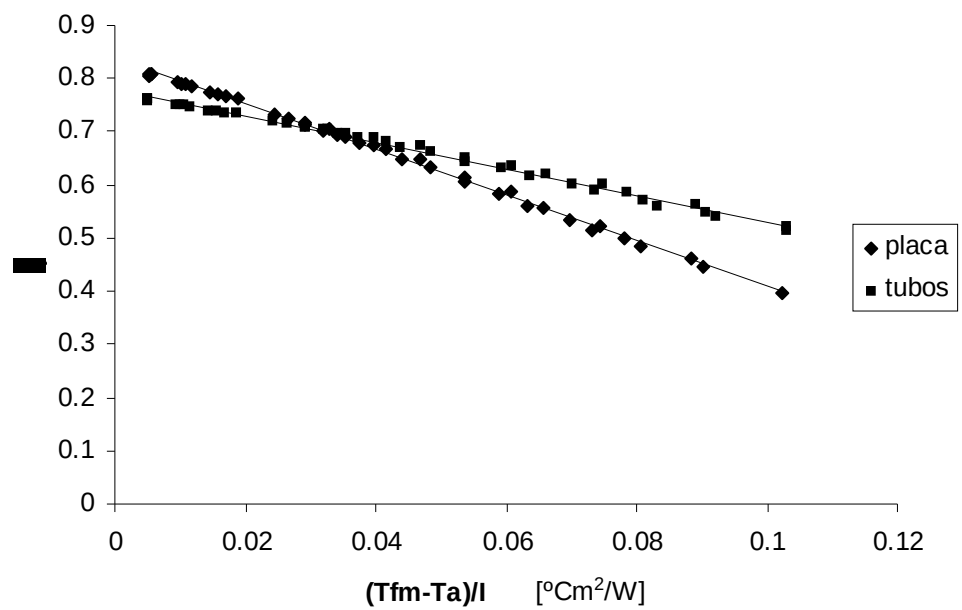


Figura 3.41: Comparação da curva de rendimento para o colector solar com tubos de calor circulares (vidro duplo e revestimento selectivo) e para o colector com tubos de calor em placa (vidro simples, revestimento selectivo e com separadores).

3.2 Modelos de redes neuronais

3.2.1 Introdução aos modelos de redes neuronais

Os modelos baseados em balanços térmicos apresentam algumas desvantagens: usam grandezas físicas calculadas através de correlações empíricas que conduzem ao aparecimento de incertezas, assentam em suposições que algumas vezes na realidade não se verificam, e por vezes a solução converge dificilmente ou até não converge.

Os modelos de redes neuronais são uma técnica alternativa para simular problemas complexos, como o comportamento de colectores solares, em que há várias variáveis em presença. Aprendem a partir de exemplos, são tolerantes aos erros, são capazes de tratar dados com ruído e incompletos, resolver problemas não lineares, e uma vez treinados efectuem o cálculo duma forma rápida, [86]. A técnica é inspirada na rede de neurónios humanos que aprendem com a experiência externa. Existe uma vasta gama de aplicações: reconhecimento de padrões, controlo de sistemas, processos de decisão, processamento de informação, matemática simbólica, reconhecimento de fala, robótica, etc. As redes neuronais artificiais foram aplicadas a sistemas térmicos por Sen e Yang, [87], sistemas de energias renováveis por Kalogirou, [88], e para simular o comportamento transiente de colectores solares planos por Farkas e Géczy-Víg, [89]. Farkas e Géczy-Víg estudaram três tipos de colectores solares: ar, água e com acumulação de calor latente.

Dois tipos de arquitecturas são usualmente utilizadas em simulação: perceptrão multicamada (MLP - Multi-Layer Perceptron) e redes de funções de base radial (RBF - Radial Basis Functions). As redes neuronais são compostas pela associação de unidades de processamento, usualmente designadas como neurónios -Fig. 3.42.

A informação (u_i) proveniente das entradas do modelo ou da saída de outros neurónios a montante, entra através das ligações de entrada e é multiplicada pelos pesos (w_i). A combinação linear destes produtos é processada no neurónio através duma função de activação (F). Matematicamente o processamento de informação pode ser

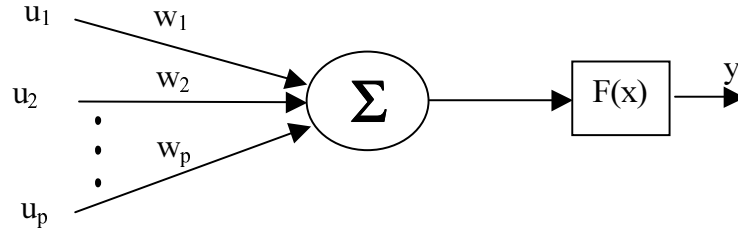


Figura 3.42: Modelo de um neurónio.

representado por:

$$y = F \left(\sum_{i=1}^p u_i w_{ui} \right) \quad (3.63)$$

A função de activação desempenha um papel importante no contexto das redes neuronais. A função sigmóide é a mais utilizada, uma vez que é uma função monótona crescente que permite uma transição contínua e diferenciável entre os níveis de saída, [90]: $F(x) = \frac{1}{1+\exp(-bx)}$. O parâmetro b controla a derivada na origem e a extensão da zona de transição. Usualmente toma-se o valor unitário. Em problemas de regressão, usa-se a função sigmóide nas camadas escondidas e a função linear na camada de saída.

Um neurónio tem capacidade limitada para processar informação. A sua capacidade aumenta quando combinado com outros neurónios, formando uma rede de neurónios. O perceptrão multicamada (MLP) é composto por camadas de neurónios em cascata, como apresentado na figura 3.43. Este tipo de configuração é denominado por rede de neurónios de alimentação à frente (*feedforward*), uma vez que os neurónios de uma camada são ligados aos neurónios a jusante através de ligações unidireccionais, [91]. Na camada de entrada, as variáveis independentes são apresentadas à rede, não havendo neurónios de entrada, mas apenas ligações aos neurónios a jusante.

Uma característica importante das redes neuronais é a capacidade de aprendizagem a partir de exemplos - treino supervisionado (ver figura 3.44). O processo de aprendizagem efectua-se ajustando os pesos de maneira a que o erro entre a saída e a saída desejada seja mínimo. Outra característica importante é a generalização, isto é, a capacidade de prever resultados que não foram apresentados durante o treino.

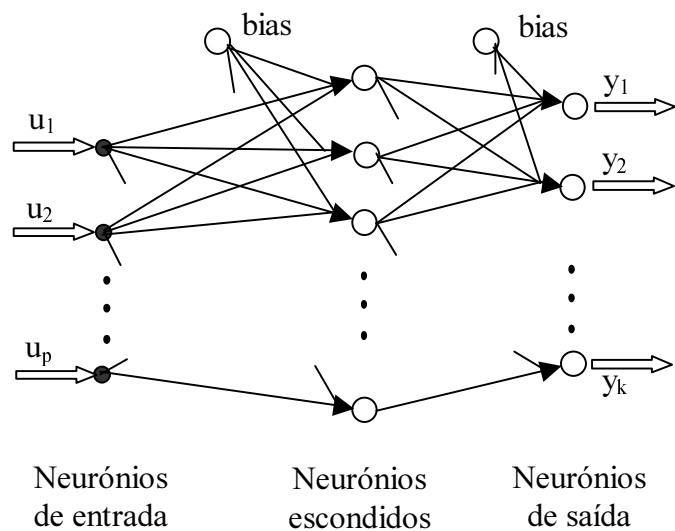


Figura 3.43: Rede de perceptrões multicamada.

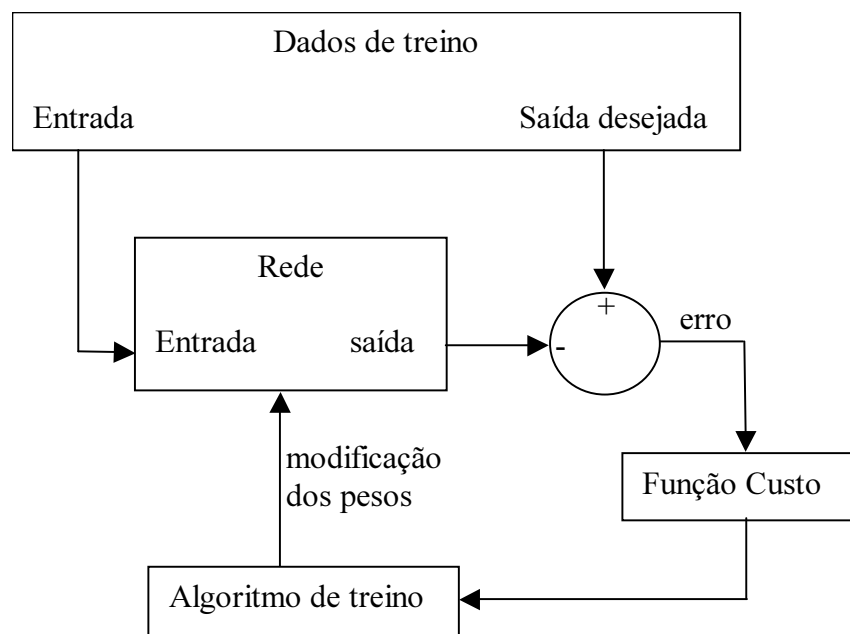


Figura 3.44: Treino com supervisão.

Matematicamente o processo de treino é um problema de optimização não linear. Procuram-se os pesos, w_i , que minimizem a função custo. A função custo é uma medida do erro entre as saídas previstas e as saídas desejadas. Habitualmente usa-se o erro quadrático médio, MSE:

$$MSE = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (t - y)^2 \quad (3.64)$$

sendo t a saída desejada e y a saída prevista.

Existem vários métodos para treinar redes neuronais. O algoritmo de retropropagação do erro é o método mais popular. Trata-se de um algoritmo de minimização da função custo pelo método do gradiente descendente. Este algoritmo não garante convergência para um mínimo global, e além disso apresenta um ritmo de convergência lento. É habitual introduzir modificações que permitem aumentar a velocidade de convergência. Usam-se coeficientes na actualização dos pesos, nomeadamente coeficiente de aprendizagem e coeficiente de momento. O coeficiente de aprendizagem é a constante de proporcionalidade que preconiza a variação dos pesos. O segundo coeficiente torna a variação dos pesos dependente das variações passadas, amortizando desta forma as oscilações. O algoritmo de retropropagação do erro é sensível a estes coeficientes, aos valores iniciais dos pesos, e pode necessitar de muitas iterações para convergir. Um método alternativo é o método do gradiente descendente conjugado, [92]. Trata-se dum algoritmo de segunda ordem, muito rápido e não dependente dos parâmetros de treino. Este algoritmo apresenta a desvantagem de poder ficar retido em mínimos locais. Então o procedimento recomendado passa pela inicialização com o método de retropropagação do erro, que apresenta a vantagem de não ficar retido em mínimos locais, seguido do método do gradiente descendente conjugado, que é muito rápido. Para problemas complexos, podem-se usar métodos de optimização estocástica, como algoritmos genéticos. Para discussão detalhada destas técnicas recomenda-se Reed e Marks, [93] e Ham e Kostanic, [91].

As redes MLP podem ter mais que uma camada escondida, mas habitualmente uma camada escondida é suficiente para simular um problema. Uma dificuldade que se põe é a escolha do número de neurónios na camada escondida. Se o número de neurónios

é inferior ao óptimo, o processo de treino não atinge o mínimo global; se for superior podem surgir problemas de sobreajustamento e perda de generalização. Em muitas aplicações, o método para determinar o número de neurónios na camada escondida é treinar várias arquitecturas e seleccionar a melhor. Alguns autores usam um número de neurónios escondidos igual ao número de entradas mais o número de saídas a dividir por dois. Este método não é científico. Yuan et al., [94], propuseram um método baseado nas árvores de decisão. Neste trabalho utilizou-se o software Statistica, [95], que automaticamente calcula um vasto número de arquitecturas, variando o número de neurónios na camada escondida e seleccionando, através de heurísticas, as melhores arquitecturas.

Algumas aplicações de perceptrões multicamada em simulação podem ser encontradas em [86], [87], [96] e [97].

Tal como referido em cima, outra arquitectura usualmente utilizada em simulação é a rede de funções de base radial, RBF. A rede é constituída por uma camada escondida com funções de activação Gaussianas ligadas a uma camada de saída linear. Se considerarmos a aproximação uni-dimensional duma função qualquer por funções Gaussianas (ver figura 3.45) necessitamos de saber a localização, a largura e a amplitude das funções. Matematicamente o processamento pode ser expresso por, [92]:

$$y_k(x) = \sum_{j=1}^M w_{kj} \exp\left(-\frac{\|x - \mu_j\|^2}{2\sigma_j^2}\right) + w_{k0} \quad (3.65)$$

onde x é o vector de entradas, μ_j é o vector que determina os centros e σ_j^2 a variância das funções de base radial.

As redes de funções de base radial apresentam diversas vantagens em relação às redes de perceptrão multicamada. Permitem modelar qualquer função usando apenas uma camada escondida, o que evita a decisão sobre o número de camadas. A transformação linear na camada de saída pode ser optimizada usando técnicas lineares tradicionais, que são muito rápidas e não têm o problema de ficar retidas em mínimos locais. É, por isso, muito mais rápido treinar redes RBF do que redes MLP.

O treino da rede é habitualmente feito em dois passos. No primeiro estimam-se os parâmetros das unidades escondidas, centros e variâncias, no segundo calculam-

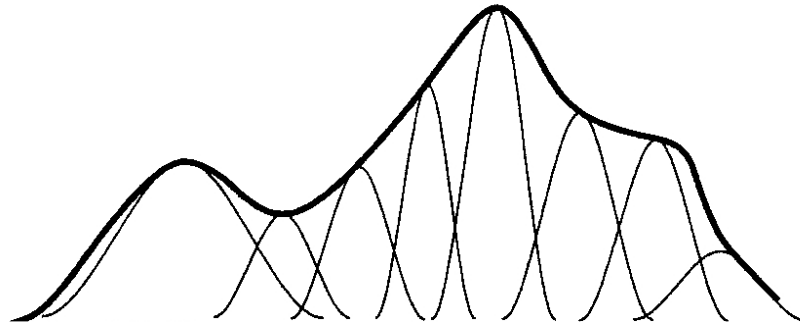


Figura 3.45: Aproximação por rede de funções de base radial numa dimensão, [98].

-se os pesos das unidades lineares de saída. Os centros podem ser estimados através de dois métodos mais populares, sub-amostragem, [99], e algoritmo k-médias, [92]. No primeiro caso os centros são escolhidos aleatoriamente, enquanto no algoritmo k-médias se procura que cada função represente os dados de uma região limitada do espaço. Para isso definem-se os centros como sendo os centróides do k-ésimo grupo, [90]. Uma vez determinados os centros, a variância pode ser determinada por três métodos: explícito, onde a variância é escolhida por nós, isotrópico, onde a variância é seleccionada heurísticamente reflectindo o número de centros e o volume de espaço ocupado e o k-ésimo vizinho mais próximo (k-nearest-neighbour), [92], onde a variância de cada unidade é igual à distância média para o k-ésimo vizinho mais próximo. Depois de conhecidas as funções base, os pesos da camada de saída obtêm-se usando técnicas de optimização linear.

A selecção do número de funções de base radial é bastante importante. Se escolhermos poucas funções pode ocorrer sub-ajustamento. Pode pensar-se que a melhor aproximação ocorre quando usamos muitas funções, mas na realidade isso corresponde a simular também o ruído existente. O objectivo é optimizar a complexidade do modelo para obter a melhor generalização. A compreensão deste fenómeno pode conseguir-se através da introdução do conceito de desvio-variância: o melhor modelo ocorre quando temos o melhor compromisso entre desvio e variância. Uma outra abordagem para controlar a complexidade do modelo é através do uso de regularização, que envolve a adição dum termo ajustável na função erro. Estes aspectos podem ser vistos com

Tabela 3.5: Gama das variáveis de entrada

I	200-1000 W/m ²
T_a	5-30°C
$\dot{m}$	10-40 g/(sm ²)
T_e	20-75°C
h_{cond} - tubular	1000-2400 W/(m ² K)
h_{cond} - plano	161-265 W/(m ² K)
$\dot{m}_{gas}$ - tubular	0.0024-0.0115 kg/s
$T_{gas,e}$ - tubular	200-400°C

mais detalhe em Bishop, [92]. No estudo em análise usou-se o software Statistica, [95], que escolhe à semelhança das redes de perceptrão multicamada, a melhor configuração através de heurísticas.

Algumas aplicações de redes de funções de base radial podem ser encontradas em [100], [101], [102] e [103].

Neste estudo escolheram-se cinco variáveis independentes como entradas das redes neuronais: radiação solar, temperatura ambiente, caudal de água, temperatura de entrada e coeficiente de transferência de calor no condensador. De facto o coeficiente de transferência de calor no condensador é função do caudal, como se viu atrás. Escolheu-se o coeficiente h_{cond} , como variável independente com o intuito de podermos considerar várias geometrias no condensador. No caso do colector híbrido, foram adicionadas duas variáveis: caudal dos gases e temperatura de entrada dos gases. Como variável dependente escolheu-se o rendimento.

A simulação foi dividida em duas fases. Primeiro foi efectuada uma simulação de Monte Carlo usando os modelos baseados em balanços térmicos, assumindo distribuição uniforme para cada variável de entrada. A tabela 3.5 apresenta a gama escolhida para cada variável. A amostragem foi escolhida usando a técnica *Latin Hypercube*. Trata-se de uma técnica de geração de números aleatórios que evita a repetição e que garante uma distribuição relativamente uniforme para cada dimensão.

A figura apresenta a distribuição gerada para a radiação solar. Um estudo semelhante foi publicado em, [104].

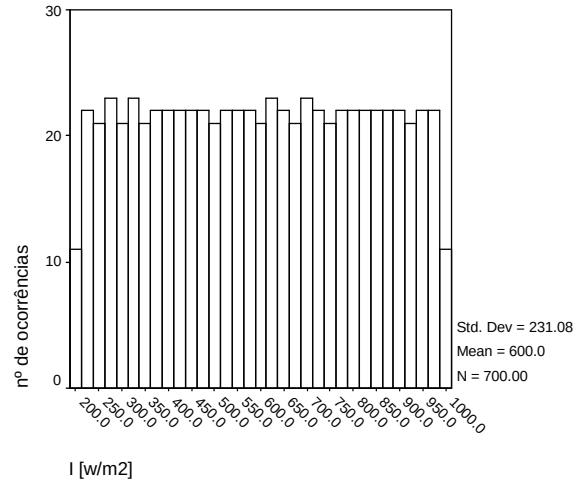


Figura 3.46: Histograma da radiação solar gerada pela técnica *Latin Hypercube*.

Numa segunda fase seleccionou-se a melhor arquitectura e treinou-se a rede. Os dados foram divididos em três grupos: treino, validação e teste. A validação é usada para evitar treino excessivo, parando o processo de treino quando a função custo de validação começa a subir. Os dados de teste são utilizados para estimar a capacidade de generalização da rede. Uma vez escolhida a rede efectuem-se novos treinos com novos pesos e variando os diversos parâmetros até encontrar o melhor resultado.

3.2.2 Resultados

Foram simuladas 700 combinações das variáveis de entrada com os modelos de balanços térmicos descritos no início do capítulo, sendo esses resultados usados para treinar as redes. Cerca de 17% das combinações não convergiram para o colector com tubos de calor em placa. Para o colector com tubos de calor circulares obteve-se divergência para 7%. Analisando os casos que divergiram, não se consegue chegar a nenhuma conclusão quanto às combinações e razões que originam divergência. A figura 3.47 apresenta as soluções que convergem e que divergem em função da radiação solar e da temperatura ambiente, para o colector solar com tubos de calor em placa. Conclui-se

que a divergência ocorre em todo o domínio das variáveis. Para as restantes variáveis verifica-se um comportamento idêntico.

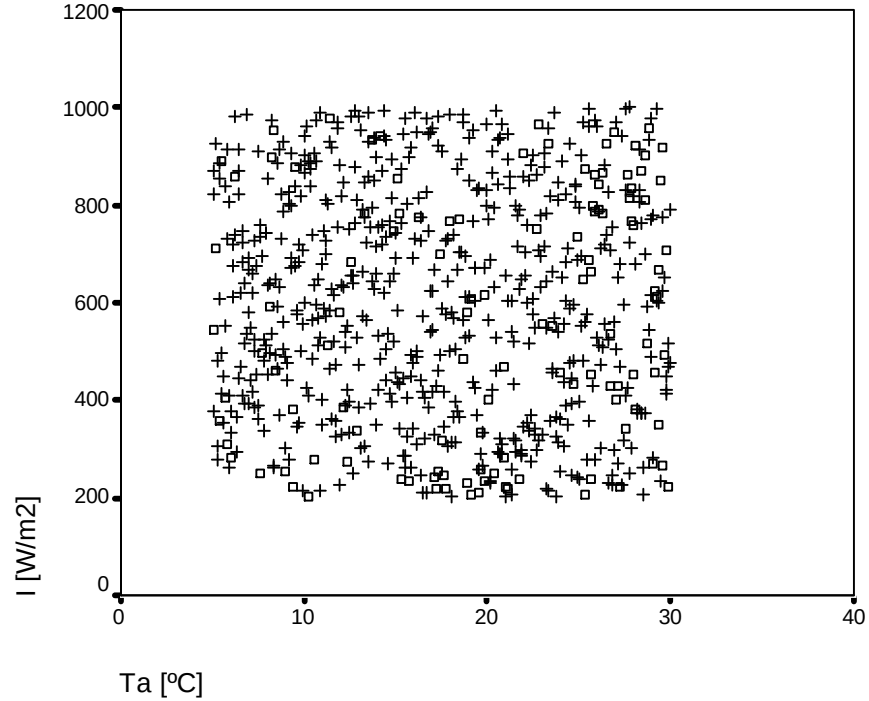


Figura 3.47: Soluções que convergem (+) e divergem (□) para o colector com tubos de calor em placa, para diferentes temperaturas e intensidades de radiação (variáveis de entrada).

As tabelas 3.6, 3.7 e 3.8 apresentam o erro quadrático médio para as melhores configurações para o colector com tubos de calor em placa, circulares e colector híbrido. No caso do perceptrão multicamada, MLP, foi mantida a taxa de aprendizagem de 0,01 e coeficiente de momento de 0,3. A abreviatura BP200 CG361, significa que o treino é feito com 200 iterações com o algoritmo de retropropagação do erro, seguido de 361 iterações com o algoritmo do gradiente conjugado.

Para o colector com tubos de calor em placa a melhor configuração é a rede de funções de base radial com 139 funções - ver figura 3.50 com os resultados observados (modelos de balanços) versus resultados simulados (modelos de redes neuronais). Para o colector com tubos de calor circulares a melhor arquitectura é o perceptrão multi-

Tabela 3.6: Erro quadrático médio, MSE, na simulação do colector com tubos de calor em placa - melhores configurações das redes.

Configuração	Treino	MSE
MLP 5-5-1	BP200 CG361	0,000680
RBF 5-139-1	Centros: sub-amostragem Variâncias: explícito=1	0,000637

Tabela 3.7: Erro quadrático médio, MSE, na simulação do colector com tubos de calor circulares - melhores configurações das redes.

Configuração	Treino	MSE
MLP 5-4-1	BP100 CG150	0,000020
RBF 5-131-1	Centros: k-médias Variâncias: explícito=1	0,000060

Tabela 3.8: Erro quadrático médio, MSE, na simulação do colector híbrido com tubos de calor circulares - melhores configurações das redes.

Configuração	Treino	MSE
MLP 7-8-1	BP100 CG498	0,000008
RBF 7-163-1	Centros: sub-amostragem Variâncias: explícito=1	0,000032

camadas. De frisar que, apesar de o modelo matemático usado para gerar os dados no caso do colector com tubos de calor circular ser mais complexo, resulta num menor erro quadrático médio.

As figuras 3.48 e 3.49 apresentam exemplos de redes neuronais artificiais para o colector com tubos de calor circular. Apresenta-se a rede neuronal percepção multicamada com 4 nós na camada escondida na figura 3.48 e a rede neuronal de funções de base radial com 163 nós na camada escondida na figura 3.49.

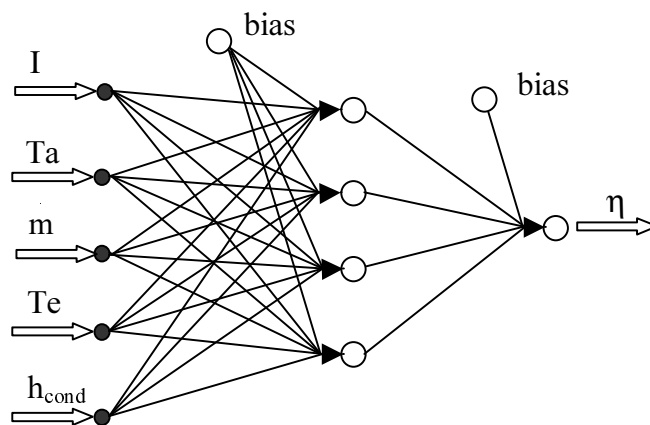


Figura 3.48: Rede neuronal percepção multicamada com 4 nós na camada escondida para o colector com tubos de calor circulares.

As figuras 3.51 e 3.52 apresentam os resultados observados (modelos de balanços) versus resultados simulados (modelos de redes neuronais) para a arquitectura com melhor e pior MSE. A pior arquitectura, figura 3.52, apresenta um coeficiente de determinação de 0,97, o que é um ajuste bastante aceitável. O coeficiente de determinação com o modelo MLP7-8-1 no colector híbrido é de 1,00.

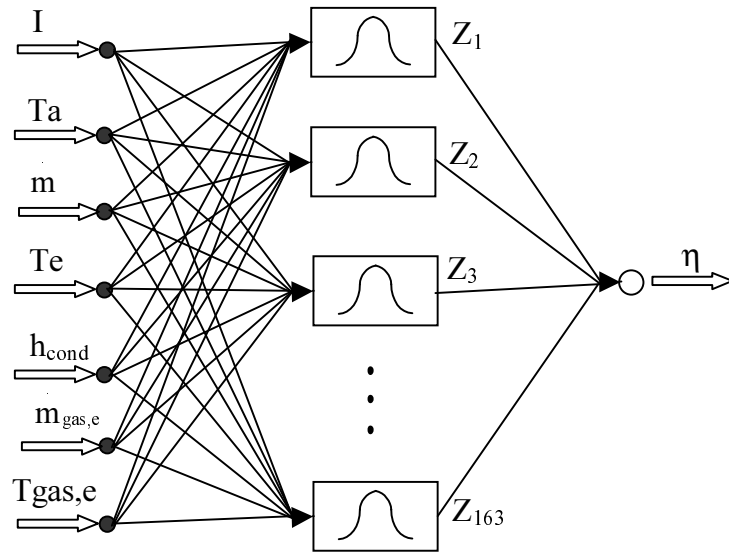


Figura 3.49: Rede neuronal de funções de base radial com 163 nós na camada escondida para o colector híbrido com tubos de calor circulares.

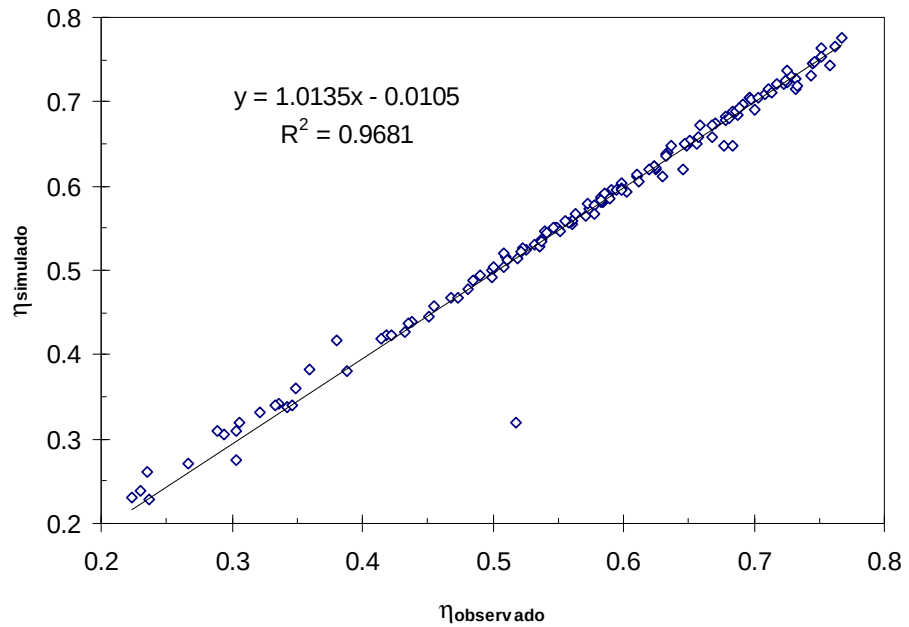


Figura 3.50: Rendimento simulado (modelos de redes neuronais) versus observado (modelos de balanços) para o colector com tubos de calor em placa com o modelo RBF 5-139-1.

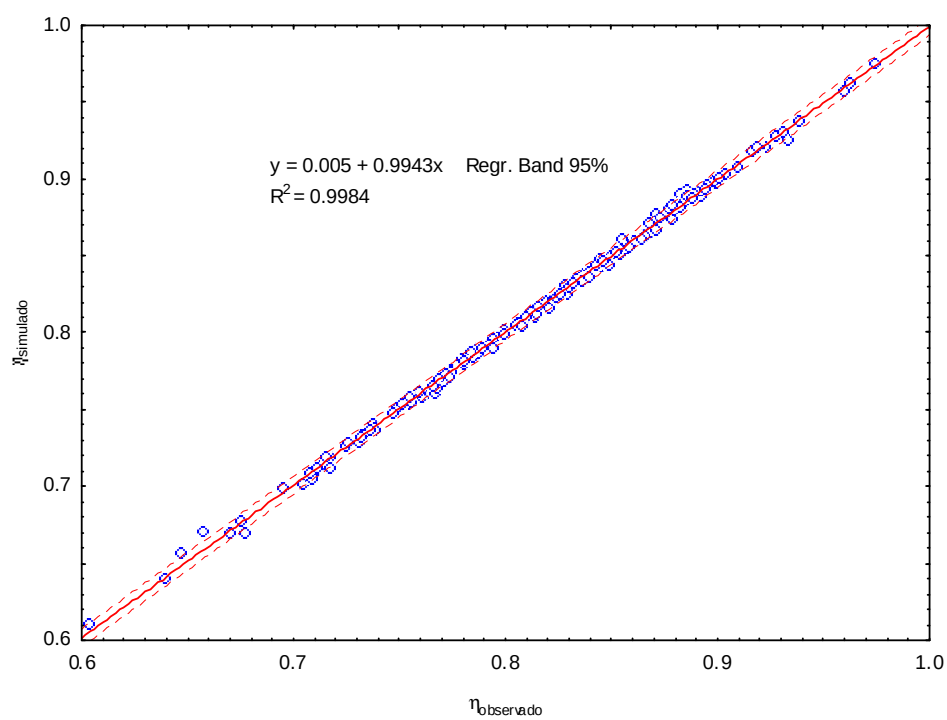


Figura 3.51: Rendimento simulado (modelos de redes neuronais) versus observado (modelos de balanços) para o colector híbrido com tubos de calor circulares com o modelo MLP 7-8-1.

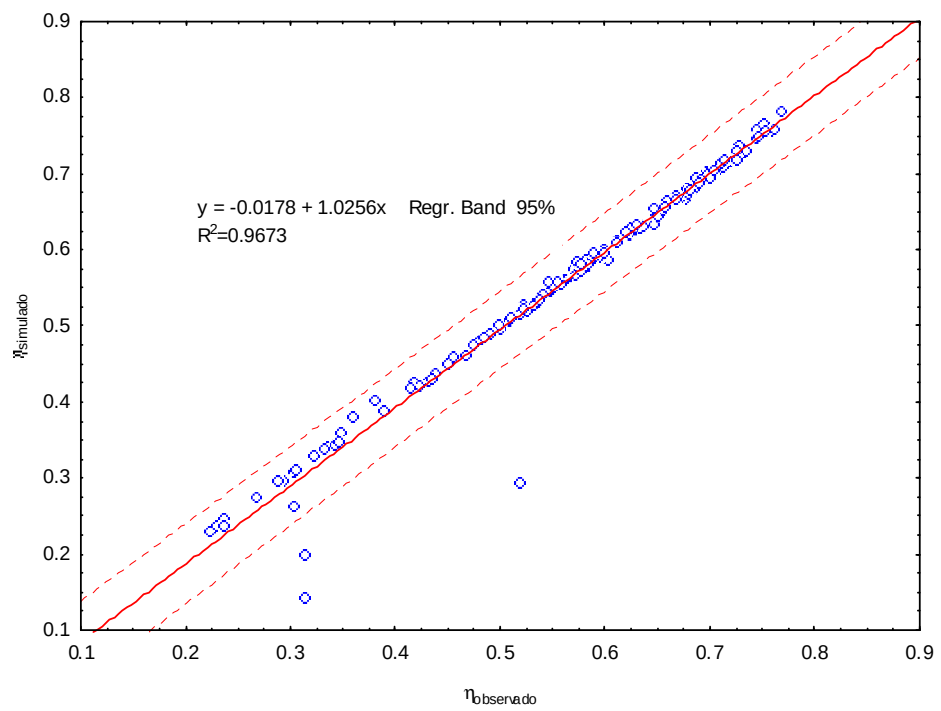


Figura 3.52: Rendimento simulado (modelos de redes neuronais) versus observado (modelos de balanços) para o colector com tubos de calor em placa com o modelo MLP 5-5-1.

Capítulo 4

Resultados Experimentais dos Colectores

4.1 Colector Solar com tubos de calor circulares

O colector foi testado dentro do laboratório, sendo a radiação solar incidente simulada por um conjunto de 9 lâmpadas de halogénio de 400 W, colocadas paralelamente ao colector solar. A distribuição de radiação é apresentada nos resultados.

A instalação (figura 4.1 e 4.2) é composta por um circuito fechado de água feito em cobre onde foi instalada uma bomba circuladora, um permutador de calor alhetado com o caudal de ar controlado por um ventilador ligado a um reóstato, um rotâmetro e termopares à entrada e saída do colector. Foram colocados também alguns termopares na placa colectora de modo a conhecer a distribuição da temperatura.

A radiação incidente no colector foi medida com um piranómetro da marca Kipp & Zonen, com sensibilidade de $10,76 \mu\text{V}/(\text{Wm}^2)$ e um erro de $\pm 2\%$.

Os gases que circulam por baixo da placa colectora foram substituídos por uma corrente de ar quente produzida com um aquecedor eléctrico e um ventilador - ver figura 4.3. Foi registado o caudal de gases através dum anemómetro de fio quente. Para determinar a potência calorífica registou-se a temperatura de entrada e saída dos gases.

Os diversos sensores (termopares e piranómetro) foram ligados a um datalogger -



Figura 4.1: Instalação experimental.

datataker - sendo os dados transferidos para um PC pela porta série através do software DeLogger Plus 3.0.

4.1.1 Metodologia e Resultados

Como se pretende conhecer o comportamento do colector em regime permanente, foi necessário aguardar um intervalo de tempo entre duas medições consecutivas. Este intervalo de tempo é maior na fase de arranque, com o colector frio.

A radiação foi medida na superfície do colector em 25 pontos distintos, sendo a radiação incidente uma média aritmética dos referidos pontos. A Figura 4.4 apresenta a distribuição de radiação no colector solar para a radiação média de 657 W/m^2 . Os pontos de maior intensidade verificam-se na zona mais próxima dos projectores.

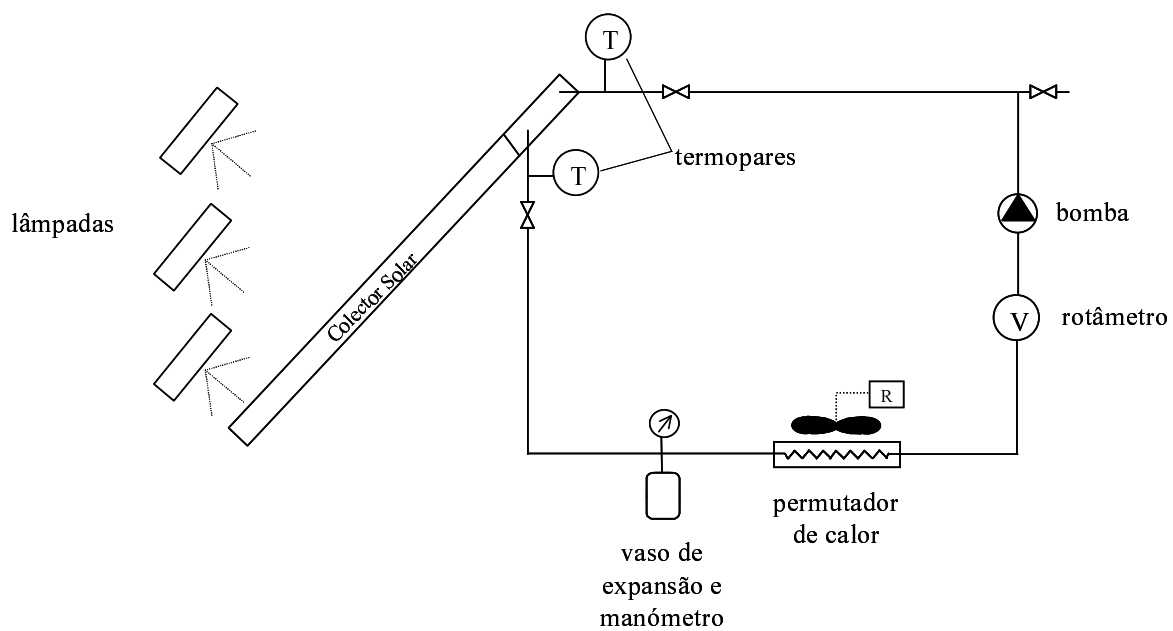


Figura 4.2: Esquema da instalação experimental.

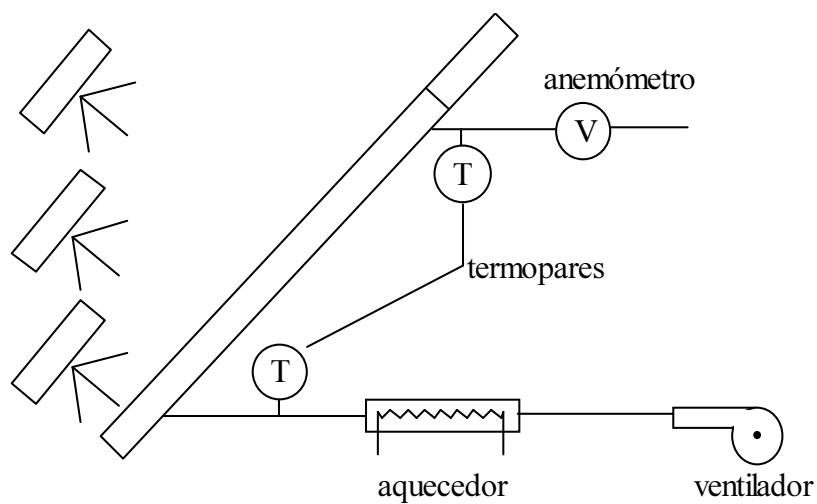


Figura 4.3: Circuito de gás.

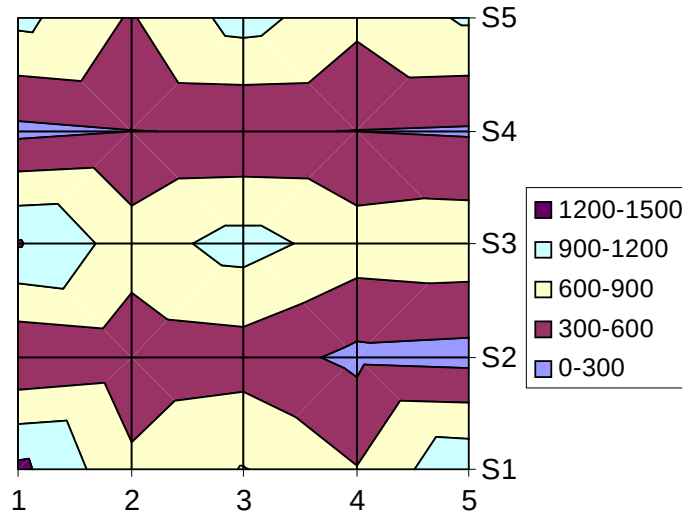


Figura 4.4: Distribuição da radiação na superfície do colector solar [W/m^2].

A forma adoptada para variar a radiação incidente foi alterar a distância entre o colector solar e os projectores, alterando assim o factor de forma. Fixaram-se três posições, sendo para cada uma medida a radiação média incidente. Obtiveram-se os valores de 657, 837 e 903 W/m^2 .

4.1.1.1 Colector solar sem gases de combustão

A figura 4.5 apresenta a influência do caudal de água no rendimento do colector. Aumentando o caudal, intensifica-se a transferência de calor, aumentando por isso o rendimento. O caudal recomendado pela norma Portuguesa NP 1802 [105] é de $20\text{g}/\text{s}/\text{m}^2$, ou seja, $0,046\text{ kg}/\text{s}$.

Na figura 4.6 apresenta-se a curva de rendimento do colector solar para o funcionamento sem gases de combustão.

4.1.1.2 Colector solar híbrido

A Figura 4.7 apresenta a curva de rendimento do colector solar híbrido. O colector apresenta um rendimento óptico de 0,32 e coeficiente de perdas de $4,77\text{ W}/(\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C})$, valores ligeiramente superiores aos do colector sem gases de combustão (rendimento

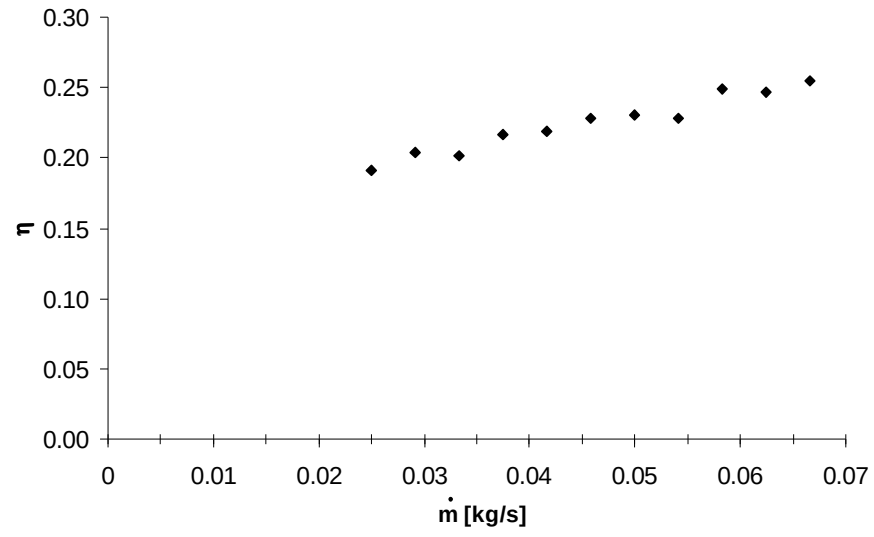


Figura 4.5: Influência do caudal na eficiência, $T_a = 21^\circ C$, $I = 903 W/m^2$, $T_e = 25^\circ C$.

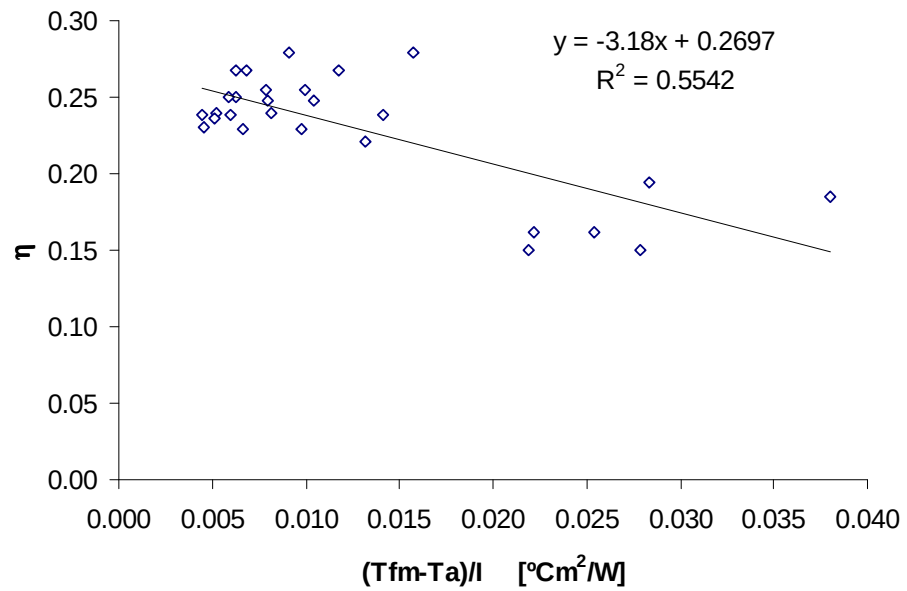


Figura 4.6: Curva de rendimento do colector solar sem gases de combustão, $\dot{m} = 0,046 kg/s$.

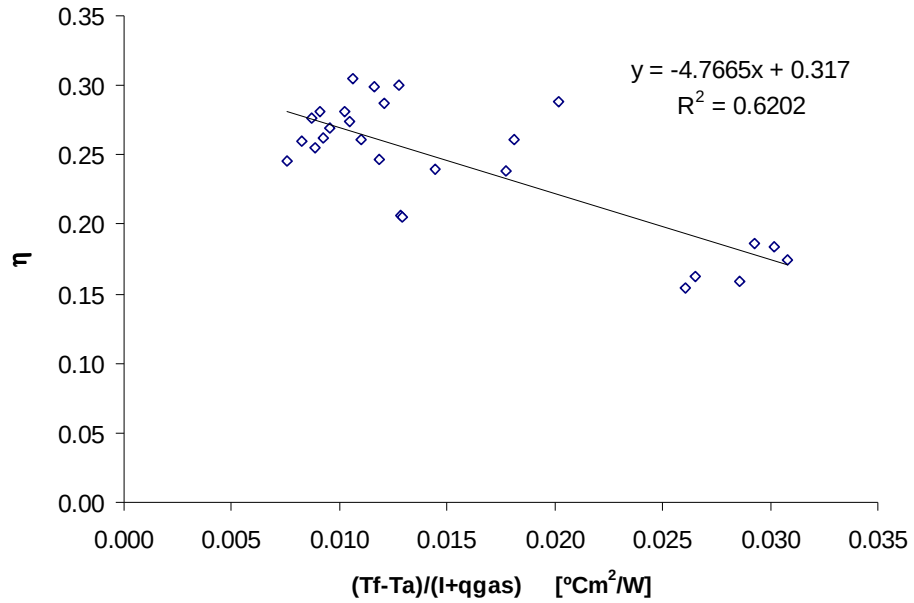


Figura 4.7: Curva de rendimento do colector solar híbrido, $\dot{m} = 0.046 \text{ kg/s}$, $\dot{m}_{gas} = 0.0112 \text{ kg/s}$, $T_{gas,e} = 110^{\circ}\text{C}$.

óptico de 0,27 e coeficiente de perdas $3,18 \text{ W}/(\text{m}^2\text{C})$)

4.1.2 Análise da incerteza

As normas de ensaio de colectores solares não referem nenhum método para avaliar a incerteza experimental associada ao rendimento.

Sabatelli et al., [106], e Mathioulakis et al., [107], propuseram um método para avaliar a incerteza do rendimento baseado no método dos mínimos quadrados pesados, [108].

Mathioulakis et al., [107], avaliaram a incerteza de dois ajustes (considerando o rendimento como função linear e quadrática) combinando os erros aleatórios e sistemáticos numa só incerteza.

Bourges et al., [109], [110], fizeram uma análise detalhada da incerteza da energia útil dum sistema, colector solar mais tanque de acumulação.

Proctor, [111], determinou a incerteza esperada dum ensaio dum colector com base

nas especificações do equipamento, avaliou as constantes térmicas e a suas incertezas, [112], e as incertezas associadas às constantes $F'(\tau\alpha)$ e $F'U$, [113].

O método exposto faz análise da incerteza separando as duas componentes, aleatória e sistemática, e calcula a incerteza da regressão linear quando as variáveis apresentam incertezas sistemáticas, aleatórias, e incertezas sistemáticas correlacionadas. Trata-se de uma abordagem nova para determinação da incerteza na experimentação de colectores solares.

O rendimento é uma função de seis variáveis:

$$\eta = \eta(T_e, T_s, \dot{m}, c_p, I, A) \quad (4.1)$$

A incerteza tem duas componentes: sistemática, B_η^2 e aleatória, P_η^2 . Uma forma de reduzir a incerteza é efectuar calibração (diminuição dos erros sistemáticos) e fazer testes múltiplos (diminuição do erro aleatório).

$$B_\eta^2 = \sum_{i=1}^J \left(\frac{\partial \eta}{\partial X_i} \right)^2 B_{x_i}^2 + 2 \sum_{i=1}^{J-1} \sum_{k=i+1}^J \left(\frac{\partial \eta}{\partial X_i} \right) \left(\frac{\partial \eta}{\partial X_k} \right) B_{x_{ik}} \quad (4.2)$$

sendo $B_{x_i}^2$ a incerteza sistemática, que engloba erros de calibração, erros de aquisição e interpretação de dados e erros conceptuais:

$$B_{x_i}^2 = \sum_{k=1}^M (B_J)_k^2 \quad (4.3)$$

$B_{x_{ik}}$ é a covariância entre variáveis, no caso em que as diversas variáveis partilhem fontes de erro elementares não comuns, a covariância é zero:

$$B_{x_{ik}} = \sum_{\alpha=1}^L (B_{x_i})_\alpha (B_{x_k})_\alpha \quad (4.4)$$

A incerteza aleatória é determinada por testes múltiplos, isto é, calcula-se a média de M valores sendo a incerteza do rendimento igual a $2S_{\bar{\eta}}$ ($M \geq 10$). No método alternativo, método de propagação, calcula-se o erro aleatório de cada variável e o erro aleatório da eficiência é calculado através da equação de propagação.

O desvio padrão de M resultados é dado por:

$$S_\eta = \left[\frac{1}{M-1} \sum_{k=1}^M (\eta_k - \bar{\eta}_k)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.5)$$

$$\bar{\eta}_k = \frac{1}{M} \sum_{k=1}^M \eta_k \quad (4.6)$$

O desvio padrão para a média de M testes é

$$S_{\bar{\eta}} = \frac{S_{\eta}}{\sqrt{M}}$$

$$P_{\eta} = 2S_{\bar{\eta}} \quad (4.7)$$

considerando uma distribuição t-student a 95% de intervalo de confiança para amostragens ≥ 10 .

Uma das vantagens em usar o método dos testes múltiplos para determinar a incerteza aleatória do resultado é a possibilidade dos erros aleatórios das diversas variáveis estarem correlacionados, [114]. Na expressão de propagação dos erros aleatórios, os erros aleatórios são assumidos independentes.

A incerteza global das médias é expressa por

$$U_{\eta}^2 = B_{\eta}^2 + P_{\eta}^2 \quad (4.8)$$

para 95% de confiança.

No caso do colector com tubos de calor circulares foram efectuadas amostragens simples, pelo que não há nenhum procedimento de estimar o erro aleatório associado a cada variável. No ensaio do colector com tubos de calor em placa (secção 4.2) foram efectuadas amostragens múltiplas.

É efectuada uma análise semelhante para a variável $\frac{T_{fm}-T_a}{I}$ e para o rendimento do colector solar híbrido que é função de 12 variáveis:

$$(\dot{m}, c_p, T_s, T_e, I, A, \rho_{gas}, v_{gas}, c_{p_{gas}}, A_{gas}, T_{e,gas}, T_{s,gas})$$

sendo as temperaturas correlacionadas entre si, uma vez que são medidas com o mesmo sistema de aquisição de dados e com termopares da mesma marca. Os termopares apresentam um erro de 1°C. De salientar ainda que a incerteza sistemática da média da radiação solar, B_I , é igual à incerteza de cada medida, uma vez que usamos o mesmo piranómetro e a incerteza de I é um valor fixo. A tabela 4.1 apresenta as incertezas das diversas variáveis.

Tabela 4.1: Gama das variáveis de entrada

$B_{\dot{m}}$	$\pm 0,125l/\text{min}$	$B_{T_{e,gas}}$	$\pm 1^\circ C$
B_{c_p}	$\pm 1\%$	$B_{T_{s,gas}}$	$\pm 1^\circ C$
B_{T_s}	$\pm 1^\circ C$	$B_{v_{gas}}$	$\pm 10\%$
B_{T_e}	$\pm 1^\circ C$	$B_{\rho_{gas}}$	$\pm 1\%$
B_I	$\pm 2\%$	$B_{A_{gas}}$	$\pm 1,6mm^2$
B_A	$\pm 1,6mm^2$	$B_{c_{pgas}}$	$\pm 1\%$

As figuras 4.8 e 4.9 apresentam os resultados experimentais com incertezas associadas a cada ponto para o colector com tubos de calor circulares, sem e com gases respectivamente.

Incerteza na regressão linear

A análise estatística clássica da regressão linear clássica assenta nas seguintes hipóteses, [115]:

- os erros não estão correlacionados,
- os erros têm uma variância constante;
- os erros não são sistemáticos;
- os erros estão distribuídos normalmente.

Em experimentação, as primeiras três hipóteses são frequentemente violadas. De seguida descreve-se o método para determinar a incerteza associada à regressão linear quando ambas as variáveis apresentam erros sistemáticos e aleatórios e quando estão correlacionados. O método foi apresentado por Brown et al., [116], estando também descrito em Coleman e Steele, [114].

O rendimento do colector é geralmente ajustado por uma recta, sendo por isso função de $6 \times N + 1$ variáveis.

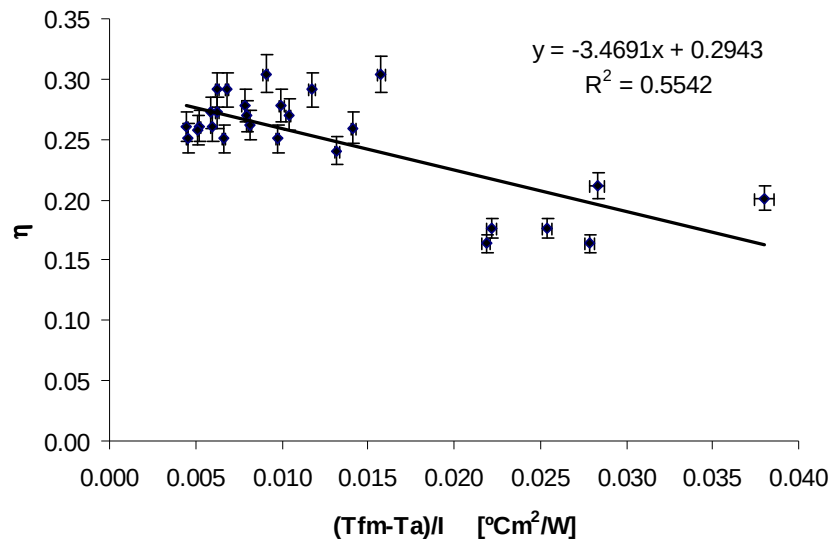


Figura 4.8: Resultados experimentais para coletor com tubos de calor circulares sem gases com as incertezas associadas a cada ponto.

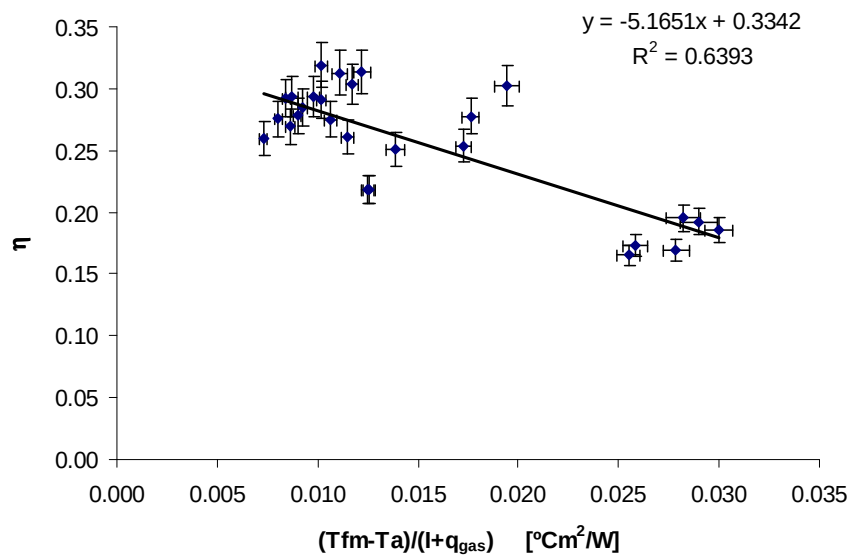


Figura 4.9: Resultados experimentais para coletor híbrido com tubos de calor circulares com as incertezas associadas a cada ponto.

$$\eta = f(T_{e_i}, T_{s_i}, \dot{m}_i, c_{p_i}, I_i, T_{a_i}, A) \quad i = 1, \dots, N \quad (4.9)$$

Aplicando a equação de análise da incerteza obtemos a incerteza da regressão:

$$\begin{aligned} U_{\eta-\text{regressão}}^2 = & \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial \eta}{\partial T_{e(i)}} \right)^2 \left(P_{T_{e(i)}}^2 + B_{T_{e(i)}}^2 \right) + \\ & + 2 \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{k=i+1}^N \left(\frac{\partial \eta}{\partial T_{e(i)}} \right) \left(\frac{\partial \eta}{\partial T_{e(k)}} \right) B_{T_{e(i)} T_{e(k)}} + \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial \eta}{\partial T_{s(i)}} \right)^2 \left(P_{T_{s(i)}}^2 + B_{T_{s(i)}}^2 \right) + \\ & + 2 \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{k=i+1}^N \left(\frac{\partial \eta}{\partial T_{s(i)}} \right) \left(\frac{\partial \eta}{\partial T_{s(k)}} \right) B_{T_{s(i)} T_{s(k)}} + \\ & + 2 \sum_{i=1}^N \sum_{k=1}^N \left(\frac{\partial \eta}{\partial T_{e(i)}} \right) \left(\frac{\partial \eta}{\partial T_{s(k)}} \right) B_{T_{e(i)} T_{s(k)}} + \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial \eta}{\partial \dot{m}_i} \right)^2 \left(P_{\dot{m}_i}^2 + B_{\dot{m}_i}^2 \right) + \\ & + 2 \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{k=i+1}^N \left(\frac{\partial \eta}{\partial \dot{m}_i} \right) \left(\frac{\partial \eta}{\partial \dot{m}_k} \right) B_{\dot{m}_i \dot{m}_k} + \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial \eta}{\partial I_i} \right)^2 \left(P_{I_i}^2 + B_{I_i}^2 \right) + \\ & + 2 \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{k=i+1}^N \left(\frac{\partial \eta}{\partial I_i} \right) \left(\frac{\partial \eta}{\partial I_k} \right) B_{I_i I_k} + \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial \eta}{\partial T_{a(i)}} \right)^2 \left(P_{T_{a(i)}}^2 + B_{T_{a(i)}}^2 \right) + \\ & + 2 \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{k=i+1}^N \left(\frac{\partial \eta}{\partial T_{a(i)}} \right) \left(\frac{\partial \eta}{\partial T_{a(k)}} \right) B_{T_{a(i)} T_{a(k)}} + \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial \eta}{\partial c_{p(i)}} \right)^2 \left(P_{c_{p(i)}}^2 + B_{c_{p(i)}}^2 \right) + \\ & + 2 \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{k=i+1}^N \left(\frac{\partial \eta}{\partial c_{p(i)}} \right) \left(\frac{\partial \eta}{\partial c_{p(k)}} \right) B_{c_{p(i)} c_{p(k)}} + \left(\frac{\partial \eta}{\partial A} \right)^2 B_A^2 \quad (4.10) \end{aligned}$$

Desprezam-se as incertezas de variáveis novas, nomeadamente dos novos valores de T_e , T_s , T_a e I . Isto porque os novos valores das variáveis não são obtidos com o mesmo equipamento.

As derivadas parciais são obtidas numericamente através do método das diferenças finitas centrais com um passo da ordem do erro da variável. Para a variável $T_{e(i)}$, como exemplo, considerando uma excitação (passo) de $\Delta T_{e(i)}$, determina-se a derivada parcial do rendimento em ordem a $T_{e(i)}$ através de:

$$\frac{\partial \eta}{\partial T_{e(i)}} = \frac{\eta(T_{e(i)} + \Delta T_{e(i)}) - \eta(T_{e(i)} - \Delta T_{e(i)})}{2\Delta T_{e(i)}} \quad (4.11)$$

Nas figuras 4.10 e 4.11 apresenta-se a incerteza na regressão em função de $\frac{T_{fm} - T_a}{I}$ ao passo que nas figuras 4.12 e 4.13 se apresenta a curva de rendimento instantâneo

do colector solar sem gases e com gases, com incerteza associada, para um intervalo de confiança de 95%. Conclui-se que a incerteza é maior para pequenos valores de $\frac{T_{fm}-T_a}{I}$. A diferença entre o valor máximo e mínimo é de 41% para o colector sem gases e de 29% para o colector híbrido.

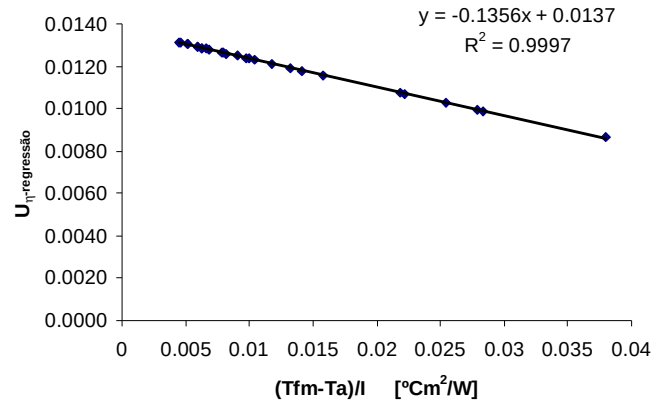


Figura 4.10: Incerteza na regressão linear em função de $\frac{T_{fm}-T_a}{I}$ para o colector sem gases de combustão.

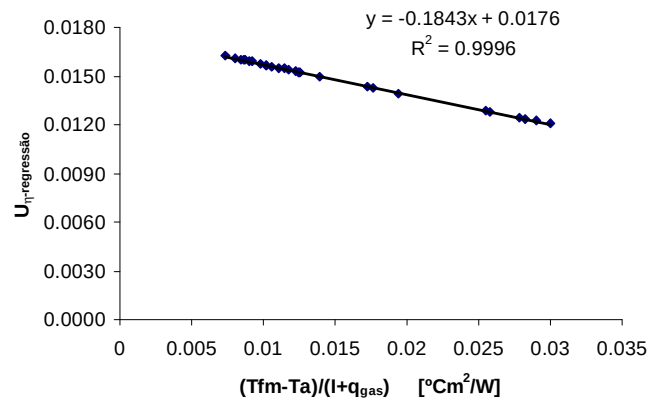


Figura 4.11: Incerteza na regressão linear em função de $\frac{T_{fm}-T_a}{I+q_{gas}}$ para o colector solar híbrido.

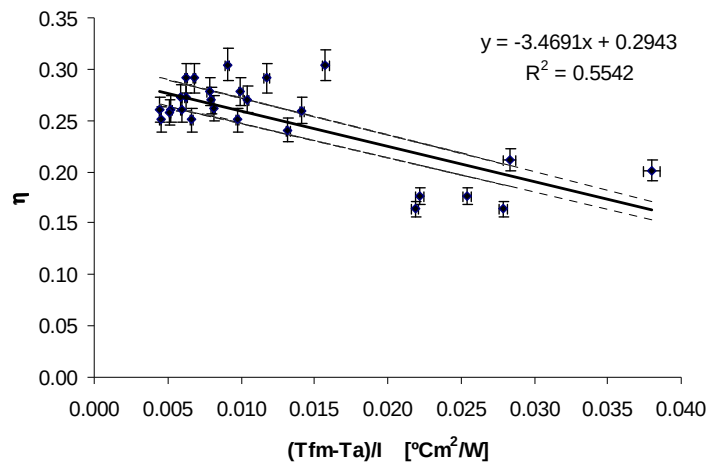


Figura 4.12: Curva de rendimento instantâneo com as incertezas de cada ponto associadas e incerteza na regressão linear com 95% de confiança para o colector sem gases de combustão.

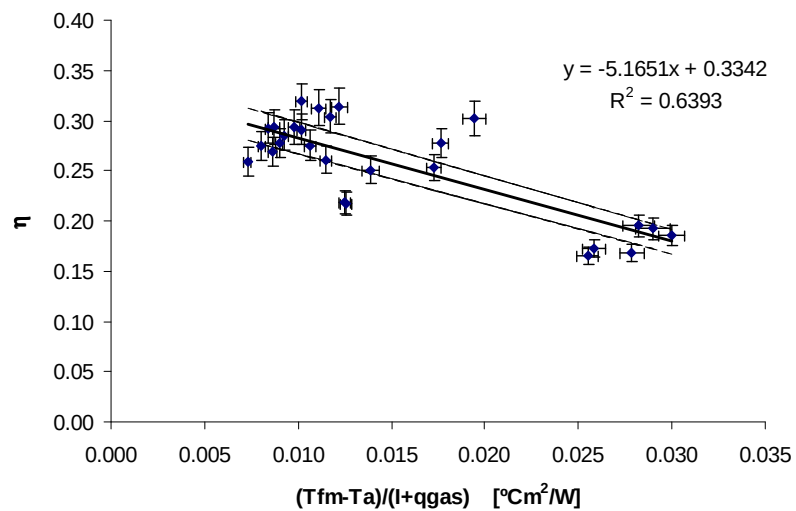


Figura 4.13: Curva de rendimento instantâneo com as incertezas de cada ponto associadas e incerteza na regressão linear com 95% de confiança para o colector solar híbrido.

4.1.3 Comparação entre rendimento teórico e experimental

As figuras 4.14 e 4.15 apresentam a comparação entre o rendimento teórico e experimental para o colector solar sem gases de combustão e para o colector solar híbrido, respectivamente. O vidro duplo do colector apresenta uma transmissividade de 0,49. É um valor bastante baixo, quando existem no mercado vidros duplos com transmissividade de 0,74. A razão porque se usou este tipo de vidro foi o seu baixo coeficiente global de perdas, que é de $1,1 \text{ W/m}^2\text{K}$. A superfície é não selectiva com emissividade e coeficiente de absorção de 0,95. Considerou-se um coeficiente de transferência de calor de contacto entre tubo de calor e tubo de cobre de $6500 \text{ W/(m}^2\text{K)}$, [53], para interface em cobre com rugosidade de $0,2 \mu\text{m}$ e temperatura de contacto de 45°C . Supôs-se ainda que a ligação do tubo de cobre ao canal de água é feita por 2,5 mm de uma pasta com condutibilidade de $0,73 \text{ W/(mK)}$. Este parâmetro tem muita influência no comportamento do colector solar: se considerarmos apenas 1 mm de pasta temos um aumento de 0,12 no rendimento.

Para reproduzir os resultados com as condições experimentais foi necessário usar estas características. São características bastante diferentes das consideradas no capítulo anterior, reflectindo-se o seu efeito nos resultados. Com as alterações obteve-se uma boa concordância entre o modelo e os resultados experimentais.

Tabela 4.2: Propriedades do colector.

transmissividade do vidro duplo τ_v	0,49
emissividade da placa ε_p	0,95
coef. absorção da placa α_p	0,95
resist. tubo calor - tubo cobre	$0,012 \text{ W/}^\circ\text{C}^a$
resist. tubo cobre - canal	$0,102 \text{ W/}^\circ\text{C}^b$

^acoef. de transf. calor de $6500 \text{ W/(m}^2\text{K)}$.

^b2,5 mm de pasta com condutividade de $0,73 \text{ W/(mK)}$.

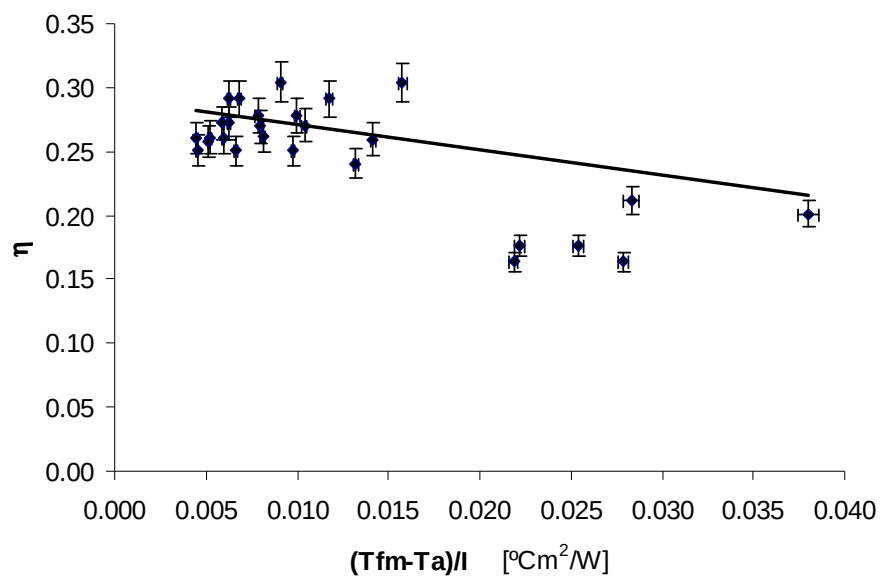


Figura 4.14: Comparação entre rendimento teórico e experimental para o colector sem gases de combustão.

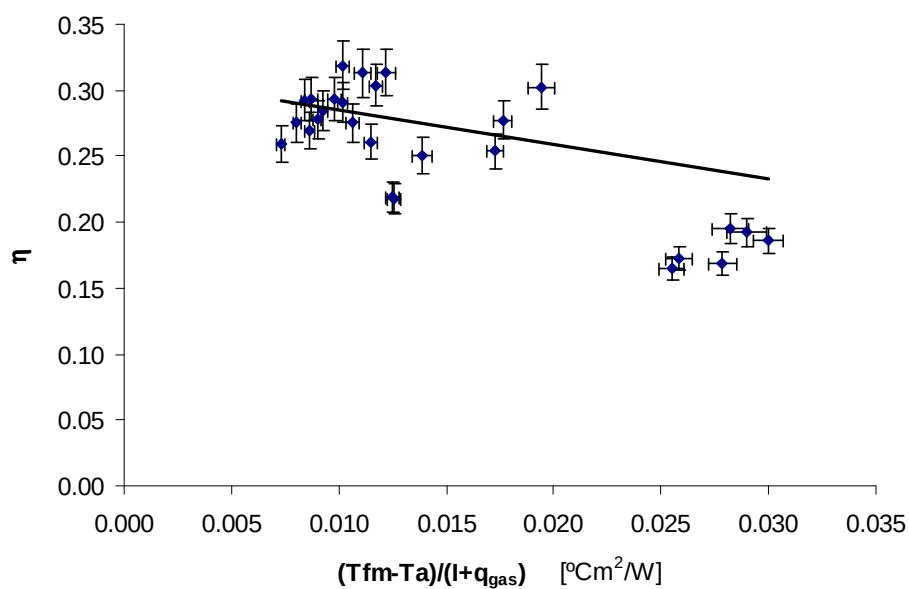


Figura 4.15: Comparação entre rendimento teórico e experimental para o colector solar híbrido.

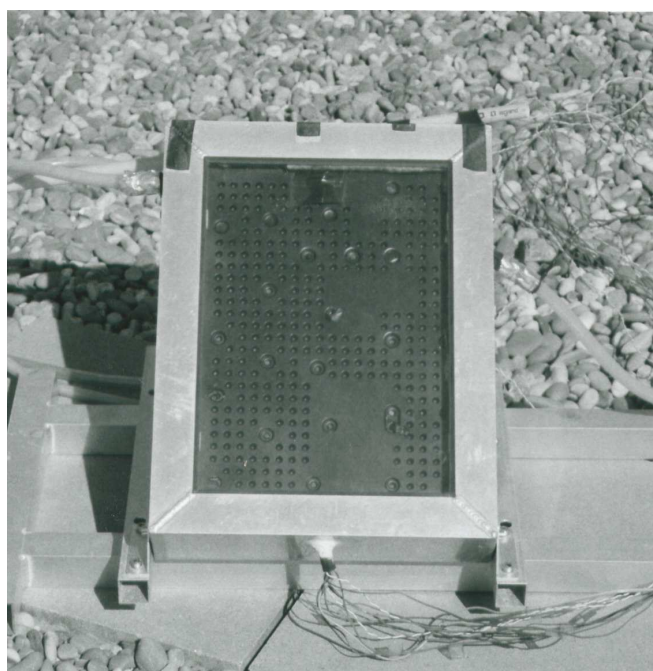


Figura 4.16: Colector solar com tubos de calor em placa.

4.2 Colector solar com tubos de calor em placa

O colector foi testado em circuito aberto e no exterior. A figura 4.16 apresenta uma fotografia do colector solar com tubos de calor em placa. Para podermos obter resultados para diferentes temperaturas foi instalado um aquecedor eléctrico de potência regulável - ver figura 4.17. O caudal foi medido com um medidor de caudal de turbina extremamente sensível, uma vez que o caudal recomendado pela norma Portuguesa NP 1802, [105], é de 20g/s/m^2 (0.01898 kg/s). Este medidor necessita de ser excitado com uma tensão contínua de 12V , produzindo um sinal em frequência proporcional ao caudal circulado. Foi usado um tanque à pressão atmosférica para não haver flutuações de pressão que conduziriam a variações bruscas de caudal. As temperaturas de entrada e saída foram medidas com termopares calibrados do tipo T. Foram registadas as temperaturas na superfície da placa colectora. A radiação solar foi medida com um piranómetro da marca Kipp & Zonen, com sensibilidade de $13,20\text{ }\mu\text{V}/(\text{Wm}^2)$ e um erro de $\pm 5\%$. A temperatura do ar foi medida com um sensor Mo 1000 com um erro de $0,46^\circ\text{C}$. A figura 4.18 apresenta um esquema da instalação experimental.



Figura 4.17: Aquecedor eléctrico da água de entrada.

A aquisição de dados foi efectuada por um sistema de aquisição HP 34970A em conjunto com um computador TOSHIBA 310CDS, através do software HP VEE 5.0 (ver figura 4.19).

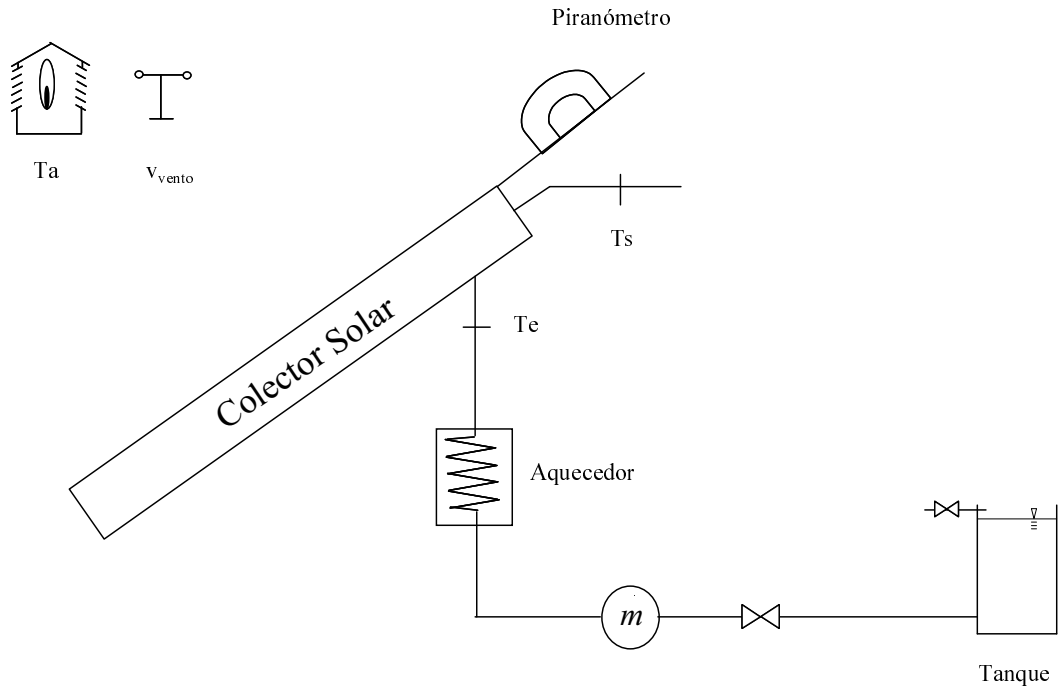


Figura 4.18: Instalação experimental de ensaio do colector solar.

Os testes experimentais do colector solar foram efectuados segundo a Norma Portuguesa NP - 1802, [105]. Foram divididos em duas partes. A primeira foi a determinação da curva de rendimento instantâneo para radiação directa com ângulos de incidência menores que 30° e radiações globais superiores a 630 W/m^2 . A segunda foi a determinação da constante de tempo, que é uma medida da capacidade térmica do colector e que permite definir o período de ensaio.

A Norma Portuguesa, [105], considera como regime quase estacionário as seguintes condições:

- a temperatura de entrada do fluido no colector não variar mais que $\pm 0,1^\circ\text{C}$;
- a diferença de temperatura do fluido entre a entrada e a saída não variar mais



Figura 4.19: Sistema de aquisição de dados e computador.

do que $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$;

- a temperatura do ar não variar mais que 1°C ;
- o caudal mássico não variar mais que $\pm 1\%$.

Com a instalação disponível, e dado o tamanho reduzido do colector solar, é impossível obter as condições de entrada descritas em cima com as referida tolerâncias. Como tal considerou-se regime quase estacionário quando durante o período de ensaio, bem como no período correspondente a uma constante de tempo imediatamente precedendo o ensaio, não haja variações da temperatura de entrada superiores a $\pm 1^{\circ}\text{C}$ e variações de caudal superiores a $\pm 10\%$. A variação da radiação solar deve-se sobretudo à alteração da geometria solar, uma vez que todos os ensaios foram feitos com o céu limpo.

O intervalo entre registo das variáveis pelo sistema de aquisição de dados é de 10 seg., efectuando-se de seguida a média de 10 valores, ou seja, o período correspondente a cada estado é de 100 seg.

4.2.1 Curva de rendimento instantâneo

A figura 4.20 apresenta o rendimento instantâneo do colector solar com tubos de calor em placa. A temperatura do fluido adoptada é uma média aritmética entre a temperatura de entrada e de saída. Obteve-se um rendimento óptico de 64% e coeficiente de perdas de 5,5 W/(m²K), valor abaixo dos valores observados nos colectores planos não selectivos (tipicamente 7-8 W/(m²K)).

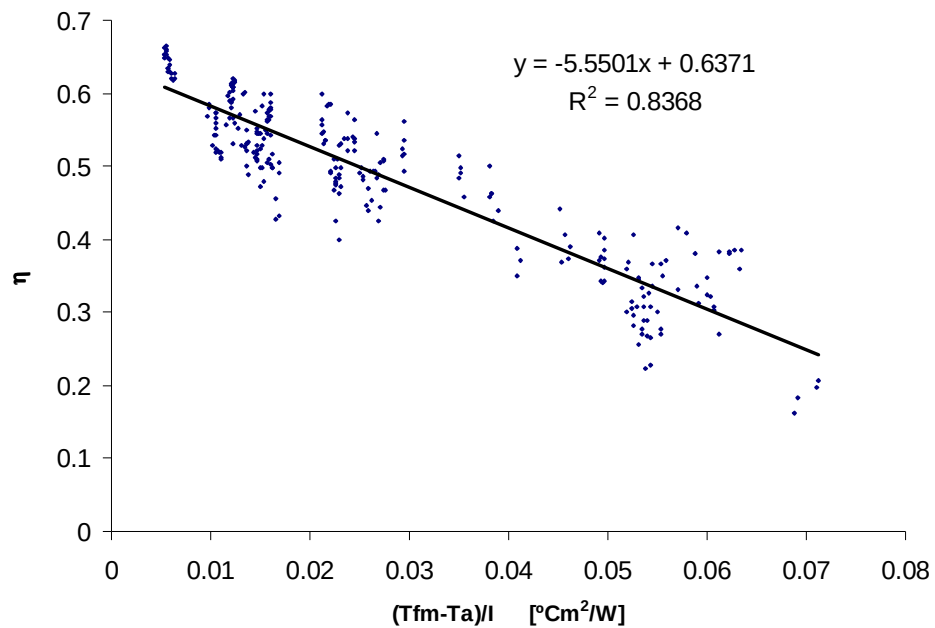


Figura 4.20: Curva experimental de rendimento instantâneo.

4.2.2 Constante de tempo

A constante de tempo é definida como o tempo requerido para que a temperatura de saída do colector mude $(1 - 1/e)$, ou 0,632, relativamente ao valor inicial, após uma alteração na radiação solar incidente ou na temperatura de entrada. A temperatura de entrada, T_e , deverá estar próxima da temperatura ambiente. O tempo para que a igualdade da equação 4.12 seja atingida é a constante de tempo:

$$\frac{T_s - T_e}{T_{s, inicial} - T_e} = \frac{1}{e} = 0,368 \quad (4.12)$$

A figura 4.21 apresenta temperatura versus tempo, para uma redução brusca na radiação solar para zero. Obteve-se uma constante de tempo de 410s (6min e 50s). Este valor traduz a baixa inércia térmica do colector, justificando a hipótese de regime permanente usada na modelação.

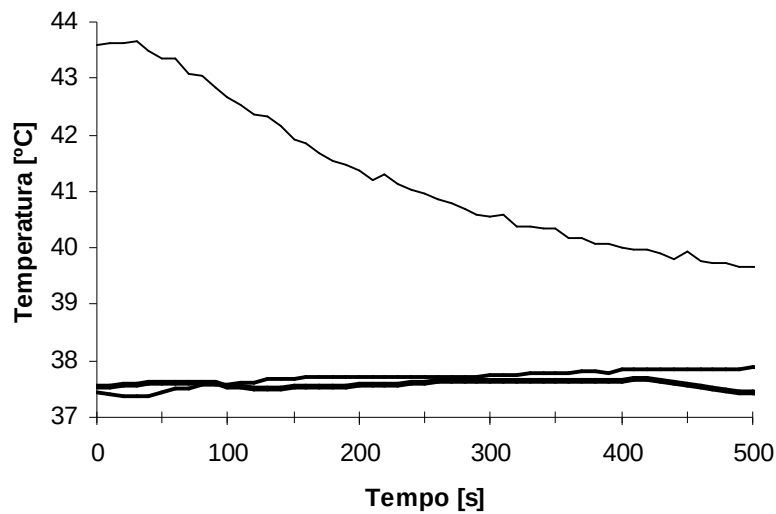


Figura 4.21: Variação de temperatura no colector para determinação da constante de tempo.

4.2.3 Análise da incerteza

Tal como no colector solar com tubos de calor circulares, apresenta-se a incerteza dos pontos experimentais bem como a incerteza na regressão. Neste caso foram efectuadas amostragens múltiplas, pelo que o erro aleatório é determinado através da equação 4.7.

A tabela 4.3 apresenta as incertezas sistemáticas nas diversas variáveis, com base nas especificações dos fabricantes dos equipamentos. A temperatura da água é medida com termopares calibrados com um termómetro de mercúrio, que apresenta um erro

Tabela 4.3: Incertezas sistemáticas

$B_{\dot{m}}$	$\pm 3\%$
B_{c_p}	$\pm 1\%$
B_{T_s}	$\pm 0,007^\circ C$
B_{T_e}	$\pm 0,007^\circ C$
B_I	$\pm 5\%$
B_A	$\pm 0,0296mm$
B_{T_a}	$\pm 0,46^\circ C$

sistemático de $0.05^\circ C$. De frisar que T_e e T_s estão correlacionadas, uma vez que os termopares foram calibrados ao mesmo tempo, com o mesmo termómetro de referência, e localizados um adjacente ao outro.

A figura 4.22 apresenta as incertezas associadas a cada ponto.

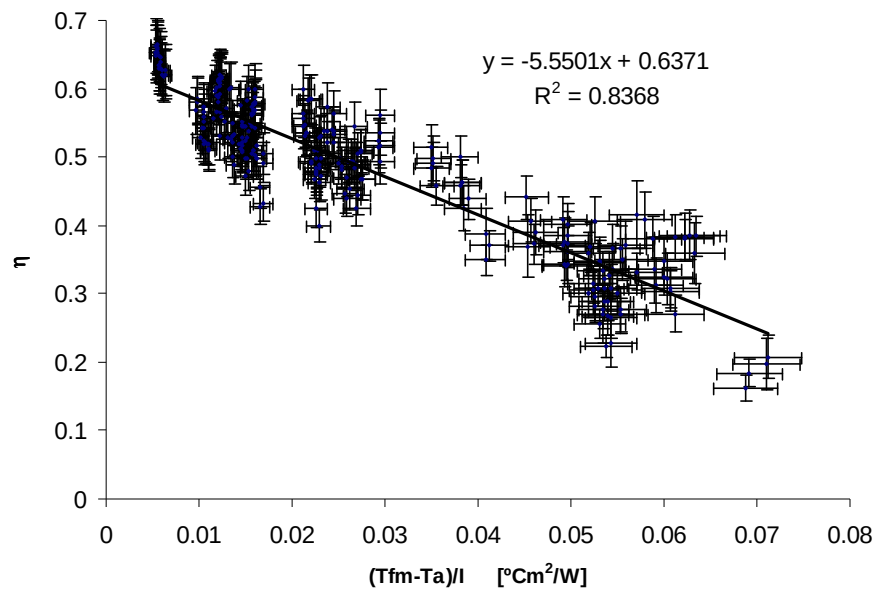


Figura 4.22: Resultados experimentais com a incerteza associada a cada ponto.

Na figura 4.23 apresenta-se a incerteza na regressão em função de $\frac{T_{fm}-T_a}{I}$, ao passo que na figura 4.24 se apresenta a curva de rendimento instantâneo do colector solar

com incerteza associada para um intervalo de confiança de 95%. Conclui-se que a incerteza é maior para pequenos valores de $\frac{T_{fm}-T_a}{I}$, embora a diferença entre o valor máximo e mínimo seja de apenas 1,6%.

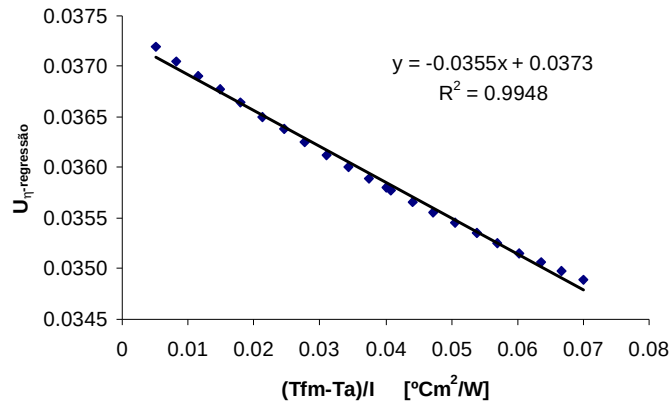


Figura 4.23: Incerteza na regressão em função de $\frac{T_{fm}-T_a}{I}$.

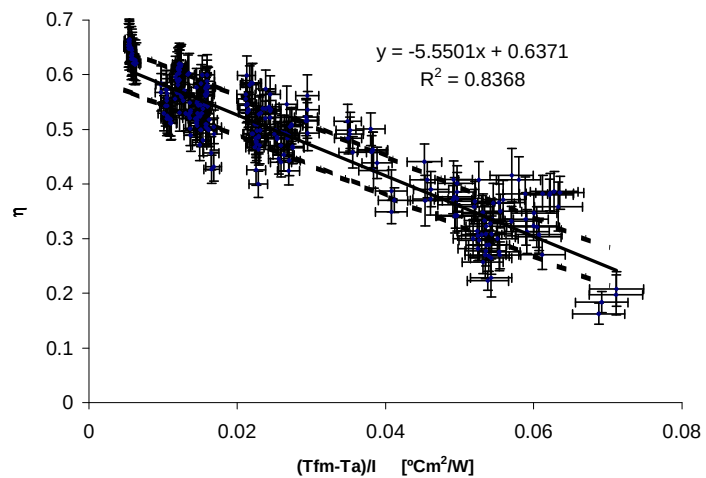


Figura 4.24: Curva de rendimento instantâneo com incertezas de cada ponto associadas e incerteza na regressão para um intervalo de confiança de 95%.

4.2.4 Comparação entre rendimento teórico e experimental

A Figura 4.25 apresenta a comparação entre o rendimento teórico e experimental. Verifica-se que os resultados teóricos apresentam um rendimento superior aos resultados experimentais. Esse aumento é mais significativo para baixos valores de $\frac{T_{fm}-T_a}{l}$. O desvio é quantificado na figura 4.26 através do desvio do rendimento teórico em relação ao experimental. Observa-se um desvio máximo de 17% e mínimo de 5 %.

Como possíveis causas para essa discordância apontam-se o comportamento não ideal do tubo de calor e as perdas térmicas na ligação da placa à estrutura do colector, que não são contabilizadas no modelo teórico.

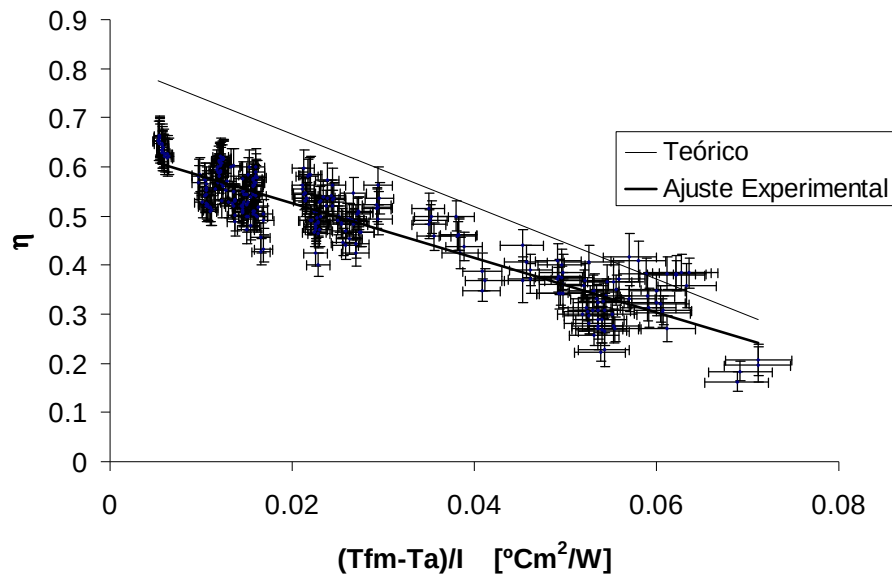


Figura 4.25: Comparação entre rendimento teórico e experimental.

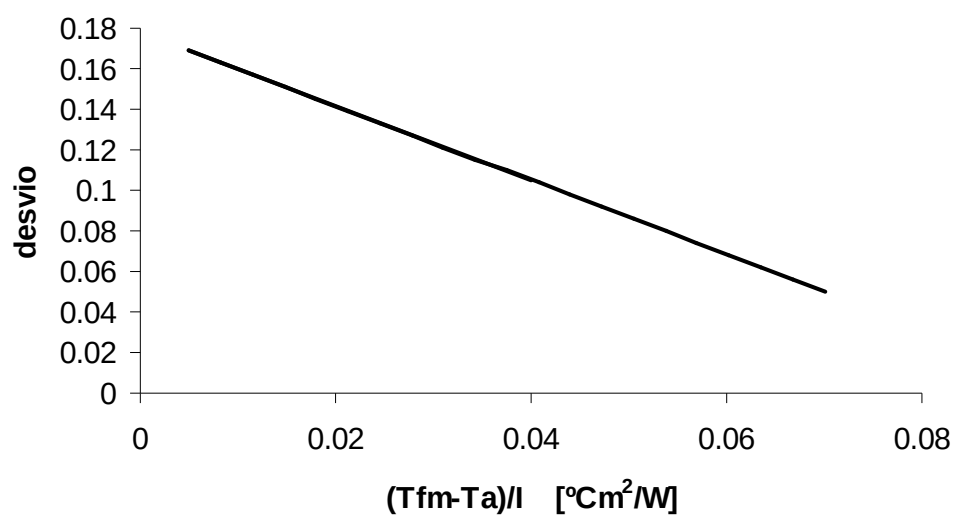


Figura 4.26: Desvio do rendimento teórico em relação ao experimental.

Capítulo 5

Aplicação de um colector com tubos de calor a um sistema de micro-cogeração

A cogeração define-se como a obtenção simultânea de energia eléctrica ou mecânica e de energia térmica útil, a partir da mesma fonte primária. A cogeração não é um conceito novo, tendo surgido na Europa no final do século XIX, estendendo-se depois aos Estados Unidos. O crescimento do sector industrial requeria maiores necessidades de energia eléctrica, que as redes de distribuição das companhias não tinham capacidade de fornecer. As indústrias foram forçadas a "produzir" a energia eléctrica. Em 1900 a cogeração representava 50% da energia eléctrica, obtida nos Estados Unidos. A construção de centrais térmicas, a ampliação das redes de distribuição e o aumento da segurança na distribuição conduziram a uma diminuição do preço da energia eléctrica, que implicou uma redução progressiva da cogeração, que reduziu para 15% em 1950 e menos de 4% em 1970, [117].

A crise petrolífera de 1973 provocou no mundo industrializado um estado de alarme que culminou em 1978 com uma norma nos Estados Unidos estabelecendo a compra de electricidade obtida nos sistemas de cogeração de pequena potência. Esta norma estimulou o aparecimento de novos projectos de cogeração.

Em Portugal, a cogeração existe em indústrias que necessitam de energia térmica

em conjunto com energia eléctrica. São usados dois sistemas: cogeração em contra-pressão, com geração de vapor numa caldeira e expansão numa turbina e cogeração num grupo electrogéneo Diesel, ciclo Otto, ou turbogruppo de gás, utilizando o fuelóleo industrial ou o gás natural como combustível, sendo a energia térmica obtida pela recuperação do calor dos gases de escape e também dos sistemas de refrigeração. Em alguns casos podem combinar-se os dois sistemas, através da utilização dos gases de escape do motor Diesel ou turbina de gás como ar quente de combustão numa caldeira. O principal critério de opção entre os dois sistemas é baseado na relação entre a energia eléctrica e a energia térmica requeridas na instalação industrial.

Considera-se micro-cogeração a geração descentralizada de energia eléctrica e térmica por via de micro-turbinas, pilhas de combustível, motores Stirling, pequenos motores de combustão interna ou sistemas híbridos (micro-turbina / pilha combustível) com potências que não ultrapassem os 150 kW. O calor produzido pode também ser utilizado de forma a produzir frio através de ciclos frigoríficos de absorção ou de adsorção. A produção de calor, frio e electricidade é denominada de trigeração. Para sistemas de pequena dimensão é comum designar-se por micro-trigeração.

A micro-geração tem o seu domínio de aplicação junto do pequeno consumidor privado: piscinas, restaurantes, hotéis, condomínios, pequenas fábricas, centros comerciais, instalações desportivas, etc.

Recentemente apareceram no mercado duas soluções técnicas de micro-cogeração: uma com micro-turbina e outra que funciona com motor de combustão interna alimentado a gás natural ou GPL. A solução de micro-turbina é comercializada pela Freepower, [118], apresentando uma potência mínima de 6 kW. A turbina trabalha a 45000 rotações por minuto, alimentada com vapor de HFE (*hydrofluoroether*) a 11,6 bar e 165 °C. A turbina tem um rendimento de 73%, podendo ser assistida por energia solar. A outra solução é comercializada pela Baxi Technologies UK, [119], recorrendo a um pequeno motor Diesel. A energia eléctrica gerada é de 5,5 kW, produzindo 12,5 kW de calor. O sistema tem um rendimento global de 79%.

5.1 Revisão de ciclos assistidos com energia solar

Em 1980 foi implementado pela primeira vez um sistema solar capaz de fornecer electricidade à rede eléctrica. No entanto, a tecnologia de produção de energia eléctrica está em desenvolvimento há cerca de 140 anos, [120]. Começou com o trabalho de Mouchot e Pifre, [121], em França em 1882 e seguiu-se Ericsson, [122], em 1888, Eneas, [123], em 1901, Shuman, [124], em 1913 e Francia, [125], [126], em 1961 e 1968. Na década de 80, foi instalada na Califórnia a primeira central solar.

Depois de 1980, o número de sistemas de produção de energia eléctrica através da energia solar diminuiu, seguindo a descida do preço do petróleo.

Em 1984 Koai et al., [127], estudaram um ciclo de Rankine híbrido, que foi projectado para accionar um compressor dum ciclo frigorífico. O vapor era produzido nos colectores solares até 100°C, sendo depois sobreaquecido numa caldeira até aos 600°C. A turbina tinha uma potência de 22 kW e um rendimento entre 69 e 76%. O rendimento do ciclo era de 18,3%.

Spencer apresentou uma revisão dos sistemas de produção de energia eléctrica a partir da energia solar até 1989. A revisão foi dividida em três artigos: no primeiro, [128], fez uma revisão dos sistemas até 1950, no segundo, [129], fez a revisão dos sistemas convencionais (usando tecnologia moderna) a partir de 1950 e com potências até 100kW, enquanto no terceiro artigo, [130], analisa os sistemas não convencionais a partir de 1950 e com potências até 100kW.

Ali et al., [131], estudou em 1992 um sistema de produção de frio em que o compressor era accionado por uma turbina que expande vapor dum ciclo de Rankine solar. A turbina tinha uma potência de 7,8 kW e usava R-113 como fluido de trabalho.

Nguyen et al., [132], apresentou um sistema de produção de energia eléctrica que usava energia solar ou outra energia de baixa qualidade em que a turbina era colocada entre o evaporador e o condensador dum tubo de calor. Nos ensaios experimentais a temperatura do evaporador foi de 63°C e a temperatura do condensador de 31,5°C. A potência gerada na turbina foi de 5,5 W e o rendimento do ciclo de 0,125%.

Best e Riffat, [133], em 1995 e Wolpert e Riffat, [134], em 1996 simularam um

ciclo de Rankine que usava energia solar. A energia obtida quando não necessária era armazenada em H_2 através da electrólise da água. O hidrogénio era depois utilizado nas pilhas combustíveis, produzindo energia, calor e água. Estudaram quatro fluidos: R134a, R152a, Klea32 e Care 30. O fluido que requereu menor área de captação solar foi o R152a, mas o Care30 foi o recomendado por gerar menor impacto no ambiente.

Goswami e Xu, [135], apresentaram em 1999 um estudo teórico da combinação do ciclo de Rankine e do ciclo de absorção, usando como fluido de trabalho uma mistura de água com amónia. A simulação foi feita apenas para temperatura da ordem da temperatura obtida com colectores solares planos ou de baixa concentração. O sistema produz 76 kW de energia eléctrica e 25,9 kW de frio, apresentando uma eficiência global de 23,54%.

Yamamoto et al., [136], apresentaram em 2001 um estudo do comportamento do ciclo de Rankine usando fluidos orgânicos como a água e o HCFC-123. Este último apresentou melhor comportamento. Os resultados experimentais revelaram um rendimento do ciclo de 1,25%.

Nguyen et al., [137], em 2001 e Oliveira et al., [3], em 2002 apresentaram um sistema híbrido de trigerção. O sistema foi baseado no sistema de compressão com ejector e ciclo de Rankine, usando como fonte de calor a energia solar e uma caldeira a gás. O ciclo usou como fluido de trabalho o pentano, apresentando um COP de arrefecimento de 0,3 e um rendimento eléctrico de 3 a 4%.

Kribus, [138], estudou em 2002 quatro sistemas de produção de energia eléctrica: ciclo de Stirling, ciclo de Brayton, fotovoltaico e termoeléctrico, usando energia solar captada em mini pratos concentradores. O ciclo de Stirling teve um rendimento de 30% a 1000K, o ciclo de Brayton apresentou um rendimento máximo de 13,3% a 1200 K, o conversor fotovoltaico apresentou um rendimento de 5 a 10 % e o conversor termoeléctrico apresentou um rendimento de cerca de 10% do limite de Carnot.

Valdès, [139], apresentou uma inovação tecnológica no ciclo de Stirling, substituindo o cilindro e o pistão por um fole metálico. Apresenta a vantagem de se poder combinar com a energia solar, estimando-se um rendimento de 24%.

5.2 Sistema de micro-cogeração proposto

O sistema de cogeração em estudo tem uma potência eléctrica nominal de 6 kW e é alimentado com gás natural e energia solar térmica.

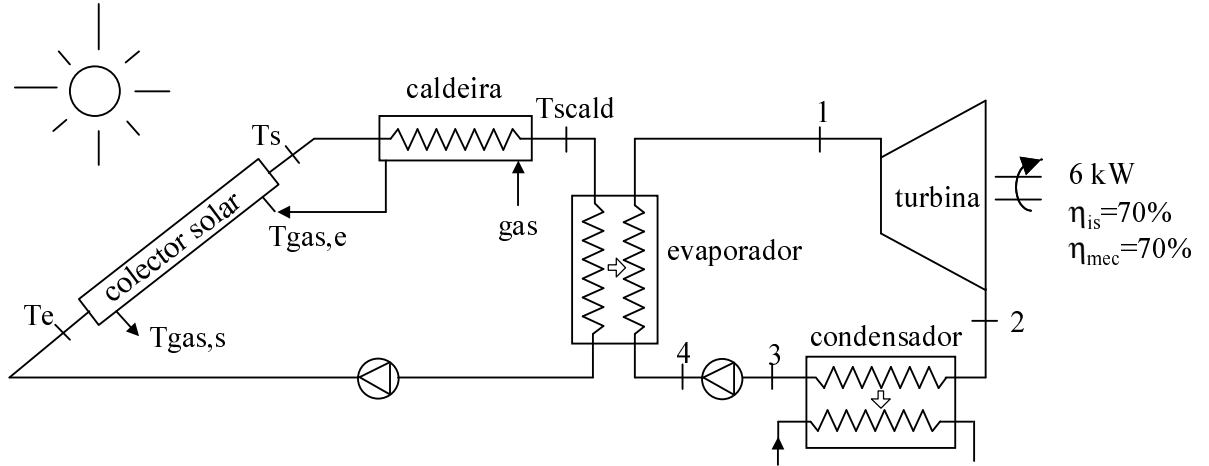


Figura 5.1: Esquema do ciclo de cogeração.

O sistema é composto por dois ciclos: o ciclo principal, onde circula o fluido de trabalho que se expande na turbina, e o ciclo secundário, composto pelos colectores solares híbridos com tubos de calor circulares, associados em paralelo entre si, e a caldeira de apoio. Para se conseguir uma temperatura mais elevada sem ocorrer a mudança de fase da água, considera-se que o ciclo secundário está a uma pressão de 4 bar. A turbina apresenta uma potência de 6 kW e um rendimento global de 70%. Trata-se dum rendimento e potência semelhante a microturbinas que existem no mercado, [118]. As bombas têm um rendimento estimado de 80%. Considerou-se que na entrada na turbina, ponto 1 (figura 5.1), o fluido está a 100°C com 5°C de sobre-aquecimento (pressão de saturação a 95°C). Optou-se por escolher esta temperatura por ser um valor compatível com a temperatura obtida com os colectores solares. Com efeito, como se viu atrás (capítulos 3 e 4) o rendimento dos colectores baixa para maiores temperaturas. Se pretendêssemos temperaturas mais altas teríamos que recorrer ao vácuo e/ou a colectores concentradores, com custos superiores. A saída do condensador, ponto 3 (figura 5.1), considera-se a 1 bar com 5°C de subarrefecimento. A

esta pressão conseguem-se temperaturas no condensador da ordem dos 50°C, podendo o calor gerado ser utilizado para aquecimento de água de piscinas ou aquecimento de um edifício através de pavimento radiante, ou para arrefecimento ambiente com recurso a uma bomba de calor de adsorção. Uma bomba de calor de absorção exigiria uma temperatura mais elevada.

Diferentes fluidos foram considerados para o ciclo principal: n-pentano, HFE 7100, metanol e ciclohexano. Os fluidos orgânicos são preferíveis para aplicações no ciclo de Rankine a baixa temperatura, devido ao elevado peso molecular e ao declive positivo da curva de mudança de fase líquido / vapor no diagrama temperatura entropia, [127]. Estes atributos simplificam o projecto da turbina.

A tabela 5.1 apresenta uma comparação entre os fluidos. Apresenta-se o calor necessário para produzir 6 kW na turbina, $\dot{Q}_{evap}$, o calor libertado no condensador, $\dot{Q}_{cond}$, o rendimento eléctrico, η_{elec} , o rendimento com base na 2ª lei da termodinâmica, $\eta_{2^{a}lei}$ e o rendimento do ciclo, η_{ciclo} . O rendimento eléctrico calcula-se pela equação 5.1, enquanto, o rendimento com base na 2ª lei se calcula pela equação 5.2. O rendimento com base na 2ª lei traduz a aproximação do sistema ao sistema isentrópico. O rendimento de Carnot para as temperaturas em causa é de 0,59. O rendimento do ciclo (equação 5.3) é a razão entre a potência útil na turbina adicionada à potência calorífica no condensador e as potências fornecidas ao ciclo principal: evaporador e bomba. Apresenta valores de cerca de 98% uma vez que se considera que as tubagens e a turbina são adiabáticas.

$$\eta = \frac{\dot{W}_{elec}}{\dot{Q}_{evap} + \dot{W}_{bomba}} \quad (5.1)$$

$$\eta_{2^{a}lei} = \frac{\eta}{\eta_{Carnot}} \quad (5.2)$$

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{elec} + \dot{Q}_{cond}}{\dot{Q}_{evap} + \dot{W}_{bomba}} \quad (5.3)$$

O fluido que apresenta o melhor comportamento é o, metanol apresentando um rendimento eléctrico de 5,0%. O fluido que apresenta o rendimento do ciclo maior é o

Tabela 5.1: Comparação entre os vários fluidos

Fluido	Psat @ T=95°C	$\dot{Q}_{evap}$	$\dot{Q}_{cond}$	η_{elec}	$\eta_{2^{a}lei}$	η_{ciclo}
n-pentano	527 kPa	133087 W	124740 W	0,045	0,077	0,982
HFE 7100	276 kPa	146225 W	137835 W	0,041	0,070	0,984
Metanol	296 kPa	118911 W	110377W	0,050	0,086	0,979
Ciclohexano	153 kPa	127681 W	119161 W	0,047	0,080	0,980

HFE 7100, mas o metanol necessita de menor quantidade de calor para produzir 6 kW de electricidade. Este fluido apresenta alguma toxicidade e é facilmente inflamável; no entanto, não destrói a camada de ozono e não contribui para o efeito estufa.

A figura 5.2 apresenta o diagrama temperatura-entropia para a evolução do metanol no ciclo principal.

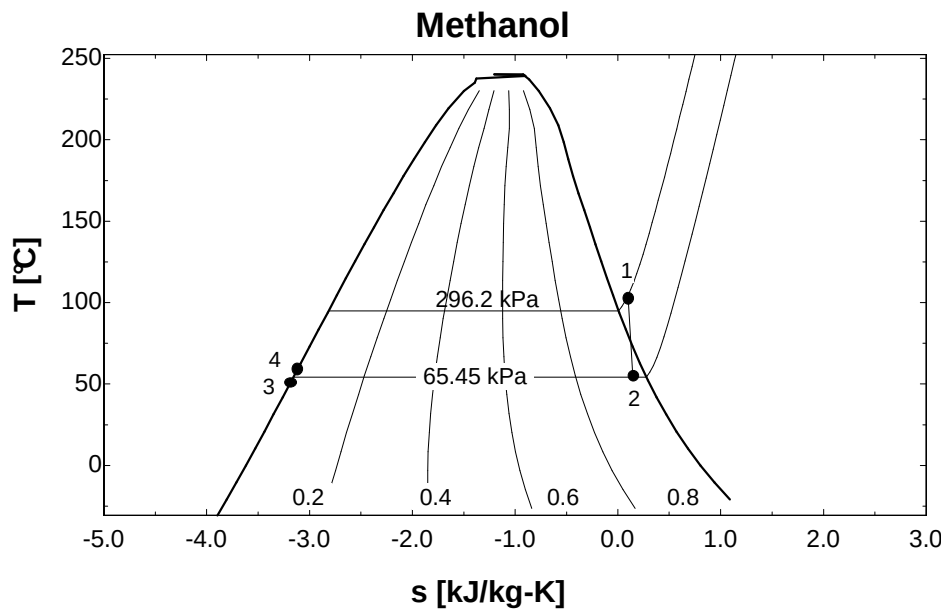


Figura 5.2: Diagrama temperatura entropia com a evolução do metanol.

Considera-se que a água no evaporador sai a uma temperatura igual à temperatura de saturação do metanol à entrada na turbina, conseguindo-se uma eficiência da ordem dos 70% (ver figura 5.3).

A energia térmica gerada pelo sistema é de cerca de 110 kW, pelo que o rácio electri-

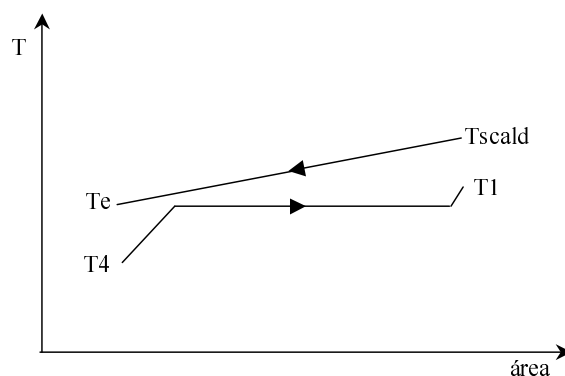


Figura 5.3: Evolução das temperaturas no evaporador.

cidade/calor do sistema é relativamente baixo: 6/110. Tal constitui uma limitação do sistema, e é consequência de baixa temperatura de alimentação do ciclo principal, a par da pequena dimensão do grupo turbo-gerador. As potências envolvidas apontam para uma aplicação do sistema a situações em que se verifiquem necessidades apreciáveis de energia térmica, e em quantidade muito superior às de electricidade. A electricidade obtida pode não ser suficiente para a satisfação das necessidades, caso em que se terá de se adquirir electricidade adicional à rede eléctrica. Assim, em muitas aplicações o sistema em análise fornecerá um contributo para as necessidades eléctricas totais.

A electricidade obtida pode ser utilizada para consumo próprio, ou pode ser vendida à rede (situação regulamentada na lei), sendo que as duas situações serão consideradas na análise económica a efectuar à frente.

5.2.1 Potenciais aplicações para o sistema

Tendo em conta as características do sistema de micro-geração atrás referidas, tentaram identificar-se potenciais aplicações para o mesmo. Com vista a maximizar a rentabilidade económica do mesmo, e tal como acontece na generalidade com sistemas de cogeração, são mais interessantes aplicações em que haja elevadas necessidades de calor, e em que estas se manifestem durante um período de tempo o mais longo possível, se possível durante todo o ano.

Uma aplicação a que correspondem necessidades térmicas equivalentes às obtidas

com o sistema em causa é a de piscinas públicas. As necessidades de calor, para aquecimento de águas, verificam-se durante todo o dia e mantêm-se ao longo do ano, mesmo no período de Verão. Assim, o sistema de micro-cogeração pode funcionar durante um período de tempo próximo do máximo. Nesta aplicação, a electricidade obtida pode ser utilizada para accionamento de bombas de água ou iluminação, para além da possível venda à rede eléctrica atrás referida.

É também possível aplicar um sistema de micro-cogeração deste tipo em edifícios de serviços (comercial, escritórios, ...), em que há necessidades razoáveis de energia térmica. O calor pode ser utilizado para aquecimento ambiente na estação fria, podendo ainda utilizar-se para arrefecimento ambiente na estação quente, recorrendo a uma bomba de calor de accionamento térmico. Para o efeito, é particularmente adequada uma bomba de calor de adsorção, compatível com os níveis de temperatura em causa. Poder-se-á, assim, utilizar o calor obtido pelo sistema durante um período alargado de tempo. Nesta aplicação não será possível manter o sistema em funcionamento durante todo o dia, pelo menos a plena carga, uma vez que as necessidades térmicas variam bastante ao longo do mesmo, quer no Inverno quer no Verão. A electricidade obtida pode, mais uma vez, utilizar-se para consumo próprio ou vender-se à rede eléctrica.

5.3 Contribuição solar para o sistema de micro-cogeração

A fracção solar do sistema define-se como a razão entre a energia útil captada nos colectores solares, proveniente da radiação solar e da recuperação de calor dos gases, e a energia total necessária para o funcionamento do ciclo de cogeração.

$$\overline{f_{solar}} = \frac{\int_t (IA + \dot{Q}_{gas}) \eta dt}{\int_t \dot{Q}_{evap} dt} \quad (5.4)$$

Tal como visto no capítulo 3, o rendimento do colector solar híbrido varia com a ve-

locidade dos gases que circulam por baixo da placa colectora e com a sua temperatura. Assim, para a queima de gás natural na caldeira, calculou-se o caudal de produtos de combustão disponível. Este caudal distribui-se pelos colectores solares, resultando em diferentes velocidades consoante a área de colectores usada. A tabela 5.2 apresenta a composição do gás natural com a fracção molar dos diversos componentes. Para um excesso de ar de 9,5 %, uma kmole de gás natural, isto é 18,78 kg, resulta em 463,16 kg de produtos de combustão. Assim o caudal de produtos de combustão calcula-se em função da potência na caldeira. Considera-se ainda que o rendimento da caldeira é de 90% e que os produtos de combustão estão a 200°C à entrada dos colectores. Tipicamente os gases de combustão numa caldeira a gás natural são rejeitados a uma temperatura superior a 65°C acima da temperatura do vapor gerado, [140]. Como a água é aquecida acima de 100°C, a estimativa de 200°C é uma boa aproximação para uma caldeira com rendimento elevado (da ordem dos 90%).

Usando a metodologia descrita no capítulo 3, foram obtidas curvas de rendimento do colector para diferentes velocidades dos gases e diversas gamas de potência na caldeira (entre 0 e 132 kW), tendo em conta que esta será controlada por forma a complementar a energia fornecida pelos colectores solares.

O rendimento óptico na equação de rendimento do colector solar é multiplicado pelo factor de correcção do ângulo de incidência, $K_{\tau\alpha}$, definido pela equação 5.5. A constante b_o , é igual a -0,17 para vidros duplos segundo a ASHRAE 93-77 [141].

$$K_{\tau\alpha} = 1 + b_o \left(\frac{1}{\cos i} - 1 \right) \quad (5.5)$$

A área de 202 m², é a área à qual corresponde uma fracção solar horária de 100% no dia de máxima radiação no plano inclinado ($I = 1006 \text{ W/m}^2$) para os dados climáticos de Lisboa, [142], que ocorre a 26 de Agosto às 13:00. Assim, para áreas superiores a este valor ocorrerá desperdício de energia disponível, em relação às necessidades. Tal levou a que fosse considerada como área colectora máxima, para efeitos deste estudo, uma área de 200 m². Valores superiores conduzem, para além de uma atenuação no crescimento proporcional da fracção solar, a investimentos bastante elevados.

A figura 5.4 apresenta a evolução da fracção solar média anual em função da área de

Tabela 5.2: Composição do gás natural

Composição		% molar
Metano	CH ₄	83,700
Etano	C ₂ H ₆	7,600
Propano	C ₃ H ₈	1,920
i-Butano	C ₄ H ₁₀	0,300
n-Butano	C ₄ H ₁₀	0,400
i-Pentano	C ₅ H ₁₂	0,080
n-Pentano	C ₅ H ₁₂	0,090
n-Hexano	C ₆ H ₁₄	0,080
Azoto	N ₂	5,400
Dioxido de carbono	CO ₂	0,230
Hélio	He	0,200

captação para os dados climáticos de Lisboa (dados horários para um ano de referência, TRY, [142]). A área mínima considerada foi de 6 m². Valores inferiores, para além de não conduzirem a contribuições significativas, traduzir-se-iam em velocidades muito elevadas dos gases de combustão por baixo da placa colectora, a menos que se reduzisse o seu caudal.

As fracções solares representadas foram calculadas para diferentes períodos de utilização do sistema, consoante a aplicação. Para a aplicação a piscinas, como se referiu anteriormente, é previsível uma utilização quase constante do sistema, pelo que se considerou o funcionamento durante 24 horas por dia, e durante todo o ano com excepção de uma paragem anual de uma semana para manutenção (no início do ano). Para a aplicação a edifícios de serviços há que considerar que tipicamente o sistema não funcionará durante todo o dia, quer de Inverno, quer de Verão. O tempo médio de funcionamento variará com o edifício e com o clima em causa, pelo que se considerou como representativo um tempo médio de utilização de 12 horas por dia. Considera-se também que a carga se verifica durante o período diurno. Um cálculo mais exacto

exigiria a simulação conjunta do sistema de cogeração e do edifício, o que está fora dos objectivos de um estudo prévio como o aqui efectuado.

A fracção solar aumenta sensivelmente linearmente com o aumento da área de captação, excepto para áreas pequenas, para as quais há um aumento acentuado provocado pela influência do fluxo de calor proveniente dos gases de combustão. A fracção solar calculada para um edifício de serviços é sensivelmente dupla da fracção solar para a piscina, devido a um maior período de funcionamento em horas sem radiação solar para a piscina (carga dupla).

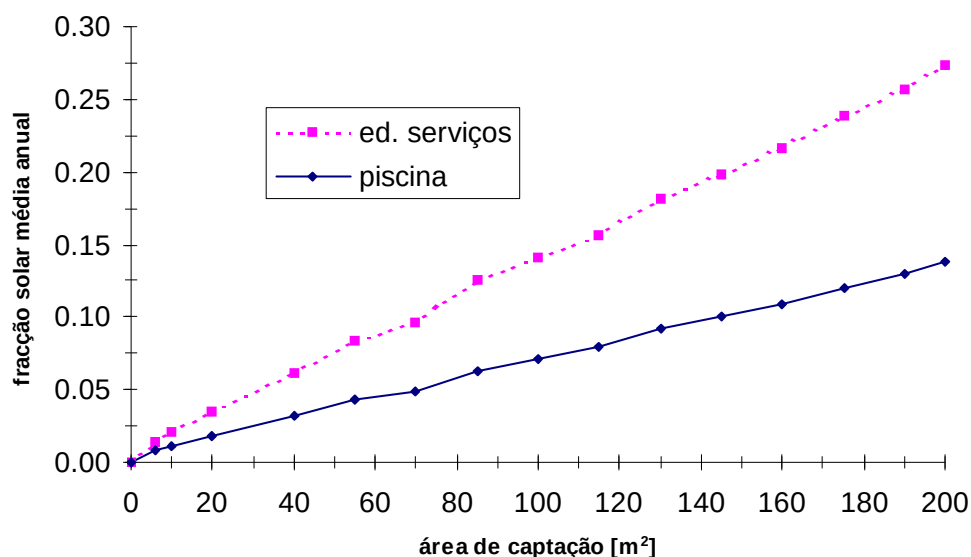


Figura 5.4: Fracção solar média anual em função da área de captação dos colectores solares, para os dados climáticos de Lisboa.

A tabela 5.3 apresenta a fracção solar mensal anual média prevista para Lisboa, para várias áreas e para o funcionamento 24 horas por dia. Obteve-se uma fracção solar máxima de 20,6% em Agosto para 200m² e mínima de 0,3% em Dezembro e Janeiro para 6m².

A figura 5.5 apresenta para o sistema aplicado à piscina a fracção solar no dia 21 de Junho para os dados climáticos de Lisboa, para várias áreas. A fracção solar atinge um máximo às 12 horas e cresce com o aumento da área de captação..

Tabela 5.3: Fracção solar mensal média em percentagem para Lisboa para a piscina e para várias áreas.

Área	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez
6	0,3	0,4	0,5	0,8	1,2	1,5	1,6	1,3	1,1	0,7	0,5	0,3
10	0,4	0,5	0,8	1,1	1,6	1,9	2,1	1,8	1,5	1,1	0,7	0,4
50	2,0	2,5	3,5	4,1	5,1	5,3	6,3	6,4	5,6	4,7	3,3	1,9
100	3,3	4,1	5,8	6,8	8,5	8,6	10,4	10,6	9,3	8,0	5,5	3,3
150	4,8	6,0	8,4	9,8	12,4	12,4	15,1	15,4	13,5	11,6	8,0	4,8
200	6,5	8,1	11,4	13,2	16,6	16,7	20,2	20,6	18,0	15,6	10,8	6,5

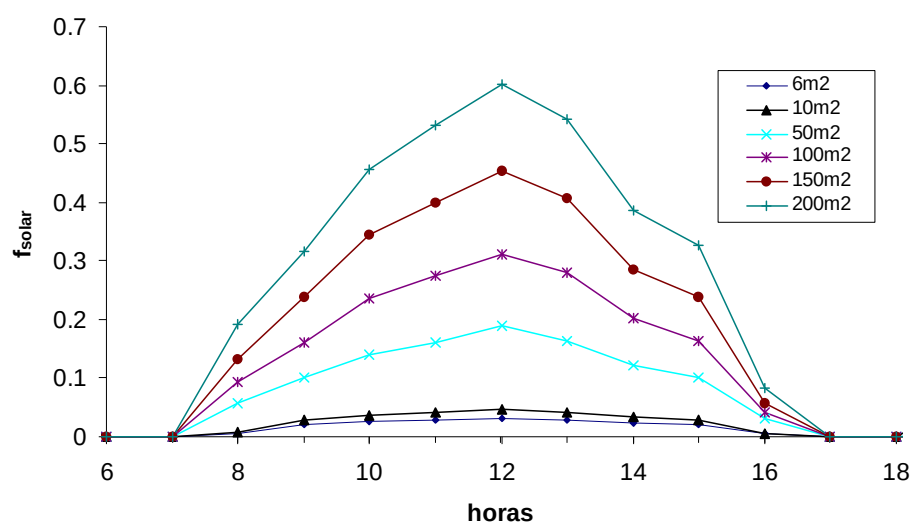


Figura 5.5: Fracção Solar durante o dia 21 de Junho em Lisboa para várias áreas de captação.

A eficiência global do sistema define-se coma a fracção entre a energia útil obtida (energia eléctrica e calor no condensador) e a energia paga para funcionamento do sistema (gás e electricidade para accionamento da bomba de circulação).

$$\overline{\varepsilon}_{global} = \frac{\int_t (\dot{W}_{elec} + \dot{Q}_{cond}) dt}{\int_t \left(\frac{(1-f_{solar})\dot{Q}_{evap}}{0,9} + \dot{W}_{bomba} \right) dt} \quad (5.6)$$

A eficiência global depende da área de captação, podendo obter-se valores entre 70 e 90%, tal como apresentado na figura 5.6. A eficiência aumenta com o aumento da área colectora, por aumento da contribuição energética dos colectores (solar e gás).

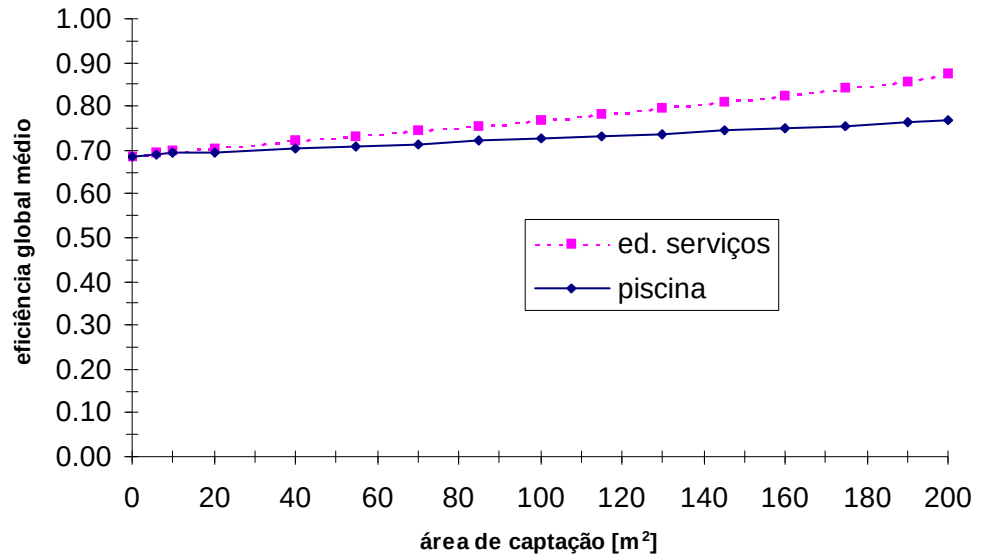


Figura 5.6: Eficiência global do sistema em função da área de captação.

5.4 Avaliação económica do sistema

Com o objectivo de analisar a viabilidade económica do sistema de micro-cogeração, foram calculados os indicadores “poupanças para o ciclo de vida do sistema” e “tempo de amortização”. Foram consideradas as possíveis aplicações atrás referidas: piscina

e edifício de serviços, tendo por base cenários e tarifas energéticas para o nosso país. Foi também analisada a influência da área colectora nos indicadores económicos.

Tomou-se por base uma configuração nominal do sistema conducente à obtenção de 6 kW de energia eléctrica e 110 kW de energia térmica. Para base de comparação, foi considerada como solução convencional a aquisição de 6 kW à rede eléctrica e a utilização de uma caldeira a gás natural para produzir os 110 kW de calor.

5.4.1 Custos da energia

Os custos do gás natural em Portugal são apresentados na tabela 5.4. Considerou-se que o poder calorífico inferior do gás natural é de 10,530 kWh/m³. As tarifas Natural 1 até Natural 3 destinam-se ao sector doméstico, enquanto a tarifa Natural 4 se destina ao sector pequeno terciário e a Natural 6 ao sector grande terciário e indústria. De referir que o consumidor do grande terciário paga o consumo de gás por escalões, isto é, se tiver um consumo anual de 351.000 m³/ano, por exemplo, irá pagar 80.000 m³ ao preço do 1º escalão, 270.000 m³ pelo preço do 2º escalão e 1.000 m³ pelo preço do 3º escalão.

Tabela 5.4: Custos do gás natural em Portugal.

Tarifa	Escalão	Intervalo [m ³ /ano]	Parte fixa	Parte variável
Natural 1		<220	1,728 €/mês	0,640 €/m ³ (0,0608 €/kWh)
Natural 2		220-480	4,483 €/mês	0,580 €/m ³ (0,0551 €/kWh)
Natural 3		480-1.000	6,312 €/mês	0,525 €/m ³ (0,0499 €/kWh)
Natural 4		1.000-10.000	12,982 €/mês	0,425 €/m ³ (0,0404 €/kWh)
Natural 6	1º	10.000-80.000	46,533 €/mês	0,399 €/m ³ (0,0379 €/kWh)
	2º	80.000-350.000	46,533 €/mês	0,340 €/m ³ (0,0323 €/kWh)
	3º	350.000-2.000.000	46,533 €/mês	0,242 €/m ³ (0,0230 €/kWh)

O consumo de gás natural do sistema varia com a área de colectores, uma vez que a quantidade de gás gasta depende da fracção solar média. Depende também do número de horas de funcionamento. No caso do aquecimento de piscinas, temos um consumo

que varia entre 90.837 e 107.806 m³ por ano. O que indica que 80.000 m³/ano são facturados pelo preço do primeiro escalão e o restante pelo segundo escalão. No caso de aquecimento/arrefecimento do edifício de serviços, o consumo varia entre 37.826 e 54.957 m³/ano, sendo facturado pelo primeiro escalão do sector grande terciário.

O tarifário da energia eléctrica é bastante mais complexo do que o do gás natural. Considerou-se que o consumo de electricidade dos edifícios era de baixa tensão com potências compreendidas entre 20,7 kVA e 41,4 kVA, tarifa de longas utilizações e ciclo diário. A tabela 5.5 apresenta os custos da parte variável da electricidade adquirida à rede e a tabela 5.6 apresenta o período de horário do ciclo diário para horas de ponta, cheias e vazio.

Tabela 5.5: Custo de electricidade para clientes finais em baixa tensão com potências contratadas entre 20,7 kVA e 41,4 kVA em Portugal.

	Horas de Ponta	Horas Cheias	Horas de Vazio
Tarifa de médias utilizações	0,1895 €/kWh	0,0810 €/kWh	0,0517 €/kWh
Tarifa de longas utilizações	0,1083 €/kWh	0,0618 €/kWh	0,0401 €/kWh

Tabela 5.6: Período de horários da facturação de electricidade em ciclo diário.

	Hora legal de Inverno	Hora legal de Verão
Ponta	09:30/11:30 19:00/21:00	10:30/12:30 20:00/22:00
Cheias	08:00/09:30 11:30/19:00 21:00/22:00	09:00/10:30 12:30/20:00 22:00/23:00
Vazio	22:00/08:00	23:00/09:00

Uma vez que o consumo se dá ao longo do dia, é necessário calcular um valor médio (pesado) do custo da electricidade. A média pesada do custo de electricidade para aplicação a piscinas (24 horas por dia, em ciclo diário) é de 0,0605 €/kWh e para

aplicação a edifícios de serviços (12 horas por dia, das 8:00 às 20:00 horas) é de 0,0706 €/kWh.

Como se referiu anteriormente, é possível vender parte da electricidade obtida com o sistema à rede eléctrica. A integração de sistemas de micro-cogeração no Sistema Eléctrico Nacional permite o consumo próprio ou de terceiros e a entrega do excedente até um valor máximo de 50% de produção, segundo o n.º 2 do artigo 2.º do Decreto-Lei n.º 68/2002 de 25 de Março, [143].

O cálculo da tarifa aplicada à venda de electricidade à rede é definida pela Portaria n.º 764/2002 de 1 de Julho. Assim, a remuneração aplicável a instalações de produção em baixa tensão, no mês m , calcula-se pela seguinte expressão:

$$VRD_m = VRD(BTE)_m + C_t \times EEC_m \times \frac{IPC_{dez}}{IPC_{ref}} \quad (5.7)$$

onde $VRD(BTE)_m$ é o valor da energia eléctrica entregue à rede, no mês m pela instalação de micro-cogeração, calculado com base no tarifário em vigor para a venda a clientes finais em baixa tensão, em ciclo diário ou semanal, sem consideração do termo tarifário fixo nem do termo de potência contratada e correspondente à tarifa de médias utilizações, segundo o Despacho n.º 12827/2003 (2ª Série) de 25 de Março da Direcção Geral da Energia. Assim, para o sistema em causa e aplicações consideradas, o valor médio para a utilização do sistema em 24 horas por dia é de 0.0868 €/kWh, sendo de 0,09898 €/kWh para o funcionamento 12 horas por dia.

C_t é um coeficiente correspondente ao tipo de tecnologia utilizada pela instalação de produção, que em 2002 foi definido em 0,015 €/kWh para microturbina de vapor, pela Portaria n.º 764/2002 de 1 de Julho.

EEC_m é a energia fornecida à rede, no mês m em kWh.

IPC_{dez} é o índice de preços no consumidor no mês de Dezembro do ano imediatamente anterior ao do mês m . Em Dezembro de 2004 foi de 107,0.

IPC_{ref} é o índice de preços no consumidor referente ao mês de Dezembro do ano anterior ao da publicação do despacho que estabeleceu o valor de C_t . Em Dezembro de 2002 foi de 119,2.

Assim a tarifa média de venda de energia eléctrica é de 0,100 €/kWh para o

funcionamento em 24 horas por dia e 0,1124 €/kWh para o funcionamento 12 horas por dia. Trata-se de um valor superior ao valor da compra de electricidade, o que mostra o interesse da venda de 50% da energia eléctrica obtida. Esta é uma solução actualmente adoptada pelos pequenos auto-produtores de electricidade em Portugal, fruto das tarifas existentes.

Assim, existem dois cenários para aplicação da energia eléctrica obtida: consumo da energia eléctrica na totalidade pelo edifício, ou venda de 50% da energia à rede (máximo permitido por lei, [143]) e consumo do restante pelo edifício.

5.4.2 Custo inicial do sistema

Na análise económica torna-se necessário avaliar o custo inicial, ou custo de investimento, do sistema. Uma vez que é efectuada uma comparação com a situação de referência, ou sistema convencional, apenas se torna necessário avaliar os custos acrescidos, ou marginais. Os custos iniciais do sistema compreendem: o custo dos colectores, que varia consoante a área colectora, o custo da turbina, do condensador, do evaporador, dos tubos e das válvulas, das bombas, da instrumentação e do metanol (ver tabela 5.7). O custo da caldeira não é contabilizado na análise, uma vez que a caldeira estará presente no sistema convencional e no sistema de micro-cogeração (custo marginal nulo).

Tabela 5.7: Custos dos componentes do sistema de cogeração

Custo dos colectores solares híbridos, [44]	350 €/m ²
Custo da turbina, [118]	1034 €/kW = 6204 €
Custo do condensador, [144]	650 €
Custo do evaporador, [144]	650 €
Custo dos tubos e válvulas, [144]	650 €
Custo das bombas, [144]	750 €
Custo de instrumentação, [144]	800 €
Custo do metanol (8 litros)	50 €

Relativamente ao custo dos colectores, o valor apresentado corresponde a uma estimativa dada por uma empresa fabricante de colectores solares associada ao desenvolvimento deste sistema ([44] / Thermomax), considerando um preço de venda equivalente para o mercado europeu. Pode questionar-se a utilização deste valor para as condições do nosso país, sabendo-se que o mercado dos colectores solares tem uma dimensão muito reduzida. Por esse motivo, diversas empresas vendem em Portugal colectores solares planos a preços mais elevados do que o valor indicado na tabela, a que também não é alheio o facto da maioria ser importada. No entanto, o maior fabricante nacional de colectores solares vende já colectores a 300 €/m², sendo de prevêr que o crescimento que se espera para o mercado, para valores da ordem dos 100 000 m² de colectores/ano, faça descer significativamente os valores médios em Portugal, ao mesmo tempo que fomentará o aparecimento de mais fabricantes nacionais. Tal crescimento decorrerá da obrigatoriedade de aplicação de colectores solares ao aquecimento de águas de novas edificações. Mercados com uma dimensão potencial idêntica à nossa, como o da Grécia, têm custos médios de colectores solares planos de 295 €/m² para sistemas individuais e de 235 €/m² para sistemas de grande escala - áreas da ordem dos 100m², [145]), o que permite considerar o valor indicado para o sistema (350 €/m²) como um valor realista a curto prazo.

5.4.3 Cálculos económicos

As poupanças do ciclo de vida do sistema (*PCV*) (equação 5.8) definem-se como a diferença entre os custos do ciclo de vida (*CCV*) do sistema convencional e os custos do ciclo vida do sistema de cogeração híbrido, [37]. Considera-se como ciclo de vida, o tempo estimado de duração do sistema.

$$PCV = CCV_{conv} - CCV_{hibr} \quad (5.8)$$

Os custos para um sistema convencional aplicado a uma piscina são, considerando os custos de aquisição de electricidade e gás:

$$CCV_{conv} = \text{custo electricidade consumida (da rede)} + \text{custo do gás consumido} \quad (5.9)$$

ou, usando as tarifas atrás referidas e os parâmetros do sistema assumidos:

$$CCV_{conv} = [0,0605 * 6 * n_{horas} + 80.000 * PCI * 0,037927 + \left(\frac{110}{0,9} * n_{horas} - 80.000 * PCI\right) * 0,032328] * \frac{1}{j - \inf} \left[1 - \left(\frac{1 + \inf}{1 + j}\right)^a\right] \quad (5.10)$$

Para o sistema de micro-cogeração híbrido, considerando os custos de investimento e de energia (consumo de gás, que aqui é de 118,9 kW e 50% da electricidade gasta) e o benefício da venda de electricidade à rede:

$$CCV_{hibr} = \text{invest.} + \text{custo electricidade consumida (parte vinda da rede)} + \text{custo gás consumido} - \text{receita venda electricidade (parte vendida à rede)} \quad (5.11)$$

que se pode expressar como:

$$CCV_{hibr} = Inv + \{0,0605 * 3 * n_{horas} + 80.000 * PCI * 0,0379 + \left[\frac{118,9}{0,9} (1 - \overline{f_{solar}}) * n_{horas} - 80.000 * PCI * 0,0323 - 0,1 * 3 * n_{horas}\right] * \frac{1}{j - \inf} \left[1 - \left(\frac{1 + \inf}{1 + j}\right)^a\right] \quad (5.12)$$

Os custos para o sistema aplicado a um edifício de serviços são idênticos, excepto no número de horas de funcionamento e nas tarifas da energia:

$$CCV_{conv} = [0,0706 * 3 * n_{horas} + 0,1124 * 3 * n_{horas} + \left(\frac{110}{0,9} * n_{horas}\right) * 0,0379] * \frac{1}{j - \inf} \left[1 - \left(\frac{1 + \inf}{1 + j}\right)^a\right] \quad (5.13)$$

$$CCV_{hibr} = Inv + \frac{118,9}{0,9} (1 - \overline{f_{solar}}) * n_{horas} * 0,0379 * \frac{1}{j - \inf} \left[1 - \left(\frac{1 + \inf}{1 + j} \right)^a \right] \quad (5.14)$$

A figura 5.7 apresenta os custos do ciclo de vida do sistema aplicado à piscina, em função da área colectora, para uma vida útil do sistema estimada em 15 anos. Apresenta-se também o investimento e o custo da energia (gás e electricidade) para o sistema de micro-cogeração. Considerou-se que 50% da energia eléctrica eléctrica obtida é vendida à rede.

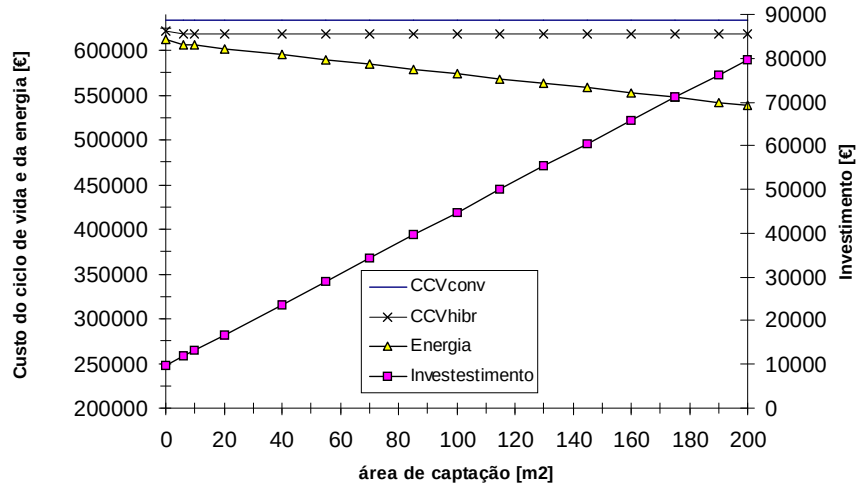


Figura 5.7: Custos do ciclo de vida para o sistema aplicado à piscina, para uma vida útil de 15 anos.

O custo do ciclo de vida do sistema convencional é constante (não depende da área de colectores). O custo do ciclo de vida do sistema de micro-cogeração apresenta uma diminuição mais acentuada entre 0 e 6 m² resultante da diminuição do custo da energia e do aumento acentuado da fracção solar, mantendo-se quase constante para áreas superiores (redução muito ligeira, pois os custos de energia reduzem-se praticamente ao mesmo ritmo a que aumentam os custos de investimento).

A figura 5.8 apresenta as poupanças do ciclo de vida do sistema de cogeração

híbrido em função da área de captação dos colectores solares, para a piscina e para uma vida útil do sistema estimada em 15 anos. Mais uma vez, considerou-se que 50% da energia eléctrica eléctrica obtida é vendida à rede.

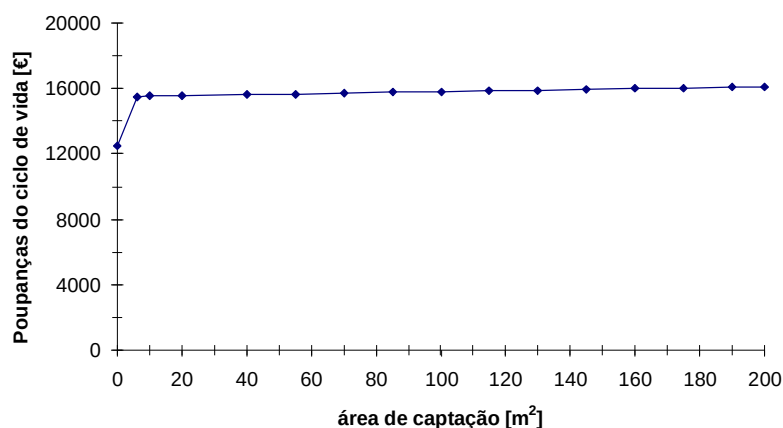


Figura 5.8: Poupanças do ciclo de vida do sistema de cogeração híbrido em função da área de captação dos colectores solares, para 15 anos de vida. Aplicação a edifício com piscina: período de funcionamento de 24 horas por dia, 358 dias por ano; 50% da energia eléctrica é vendida à rede.

Verificam-se poupanças sempre positivas, o que significa que o investimento no sistema é compensado pelas poupanças nos custos de energia ao longo do período de vida. É também notório que a adopção da componente solar (colectores solares híbridos) melhora significativamente as poupanças conseguidas: mesmo para uma área colectora reduzida há significativas melhorias em relação à existência de micro-cogeração sem assistência solar (área de captação nula).

As poupanças do ciclo de vida aumentam muito ligeiramente com o aumento da área de captação. Assim, a escolha de uma área óptima, tendo em conta o indicador PCV, corresponderá a uma área elevada (da ordem dos 200m²), embora tendo em conta os investimentos mais elevados para áreas de captação elevadas, pareça mais justificável uma área baixa (10 ou 20 m², no máximo). Note-se que seria possível encontrar um óptimo (máximo valor de PCV) considerando áreas superiores a 200

m², uma vez que, como referido anteriormente, a fracção solar passa a não crescer linearmente com a área a partir de 202 m². No entanto, tais valores não foram considerados por conduzirem a investimentos demasiado elevados.

A figura 5.9 apresenta os custos do ciclo de vida do sistema aplicado ao edifício de serviços, em função da área de captação, para uma vida útil de 15 anos. Apresenta-se igualmente o investimento e o custo de energia (gás e electricidade) do sistema de micro-cogeração. Considerou-se mais uma vez que 50% da energia eléctrica eléctrica obtida é vendida à rede.

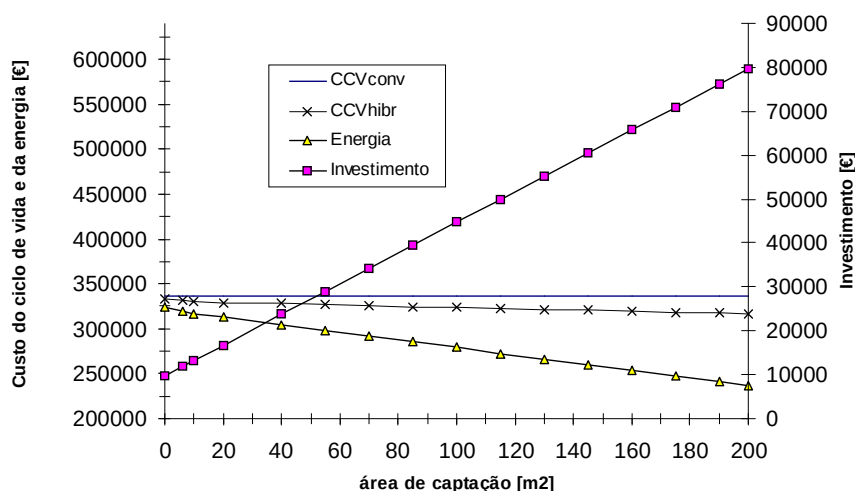


Figura 5.9: Custos do ciclo de vida para o sistema aplicado ao edifício de serviços, para uma vida útil de 15 anos.

Neste caso o custo do ciclo de vida do sistema é menor do que para a piscina, uma vez que se reduz para metade o número de horas de funcionamento. O custo da energia diminui também mais acentuadamente com a área de captação, uma vez que estamos em presença de fracções solares mais elevadas.

A figura 5.10 apresenta a poupança do ciclo de vida do sistema aplicado ao edifício de serviços em comparação com as poupanças do sistema aplicado à piscina.

As poupanças do sistema aplicado ao edifício de serviços têm um aumento mais acentuado do que as poupanças do sistema aplicado à piscina, que se mantêm prati-

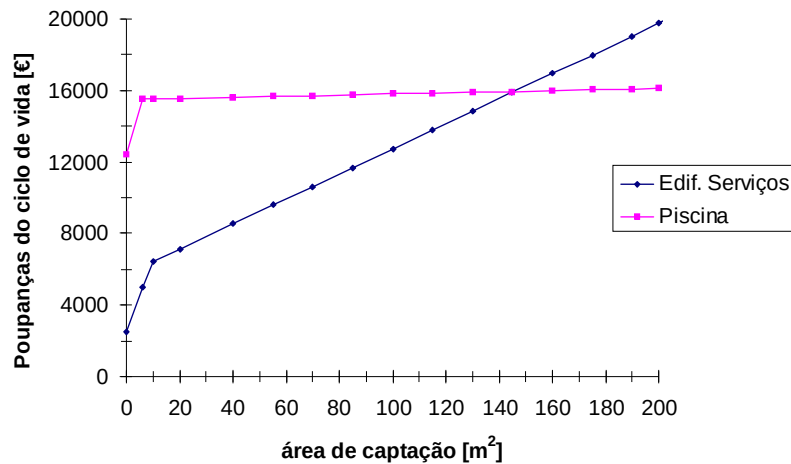


Figura 5.10: Poupanças do ciclo de vida do sistema de cogeração híbrido em função da área de captação dos colectores solares, para 15 anos de vida; 50% da energia eléctrica é vendida à rede.

camente constantes. O aumento mais acentuado é também devido às maiores tarifas da energia (eléctrica e gás) para o caso do edifício de serviços. Acima de 145 m², as poupanças do sistema aplicado ao edifício de serviços superam as poupanças do sistema aplicado à piscina. Assim, a escolha duma área óptima corresponderá a uma área elevada (da ordem dos 200 m²).

As figuras 5.11 e 5.12 apresentam as poupanças do ciclo de vida para a piscina e edifício de serviços respectivamente, mas considerando a hipótese de toda a energia eléctrica obtida ser consumida no edifício.

Para o cenário do consumo da totalidade da electricidade obtida, as poupanças são negativas para uma área nula de colectores solares. As curvas de PCV são praticamente paralelas às anteriores (com venda à rede), sendo que a diferença nas poupanças entre os dois cenários é de cerca de 15.000 € na piscina e de cerca de 8.100 € no edifício de serviços (aproximadamente metade). Isto significa que, sem a venda à rede eléctrica, a micro-cogeração só se torna rentável com a adição dos colectores solares. Enquanto para a piscina se mostra mais interessante, tal como anteriormente, uma área baixa (da ordem dos 10 m²), para o edifício de serviços só há benefício para uma área de

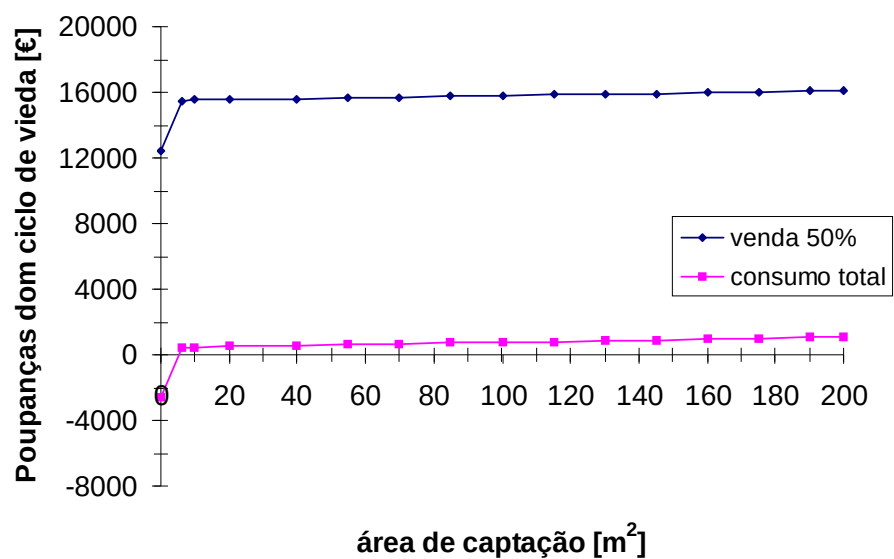


Figura 5.11: Poupanças do ciclo de vida sistema em função da área de captação dos colectores solares em 15 anos, para a piscina. Energia eléctrica obtida pode ser consumida no edifício ou vendida à rede (50%).

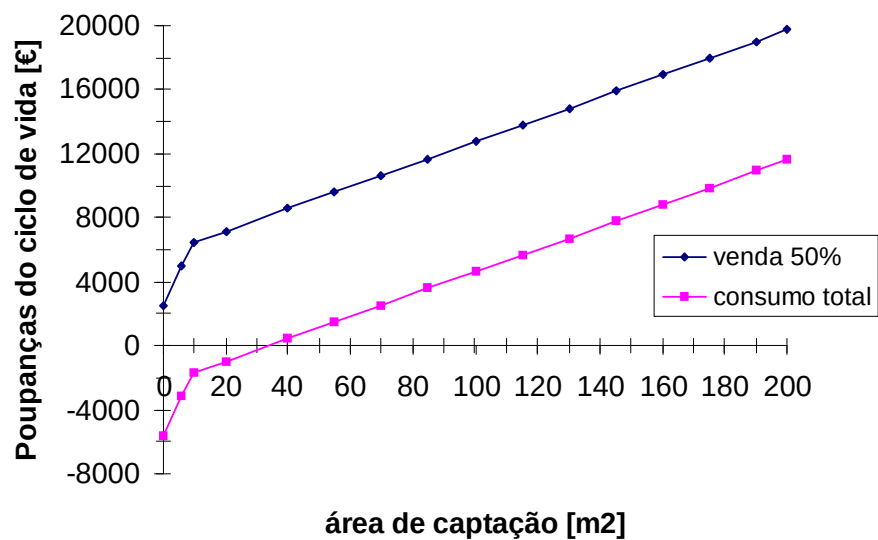


Figura 5.12: Poupanças do ciclo de vida sistema em função da área de captação dos colectores solares em 15 anos, para o edifício de serviços. Energia eléctrica obtida pode ser consumida no edifício ou vendida à rede (50%).

captação superior a 30 m^2 , sendo aconselháveis valores superiores.

Tendo em conta que os preços da energia atravessam um período de grande instabilidade, com aumentos frequentes do preço dos combustíveis mais convencionais, como o petróleo e os combustíveis gasosos, fez-se uma pequena análise de sensibilidade à flutuação do preço do gás natural, que acompanha aproximadamente o preço do petróleo (aumento superior à inflação). A tendência será para que nos próximos tempos o preço do gás natural suba. Assim, fez-se nova análise económica do sistema considerando um aumento de 10% no preço do gás natural. Para a electricidade consideraram-se as mesmas tarifas, uma vez que o seu preço tem maior estabilidade.

As figuras 5.13 e 5.14 apresentam as poupanças do ciclo de vida do sistema considerando um aumento de 10% do custo do gás natural, para a piscina e o edifício de serviços. Mantiveram-se os 15 anos de vida útil e venda de 50% da electricidade obtida à rede.

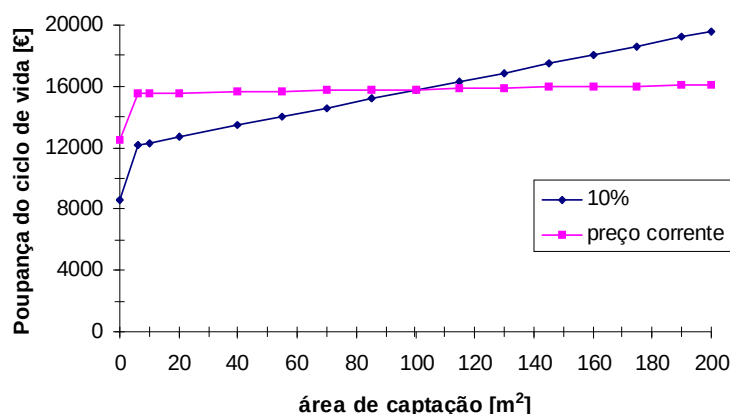


Figura 5.13: Poupanças do ciclo de vida do sistema aplicado à piscina com aumento de 10% no preço do gás natural. 50% da electricidade vendida à rede.

O sistema apresenta poupanças menores para pequenas áreas, mas revela um crescimento mais acentuado de forma que, com áreas maiores as poupanças são mais elevadas. Assim, um aumento do preço do gás justificará áreas de captação mais elevadas, mesmo para o caso das piscinas.

O outro indicador económico analisado foi o tempo de amortização. Para determi-

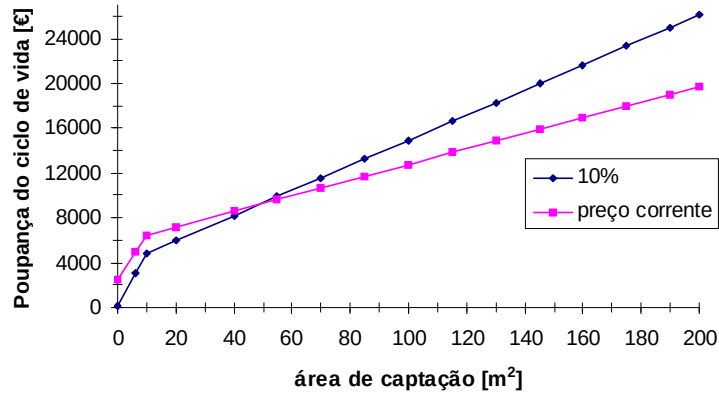


Figura 5.14: Poupanças do ciclo de vida do sistema aplicado ao edifício de serviços com aumento de 10% no preço do gás natural. 50% da electricidade vendida à rede.

nar este período de amortização, o investimento inicial tem de igualar as poupanças ao longo dos anos expressas no valor presente (equação 5.15 [37]).

$$Inv = Poup \frac{1}{j - \inf} \left[1 - \left(\frac{1 + \inf}{1 + j} \right)^a \right] \quad (5.15)$$

As poupanças anuais do sistema de micro-cogeração (equação 5.16), face ao sistema convencional, são os custos da energia eléctrica adquirida à rede no sistema convencional, e as poupanças de energia resultantes dos colectores solares híbridos. Esta poupança resulta do cálculo da fracção solar média ao longo de um ano. Assim, considerando que 50% da electricidade é vendida à rede, tem-se para a piscina:

$$Poup = 0,0605 * 3 * n_{horas} + 0,1 * 3 * n_{horas} + \left[\frac{110}{0,9} - \frac{118,9}{0,9} (1 - \overline{f_{solar}}) \right] * 0,0323 * n_{horas} \quad (5.16)$$

e para o edifício de serviços:

$$Poup = 0,0706 * 3 * n_{horas} + 0,1124 * 3 * n_{horas} + \left[\frac{110}{0,9} - \frac{118,9}{0,9} (1 - \overline{f_{solar}}) \right] * 0,0379 * n_{horas} \quad (5.17)$$

Para a área de 200 m² obteve-se um período de amortização de 12,4 anos para 24 horas/dia de funcionamento e de 11,8 anos para 12 horas/dia de funcionamento (ver tabela 5.8). Se considerarmos uma área de 10 m² no caso do funcionamento 24 horas/dia obtemos um período de amortização de 6,9 anos - valor mais reduzido. O tempo de amortização reduz-se com a redução da área.

A análise económica efectuada considerou a aplicação de capitais próprios do investidor/promotor em causa. Note-se que os indicadores económicos para o sistema podem melhorar significativamente se se considerar a hipótese de acesso aos esquemas de crédito disponíveis para sistemas de energias renováveis. Para o programa de incentivos MAPE, [146], por exemplo, é possível a empresas ou instituições de utilidade pública candidatarem-se a um incentivo financeiro que poderá chegar a 40% do investimento (até um máximo de 1,5 milhões de euros), dos quais metade são a fundo perdido. Tal tornará o sistema de micro-cogeração aqui apresentado ainda mais atractivo do ponto de vista financeiro.

O sistema apresentado pode vir a apresentar melhores resultados económicos no futuro, com a disseminação do colector e da micro-turbina, baixando os custos de investimento inicial. Com a tendência actual da subida dos preços do petróleo (e derivados), é natural que sistemas de micro-cogeração assistidos com energia solar venham a ser mais populares, levando ao aperfeiçoamento da tecnologia e ao abaixamento dos custos de produção dos componentes, tornando-os ainda mais interessantes do ponto de vista estritamente económico.

Tabela 5.8: Período de amortização para diversas áreas de captação. Inflação e taxa de juro segundo o Banco de Portugal, [147].

	A= 10 m ²		A= 50 m ²		A= 100 m ²		A= 150 m ²		A= 200 m ²	
	24 h/dia	12 h/dia	24 h/dia	12 h/dia	24 h/dia	12 h/dia	24 h/dia	12 h/dia	24 h/dia	12 h/dia
$\overline{f_{solar}}$ [%]	1,18	2,05	3,81	7,47	7,07	14,06	10,32	20,42	13,58	27,15
Inv [€]	13.254	13.254	27.254	27.254	44.754	44.754	62.254	62.254	79.754	79.754
Poup [€/ano]	1.936,3	1.279,4	2.901,5	2.469,0	4.097,9	3.915,4	5.290,6	5.311,3	6.487,0	6.788,4
j [%]	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2
inf [%]	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
a [anos]	6,9	10,4	9,5	11,1	11,0	11,5	11,8	11,8	12,4	11,8
PCV (15 anos) [€]	15.525	6.445	15.647	9.244	15.800	12.743	15.953	16.241	16.106	19.880

5.5 Impacto ambiental do sistema

Para avaliar o impacto ambiental do sistema, calcularam-se as quantidades de CO₂ emitidas pelo sistema, em comparação com as emitidas pelo sistema convencional. A emissão específica de dióxido de carbono utilizando o gás natural como combustível, sem considerar o rendimento da caldeira, é de 1891 g CO₂/m³, [148]. A figura 5.15 apresenta a emissão de CO₂ evitada com o sistema de cogeração solar face ao sistema convencional para a piscina e edifício de serviços. O sistema convencional emite CO₂ pela queima de gás natural na caldeira para produzir os 110 kW, mais a emissão resultante dos 6 kW de electricidade. Para estes, considerou-se que 75% da electricidade é proveniente de centrais térmicas a fuel com rendimento global de 30%, sendo os restantes 25% provenientes de hidroelectricidade (não poluente).

As emissões de CO₂ evitadas são sempre positivas, o que indica que o sistema é ambientalmente interessante, mesmo para uma área nula de colectores solares.

Para uma área de 6 m² evita-se a emissão de 23,2 ton de CO₂ por ano, considerando o funcionamento de 24 horas por dia, 358 dias por ano.

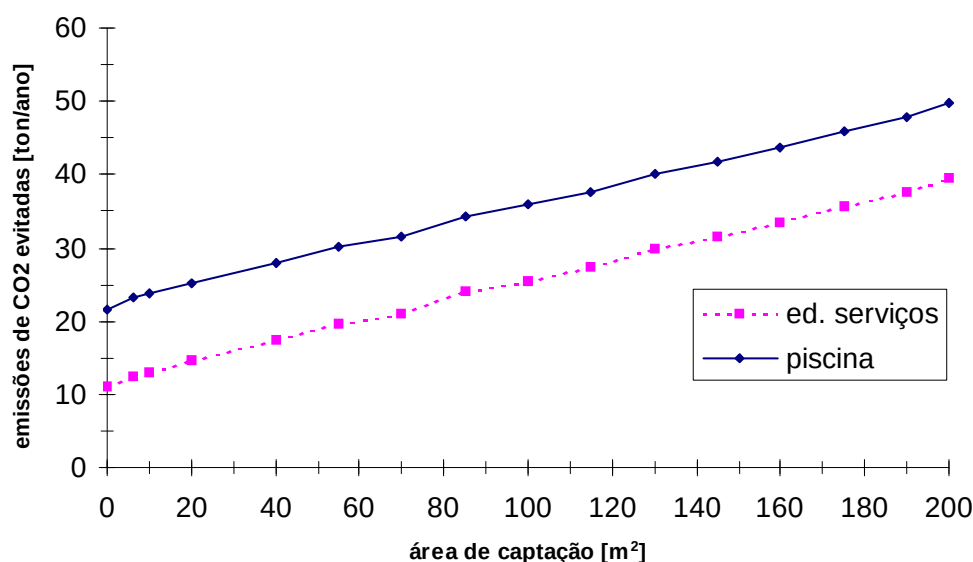


Figura 5.15: Emissão de CO₂ evitada com o sistema de cogeração solar face ao sistema convencional.

Capítulo 6

Conclusões

Neste capítulo resumem-se as principais conclusões do trabalho desenvolvido, sendo ainda sugeridos possíveis trabalhos a efectuar na sua sequência.

6.1 Resumo do trabalho e principais conclusões

A ideia base deste trabalho, foi avaliar o comportamento de colectores solares com tubos de calor, e a sua possível aplicação em ciclos de micro-cogeração. Um dos colectores, o colector com tubos de calor circulares, apresenta a particularidade de ser híbrido. Trata-se dum conceito novo: o colector recebe energia solar e energia proveniente de gases de combustão que circulam por baixo da placa colectora. A integração dos gases de combustão permite aproveitar a energia residual das caldeiras a gás, bem como apresenta a vantagem de auxiliar o colector em períodos de baixa radiação solar.

Foram desenvolvidos modelos matemáticos e numéricos baseados em balanços térmicos e modelos de redes neuronais. Os modelos neuronais foram desenvolvidos para resolver problemas de convergência existentes nos modelos baseados em balanços, que ocorriam para algumas condições de funcionamento.

Para o colector com tubos de calor circulares, foi implementado um modelo que simula a condução de calor na placa colectora pelo método das diferenças finitas. No colector com tubos de calor em placa considerou-se que a placa está a uma temperatura

constante, simplificando assim o modelo.

A transferência de calor nos condensadores dos colectores foi simulada com recurso a um programa computacional: Fluent. Em ambos os casos, o regime de escoamento é laminar. No caso do colector com tubos de calor circulares, a geometria do condensador é um canal rectangular curvo aquecido na face convexa, sendo a convecção forçada dominante. Saliente-se que não existe na literatura informação para cálculo de coeficientes de transferência de calor nestas condições e geometria. O escoamento em secções curvas depende do número de Dean, desenvolvendo-se pares de vórtices. Para o caudal nominal obtiveram-se 2 pares de vórtices. Com vista à obtenção duma correlação numérica, foi simulado o escoamento para diversos números de Dean. O número de Nusselt aumenta com o caudal, ao passo que para uma secção recta é constante. O número de Nusselt apresentou valores até 15 vezes superiores aos da secção recta. Este aumento é atribuído a dois mecanismos: ao aparecimento de vórtices de Dean induzidos pelo escoamento secundário, e ao facto de na secção recta se considerar que o escoamento está termicamente desenvolvido. O regime de escoamento caracteriza-se por um par vórtices para números de Dean até 131. Para números de Dean superiores a 237 apareceram três pares de vórtices. Para números de Dean superiores a 1077 o regime de escoamento é idêntico, sendo por consequência a variação do número de Nusselt pequena. Para o caso do colector com tubos de calor em placa, a geometria do condensador é um canal de secção rectangular inclinado com aquecimento na face de cima. Neste caso é dominante a convecção natural, dada a baixa velocidade da água, situação ainda não tratada na literatura da especialidade. Simulou-se o escoamento para vários números de Rayleigh, usando-se o diâmetro hidráulico como dimensão característica. Obteve-se um Número de Nusselt superior ao das correlações disponíveis para convecção exclusivamente natural.

Em relação aos colectores, considerando a utilização de vidro duplo, com coeficiente de absorção da placa de 0,96, e desprezando-se a resistência de contacto entre o tubo de calor e o tubo de cobre e considerando a ligação do tubo de cobre ao canal da água perfeito, o colector com tubos de calor circulares apresentou um rendimento óptico de 78 % e um coeficiente de perdas de $2,5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$. Para o funcionamento em regime

híbrido, com gases a circularem a 3 m/s à temperatura de entrada de 300°C, o colector apresentou um rendimento óptico de 91 % e um coeficiente de perdas de 3,0 W/(m²K). O colector com tubos de calor em placa apresentou um rendimento óptico de 81,5 % e um coeficiente de perdas de 7,4 W/(m²K). De referir que este colector apresenta revestimento não selectivo. Este comportamento pode ser melhorado, introduzindo separadores no condensador, o que foi avaliado. Comparando os dois colectores, espera-se que o colector com tubos de calor circulares apresente um melhor comportamento, sobretudo para aplicação a sistemas de micro-cogeração, para além de ter um custo de produção inferior.

Comparando os colectores em estudo com os colectores planos existentes no mercado, verificou-se que os colectores apresentados têm coeficientes de perdas inferiores aos existentes. O coeficiente de perdas para colectores planos não selectivos apresenta valores entre 7,5 a 8,5 W/(m²K), enquanto colectores planos selectivos apresentam valores entre 4,5 a 6,5 W/(m²K). Os novos colectores têm, por isso, rendimentos mais elevados.

Os modelos de redes neuronais artificiais foram treinados com resultados provenientes dos modelos baseados em balanços térmicos. Foram implementados dois tipos de arquitectura: perceptrão multicamada (MLP - Multi-Layer Perceptron) e redes de funções de base radial (RBF - Radial Basis functions). O colector com tubos de calor em placa apresentou o melhor resultado com as redes de funções de base radial com 139 funções, conseguindo-se um coeficiente de determinação entre rendimento observado e simulado de 0,97. No caso do colector com tubos de calor circulares, os modelos de perceptrão multicamada apresentaram melhores resultados. Conseguiu-se um coeficiente de determinação de 1,0, e de 0,97 para o colector em regime híbrido.

Na análise experimental, o colector com tubos de calor circulares apresentou um rendimento óptico de 27 % e um coeficiente de perdas de 3,18 W/(m²K), para o caso de funcionamento sem gases de combustão, e um rendimento óptico de 32 % e um coeficiente de perdas de 4,8 W/(m²K) para regime híbrido. Estes resultados coincidem com os resultados numéricos, quando nos modelos usamos as propriedades reais do vidro (transmissividade de 0,49), da placa colectora (emissividade e coeficiente

de absorção de 0,95) e considerando que a ligação do tubo de cobre ao canal de água é feita por 2,5 mm duma pasta com a condutibilidade de 0,73 W/(mK) e ainda que a resistência de contacto entre o tubo de calor e o tubo de cobre é de 0,012 W/°C.

O colector com tubos de calor em placa apresentou nos ensaios experimentais um rendimento óptico de 64 %, coeficiente de perdas de 5,6 W/(m²K) e uma constante de tempo de 6min e 50s. Comparando estes resultados com os resultados numéricos, verificou-se que os resultados teóricos apresentaram um rendimento superior aos resultados experimentais. O desvio é mais significativo para baixos valores de $\frac{T_{fm}-T_a}{I}$. Como possíveis causas para essa discordância apontam-se o comportamento não ideal do tubo de calor e as perdas térmicas na ligação da placa à estrutura do colector que não são contabilizadas no modelo teórico.

Para ambos os colectores foi efectuada uma análise da incerteza separando as duas componentes, aleatória e sistemática, e calculou-se a incerteza da regressão quando as variáveis apresentam incertezas sistemáticas, aleatórias e sistemáticas correlacionadas. Conclui-se que a incerteza da curva de rendimento é maior para pequenos valores de $\frac{T_{fm}-T_a}{I}$.

Foi estudada a aplicação do colector solar híbrido com tubos de calor circulares a um sistema de micro-cogeração. O sistema produz 6 kW de electricidade e 110 kW de energia térmica. Dos vários fluidos considerados, o que apresentou melhor desempenho no ciclo foi o metanol, obtendo-se um rendimento eléctrico de 5%. Como possíveis aplicações estudou-se o caso duma piscina pública (funcionamento considerado de 24 horas por dia) e o caso de um edifício de serviços (funcionamento considerado de 12 horas por dia).

Os cálculos económicos mostraram que a micro-cogeração sem apoio solar (colectores solares híbridos) pode ser ou não economicamente interessante. Nesse caso, só se revela interessante quando 50% da electricidade obtida é vendida à rede eléctrica. A adição de colectores solares híbridos mostrou-se rentável mesmo para pequenas áreas colectora, na generalidade das aplicações e condições consideradas. A alternativa de venda à rede eléctrica também neste caso se mostrou favorável. Conclui-se que o impacto do aumento da área colectora é maior no caso do edifício de serviços. No caso

da piscina, as poupanças do ciclo de vida aumentam mais ligeiramente com o aumento da área de captação. A escolha de uma área aconselhável, tendo em conta o indicador poupanças do ciclo de vida, corresponderá a uma área elevada em ambos os casos (da ordem dos 200 m²), embora no caso da piscina, tendo em conta os investimentos mais elevados para áreas de captação elevadas, pareça mais justificável uma área baixa (10 ou 20 m², no máximo).

Encontraram-se tempos de amortização entre 6,9 e 12,4 anos, que são menores para menores valores da área de captação.

O sistema apresentado pode apresentar ainda melhores resultados económicos no futuro com a disseminação do colector e da micro-turbina, sendo possível o abaixamento do custo de investimento inicial.

O sistema aplicado à piscina pode evitar a emissões entre 23,2 e 53,5 ton de CO₂ por ano, considerando uma área de captação entre 6 e 200 m². Concluiu-se que é ambientalmente viável mesmo para uma área nula de colectores solares, ou seja, simplesmente pela adopção de uma estratégia de geração descentralizada de electricidade. O aumento da área de captação solar traduz-se num aumento sensivelmente da poupança de emissões de CO₂.

6.2 Perspectivas de trabalhos futuros

O trabalho apresentado dividiu-se em diversas áreas específicas, algumas das quais podem ser aprofundadas. Assim, trabalhos futuros poderão debruçar-se sobre o estudo experimental do escoamento no canal rectangular curvo e determinar, por visualização, para que números de Dean ocorre a transição do regime laminar para o regime turbulento.

O protótipo do colector solar com tubos de calor circulares necessita de alguns aperfeiçoamentos, nomeadamente um desenho do condensador mais eficiente, de formar a minimizar a resistência térmica entre o tubo de calor e o fluido de arrefecimento. A utilização de um vidro com transmissividade mais elevada, melhora também o comportamento do colector como se verificou nas simulações.

O condensador do colector solar com tubos de calor em placa pode também ser melhorado através da utilização de separadores, tal como foi quantificado numericamente.

Os colectores podem ser melhorados tendo em vista aplicações a ciclos / fluidos funcionando a temperaturas de alimentação mais elevadas, o que permite aumentar o rendimento eléctrico. Nesse sentido, é necessário recorrer a lentes concentradoras ou ao vácuo. O vácuo é habitualmente realizado em tubos de vidro. Tem havido algum esforço para implementar vácuo em colectores planos, embora com poucos resultados práticos, devido à dificuldade em manter a baixa pressão.

Por outro lado, é necessário uma quantificação experimental do sistema de micro-cogeração, em condições reais de funcionamento. Tal exige a implementação de uma instalação experimental onde se poderão ensaiar os diversos fluidos e a micro-turbina.

Para avaliar correctamente o desempenho do sistema de micro-cogeração será necessário fazer uma simulação detalhada do edifício e interagir o comportamento do sistema com o edifício.

Será interessante fazer uma comparação entre o sistema de micro-cogeração híbrido e sistemas de produção de energia descentralizados tais como sistemas fotovoltaicos e sistemas que usem pilhas combustíveis.

Referências

- [1] Resolução Do Conselho de Ministros N° 154/2001, Eficiência Energética e Energias Endógenas, 2001, Diário da República n.º 243, I-B Série.
- [2] Direcção Geral de Energia, *Energia Portugal 2001*, 2002.
- [3] A. C. Oliveira, C. Afonso, J. Matos, S. Riffat, M. Nguyen, and P. Doherty, A Combined Heat and Power System for Buildings Driven by Solar Energy and Gas, *Applied Thermal Engineering* **22**, 587–593 (2002).
- [4] M. Collares-Pereira, *Energias Renováveis, a Opção Inadiável*, Sociedade Portuguesa de Energia Solar, Lisboa, 2000.
- [5] ADENE/DGE/INETI, Água Quente Solar Para Portugal, Novembro 2001.
- [6] A. Rabl, *Active Solar Collectors and Their Applications*, Oxford University Press, New York, 1985.
- [7] D. Mehl, P. Dussinger, and K. Grubb, Use Vapor Chambers for Thermal Management, in *National Electronic Packaging and Production Conference - Proceedings of the Technical Program (West and East)*, volume 3, pages 1358–1366, 1999.
- [8] E. Mathioulakis and V. Belessiotis, A New Heat-Pipe Solar Domestic Hot Water System, *Solar Energy* **72**(1), 13–20 (2002).
- [9] G. P. Peterson, *An Introduction to Heat Pipes, Modeling, Testing, and Applications*, John Wiley & Sons, Inc., 1994.

- [10] P. D. Dunn and D. A. Reay, *Heat Pipes*, Pergamon, fourth edition, 1993.
- [11] S. W. Chi, *Heat Pipe Theory and Practice*, Hemisphere, 1976.
- [12] K. B. Narayana, Vapor Flow Characteristics of Slender Cylindrical Heat Pipes - a Numerical Approach, *Numerical Heat Transfer* **10**, 79–93 (1986).
- [13] A. R. Rohani and C. L. Tien, Analysis of the Effects of Vapour Pressure Drop on Heat Pipe Performance, *International Journal of Heat and Mass Transfer* **17**, 61–67 (1974).
- [14] K. A. R. Ismail and M. A. Zanardi, A Steady-State Model for Heat Pipes of Circular or Rectangular Cross-Sections, *Applied Thermal Engineering* **16**(8/9), 753–767 (1996).
- [15] K. Vafai and C. L. Tien, Boundary and Inertia Effects on Flow and Heat Transfer in Porous Media, *International Journal of Heat and Mass Transfer* **24**, 195–203 (1980).
- [16] J. Tournier and M. S. El-Fenk, A Heat Pipe Transient Analysis Model, *International Journal of Heat and Mass Transfer* **37**, 753–762 (1994).
- [17] A. E. Scheidegger, *The Physics of Flow Through Porous Media*, University of Toronto Press, 3rd edition, 1974.
- [18] P. Cheng, *Advances in Heat Transfer (Edited by T. F. Irvine, Jr. and J. P. Hartnett)*, volume 14, chapter Heat Transfer in Geothermal Systems, pages 1–105, Academic Press, New York, 1978.
- [19] M. S. E.-G. L. Huang and J.-M. Tournier, Transient Performance of an Inclined Water Heat Pipe with a Screen Wick, in *Heat Pipes and Capillary Pumped Loops ASME National Heat Transfer Conference*, edited by A. J. J. A. Faghri and T. Mahefkey, volume 236, pages 87–92, Atlanta GA, August 1993.

- [20] N. Zhu and K. Vafai, Analysis of Cylindrical Heat Pipes Incorporating the Effects of Liquid-Vapor Coupling and Non-Darcian Transport - a Closed Form Solution, *International Journal of Heat and Mass Transfer* **42**, 3405–3418 (1999).
- [21] L. Huang and M. S. El-Genk, Experimental Investigation of Transient Operation of Water Heat Pipe, in *Proceedings of 10th Symposium on Space Nuclear Power and Propulsion*, pages 365–374, Albuquerque, NM, 1993.
- [22] N. Susheela and M. K. Sharp, Heat Pipe Augmented Passive Solar System for Heating of Buildings, *Journal of Energy Engineering* **127**(1), 18–36 (April 2001).
- [23] T. Y. Bong, K. C. Ng, and H. Bao, Thermal Performance of Flat-Plate Heat-Pipe Collector Array, *Solar Energy* **50**(6), 491–498 (1993).
- [24] W. B. Bienert and D. A. Wolf, Heat Pipes in Flat Plate Solar Collectors, ASME paper 76-WA/Sol-12 (1976).
- [25] J. W. Ramsey, B. P. Gupta, and G. R. Knowles, Experimental Evaluation of a Cylindrical Parabolic Solar Collector, ASME paper 76-WA/HT-13 (1976).
- [26] U. Ortabasi and F. P. Fehlner, Cusp Mirror-Heat Pipe Evacuated Tubular Solar Thermal Collector, *Solar Energy* **24**, 477–489 (1980).
- [27] H. F. W. de Vries, W. Kamminga, and J. C. Francken, Fluid Circulation Control in Conventional and Heat Pipe Planar Solar Collectors, *Solar Energy* **24**, 209–213 (1980).
- [28] A. Dumas and F. Draghetti, Theoretical and Experimental Analysis of Two Passive Cooling Systems for the Cells with Concentration, in *Proc. Solar World Forum*, pages 2908–2912, Brighton, U.K., August 1981.
- [29] M. Akyurt, Development of Heat Pipes for Solar Water Heaters, *Solar Energy* **32**(5), 625–631 (1984).

- [30] J. R. Hull, Analysis of Heat Transfer Factors for a Heat-Pipe Absorber Array Connected to a Common Manifold, *Journal Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME* **108**(1), 11–16 (1986).
- [31] M. Akyurt, AWSWAH - The Heat-Pipe Solar Water Heater, *J. Engng Appl. Sci.* **3**(1-2), 23–28 (1986).
- [32] D. R. Adkins, Design Considerations for Heat-Pipe Solar Receivers, *Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME* **112**, 169–176 (August 1990).
- [33] D. W. Lu and H. G. Fen, Experimental Study on the Performance of the Gravity-Assisted Heat-Pipe Flat-Plate Solar Collector, *Int. J. Solar Energy* **3**, 1–11 (1984).
- [34] E. Nasr and E. Hagggar, Analysis of Wickless Solar Collector in Cairo, *Renewable Energy* **5**, 341–344 (1995).
- [35] M. Hammad, Experimental Study of the Performance of a Solar Collector Cooled by Heat Pipes, *Renewable Energy J.* **6**(1), 11–15 (1994).
- [36] K. A. R. Ismail and M. M. Abogderah, Performance of a Heat Pipe Solar Collector, *Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME* **120**, 51–59 (February 1998).
- [37] J. A. Duffie and W. A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, John Wiley & Sons, Inc., second edition, 1991.
- [38] N. Ghaddar and Y. Nasr, Experimental Study of Refrigerant Charged Solar Collector, *International Journal of Energy Research* **22**, 625–638 (1998).
- [39] F. Aghbalou, A. Touzani, and M. Mada, A Parabolic Solar Collector Heat-Pipe Heat Exchanger Reactor Assembly For Cyclohexane’s Dehydrogenation: A Simulation Study, *Renewable Energy* **14**(1-4), 61–67 (1998).

- [40] H. M. S. Hussein, M. A. Mohamad, and A. S. El-Asfour, Optimization of Wickless Heat Pipe Flat Plate Solar Collector, *Energy Conversion & Management* **40**, 1949–1961 (1999).
- [41] W. M. Lima and A. J. Palangana, Flat Plate Solar Collector with Heat Pipes and Selective Surfaces, *Latin American Applied Research* **30**(3), 249–251 (Jul 2000).
- [42] <http://www.thermomax-group.com>.
- [43] J. Ribot and R. D. McConnell, Testing and Analysis of a Heat Pipe Solar Collector, *Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME* **105**, 440–445 (1983).
- [44] S. B. Riffat, Hybrid-CHP - An Hybrid Combined Heat and Power System, Technical report, EU Research Contract n° ENK5-CT-2000-0080, 2003.
- [45] H. C. Hottel and B. S. Woertz, The Performance of Flat-Plate Solar-Heat Collectors, *Trans. ASME* **64**(91), 91–104 (1942).
- [46] S. A. Klein, Calculation of Flat-Plate Loss Coefficients, *Solar Energy* **17**(79), 79–85 (1975).
- [47] A. Whillier, *Design Factors Influencing Solar Collectors Performance*, chapter 3, Low Temperature Applications of solar Energy, ASHRAE, New York, 1967.
- [48] R. S. R. Gorla, Finite Element Analysis of a Flat Plate Solar Collector, *Finite Elements Analysis and Design* **24**, 283–290 (1997).
- [49] C. I. Ezekwe, Thermal Performance of Heat Pipe Solar Energy Systems, *Solar & Wind Technology* **7**(4), 349–354 (1990).
- [50] H. C. Hottel and W. Whillier, Evaluation of Flat Plate Solar Collector Performance, in *Trans. Conf. Use of Solar Energy Thermal Processes*, Tuscon AZ, 1955.

- [51] R. W. Bliss, The Derivation of Several "plate Efficiency Factors" Useful in the Design of Flat Plate Solar Heat Collector, *Solar Energy* **3**, 55–64 (1959).
- [52] M. D. Greenberg, *Advanced Engineering Mathematics*, Prentice-Hall, Inc, New Jersey, second edition, 1998.
- [53] M. N. Özişik, *Transferência de Calor Um Texto Básico*, Editora Guanabara Koogan S.A., Rio de Janeiro, 1990.
- [54] M. R. Valença, *Métodos Numéricos*, Livraria do Minho, Braga, 3^a edition, 1993.
- [55] J. M. Brandemuehl and W. A. Beckman, Transmission of Diffuse Radiation Through CPC and Flat-Plate Collector Glazings, *Solar Energy* **24**(511) (1980).
- [56] K. G. T. Hollands, T. E. Unny, G. D. Raithby, and L. Konicek, Free Convection Heat Transfer Across Inclined Air Layers., *Trans. ASME; J. Heat Transfer* **98**(189) (1976).
- [57] E. M. Sparrow, J. W. Ramsey, and E. A. Mass, Effect of Finite Width on Heat Transfer and Fluid Flow About an Inclined Rectangular Plate, *Trans. ASME, J. Heat Transfer* **101**(2) (1979).
- [58] F. W. Dittus and L. M. K. Boelter, Univ. Calif, Berkeley, *Publ. Eng.* **2**(443) (1930).
- [59] K. C. Cheng and M. Akiyama, Laminar Forced Convection Heat Transfer in Curved Rectangular Channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer* **13**, 471–490 (1970).
- [60] Y. Mori, Y. Uchida, and T. Ukon, Forced Convective Heat Transfer in a Curved Channel with a Square Cross Section, *International Journal of Heat and Mass Transfer* **14**, 1787–1805 (1971).
- [61] K. C. Cheng, R. C. Lin, and J. W. Ou, Graetz Problem in Curved Square Channels, *Journal of Heat Transfer* **97**, 244–248 (1975).

- [62] G. J. Hwang and C.-H. Chao, Forced Laminar Convection in a Curved Isothermal Square Duct, *Journal of Heat Transfer - Transactions of the ASME* **113**, 48–55 (February 1991).
- [63] W. R. Dean, Note on the Motion of Fluid in a Curved Pipe, *Philosophical Magazine* **4**, 208–223 (1927).
- [64] W. R. Dean, The Stream-Line Motion of Fluid in a Curved Pipe, *Philosophical Magazine* **5**, 673–695 (1928).
- [65] M. D. Su and R. Friedrich, Numerical Simulation of Fully Developed Flow in a Curved Duct of Rectangular Cross-Section, *International Journal of Heat and Mass Transfer* **37**(8), 1257–1268 (1994).
- [66] T. W. Gyves and T. F. I. Jr., Laminar Conjugated Forced Convection Heat Transfer in Curved Rectangular Channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer* **43**, 3953–3964 (2000).
- [67] S. Yanase, Y. Kaga, and R. Daikai, Laminar Flows Through a Curved Rectangular Duct over a Wide Range of the Aspect Ratio, *Fluid Dynamics Research* **31**, 151–183 (2002).
- [68] K. H. Winters, A Bifurcation Study of Laminar Flow in a Curved Tube of Rectangular Cross-Section, *Journal of Fluid Mechanics* **180**, 343–369 (1987).
- [69] H. Bippes and H. Görtler, Dreidimensionale Störungen in der Grenzschicht an Einer Konkaven Wand, *Acta Mech* **14**, 251–267 (1972).
- [70] P. A. J. Mees, K. Nandakumar, and J. H. Masliyah, Instability and Transitions of Flow in a Curved Square Duct: The Development of Two Pairs of Dean Vortices, *Journal of Fluid Mechanics* **314**, 227–246 (1996).
- [71] J. H. Chung and J. M. Hyun, Convective Heat Transfer in the Developing Flow Region of a Square Duct with Strong Curvature, *International Journal of Heat and Mass Transfer* **35**(10), 2537–2550 (1992).

- [72] P. M. Ligrani, S. Choi, A. R. Schallert, and P. Skogerboe, Effects of Dean Vortex Pairs on Surface Heat Transfer in Curved Channel Flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer* **39**(1), 27–37 (1996).
- [73] T. T. Chandratilleke and Nursubyakto, Numerical Prediction of Secondary Flow and Convective Heat Trnasfer in Externally Heated Curved Rectangular Ducts, *International Journal of Thermal Sciences* **42**, 187–198 (2003).
- [74] Fluent Inc., USA, *FLUENT 6.0 User's Guide*, 2001.
- [75] H. K. Versteeg and W. Malalasekera, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics. The Finite Volume Method*, Prentice Hall, 1995.
- [76] R. K. Shah and A. L. London, Laminar Flow Forced Convection in Ducts, in *Supplement 1 to Advances in Heat Transfer*, edited by T. F. Irvine and J. P. Hartnett, New York, 1978, Academic Press.
- [77] S. V. Patankar and D. B. Spalding, A Calculation Procedure for Heat, Mass and Momentum Transfer in Three-Dimensional Parabolic Flows, *International Journal of Heat and Mass Transfer* **15**, 1787 (1972).
- [78] K. Grubb, CFD Modeling of a Therma-BaseTM Heat Sink, in *8th Internatinal Flotherm User Conference*, Las Vegas, USA, May 1999.
- [79] T. Yilmaz and E. Cihan, General Equation for Heat Transfer for Laminar Flow in Ducts of Arbitrary Cross-Sections, *International Journal of Heat and Mass Tansfer* **36**(13), 3265–3270 (1993).
- [80] W. M. Rohsenow, J. P. Hartnett, and Y. I. Cho, *Handbook of Heat Transfer*, McGraw-Hill, third edition, 1998.
- [81] L. F. A. Azevedo and E. M. Sparrow, Natural Convection in Open-Ended Inclined Channels, *ASME Journal of Heat Transfer* **107**, 893–901 (November 1985).

- [82] J. Khedari, P. Yimsamerjit, and J. Hirunlabh, Experimental Investigation of Free Convection in Roof Solar Collector, *Building and Environment* **37**, 455–459 (2002).
- [83] F. M. White, *Fluid Mechanics*, McGraw-Hill, 1999.
- [84] C. G. D. Toit, Calculation of Friction Factors and Nusselt Numbers for Laminar Flow in Rectangular Ducts Using Finite Elements, *Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals* **41**(3-4), 397–407 (March / April 2002).
- [85] E. Wackelgrad, Characterization of Black Nickel Solar Absorber Coatings Electroplated in a Nickel Chlorine Aqueous Solution, *Solar Energy Materials & Solar Cells* **56**, 35–44 (1998).
- [86] S. A. Kalogirou and S. Panteliou, Thermosiphon Solar Domestic Water Heating System: Long-Term Performance Prediction Using Artificial Neural Networks, *Solar Energy* **69**(2), 163–174 (2000).
- [87] M. Sen and K. T. Yang, Section 4.24: Applications of Neural Networks and Genetic Algorithms in Thermal Engineering, in *CRC Handbook of Thermal Engineering*, edited by F. Kreith, pages 620–661, CRC Press, Boca Raton, 2000.
- [88] A. S. Kalogirou, Artificial Neural Networks in Renewable Energy Systems Applications: A Review, *Renewable & Sustainable Energy Reviews* **5**, 373–401 (2001).
- [89] I. Farkas and P. Géczy-Víg, Neural Network Modelling of Flat-Plate Solar Collectors, *Computers and Electronics in Agriculture* **40**, 87–102 (2003).
- [90] J. S. Marques, *Reconhecimento de Padrões Métodos Estatísticos e Neurais*, IST Press, 1999.
- [91] F. M. Ham and I. Kostanic, *Principles of Neurocomputing for Science and Engineering*, Mc-Graw-Hill, New York, 2001.

- [92] C. M. Bishop, *Neural Networks for Pattern Recognition*, Oxford: University Press, Oxford, 1995.
- [93] R. D. Reed and R. J. Marks, *Neural Smithing*, MIT Press, Cambridge, 1999.
- [94] H. C. Yuan, F. L. Xiong, and X. Y. Huai, A Method for Estimating the Number of Hidden Neurons in Feed-Forward Neural Networks Based on Information Entropy, *Computers and Electronics in Agriculture* **40**, 57–64 (2003).
- [95] StatSoft, Inc, *User Manual STATISTICA (Data Analysis Software System)*, Version 6, 2001, www.statsoft.com.
- [96] A. Pacheco-Vega, M. Sen, K. T. Yang, and R. L. McClain, Neural Network Analysis of Fin-Tube Refrigerating Heat Exchanger with Limited Experimental Data, *International Journal of Heat and Mass Transfer* **44**, 763–770 (2001).
- [97] Y. Keymmoku, S. Orita, S. Nakagawa, and T. Sakakibara, Daily Insolation Forecasting Using a Multi-Stage Neural Network, *Solar Energy* **66**(3), 193–199 (1999).
- [98] J. C. Principe, N. R. Euliano, and W. C. Lefebvre, *Neural and Adaptive Systems: Fundamentals through simulations*, John Wiley & Sons, Inc, New York, 1999.
- [99] S. Haykin, *Neural Network: A Comprehensive Foundation*, Prentice-Hall, Inc, New Jersey, second edition, 1999.
- [100] M. Mohandes, A. Balghonaim, M. Kassas, S. Rehman, and T. O. Halawani, Use of Radial Basis Functions for Estimating Monthly Mean Daily Solar Radiation, *Solar Energy* **68**(2), 161–168 (2000).
- [101] H. Bechtler, M. W. Browne, P. K. Bansal, and V. Kecman, New Approach to Dynamic Modelling of Vapour-Compression Liquid Chillers: Artificial Neural Networks, *Applied Thermal Engineering* **21**, 941–953 (2001).

- [102] A. Sfetsos and A. H. Coonick, Univariate and Multivariate Forecasting of Hourly Solar Radiation with Artificial Intelligence Techniques, *Solar Energy* **68**(2), 169–178 (2000).
- [103] J. E. Hurtado, Analysis of One-Dimensional Stochastic Finite Elements Using Neural Networks, *Probabilistic Engineering Mechanics* **17**, 35–44 (2002).
- [104] M. Y. Rafiq, G. Bugmann, and D. J. Easterbrook, Neural Network Design for Engineering Applications, *Computers and Structures* **79**, 1541–1552 (2001).
- [105] *Colectores Solares, Determinação da Curva de Rendimento Instantâneo, NP-1802*, Jun 1985.
- [106] V. Sabatelli, D. Marano, G. Braccio, and V. K. Sharma, Efficiency Test of Solar Collectors: Uncertainty in the Estimation of Regression Parameters and Sensitivity Analysis, *Energy Conversion and Management* **43**, 2287–2295 (2002).
- [107] E. Mathioulakis, K. Voropoulos, and V. Belessiotis, Assessment of Uncertainty in Solar Collector Modelling and Testing, *Solar Energy* **66**(5), 337–347 (1999).
- [108] W. Press, S. A. Teukolsky, and B. P. Flannery, *Numerical Recipes*, Cambridge University Press, Oxford, 2nd edition, 1996.
- [109] B. Bouges, A. Rabl, B. Leide, M. J. Carvalho, and M. Collares-Pereira, Accuracy of the European Solar Water Heater Test Procedure. Part 1: Measurement Errors and Parameter Estimates, *Solar Energy* **47**(1), 1–16 (1991).
- [110] B. Bouges, A. Rabl, B. Leide, M. J. Carvalho, and M. Collares-Pereira, Accuracy of the European Solar Water Heater Test Procedure. Part 2: Prediction of Long-Term Performance, *Solar Energy* **47**(1), 17–25 (1991).
- [111] D. Proctor, A Generalized Method for Testing All Classes of Solar Collector - I: Attainable Accuracy, *Solar Energy* **32**(3), 377–386 (1984).

- [112] D. Proctor, A Generalized Method for Testing All Classes of Solar Collector - II: Evaluation of Collector Thermal Constants, *Solar Energy* **32**(3), 387–394 (1984).
- [113] D. Proctor, A Generalized Method for Testing All Classes of Solar Collector - III: Linearized Efficiency Equations, *Solar Energy* **32**(3), 395–399 (1984).
- [114] W. H. Coleman and W. G. Steele, *Experimentation and Uncertainty Analysis for Engineers*, John Wiley, New York, second edition, 1999.
- [115] G. A. F. Seber, *Linear Regression Analysis*, Wiley, New York, 1977.
- [116] K. K. Brown, H. W. Coleman, and W. G. Steele, A Methodology for Determining Experimental Uncertainties in Regressions, *Journal of Fluids Engineering* **120**(3), 445–456 (September 1998).
- [117] J. M. S. Lizarraga, *Cogeneracion, Aspectos Termodinámicos, Tecnológicos Y Económicos*, Servicio Editorial Universidad del Pais Vasco, Bilbao, 3 edition, 1999.
- [118] <http://www.freepower.co.uk>.
- [119] <http://www.baxitech.co.uk>.
- [120] D. Mills, Advances in Solar Thermal Electricity Technology, *Solar Energy* **76**, 19–31 (2004).
- [121] A. Pifre, A Solar Printing Press, *Nature* **21**, 503–504 (1882).
- [122] J. Ericsson, The Sun Motor, *Nature* **38**, 321 (1888).
- [123] A. Eneas, U.S. Pat. 670, 1901, 917.
- [124] F. Shuman, The Most Rational Source of Energy: Tapping the Sun’s Radiant Energy Directly, *Sci. Am.* **109**, 350 (1913).

- [125] G. Francia, Un Nouveau Collecteur de L'énergie Rayonnant Solaire: Theorie et Verifications Experimentales, in *United Nations Conference on New Sources of Energy*, pages 554–588, Rome, 1961.
- [126] G. Francia, Pilot Plants of Solar Steam Generation Systems, *Solar Energy* **12**, 51–64 (1968).
- [127] K. Koai, N. Lior, and H. Yeh, Performance Analysis of a Solar-Powered / Fuel-Assisted Rankine Cycle with a Novel 30 hp Turbine, *Solar Energy* **32**(6), 753–764 (1984).
- [128] L. C. Spencer, A Comprehensive Review of Small Solar-Powered Heat Engines: Part I. A History of Solar-Powered Devices Up to 1950, *Solar Energy* **43**(4), 191–196 (1989).
- [129] L. C. Spencer, A Comprehensive Review of Small Solar-Powered Heat Engines: Part II. Research Since 1950 - "Conventional"Engines Up to 100 kW, *Solar Energy* **43**(4), 197–210 (1989).
- [130] L. C. Spencer, A Comprehensive Review of Small Solar-Powered Heat Engines: Part II. Research Since 1950 - "Unconventional"Engines Up to 100kW, *Solar Energy* **43**(4), 211–225 (1989).
- [131] A. F. M. A. Ali, M. O. Nazer, and A. A. Rahman, Heat Transfer and Hydrodynamic Analysis of an Energy Colection System in a Solar Rankine Engine, *ASHRAE Transactions* **98**(Part1), 542–550 (1992).
- [132] T. Nguyen, P. Johnson, A. Akbarzadeh, K. Gibson, and M. Mochizuki, Design, Manufacture and Testing of a Closed Cycle Thermosyphon Rankine Engine, *Heat Recovery Systems & CHP* **15**(4), 333–346 (1995).
- [133] F. G. Best and S. B. Riffat, Miniature Combined Heat and Power System, *Renewable Energy* **6**(1), 49–51 (1995).

- [134] J. L. Wolpert and S. B. Riffat, Solar-Powered Rankine System for Domestic Applications, *Applied Thermal Engineering* **16**(4), 281–289 (1996).
- [135] D. Y. Goswami and F. Xu, Analysis of a New Thermodynamic Cycle for Combined Power and Cooling Using Low and Mid Temperature Solar Collectors, *Journal of Solar Energy Engineering* **121**, 91–97 (May 1999).
- [136] T. Yamamoto, T. Furuhashi, N. Arai, and K. Mori, Design and Testing of the Organic Rankine Cycle, *Energy* **26**, 239–251 (2001).
- [137] V. M. Nguyen, P. S. Doherty, and S. B. Riffat, Development of a Prototype Low-Temperature Rankine Cycle Electricity Generation System, *Applied Thermal Engineering* **21**, 169–181 (2001).
- [138] A. Kribus, Thermal Integral Micro-Generation System for Solar and Conventional Use, *Journal of Solar Energy Engineering* **124**, 189–197 (May 2002).
- [139] L.-C. Valdès, Competitive Solar Heat Engines, *Renewable Energy* **29**, 1825–1842 (2004).
- [140] Office of Industrial Technologies, Energy Efficiency and Renewable Energy, Washington, *Use Feedwater Economizers for Waste Heat Recovery*, March 2002.
- [141] American Society of Heating, Refrigeration, and Air Conditioning Engineers, New York, *ASHRAE Standard 93-77, Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors*, 1977.
- [142] INMG/LNEC, Dados Climáticos Para Estudos Em Edifícios. Doc 2 - Ano Climático de Referência, 1988, Lisboa.
- [143] *Decreto-Lei n.º 68/2002 de 25 de Março*.
- [144] A. C. Oliveira, *An Integrated Hybrid Solar / Gas System for Buildings, Final Report*, The European Commission, Joule III, 2000, Contract: JOR3-CT97-0183.

- [145] Greek Solar Industry Association, EBHE, *The Greek Solar Thermal Market*, December 2003.
- [146] *Portaria n.º 198/2001 de 13 de Março de 2001*.
- [147] <http://www.bportugal.pt>.
- [148] T. J. McCann, 1998 Fossil Fuel and Derivative Factors, March 2000.