

UNIVERSIDADE DE LISBOA
FACULDADE DE CIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA GEOGRÁFICA, GEOFÍSICA E ENERGIA



**Ciências
ULisboa**

**Análise e otimização do funcionamento de uma UTA assistida
por energia solar com enfoque na roda exsicante e respetivo
controlador**

Mestrado Integrado em Engenharia da Energia e do Ambiente

André Filipe Martins Dias Gaspar

Dissertação orientada por:
Doutor João Carlos Rodrigues (LNEG)
Engenheiro João Farinha Mendes (FCUL)

2016

Resumo

Vai-se tornando cada vez mais vital, atualmente, suprir as necessidades de consumo de energia, tais como as de eletricidade. Os sistemas de ar condicionado são responsáveis por uma grande parte desse consumo de eletricidade que se verifica no sector doméstico. De forma a suavizar os picos de consumo que se registam na época do verão, pode-se recorrer a sistemas de arrefecimento evaporativo exsicante (DEC, do inglês *Desiccant Evaporative Cooling*).

Neste trabalho, em primeira instância, foram analisados vários dias no período de funcionamento da Unidade de Tratamento de Ar (UTA) do LNEG, desde 2003 até 2016 (atualidade). Os dias foram escolhidos segundo alguns critérios em termos de temperatura e de humidade, influenciando os processos de desumidificação e regeneração da roda exsicante e, conseqüentemente, o seu desempenho.

Tentou estabelecer-se uma relação entre a velocidade de rotação da roda e a TCA. Esta acabou por não se verificar, no entanto o balanço de massa confirmou-se.

Foram, desta forma, levados a cabo testes de análise de sensibilidade, para determinar a influência que variáveis como a temperatura, a humidade relativa e o caudal exercem na quantidade de água retida pela roda exsicante na conduta de entrada e cedida na conduta de saída, e, conseqüentemente, na transferência de conteúdo em água (TCA). Verificou-se que os caudais são as variáveis com mais influência na alteração das massas de água, principalmente o caudal de entrada, e as humidades relativas são as variáveis que mais influenciam a TCA.

Por fim, compararam-se os caudais obtidos a partir da velocidade do ar com os caudais obtidos pelo sistema, fazendo-se assim novos testes, semelhantes aos últimos. Na maior parte dos casos, registou-se um aumento de todos os valores nas condutas de entrada e de saída de 33 e 26%, respetivamente. No entanto, para os caudais o aumento foi maior.

Palavras-chave: Arrefecimento Evaporativo Exsicante; Unidade de Tratamento de Ar; Desumidificação; Regeneração; Roda exsicante.

Abstract

Is becoming increasingly vital to currently meet the power consumption needs, such as electricity's. Air conditioning systems account for a large part of that consumption of electricity that occurs in households. In order to smooth consumption peaks that are registered in summer time, we can use desiccant evaporative cooling systems.

In this work, first of all, were analyzed several days in the operation period of the air handling unit of LNEG, from 2003 to 2016 (today). The days were chosen according to certain criteria in terms of temperature and humidity, which are important to take into account, as they have a strong influence in the desiccant wheel's performance.

We tried to establish a relationship between the wheel rotation speed and water transfer content. This turned out not to be seen, however the mass balance was confirmed.

Were then carried out sensitivity analysis tests to determine the influence of variables such as temperature, relative humidity and flow rate have on the amount of water held in the desiccant wheel inlet duct and given away in the outlet duct, and, hence, on the water content transfer. It was found that the flow rates are the variables with more influence in the change of water masses, particularly the incoming flow, and relative humidities are the variables that most influence the water content transfer.

Finally, then, it was compared flow rates obtained from the air speed with flow rates obtained by the system, thus making new tests, similar to the latter. In most cases, there was an increase of all values in the inlet and outlet ducts of 33 and 26%, respectively. However, for the flow rate the increase was greater.

Key words: Desiccant Evaporative Cooling; Air Handling Unit; Dehumidification; Regeneration; Desiccant wheel.

Agradecimentos

A realização desta dissertação só foi conseguida com o apoio incansável de diversas pessoas, tanto pessoal como profissionalmente.

Em primeiro lugar, gostaria de agradecer a ambos os meus orientadores, ao Engenheiro João Farinha Mendes por me ter dado a possibilidade de estagiar no LNEG que foi uma experiência enriquecedora a todos os níveis, e ao Doutor João Carlos Rodrigues pela disponibilidade e empenho demonstrados para com a minha dissertação. Um agradecimento muito especial ao Engenheiro Rui Rodrigues por todo o apoio que me solicitou, por todas as ideias partilhadas e discutidas, por todos os momentos de riso e descontração e por todos os conselhos, aos quais dei e dou bastante valor.

Queria fazer um agradecimento a Maria do Rosário Fialho e ao Doutor Ricardo Amorim por terem auxiliado nas calibrações das sondas e à Professora Doutora Maria João de Carvalho por ter disponibilizado os laboratórios do LES para que essas calibrações tivessem seguimento. Tenho também que agradecer ao Doutor Nuno Mexa por ter emprestado o anemómetro de fio quente.

Claro que o meu percurso também foi fortemente marcado pelos amigos que fiz, principalmente na faculdade. Sinto-me forçado a mencionar nomes, porque houve efetivamente pessoas que fizeram muito por mim ao longo do tempo. Assim, Marisa Frazão, Telma Ferreira, Madalena Lacerda, Yevheniy Malichevskyy e Guilherme Távora, só vos tenho a agradecer por me terem ajudado de formas que nem consigo explicar, por me terem proporcionado grandes momentos na minha vida e por me terem ajudado a superar outros momentos menos bons.

Não há palavras que possam descrever o quão importante foi para mim ter o apoio da minha família, sobretudo dos meus pais, e todo o seu empenho para que concluísse esta etapa da minha vida com sucesso. Por fim, queria agradecer à pessoa que mais contribuiu para que terminasse esta fase da minha vida, à pessoa mais importante da minha vida, Rita Ferreira. Sem o teu apoio nada disto teria sido possível! A todos um sincero muito obrigado!

Índice

Capítulo 1 - Objetivos	1
1.1 Estrutura global do trabalho	1
Capítulo 2 - Introdução.....	2
2.1 Necessidades/consumo de energia	2
Capítulo 3 – Princípios físicos.....	7
3.1 Psicrometria do ar.....	7
3.1.1 Mistura entre ar seco e vapor de água	7
3.1.2 Entalpia.....	10
3.1.3 Processos de condicionamento de ar	11
3.1.3.1 Variação de calor sensível.....	11
3.1.3.2 Variação de calor latente	11
3.1.3.3 Variação de calor sensível e de calor latente.....	11
3.2 Conforto térmico	12
3.2.1 Variáveis e indicadores associados ao conforto térmico	12
3.3 COP e outras eficiências relevantes	13
3.4 Arrefecimento evaporativo.....	15
Capítulo 4 - Descrição e caracterização do sistema com tecnologia DEC do LNEG	16
4.1 Descrição e caracterização do local.....	16
4.2 Descrição do sistema	17
4.2.1 Sistema de captação de energia solar	18
4.2.1.1 Coletores solares térmicos do tipo CPC	18
4.2.1.2 Descrição do sistema de captação de energia solar	18
4.2.2 Sistema DEC	21
4.2.3 <i>Software</i> do sistema de monitorização e controlo	22
4.2.3.1 Situação de aquecimento	24
4.2.3.2 Situação de arrefecimento	25
4.3 Caracterização das componentes.....	26
4.3.1 Componentes que constituem o sistema UTA/DEC.....	26
4.3.2 Componentes que constituem o sistema de controlo.....	30
Capítulo 5 - Roda exsicante.....	31
5.1 Modos de funcionamento das rodas	31
5.1.1 Diagramas psicrométricos para sistemas DEC com roda exsicante	32
5.1.2 Fenómenos físicos subjacentes ao modo de funcionamento	34
5.1.2.1 Sorção.....	34
5.1.2.1.1 Absorção.....	34
5.1.2.1.2 Adsorção.....	35

5.1.2.2	Desorção.....	36
5.1.3	Materiais exsiccantes	36
5.1.3.1	Desempenho global do sistema DEC e a sua dependência de alguns parâmetros relacionados com a roda exsiccante	39
Capítulo 6 -	Casos de estudo	40
6.1	Trabalho experimental preliminar	40
6.2	Calibrações	41
6.2.1	Sondas de temperatura Pt100	41
6.2.2	Caudalímetros.....	44
6.3	Caso de estudo 1: Cálculo do conteúdo em água no interior da roda exsiccante e trocas de conteúdo em água com o ambiente externo	45
6.3.1	Resultados – Caso de estudo 1	46
6.4	Caso de estudo 2: Relação da velocidade de rotação da roda exsiccante com o conteúdo em água	51
6.4.1	Resultados – Caso de estudo 2	51
6.5	Caso de estudo 3: Análise de sensibilidade a diversos parâmetros	55
6.5.1	Resultados – Caso de estudo 3	56
6.6	Caso de estudo 4: Caudais baseados na pressão diferencial e na velocidade do ar	63
6.6.1	Resultados – Caso de estudo 4	64
Capítulo 7 -	Conclusão e perspectivas de trabalho futuro.....	68
Referências bibliográficas	70

Índice de Tabelas

Tabela 1 - Composição do ar seco, em condições padrão - 1 atm, 0°C [8] [9].	7
Tabela 2 - Tempos obtidos para as várias tensões aplicadas no sistema de controlo, com as respetivas velocidades de rotação da roda exsicante.	40
Tabela 3 - Registo das temperaturas de referência obtidas pela medição das resistências para as sondas que se encontram antes da roda permutadora de calor, variando a temperatura do banho.	43
Tabela 4 - Registo das temperaturas tidas como referência para as diferentes temperaturas do banho termostático, nas sondas que se encontram após a roda de permuta de calor.	44
Tabela 5 - Comparação entre o conteúdo em água transferido para os modelos SECO 4000 e SECO 1240 da Klingenburg, para um caudal de 6000 m ³ /h.	48
Tabela 6 - Valores de TCA para as condutas de insuflação e exaustão e comparação destes com a TCA padrão para o dia 02-06-2016.	48
Tabela 7 - Comparação entre as taxas de transferência de conteúdo em água (TCA) à entrada e à saída das respetivas condutas da UTA para o dia 15-06-2016.	49
Tabela 8 - Trocas de massas de água entre a roda exsicante e o meio exterior e comparação com o valor padrão, para o dia 18-08-2016.	50
Tabela 9 - Valores de TCA obtidos para diferentes velocidades de rotação da roda no dia 23-05-2016.	52
Tabela 10 - Valores de TCA obtidos para diferentes velocidades da roda (13-09-2016).	54
Tabela 11 – Hipótese de um ponto de funcionamento para o sistema, com variáveis fixas.	56
Tabela 12 - Influência das variações em vários parâmetros do sistema no conteúdo em água da roda exsicante.	61
Tabela 13 - Resultados obtidos para a conduta de exaustão.	62
Tabela 14 - Eficácias, em percentagem, para os vários dias analisados.	62
Tabela 15 - Dimensões e respetivas áreas de secção das condutas.	64
Tabela 16 - Registo das velocidades do ar medidas e respetivo caudal.	64
Tabela 17 - Registo dos caudais obtidos pelo sistema de aquisição de dados, assim como os consequentes desvios dos valores teóricos.	65
Tabela 18 - Resultados para o dia 18-07-2014 (conduta de insuflação).	65
Tabela 19 - Resultados para o dia 18-07-2014 (conduta de exaustão).	66
Tabela 20 - Resultados para o dia 01-08-2007 (conduta de insuflação).	66
Tabela 21 - Resultados para o dia 01-08-2007 (conduta de exaustão).	66
Tabela 22 - Resultados para o dia 17-03-2015 (conduta de insuflação).	67
Tabela 23 - Resultados para o dia 17-03-2015 (conduta de exaustão).	67

Índice de Figuras

Figura 1 – Previsão de evolução do consumo de energia primária a nível global, consoante o combustível utilizado, entre 1980 e 2035 (adaptado de [2]).	2
Figura 2 - Evolução do consumo de energia primária em Portugal, no período compreendido entre 1960 e 2008 [3].	3
Figura 3 - Perfil das emissões de dióxido de carbono a nível global, no período entre 1971 e 2011 [4].	4
Figura 4 - Perfil de emissões de dióxido de carbono em Portugal totais e consoante o tipo de combustível fóssil [4].	4
Figura 5 - Consumo de eletricidade a nível mundial no setor doméstico, entre 1990 e 2012 (adaptado de [5]).	5
Figura 6 - Perfil do consumo de eletricidade consoante a fonte, desde 2003 até 2012 (adaptado de [6]).	5
Figura 7 - Diagrama do dia de ponta anual para 2011 e 2012 (adaptado de [6]).	6
Figura 8 – Diagrama T - S representativo do ciclo termodinâmico de Carnot [16].	14
Figura 9 - Diagrama p - h representativo do ciclo padrão de compressão a vapor [17].	14
Figura 10 - Edifício G – LEN [21].	16
Figura 11 – UTA, localizada na cobertura do Edifício G [22].	16
Figura 12 - Sistema de coletores solares térmicos do tipo CPC no topo da cobertura do Edifício G [22].	17
Figura 13 - Corte seccional de um coletor do tipo CPC [24].	18
Figura 14 - Esquema de ligação do campo de coletores, com os circuitos de água fria representados pelas linhas azuis e os circuitos de água quente pelas linhas vermelhas [22].	19
Figura 15 - Configuração do sistema solar térmico (à esquerda) e da UTA (à direita), assim como as respetivas sondas de humidade, de temperatura e de caudal [22].	19
Figura 16 - Configuração inicial do sistema UTA/DEC instalado no LNEG, e as várias componentes que o constituem [25].	22
Figura 17 - Esquema representativo de uma situação de necessidade de aquecimento do ar, com as respetivas condições de conforto térmico [27].	25
Figura 18 - Diagrama de uma situação de necessidade de arrefecimento do ar, com as respetivas condições de conforto térmico [27].	26
Figura 19 - Filtro de ar na conduta de insuflação (à esquerda) e na conduta de exaustão (à direita). ...	27
Figura 20 - Ventilador da conduta de admissão (à esquerda) e da conduta de exaustão (à direita), ambos acoplados a um motor elétrico.	27
Figura 21 - Roda permutadora de calor.	28
Figura 22 - Matriz da roda exsicante vista em pormenor [35].	28
Figura 23 - Esquema de funcionamento de uma bomba de calor [36].	29
Figura 24 - Evaporador (à esquerda) e condensador (à direita) da bomba de calor.	29
Figura 25 - Sistema de aquisição de dados: placa processadora de informação que faz a interface com o computador (à esquerda) e conjunto das placas de aquisição (à direita).	30
Figura 26 - Controlador da roda exsicante [37].	30
Figura 27 - Princípio de funcionamento da roda exsicante [35].	31
Figura 28 - Da esquerda para a direita: Rotor do tipo exsicante [35] e rotor do tipo entálpico [38].	32
Figura 29 - Diagrama de princípio de um sistema DEC [35].	32
Figura 30 - Diagrama psicrométrico de um sistema DEC típico [35].	33
Figura 31 - Quimiosorção (à esquerda) e fisiosorção (à direita) [40].	36
Figura 32 - Mecanismo de sorção (à esquerda) e mecanismo de desorção (à direita) [41].	36
Figura 33 - Comparação entre as isóbaras de 25 mbar de sílicas puras e de sorventes compostos [44].	38
Figura 34 - Absorção de água por unidade de área de diversos materiais exsicantes (adaptado de [35]).	38
Figura 35 - Velocidade de rotação da roda em função da tensão do sinal aplicada.	41
Figura 36 - Representação da temperatura obtida em função da resistência.	42
Figura 37 - Comparação entre a temperatura lida pela sonda que lê a temperatura do ar do exterior ($T_{PA_outside}$) e a temperatura de referência.	43
Figura 38 - Retas de calibração do primeiro (MC-DN20) e do segundo caudalímetro (MC-DN20-2).	45

Figura 39 - Esquema representativo dos 4 pontos de interesse para o cálculo do conteúdo em água...	46
Figura 40 - Temperaturas junto à roda exsicante que foram registadas durante o dia 02-06-2016.....	47
Figura 41 - Registo das humidades relativas junto à roda exsicante no dia 02-06-2016.....	47
Figura 42 - Temperaturas junto à roda exsicante obtidas para o dia 15-06-2016.....	49
Figura 43 - Humidades relativas junto à roda exsicante obtidas para o dia 15-06-2016.....	49
Figura 44 - Temperaturas junto à roda exsicante obtidas para o dia 18-08-2016.....	50
Figura 45 - Humidades relativas junto à roda exsicante obtidas para o dia 18-08-2016.....	50
Figura 46 - Humidade relativa registada ao longo do tempo, para diferentes velocidades da roda.	51
Figura 47 - Valores de energia sob a forma de calor obtidos ao longo do tempo (23-05-2016).....	53
Figura 48 - Humidades relativas obtidas ao longo do tempo de funcionamento do sistema DEC (13-09-2016).....	53
Figura 49 - Perfis obtidos para as trocas de calor na roda exsicante e no permutador, no dia 13-09-2016.	54
Figura 50 - Influência da variação da temperatura ($T_{PA_outside}$) na massa de água no ponto antes da roda exsicante.....	57
Figura 51 - Relação entre a variação da $T_{PA_outside}$ e a diferença que existe entre as massas de água, determinadas por dois métodos distintos.....	57
Figura 52 - Comparação entre os valores de TCA e da respetiva variação, consoante a variação de temperatura.....	58
Figura 53 - Relação entre a massa de água e a variação de humidade relativa imposta, no ponto antes da passagem pela roda.....	58
Figura 54 - TCA e variação da mesma, em função da variação da $H_{PA_outside}$	59
Figura 55 - Relação entre as massas de água na conduta de insuflação e a variação de caudal aplicada.	59
Figura 56 - Massa de água após a roda exsicante em função da variação da temperatura (T_{PA_desic}).	60
Figura 57 - Diferenças entre massas consoante a variação da temperatura (T_{PA_desic}).	60
Figura 58 - Influência da variação de temperatura no valor da TCA.	61
Figura 59 - Relação entre os caudais teóricos e os caudais obtidos experimentalmente.....	65

Nomenclatura

ϕ	Humidade relativa	[%]
\mathcal{E}_{deh}	Eficácia de desumidificação da roda exsicante	[-]
\mathcal{E}_h	Eficácia a partir das mudanças de entalpia da roda exsicante	[-]
\mathcal{E}_{th}	Eficácia térmica da roda exsicante	[-]
AO_{desic}	<i>Output</i> analógico da velocidade da roda exsicante	[%]
AO_{EA_fan}	<i>Output</i> analógico do ventilador na conduta de extração de ar	[%]
$AO_{HC_mixer_PA}$	<i>Output</i> analógico da válvula de regulação do permutador de calor água-ar de inverno	[%]
$AO_{HC_mixer_EA}$	<i>Output</i> analógico da válvula de regulação do permutador de calor água-ar de verão	[%]
$AO_{heatpump}$	<i>Output</i> analógico da potência da bomba de calor	[%]
$AO_{heatrec}$	<i>Output</i> analógico da velocidade da roda permutadora de calor	[%]
AO_{PA_fan}	<i>Output</i> analógico do ventilador na conduta de insuflação de ar	[%]
COP	Coefficiente de performance (“coefficient of performance”)	[-]
COP_{elec}	Coefficiente de performance elétrico	[-]
$COP_{elec\ total}$	Coefficiente de performance elétrico total (arrefecimento + aquecimento)	[-]
$c_{p,da}$	Calor específico do ar seco, a pressão constante	[J/(kg _{da} .K)]
$c_{p,w}$	Calor específico da água, a pressão constante	[J/(kg _w .K)]
DO_{EA_humid}	<i>Output</i> digital do humidificador na conduta de exaustão	[-]
DO_{HC_pump}	<i>Output</i> digital da bomba circuladora do circuito de calor	[-]
$DO_{HC_storage_top}$	<i>Output</i> digital que regula a válvula de acesso ao topo do depósito	[-]
DO_{SC_pump}	<i>Output</i> digital da bomba circuladora do circuito solar	[-]
dp_{PA_flow}	Caudal de ar de entrada	[m ³ /h]
dp_{EA_flow}	Caudal de ar de saída	[m ³ /h]
E_{elec}	Energia elétrica consumida	[kWh]
h	Entalpia específica do ar húmido	[kJ/kg]
h_1	Entalpia específica no meio 1	[kJ/kg]
h_{1in}	Entalpia específica à entrada da UTA, antes da roda exsicante	[kJ/kg]

h_{1out}	Entalpia específica à entrada da UTA, após da roda exsicante	[kJ/kg]
$h_{1, comp}$	Entalpia específica no ponto 1 (início da compressão)	[kJ/kg]
h_2	Entalpia específica no meio 2	[kJ/kg]
$h_{2, cond}$	Entalpia específica no ponto 2 (início da condensação)	[kJ/kg]
h_{2in}	Entalpia específica na saída, antes da roda exsicante	[kJ/kg]
$h_{4, evap}$	Entalpia específica no ponto 4 (início da evaporação)	[kJ/kg]
h_{da}	Entalpia específica para o ar seco (“dry air”)	[kJ/kg _{da}]
$h_{da,0}$	Entalpia específica de referência para o ar seco (“dry air”)	[kJ/kg _{da}]
h_j	Entalpia específica em j correntes de ar	[kJ/kg]
h_m	Entalpia específica da mistura de ar	[kJ/kg]
h_v	Entalpia específica para o vapor de água saturado	[kJ/kg _v]
$h_{v,0}$	Entalpia específica de referência para o vapor de água saturado	[kJ/kg _v]
$H_{PA_outside}$	Humidade relativa do ar de entrada	[%]
H_{PA_desic}	Humidade relativa após a roda exsicante, na conduta de entrada	[%]
$H_{EA_heatrec}$	Humidade relativa antes da roda permutadora de calor, na conduta de exaustão	[%]
$H_{EA_regenhx}$	Humidade relativa antes da roda exsicante, na conduta de saída	[%]
H_{EA_desic}	Humidade relativa após a roda exsicante, na conduta de saída	[%]
m	Massa da mistura de ar	[kg]
m_{da}	Massa de ar seco	[kg]
m_v	Massa de vapor de água	[kg]
\dot{m}	Caudal mássico de ar	[kg/s]
\dot{m}_{da}	Caudal mássico de ar seco (“dry air”)	[kg/s]
$\dot{m}_{da,1}$	Caudal mássico de ar seco numa corrente de ar	[kg/s]
$\dot{m}_{da,2}$	Caudal mássico de ar seco em duas correntes de ar	[kg/s]
$\dot{m}_{da,j}$	Caudal mássico de ar seco em j correntes de ar	[kg/s]
\dot{m}_m	Caudal mássico da mistura de ar	[kg/s]
\dot{m}_v	Caudal mássico de água (“water”)	[kg/s]
M	Massa molecular da mistura de ar	[kg/mol]
M_{da}	Massa molecular do ar seco (“dry air”)	[kg/mol]

M_w	Massa molecular da água (“water”)	[kg/mol]
n	Número de moles da mistura de ar	[mol]
n_{da}	Número de moles do ar seco (“dry air”)	[mol]
n_v	Número de moles do vapor de água	[mol]
p	Pressão total barométrica do ar húmido	[Pa]
p_{da}	Pressão parcial do ar seco	[Pa]
p_s	Pressão de vapor da água no ar húmido saturado	[Pa]
p_v	Pressão parcial do vapor de água	[Pa]
p_{ws}	Pressão de saturação da água (“water saturation”)	[Pa]
Q_c	Carga térmica de arrefecimento (“cold”)	[kWh]
Q_h	Calor transferido do condensador da máquina frigorífica para o ambiente quente (carga térmica de aquecimento)	[kWh]
Q_{total}	Carga térmica total (arrefecimento + aquecimento)	[kWh]
\dot{q}_{in}	Calor adicional necessário num fluxo de ar húmido entre dois pontos	[W]
\dot{q}_{in}^S	Calor sensível gerado	[W]
\dot{q}_{out}	Calor libertado numa situação de arrefecimento do ar	[W]
$r_{w,da}$	Razão entre a massa molecular da água e do ar seco	[-]
R	Constante universal dos gases perfeitos	[J/(mol.K)]
R_{da}	Constante universal do gás para o ar seco (“dry air”)	[J/(kg _{da} .K)]
R_g	Constante universal do gás	[J/(kg.K)]
R_w	Constante universal do gás para a água	[J/(kg _w .K)]
S	Entropia específica do ar	[J/K]
t	Temperatura do ar	[°C]
t_{db}	Temperatura do bolbo húmido (“dry bulb”)	[°C]
$t_{db,0}$	Temperatura do bolbo húmido (“dry bulb”) de referência	[°C]
T	Temperatura absoluta do ar	[K]
T_1	Temperatura à entrada da UTA	[°C]
T_2	Temperatura após a roda exsicante, na conduta de admissão	[°C]
T_4	Temperatura à saída da UTA	[°C]

TCA	Transferência de conteúdo em água (“water transfer content”)	[kg/h]
$T_{EA_regenhx}$	Temperatura de regeneração da roda exsicante	[°C]
T_{PA_heatex}	Temperatura do ar injetado na sala	[°C]
$T_{PA_heatex_set}$	Temperatura do ar que se pretende injetar na sala	[°C]
$T_{PA_heatrec}$	Temperatura do ar que sai da roda permutadora de calor, na conduta de insuflação	[°C]
$T_{PA_outside}$	Temperatura do ar que entra na UTA	[°C]
T_c	Temperatura da fonte fria (“cold”)	[°C]
T_h	Temperatura da fonte quente (“hot”)	[°C]
T_{out}	Temperatura exterior	[°C]
T_{room}	Temperatura da sala	[°C]
T_{room_set}	Temperatura de conforto definida para a sala	[°C]
V	Volume total da mistura	[m ³]
W	Humidade absoluta do ar	[g _v /kg _{da}]
W_1	Humidade absoluta do ar no meio 1	[g _v /kg _{da}]
W_2	Humidade absoluta do ar no meio 2	[g _v /kg _{da}]
W_{in}	Humidade absoluta à entrada da UTA	[g _v /kg _{da}]
W_{out}	Humidade absoluta após a roda exsicante, na conduta de entrada	[g _v /kg _{da}]
$W_{out, ideal}$	Humidade absoluta ideal no ponto após a roda exsicante, na conduta de admissão	[g _v /kg _{da}]
W_j	Humidade absoluta do ar em j correntes de ar	[g _v /kg _{da}]
W_m	Humidade absoluta da mistura de ar	[g _v /kg _{da}]
x_v	Fração molar de vapor de água	[-]
x_{ws}	Fração molar de vapor de água no ar húmido saturado, a uma dada temperatura T e a uma dada pressão p	[-]

Acrónimos e siglas

AMES	Agência Municipal de Energia de Sintra
AQS	Águas Quentes Sanitárias
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers</i>
ASME	<i>American Society of Mechanical Engineers</i>
AVAC	Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado
BRICS	<i>Brazil, Russia, India, China and South Africa</i>
CFC	Clorofluorcarboneto
CHCP	<i>Combined Heat, Cooling and Power</i>
CIS	<i>Commonwealth of Independent States</i>
COBENGE	Congresso Brasileiro de Ensino de Engenharia
CPC	<i>Compound Parabolic Concentrator</i>
DEC	<i>Desiccant Evaporative Cooling</i>
DGGE	Direcção Geral de Geologia e Energia
EUA	Estados Unidos da América
IEA	<i>International Energy Agency</i>
IV	Infravermelho
GEE	Gases de Efeito de Estufa
H.R.	Humidade Relativa
LEN	Laboratório de Energia
LES	Laboratório de Energia Solar
LNEG	Laboratório Nacional de Energia e Geologia
OCDE	Organização para a Cooperação e Desenvolvimento Económico
ONU	Organização das Nações Unidas
PER	Portal das Energias Renováveis
rph	Rotações Por Hora
rpm	Rotações Por Minuto
REN	Rede Energética Nacional
RPH	Renovações de ar Por Hora
RTD	<i>Resistive Temperature Detectors</i>
SWS	<i>Selective Water Sorbent</i>
SI	Sistema Internacional de Unidades
TFF	Temperatura da Fonte Fria
TFQ	Temperatura da Fonte Quente
UE	União Europeia
UTA	Unidade de Tratamento de Ar

Capítulo 1 - Objetivos

Esta dissertação tem como principal objetivo a exposição e o aprofundamento do conceito de roda exsicante, que é uma das componentes que constituem a Unidade de Tratamento de Ar (UTA), e cujo sistema se encontra na cobertura do edifício G do Laboratório Nacional de Energia e Geologia (LNEG), no campus localizado no Paço do Lumiar. Ir-se-á mencionar alguns dos tipos de rodas que existem atualmente no mercado, definição dos princípios de funcionamento que lhes são inerentes, os materiais exsicantes que compõem as rodas, e ainda caracterizar e monitorizar o sistema de Arrefecimento Exsicante-Evaporativo (DEC) da UTA com base nas potencialidades da roda exsicante, tendo estas que se enquadrar na temática do arrefecimento solar. Aquando da instalação deste sistema, que remonta ao ano de 2000, foram realizadas diversas modificações, das quais se irão referir as mais recentes ao longo do presente documento.

1.1 Estrutura global do trabalho

Este documento encontra-se dividido em oito capítulos, que se encontram distribuídos por quatro partes principais: os objetivos, a introdução, o corpo principal e, por fim, as conclusões finais. O corpo principal ramifica-se em cinco grupos diferentes, nos quais serão abordadas as seguintes temáticas:

- Um capítulo inicial dedicado à sustentabilidade dos ecossistemas, em que serão mencionadas as modificações a nível climático que o planeta tem sofrido, de algumas décadas a esta parte, sendo depois referidas as alternativas mais válidas no combate a essas mesmas alterações, que se prendem com o uso de energias renováveis. Relacionado com este ponto, far-se-á também uma descrição das metas energéticas que Portugal propôs atingir. Foi ainda dado especial destaque à energia solar térmica e respetivo mercado energético.
- No capítulo seguinte serão descritos os conceitos teóricos fundamentais para um melhor enquadramento no estudo do sistema com tecnologia de arrefecimento exsicante evaporativa (DEC) no geral, e da roda exsicante em particular. Serão explicados conceitos relacionados com conforto térmico, psicrometria do ar, entre outras temáticas.
- De seguida, será realizada uma descrição pormenorizada do sistema DEC atualmente em funcionamento no LNEG, incluindo uma descrição de cada uma das componentes que o constituem.
- Neste capítulo é introduzido o conceito de roda exsicante, começando, em primeiro lugar, por mencionar alguns dos princípios de funcionamento. Serão também referidos detalhadamente os pressupostos subjacentes ao arrefecimento solar, assim como as diferentes tecnologias de sistemas de arrefecimento assistidos por energia solar. Ainda neste capítulo, irão ser descritos os tipos de materiais exsicantes existentes no mercado.
- No que corresponde ao último capítulo do corpo principal desta dissertação, serão apresentados os resultados obtidos mediante as alterações efetuadas, em que foram seletivamente escolhidos e analisados dias de diferentes períodos do ano e comparados com situações de anos transatos. Estão incluídas, nesta secção, testes para provar a consistência das trocas de água entre a parte superior e inferior da roda exsicante, dependendo da velocidade da roda exsicante, bem como a consistência das trocas de calor entre a parte superior e inferior da roda e entre o permutador e o ar de exaustão. Serão feitas análises de sensibilidade com o objetivo de testar a capacidade desumidificadora da roda exsicante. Também neste capítulo serão realizados testes relativos aos caudais de funcionamento do sistema, calculando-os por dois métodos diferentes.

Por fim, serão mostradas as conclusões finais do estudo e algumas perspetivas para desenvolvimento futuro.

Capítulo 2 - Introdução

2.1 Necessidades/consumo de energia

Com o decorrer dos anos, torna-se premente o recurso a sistemas de ar condicionado, com o principal intuito de combater situações de aquecimento/arrefecimento. De facto, tem sido notório o crescimento nas vendas de aparelhos elétricos de ar condicionado a nível global, resultando num total de cerca de 82 milhões de aparelhos vendidos no ano de 2008 (com uma potência de arrefecimento inferior a 5 kW), sendo que se registou 8.6 milhões do total de vendas na Europa (SOLAIR, 2009). Dentro do setor dos eletrodomésticos, a utilização de aparelhos elétricos de ar condicionado subiu consideravelmente no período entre 1995 e 2004, tendo registado um aumento de 8% (em 1995, comparativamente ao ano anterior) para 70% (em 2004, relativamente a 1995) [1].

Um acréscimo nas necessidades de conforto térmico, associado ao uso de sistemas de ar condicionado, irá contribuir para o aumento do consumo de energia primária. Segundo um documento de estatísticas de periodicidade anual disponibilizado pela IEA, o *New Policies Scenario* [2] (o cenário que apresenta os dados estatísticos mais fiáveis), datado de 2011, é previsível que o consumo de energia primária a nível global suba de 12150 Mtep em 2009 para 16950 Mtep em 2035, traduzindo-se numa subida de 40%, a uma taxa de crescimento anual de 1.3%, com subidas significativas em todas as regiões e setores.

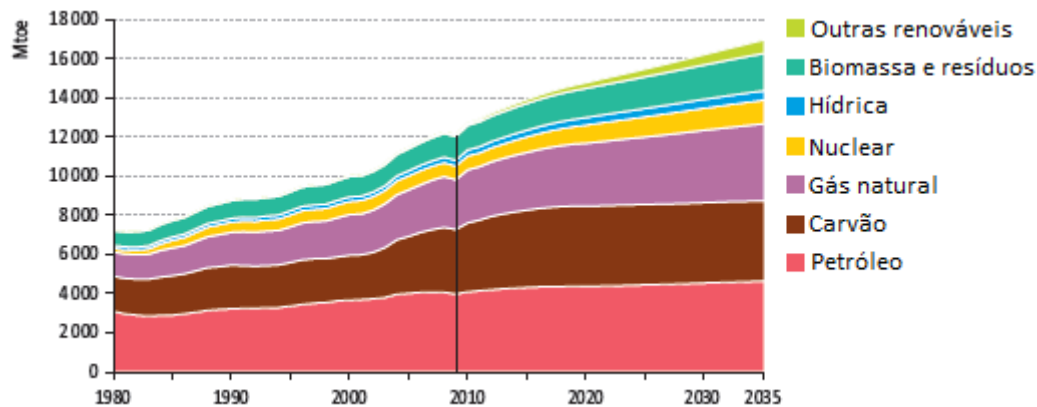


Figura 1 – Previsão de evolução do consumo de energia primária a nível global, consoante o combustível utilizado, entre 1980 e 2035 (adaptado de [2]).

Por observação da [Figura 1](#), constata-se que o consumo de energia primária aumenta de ano para ano para todas as fontes de energia, e a tendência será sempre para subir até 2035, no entanto o ritmo de crescimento é variável de fonte para fonte. A fração que diz respeito aos combustíveis fósseis corresponde a 59% do aumento da energia primária consumida total entre 2009 e 2035, isto é, 2850 Mtep [2].

A estrutura do consumo primário de energia em território nacional, ou seja, considerando a produção doméstica primária e as importações líquidas, atribui especial destaque ao petróleo como sendo a principal fonte de energia primária consumida na economia nacional, atingindo uma preponderância de 55% no ano de 2008, tal como se pode verificar através da [Figura 2](#).

As fontes de energia apontadas na figura como “outras” correspondem, maioritariamente, às energias renováveis, e representam cerca de 17% do total, ao passo que “eletricidade” corresponde à energia que é importada diretamente, isto é, não é o resultado de um processo de produção doméstico. Já o gás natural, que apenas começou a ser comercializado em 1997, encontra-se no terceiro lugar no consumo total de energia primária, correspondendo a 16% do consumo em 2008. Relativamente aos combustíveis sólidos, estes representam, atualmente, 10% do total do consumo, tendo a sua utilização entrado em declínio no início dos anos 90 [3].

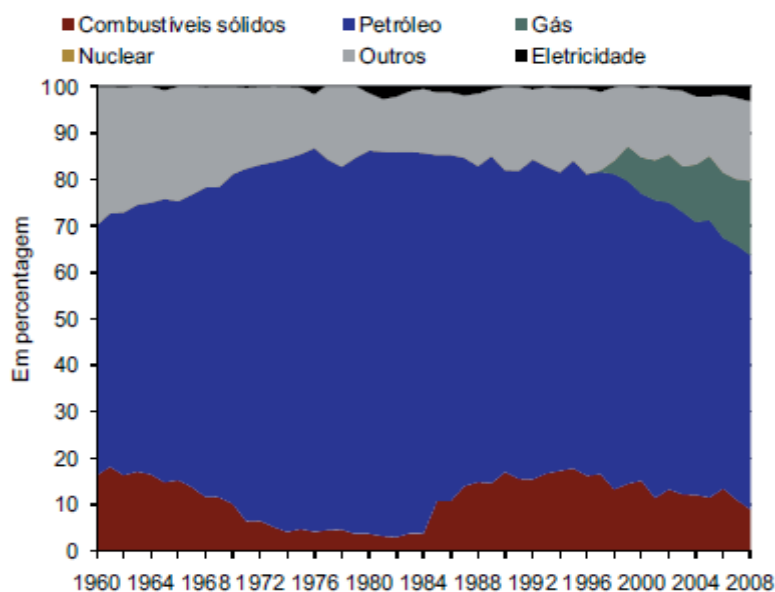


Figura 2 - Evolução do consumo de energia primária em Portugal, no período compreendido entre 1960 e 2008 [3].

Tal como referido anteriormente, mais de metade do consumo de energia primária deve-se aos combustíveis de natureza fóssil. De facto, a sociedade atual mostra uma utilização excessiva deste tipo de combustíveis, e existem diversas razões que podem explicar esse aumento, tais como o aumento das necessidades de conforto, o crescimento das economias emergentes (de grandes potências mundiais como a China, a Rússia ou os EUA), o aumento da densidade populacional com o consequente aumento do consumo energético *per capita*, e ainda um dos tópicos que merece mais destaque no panorama atual: a constante alteração das condições climáticas. Essa progressiva alteração provoca o aumento do efeito de estufa. Os gases presentes na atmosfera terrestre que contribuem para o efeito de estufa (GEE) são o vapor de água, o monóxido de carbono (CO), o dióxido de carbono (CO₂), o metano (CH₄), o ozono (O₃), os óxidos de azoto (NO_x) e os clorofluorcarbonetos (CFC's). Estes gases apresentam uma transparência quase total à radiação solar incidente (baixo comprimento de onda), no entanto absorvem a maior parte da radiação refletida pelo globo terrestre (elevados comprimentos de onda). O aumento da emissão destes gases para a atmosfera, por via antropogénica, e as alterações climáticas associadas a esse aumento irão provocar consequências nefastas para os ecossistemas terrestres, nomeadamente na biosfera. Como exemplo dessas consequências, tem-se o aumento da temperatura média do ar da atmosfera e da radiação infravermelha (IV) emitida pela mesma. Também é relevante referir o aumento da temperatura média da água à superfície dos oceanos, que vai provocar o degelo das calotes polares o que, por sua vez, vai causar a subida do nível médio das águas do mar. Esta sequência de fenómenos é chamada de aquecimento global. Por todas as razões que foram anteriormente mencionadas, a alteração das condições climáticas desempenhará um papel fundamental no que diz respeito ao conforto térmico dos edifícios no verão, aumentando, assim, a procura de energia para colmatar as necessidades de arrefecimento.

As emissões de dióxido de carbono (CO₂) têm vindo a ganhar destaque ao longo das últimas décadas, sobretudo devido aos combustíveis fósseis. Estatisticamente, a Alemanha é o país que ocupa o primeiro lugar, no que respeita às emissões de CO₂, da lista de países que fazem parte da OCDE, atingindo cerca de 20% do total de emissões, no ano de 2011. No mesmo ano, Portugal representou somente 1.3% do total da OCDE. Em termos gerais, até ao ano de 2011, verificou-se uma tendência quase sempre crescente das emissões nos países não pertencentes à OCDE e uma tendência oposta, no caso dos países que pertencem à OCDE. É interessante, portanto, constatar que os países com economias emergentes tiveram, ao longo do tempo, mais dificuldade no controlo das emissões de CO₂ relativamente aos países com uma economia mais instável.

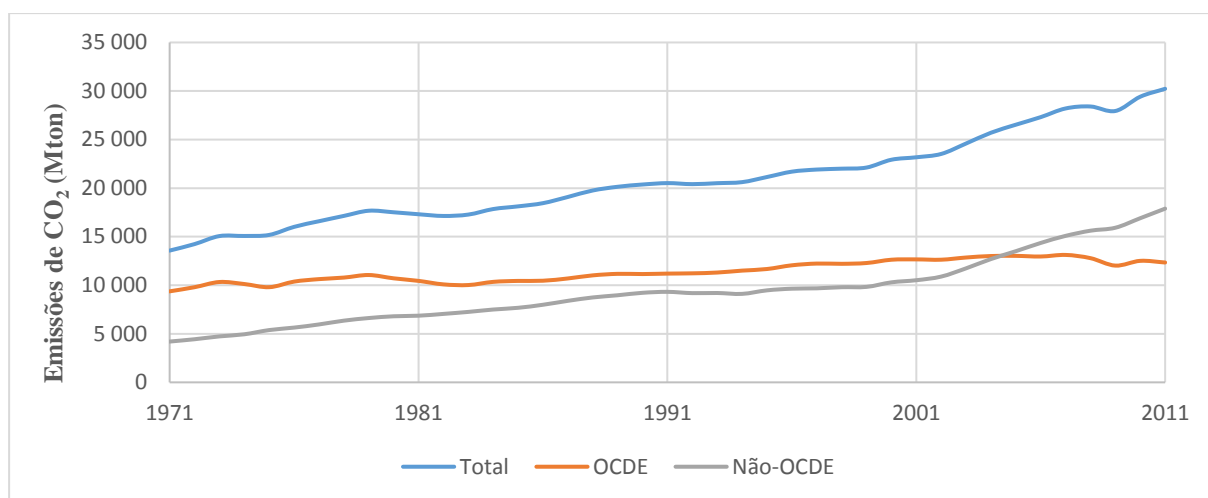


Figura 3 - Perfil das emissões de dióxido de carbono a nível global, no período entre 1971 e 2011 [4].

É de realçar que o total das emissões de CO₂ não contempla o tráfego internacional aéreo e marítimo, pelo que será possível adotar uma abordagem mais correta no que concerne à comparação entre estatísticas globais e estatísticas individuais de um país, a título de exemplo. Em Portugal, a fonte emissora predominante é o petróleo, que em 2011 correspondeu a 59% das emissões anuais, tal como se pode observar na [Figura 4](#). É fácil verificar que as emissões de gás natural têm vindo continuamente a aumentar, ao passo que as de petróleo atingiram o seu máximo em 2005, e a tendência foi decrescente a partir dessa altura.

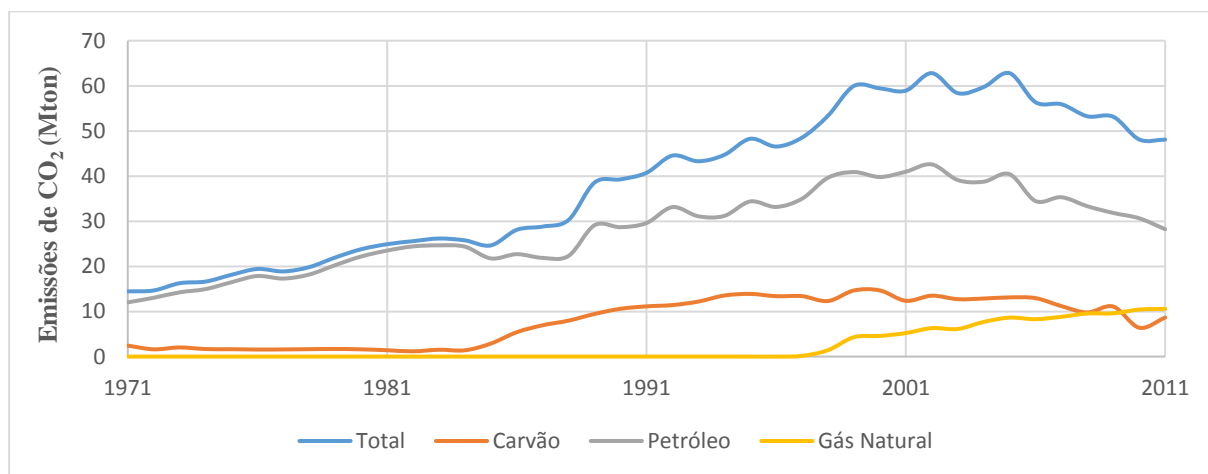


Figura 4 - Perfil de emissões de dióxido de carbono em Portugal totais e consoante o tipo de combustível fóssil [4].

Existe uma relação de proporcionalidade direta entre as emissões de dióxido de carbono e o consumo de eletricidade, na medida em que um aumento das emissões de CO₂ correspondem a um aumento do consumo de eletricidade. De facto, o consumo elétrico mundial tem revelado um perfil tendencialmente crescente desde 1990 até ao ano de 2012, tal como se pode comprovar observando a [Figura 5](#). Em 2011, a China alcançou os EUA e, no ano seguinte, os BRICS obtiveram um consumo a rondar os 6800 TWh, chegando aos níveis registados pelos países mais desenvolvidos economicamente. Apesar de ter havido um abaixamento do consumo global em 2012, os BRICS registaram uma subida de 4.6% (cerca de 8% por ano, em média, desde 2000). No ano de 2011, houve também uma redução do consumo elétrico em 1.7% por parte dos EUA, ao passo que a nível europeu se verificou uma redução de apenas 0.6% [5].

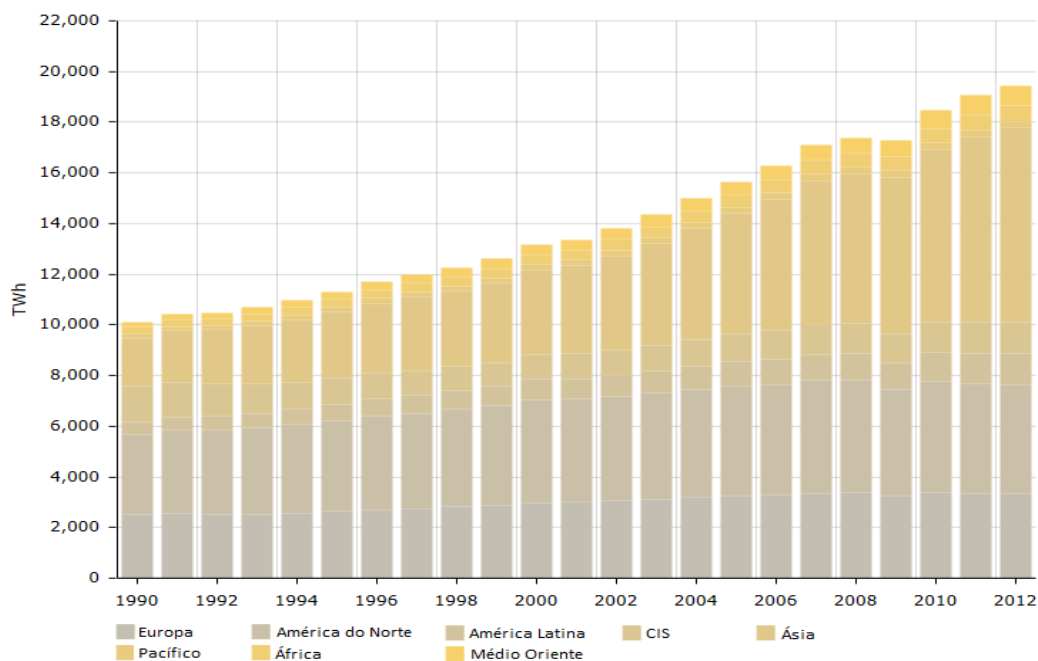


Figura 5 - Consumo de eletricidade a nível mundial no setor doméstico, entre 1990 e 2012 (adaptado de [5]).

Segundo os dados disponibilizados pela REN, no ano de 2012, Portugal contabilizou um consumo de eletricidade total de 49.1 TWh, correspondendo a um decréscimo de 2.9% face ao ano anterior (ou 3.6%, com correção dos efeitos de temperatura e número de dias úteis). Analisando discriminadamente as várias fontes de consumo da [Figura 6](#), a produção de origem renovável apresentou uma preponderância de 37% no abastecimento do consumo desse ano, sendo essa percentagem tripartida pelo setor eólico, que obteve uma quota de 20%, pelo setor hídrico, com 11%, e os restantes 6% distribuídos pelas outras renováveis.

Da transição de 2011 para 2012 resultou um declínio de 13% na produção de origem renovável a nível nacional. Neste período, verificou-se uma diminuição do abastecimento do consumo na ordem dos 20%, por parte das fontes renováveis, ao passo que, em relação às fontes de origem não renovável, verificou-se um abaixamento do consumo de apenas 7%. Importa também destacar as centrais térmicas a carvão e as centrais de ciclo combinado (CHCP) a gás natural, que, em conjunto, perfizeram 36% do abastecimento do consumo para esse ano (25% e 11%, respetivamente). Relativamente ao saldo importador, este conseguiu abastecer 16% do consumo, com uma ocupação da capacidade importadora de 59% [6].

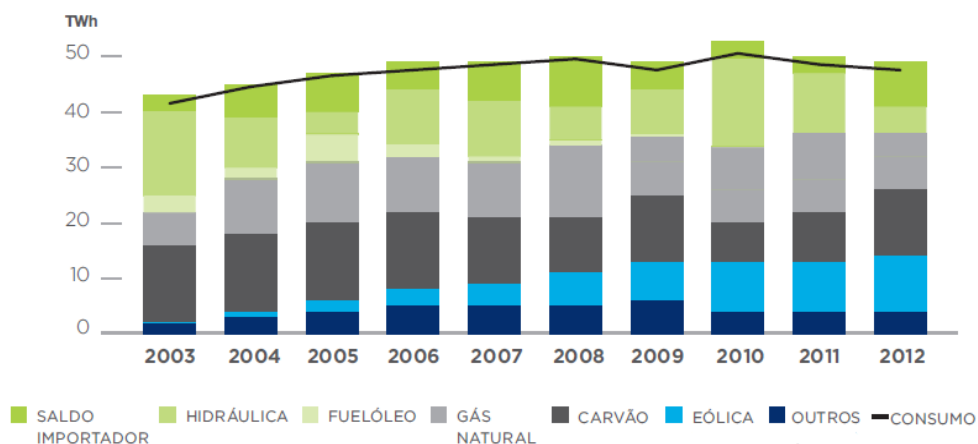
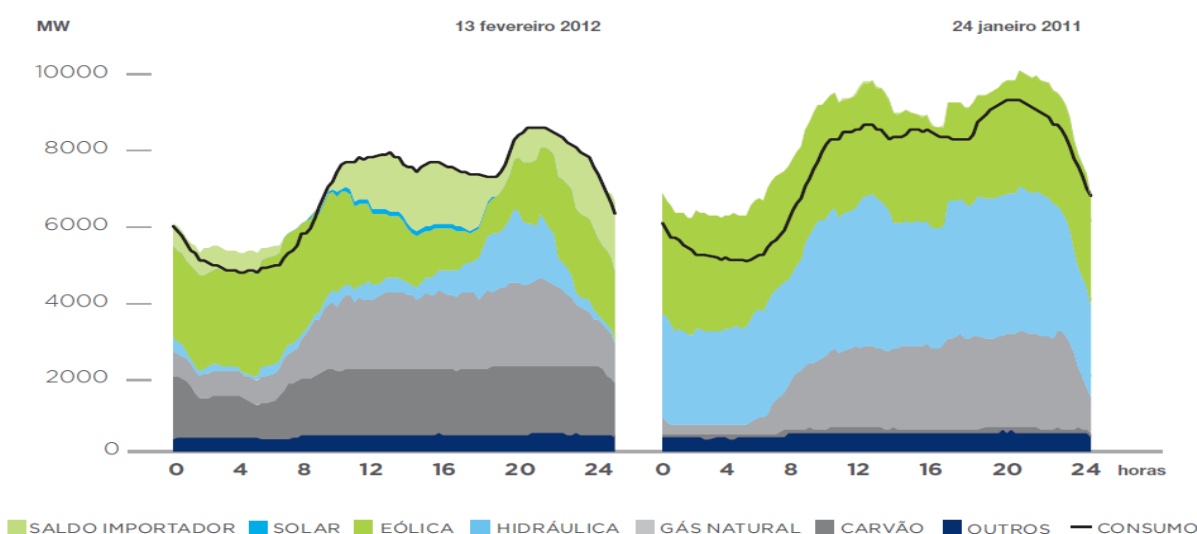


Figura 6 - Perfil do consumo de eletricidade consoante a fonte, desde 2003 até 2012 (adaptado de [6]).

O aumento das necessidades de conforto, e o conseqüente aumento da procura de arrefecimento, assim como da utilização de sistemas de ar condicionado em edifícios, irão provocar uma subida do consumo de origem fóssil e da necessidade de fornecimento de eletricidade, já que o custo da energia é relativamente elevado nas situações em que se pretende aumentar a capacidade da rede para fazer face aos consumos de ponta (picos de consumo). É sobretudo no verão que ocorre uma maior procura de arrefecimento, uma vez que também há um maior uso dos sistemas de ar condicionado, provocando, assim, uma situação em que se verifica um pico de consumo. O método que se refere à suavização desses picos toma o nome de *peak shaving*, e a técnica de gestão do consumo elétrico atualmente mais conhecida é o *Demand Side Management* (DSM). Esta técnica será responsável pela ativação/desativação momentânea de cargas que existam na rede elétrica, uniformizando a procura e, por sua vez, a produção de energia elétrica, sendo vantajoso tanto para o produtor como para o consumidor de energia [7]. Segundo a REN, para o ano de 2012, verificou-se uma quebra de 6% no consumo máximo anual relativamente a 2010, e a [Figura 7](#) ~~Figura 7~~ mostra também que o consumo máximo que foi atingido em 2012 é inferior ao registado em 2011.



Posto isto, é prudente que se opte pela construção de edifícios que tenham em vista a redução das cargas térmicas de arrefecimento, ou então recorrer a medidas alternativas para, de certa forma, colmatar as necessidades de arrefecimento dos edifícios que já estejam construídos. Uma das medidas que pode ser empregue é a aplicação de sistemas solares de arrefecimento apoiados ou assistidos por energia solar para permitir que exista aquecimento ativo, em que o principal critério será a disponibilidade de radiação solar. Para esse tipo de sistemas, é necessário recorrer a uma segunda fonte energética, em que a sua combinação (*mix* energético) será, aparentemente, o cenário mais viável. Há locais que necessitam de iluminação durante 24 horas por dia, quer seja por intermédio de luz natural ou de luz artificial, pelo que não podem estar dependentes da disponibilidade de radiação solar, tais como os hospitais.

Assim sendo, a instalação de um sistema solar de arrefecimento será bastante benéfico numa perspetiva de fornecimento de energia, na medida em que privilegia o ambiente. São de referir vantagens como por exemplo a redução do consumo de energia primária, o que implica um decréscimo no consumo de eletricidade, a redução das emissões de CO₂ e a redução das emissões de GEE. A aplicação de técnicas de gestão do consumo como o DSM irão ser fundamentais para a redução dos picos de consumo de energia, aliviando a carga na rede elétrica, contribuindo, assim, para uma maior estabilidade da rede. É de realçar que, num sistema deste tipo, a energia solar térmica revela um uso constante ao longo do ano, sendo utilizada tanto para aquecimento, como para arrefecimento como também para necessidades de Águas Quentes Sanitárias (AQS).

Pelo facto da captação de energia solar ser relativamente dispendiosa, a combinação entre o sistema de aquecimento e o de arrefecimento é a hipótese que apresenta a melhor relação custo/benefício, isto porque o sistema é utilizado durante todo o ano.

Capítulo 3 – Princípios físicos

De seguida, será feito um enquadramento, no qual serão definidos e descritos alguns dos mais importantes conceitos teóricos, que ajudarão a uma melhor compreensão do estudo dos sistemas de climatização.

3.1 Psicrometria do ar

A psicrometria utiliza propriedades termodinâmicas do ar, como a temperatura, a humidade (relativa e absoluta) e a temperatura no ponto de orvalho, a fim de analisar mudanças nas condições e processos do denominado ar húmido. No que respeita ao ar húmido, este consiste numa mistura entre ar seco e vapor de água. A quantidade de vapor de água vai desde um valor nulo (ar seco) até um valor máximo, dependente das condições de pressão e de temperatura. Este último corresponde a um estado de saturação, no qual existe um equilíbrio entre o ar húmido e a fase de água condensada, quer esta esteja no estado líquido ou sólido.

O ar consiste numa mistura de componentes gasosas, vapor de água e diversos poluentes, como é o caso do fumo e do pólen.

O ar seco, por sua vez, consiste apenas em ar sem água nem poluentes. Para que seja efetuado um estudo das condições do ar seco, é, em primeiro lugar, necessário saber a distribuição percentual dos gases/compostos gasosos que o compõem. Essa distribuição é feita na [Tabela 1](#) ~~Tabela 1~~, de seguida apresentada.

Tabela 1 - Composição do ar seco, em condições padrão - 1 atm¹, 0°C [8] [9].

Molécula ²	Massa molecular (g/mol)	% m/m
Azoto (N ₂)	28,01	78,09
Oxigénio (O ₂)	32,00	20,95
Árgon (Ar)	39,95	0,93
Dióxido de carbono (CO ₂)	44,01	0,03

3.1.1 Mistura entre ar seco e vapor de água

Segundo a escala do carbono-12, a massa molecular do ar seco, baseado na ponderação dos gases que o constituem efetuada no ponto anterior, foi estimada em 28.9645 g/mol. Com base no valor da massa molecular do ar seco, é possível determinar a **constante universal do gás para o ar seco**, tal como indicado na equação seguinte:

$$R_{da} = \frac{R}{M_{da}} = \frac{8.31441}{0.0289645} = 287.055 \text{ J}/(\text{kg}_{da} \cdot \text{K}) \quad (1)$$

Onde $R = 8.31441 \text{ J}/(\text{mol} \cdot \text{K})$ é o valor correspondente à constante universal dos gases perfeitos e M_{da} corresponde à massa molecular do ar seco.

¹1 atm = 1.01325 x 10⁵ Pa (conversão para unidades SI)

²Estão também incluídos gases como o néon (Ne), hélio (He), metano (CH₄), dióxido de enxofre (SO₂), hidrogénio (H₂), e ainda outros gases minoritários como o krypton (Kr), xénon (Xe) e o ozono (O₃). Não foram representados na tabela visto que a sua percentagem na composição do ar seco não é significativa, face à das restantes moléculas.

Sabendo que a massa molecular da água é de 18.01528 g/mol, tendo em consideração a escala do carbono-12, a **constante universal do gás para o vapor de água** é dada por (2):

$$R_w = \frac{R}{M_w} = \frac{8.31441}{0.01801528} = 461.520 \text{ J/(kg}_w \cdot \text{K)} \quad (2)$$

Onde M_w é a massa molecular do vapor de água.

Outro parâmetro muito importante na caracterização das condições do ar é a **temperatura** a que se encontra. Como, deste ponto em diante, privilegiar-se-á o sistema de unidades SI para efeitos de cálculo, é necessário referir algumas fórmulas de conversão de unidades, como é o caso da temperatura. Assim, a conversão de graus Celsius para Kelvin é feita recorrendo à equação (3):

$$T = t + 273.15 \quad (3)$$

Sendo t a temperatura do ar em graus Celsius.

Importa também conhecer algumas das propriedades termodinâmicas da água no estado de saturação, entre elas a **pressão de saturação do vapor de água**. Como a UTA é um sistema em que a água que circula nas tubagens nunca atinge temperaturas negativas, é relevante apenas referir os procedimentos de cálculo associados à água no estado líquido. Assim sendo, a pressão de saturação sobre a água (no estado líquido), no intervalo de temperaturas compreendido entre 0 e 200°C, pode ser determinada através da equação que se segue:

$$\ln p_{ws} = \frac{C_8}{T} + C_9 + C_{10}T + C_{11}T^2 + C_{12}T^3 + C_{13} \ln T \quad (4)$$

Sendo, $C_8 = 5.8002206 \times 10^3$, $C_9 = 1.3914993$, $C_{10} = -4.8640239 \times 10^{-2}$, $C_{11} = 4.1764768 \times 10^{-5}$, $C_{12} = -1.4452093 \times 10^{-8}$ e $C_{13} = 6.5459673$ os coeficientes necessários ao cálculo da pressão de saturação [10].

A pressão de saturação difere da pressão de vapor da água no ar húmido saturado. As duas relacionam-se através da fórmula (5):

$$p_v = x_{ws}p \quad (5)$$

Sendo p a pressão total barométrica do ar húmido e x_{ws} a fração molar de vapor de água no ar húmido saturado, a uma dada temperatura T e a uma dada pressão p .

A pressão do ar é dada pela soma das pressões parciais, do ar seco e do vapor de água, tal como demonstra a equação seguinte, denominada como sendo a lei de Dalton-Gibbs:

$$p = p_{da} + p_v \quad (6)$$

Onde p_{da} é a pressão parcial do ar seco e p_v é a pressão parcial do vapor de água.

Relativamente ao número de moles do ar, este é dado pela soma das parcelas referentes ao número de moles do ar seco e do vapor de água, tal como mostra a equação (7):

$$n = n_{da} + n_v \quad (7)$$

Sendo n_{da} é o número de moles do ar seco e n_v é o número de moles do vapor de água.

Quando se considera o ar húmido como uma mistura perfeita entre o ar seco e o vapor de água, cada um deles tem de obedecer à equação dos gases perfeitos, cuja fórmula é a seguinte:

$$pV = nRT \quad (8)$$

Sendo V o volume total da mistura.

Sabendo que $n = m/M$, a equação anterior pode ser reescrita da seguinte forma:

$$pV = m \frac{R}{M} T = mR_g T \quad (9)$$

Onde m corresponde à massa da mistura de ar e M a massa molecular da mistura de ar.

Relacionando (6), (7) e (8), a equação (8) pode ser reescrita conforme indicado de seguida:

$$(p_{da} + p_v)V = (n_{da} + n_v)RT \quad (10)$$

Para o caso do ar seco, tem-se então:

$$p_{da}V = n_{da}RT \quad (11)$$

E para o vapor de água, fica:

$$p_vV = n_vRT \quad (12)$$

Seguidamente, um dos parâmetros ao qual se dará mais destaque é a **humidade relativa**. Esta consiste no rácio entre a fração molar de vapor de água numa dada amostra de ar húmido e a fração molar de ar húmido, saturado à mesma temperatura e pressão. O seu valor varia entre 0 e 1 para condições até à saturação, podendo inclusivamente exceder esse valor em condições de supersaturação, de acordo com a temperatura. A humidade relativa pode, então, ser definida pela seguinte relação:

$$\phi = \frac{x_v}{x_{ws}|_{t,p}} \times 100 \quad (13)$$

Sendo x_v a fração molar de vapor de água.

Com a diferença de que para o cálculo da fração molar de vapor de água (x_v) se utiliza a pressão parcial do vapor de água, em vez da pressão de vapor da água no ar húmido saturado na equação (5), juntando as equações (5) e (13) obtém-se a equação seguinte:

$$\phi = \frac{\frac{p_v}{p}}{\frac{p_{ws}}{p}|_{t,p}} \times 100 = \frac{p_v}{p_{ws}|_{t,p}} \times 100 \quad (14)$$

A **humidade absoluta** é também um parâmetro importante, e é expressa como a razão da massa de vapor de água por quilograma de ar seco numa amostra de ar húmido. Não varia com a temperatura, exceto se a temperatura estiver abaixo do ponto de orvalho, isto é, quando o ar se encontra totalmente saturado de vapor de água. A humidade absoluta pode ser definida como:

$$W = \frac{m_v}{m_{da}} \quad (15)$$

Onde m_v é a massa de vapor de água e m_{da} a massa de ar seco.

Aplicando a equação (9) na equação anterior, e resolvendo a primeira em ordem à massa de vapor de água (no numerador) e em ordem à massa de ar seco (no denominador), tem-se o seguinte:

$$W = \frac{\frac{p_v V}{R_w T}}{\frac{p_{da} V}{R_{da} T}} = \frac{p_v R_{da}}{p_{da} R_w} \quad (16)$$

Combinando as equações (1) e (2) com a fórmula da equação anterior, é possível tirar a razão entre as massas moleculares:

$$r_{w,da} = \frac{M_w}{M_{da}} = \frac{0.01801528}{0.0289645} = 0.62198 \quad (17)$$

Assim, consegue-se simplificar a equação (16), relacionando com a equação (17):

$$W = 0.62198 \times \frac{p_v}{p_{da}} = 0.62198 \times \frac{p_v}{p - p_v} \quad (18)$$

3.1.2 Entalpia

A entalpia de uma mistura de gases perfeitos corresponde ao somatório das entalpias parciais individuais das componentes que constituem o ar. Assim sendo, a entalpia específica do ar húmido pode ser escrita da seguinte forma:

$$h = h_{da} + W h_v \quad (19)$$

Sendo h_{da} a entalpia específica para o ar seco e h_v a entalpia específica para o vapor de água saturado.

É possível determinar as entalpias parciais apenas dependendo da temperatura, recorrendo às equações seguintes:

$$h_{da} = h_{da,0} + c_{p,da}(t_{db} - t_{db,0}) \quad (20)$$

$$h_v = h_{v,0} + c_{p,v}(t_{db} - t_{db,0}) \quad (21)$$

Onde $h_{da,0}$ e $h_{v,0}$ correspondem às entalpias de referência para o ar seco e para o vapor de água saturado, respetivamente; $c_{p,da}$ e $c_{p,v}$ correspondem aos calores específicos do ar seco e da água, a pressão constante, respetivamente; t_{db} é a temperatura do bolbo seco e $t_{db,0}$ é a temperatura do bolbo seco de referência.

Sabendo que $c_{p,da} = 1005 \text{ J}/(\text{kg}_{da} \cdot \text{K})$, $h_{da,0} = 0 \text{ J}/\text{kg}_{da}$ e $t_{db,0} = 0^\circ\text{C}$ [8] [11] é possível fazer uma aproximação à equação (20):

$$h_{da} \approx 1.006 t_{db} \quad (22)$$

Tomando $h_{v,0} = 2501 \text{ kJ}/\text{kg}_v$, $c_{p,v} = 1.86 \text{ J}/(\text{kg}_v \cdot \text{K})$ e $t_{db,0} = 0^\circ\text{C}$ [8] como valores de referência, pode-se reescrever a equação (21) como resultado de uma aproximação:

$$h_v \approx 2501 + 1.86 t_{db} \quad (23)$$

Assim, a equação usada para a determinação da entalpia específica de ar húmido dependerá apenas da temperatura do bolbo seco e da humidade absoluta do ar, sendo dada pela expressão seguinte:

$$h = 1.006 t_{db} + W(2501 + 1.86 t_{db}) \quad (24)$$

3.1.3 Processos de condicionamento de ar

3.1.3.1 Variação de calor sensível

O aquecimento ou o arrefecimento sensível ocorrem quando a temperatura do ar (bolbo seco) aumenta ou diminui sem que haja variação da humidade absoluta. No diagrama psicrométrico, o aquecimento e o arrefecimento sensível são representados por deslocações horizontais [12].

Em condições de regime estacionário, a taxa adicional de calor requerido num fluxo de ar húmido é dada pela fórmula seguinte:

$$\dot{q}_{in} = \dot{m}_{da}(h_2 - h_1) \quad (25)$$

Sendo \dot{q}_{in} o calor adicional necessário num fluxo de ar húmido entre dois pontos, \dot{m}_{da} o caudal mássico de ar seco e h_1 e h_2 as entalpias específicas nos meios 1 e 2, respetivamente.

Nestas condições, o balanço de vapor de água é descrito pela equação seguinte:

$$\dot{m}_{da}W_1 = \dot{m}_{da}W_2 \quad (26)$$

Onde W_1 e W_2 correspondem às humidades absolutas do ar nos meios 1 e 2, respetivamente.

3.1.3.2 Variação de calor latente

Em caso de humidificação do ar sem variação do calor sensível, o calor absorvido é utilizado para evaporar mais água. Como o calor latente de vaporização da água é elevado (2496 kJ/kg), o ar tem de absorver calor que é utilizado para evaporar mais água, aumentando a humidade absoluta sem que haja variações de temperatura.

3.1.3.3 Variação de calor sensível e de calor latente

Podem também haver variações simultâneas da temperatura (calor sensível) e da humidade absoluta (calor latente), tais como as seguintes:

- **Arrefecimento com humidificação:** Designa-se este processo por saturação adiabática (entalpia constante), pois não há trocas de calor por condução ou por radiação. Em regime estacionário, os balanços de energia e de massa que expressam a variação de calor considerada são os seguintes:

$$\dot{m}_{da}h_1 = \dot{m}_{da}h_2 + \dot{m}_v h_v + \dot{q}_{out} \quad (27)$$

$$\dot{m}_{da}W_1 = \dot{m}_{da}W_2 + \dot{m}_v \quad (28)$$

Sendo \dot{m}_v o caudal mássico de água e \dot{q}_{out} o calor libertado numa situação de arrefecimento do ar.

- **Arrefecimento/aquecimento numa mistura adiabática:** No caso em que se tem uma mistura adiabática entre duas ou mais correntes de ar, isto é, uma mistura em que não ocorrem trocas de calor mas existe variação térmica, destacam-se três equações exemplificativas das trocas de massa e energia entre massas de ar [13]. Assim, a mistura adiabática entre duas ou mais correntes de ar, numa situação em que se verifica a ausência de condensação, é descrita pelos balanços seguintes:

$$\dot{m}_{da,1}h_1 + \dot{m}_{da,2}h_2 + \dots + \dot{m}_{da,j}h_j = \dot{m}_m h_m \quad (29)$$

$$\dot{m}_{da,1}W_1 + \dot{m}_{da,2}W_2 + \dots + \dot{m}_{da,j}W_j = \dot{m}_m W_m \quad (30)$$

$$\dot{m}_{da,1} + \dot{m}_{da,2} + \dots + \dot{m}_{da,j} = \dot{m}_m \quad (31)$$

Onde $\dot{m}_{da,1}$, $\dot{m}_{da,2}$ e $\dot{m}_{da,j}$ correspondem aos caudais mássicos de ar em uma, duas e j correntes de ar; \dot{m}_m , h_m e W_m são o caudal mássico, a entalpia específica e a humidade absoluta da mistura, respetivamente; h_j e W_j são a entalpia e a humidade absoluta em j correntes de ar, respetivamente.

Havendo condensação numa mistura adiabática de duas correntes de ar, resulta nas seguintes equações de balanço:

$$\dot{m}_{da,1}h_1 + \dot{m}_v h_v = \dot{m}_{da,2}h_2 \quad (32)$$

$$\dot{m}_{da,1}W_1 + \dot{m}_v = \dot{m}_{da,2}W_2 \quad (33)$$

Por sua vez, quando se trata da geração/remoção de calor latente de um espaço a climatizar, as duas fórmulas anteriores variam devido ao facto de existirem trocas de calor latente entre massas de ar [11]. Assim, representam-se os balanços pelas relações seguintes:

$$\dot{m}_{da,1}h_1 + \dot{m}_v h_v + \dot{q}_{in}^s = \dot{m}_{da,2}h_2 \quad (34)$$

$$\dot{m}_{da,1}W_1 + \dot{m}_v h_v = \dot{m}_{da,2}W_2 \quad (35)$$

Sendo \dot{q}_{in}^s o calor sensível gerado.

3.2 Conforto térmico

Ao longo dos anos têm sido desenvolvidos diversos estudos sobre conforto térmico com o objetivo de identificar os vários fatores intervenientes nas sensações de calor e frio e analisar a maneira como estes se relacionam. Para desempenhar qualquer atividade, física ou mental, o ser humano necessita de um estado adequado de conforto térmico.

Um ser humano encontra-se numa situação de conforto térmico quando se verificam determinados requisitos, que impedem que a transferência de calor do corpo humano para o ambiente não lhe cause situações desagradáveis. Esse calor é produzido nos órgãos internos através da combustão dos nutrientes, num processo que toma o nome de metabolismo, e é regulado pelo corpo humano em função da atividade realizada no momento. O conforto térmico, essencial na produtividade das atividades humanas, muitas vezes não consegue ser obtido naturalmente, pelo que se torna necessário a utilização de equipamentos elétricos (máquinas térmicas) capazes de proporcionar o conforto desejado, como sejam os sistemas de ar condicionado [14] [15].

3.2.1 Variáveis e indicadores associados ao conforto térmico

O conforto térmico depende de variáveis que interferem no trabalho do sistema termorregulador, as chamadas variáveis pessoais e ambientais.

As variáveis pessoais incluem a taxa de metabolismo (ou nível de atividade metabólica) e o isolamento térmico do vestuário.

As variáveis ambientais, por sua vez, podem ser classificadas em gerais e locais. São exemplos de variáveis ambientais gerais a temperatura radiativa média, a humidade do ar, a temperatura do ar interior e a velocidade relativa do ar. Já as variáveis ambientais locais, responsáveis pelo desconforto localizado, são a assimetria de temperatura radiativa, as correntes de ar, o gradiente vertical de temperatura do ar e a temperatura do piso.

No que toca à humidade e temperatura interior do ar, ambas são os indicadores mais evidentes de conforto térmico adequado. Para que seja possível efetuar o arrefecimento de um determinado edifício é importante que o corpo humano seja capaz de se adaptar às condições sazonais. Assim, as temperaturas e humidades variam para a estação de inverno e de verão (tal será mais aprofundado no capítulo seguinte). A diferença entre a temperatura do ar interior e a temperatura radiativa média (temperatura média das superfícies que envolvem o espaço habitado) não deve ser superior a 2 °C [14] [15].

3.3 COP e outras eficiências relevantes

O coeficiente de performance (COP) é uma das variáveis que merece mais ponderação, no que diz respeito à análise do desempenho de sistemas de refrigeração convencionais. Existem vários COP's associados a diversos processos de arrefecimento térmico assistido, convertendo o calor proveniente da radiação solar captada pelos coletores solares térmicos em “frio”. Em primeiro lugar, é importante mencionar e definir o conceito de COP elétrico. Num sistema de arrefecimento convencional, o COP elétrico define-se como sendo o quociente entre a carga de arrefecimento e a energia elétrica consumida, tal como mostra a equação (36):

$$COP_{elec} = \frac{Q_c}{E_{elec}} \quad (36)$$

Se forem contabilizadas ambas as situações de arrefecimento e aquecimento, resulta num COP elétrico total dado pela equação (37):

$$COP_{elec\ total} = \frac{Q_{total}}{E_{elec}} \quad (37)$$

Sendo Q_{total} a carga térmica total (arrefecimento + aquecimento).

Analogamente à equação (36), está associado o COP elétrico para uma situação de aquecimento, bastando apenas substituir o termo Q_c pelo termo Q_h na equação referida, se bem que somente se considera esse termo no contexto de uma bomba de calor.

Outro conceito que importa destacar é o de COP de Carnot. O COP de uma unidade de refrigeração de Carnot está diretamente relacionado com as temperaturas de condensação (T_h) e de evaporação (T_c) do fluido de trabalho e consiste no valor teórico de COP mais elevado. A fórmula mais comum para o COP de Carnot, para uma máquina frigorífica, é a dada pela equação (38):

$$COP_{Carnot} = \frac{Q_c}{Q_h - Q_c} = \frac{T_c}{T_h - T_c} \quad (38)$$

Onde Q_c corresponde à carga térmica de arrefecimento e Q_h à carga térmica de aquecimento

Para uma melhor perceção do funcionamento de uma máquina de refrigeração de Carnot, é necessário compreender as variações de temperatura e de calor no ciclo de Carnot, tal como é exemplificado na figura seguinte:

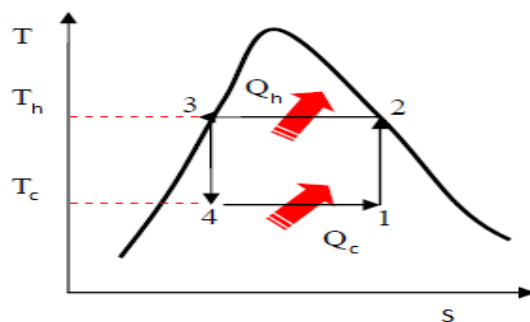


Figura 8 – Diagrama T - S representativo do ciclo termodinâmico de Carnot [16].

Na termodinâmica, o diagrama T - S é utilizado para visualizar variações de temperatura e de entropia específica durante um processo termodinâmico ou ciclo. Na figura anterior, T é a temperatura do ar [°C], T_h é a temperatura da fonte quente [°C], T_c é a temperatura da fonte fria [°C], S é a entropia específica do ar [J/K], Q_h é o calor proveniente da fonte quente [kWh] e Q_c é o calor proveniente da fonte fria [kWh].

Nos sistemas do tipo excicante evaporativo, também é relevante referir o ciclo padrão de compressão a vapor. Neste ciclo, o processo 3-4 do ciclo de refrigeração de Carnot (expansão isentrópica) transforma-se num processo de estrangulamento (expansão adiabática), processo onde não ocorrem trocas de calor visto que não há variação da entalpia. O diagrama pressão-entalpia mostrado na [Figura 9](#) é, geralmente, o mais utilizado porque em aplicações de refrigeração a entalpia é uma das propriedades mais importantes e a pressão é um parâmetro facilmente determinado.



Figura 9 - Diagrama p - h representativo do ciclo padrão de compressão a vapor [17].

Para além do COP, importa também algumas eficácias associadas ao sistema DEC, mais concretamente à roda excicante. A eficácia calculada em função das mudanças de entalpia pode ser dada por:

$$\varepsilon_h = \frac{h_{1in} - h_{1out}}{h_{1in} - h_{2in}} \quad (39)$$

Onde h_{1in} é a entalpia específica à entrada da UTA, antes da roda excicante, h_{1out} é a entalpia específica na conduta de entrada da UTA, após da roda excicante, e h_{2in} é a entalpia específica na saída, antes da passagem pela roda excicante.

A eficácia térmica pode ser calculada pela fórmula seguinte:

$$\varepsilon_{th} = \frac{T_2 - T_1}{T_4 - T_1} \quad (40)$$

Sendo T_1 a temperatura à entrada da UTA, T_2 a temperatura após a roda excicante, na conduta de admissão e T_4 a temperatura à saída da UTA.

Por fim, a eficácia de desumidificação da roda pode ser calculada da seguinte forma:

$$\varepsilon_{deh} = \frac{W_1 - W_2}{W_1 - W_{out,ideal}} \quad (41)$$

Sendo $W_{out,ideal}$ a humidade absoluta ideal no ponto após a roda exsicante, na conduta de admissão.

No contexto do desempenho da roda exsicante, estas três últimas eficácias são as que mais importa destacar [18].

3.4 Arrefecimento evaporativo

O arrefecimento evaporativo baseia-se na diminuição de temperatura associada à mudança de fase da água do estado líquido para o estado gasoso. Existem dois tipos de arrefecimento evaporativo: direto e indireto. No primeiro caso, o decréscimo da temperatura de bolbo seco está associado a um aumento do conteúdo de vapor de água (humidade relativa) e no qual o ar exterior é arrefecido por evaporação da água, antes da entrada no edifício. Se se tratar de um arrefecimento evaporativo indireto, o arrefecimento efetua-se através da evaporação nas superfícies exteriores expostas à radiação solar ou ao ar quente do interior, contribuindo para o decréscimo da temperatura de bolbo seco, mas sem o aumento do conteúdo de água [19].

O arrefecimento evaporativo direto é, normalmente, utilizado em climas secos ou em situações que exijam taxas de troca de calor elevadas. No geral, existem três aplicações fundamentais no que toca ao arrefecimento evaporativo: arrefecimento, desumidificação e a combinação entre arrefecimento e desumidificação. Relativamente à poupança energética, tanto o arrefecimento evaporativo direto como o indireto podem ser usados em todos os tipos de climas (húmidos, semiáridos, áridos), poupando energia nos processos de desumidificação e de arrefecimento [20].

Capítulo 4 - Descrição e caracterização do sistema com tecnologia DEC do LNEG

4.1 Descrição e caracterização do local

A Unidade de Tratamento de Ar (UTA) foi instalada em 1999 no Edifício G do campus do Laboratório Nacional de Energia e Geologia (LNEG), situado no Paço do Lumiar. Esta unidade encontra-se na cobertura do ~~Laboratório de Energia (LEN), Edifício G onde estão localizados e compreende os laboratórios de mecânica e de química~~ e escritórios, podendo ser observada na ~~Figura 11~~ ~~Figura 11~~.



Figura 10 - Edifício G – LEN [21].



Figura 11 – UTA, localizada na cobertura do Edifício G [22].

A UTA faz uso da tecnologia DEC, recorrendo a um sistema de captação de energia solar do tipo CPC (Coletores Concentradores Parabólicos Compostos), estando este representado na ~~Figura 12~~ ~~Figura 12~~.



Figura 12 - Sistema de coletores solares térmicos do tipo CPC no topo da cobertura do Edifício G [22].

Este sistema foi dimensionado com o intuito de promover o acondicionamento ambiente dos onze gabinetes de trabalho, localizados no R/C do Edifício G, onde se situam parte das instalações do seu departamento (LEN).

É um edifício que possui um pé direito médio (distância compreendida entre o solo e o teto) de 3 metros, e uma área a climatizar de 182 m². As janelas apresentam uma orientação a Sudoeste (28° Oeste), o que faz com que, no verão, haja incidência de radiação solar direta a meio da tarde e um pico de climatização no final da tarde. Em contrapartida, no inverno, verifica-se uma incidência significativamente mais reduzida, uma vez que a altura solar considerada é baixa. As janelas têm uma área útil de, aproximadamente, 70%, comunicando com toda a envolvente exterior.

Trata-se, porém, de um edifício que foi construído com um propósito diferente do atual, tendo sido, por essa razão, levadas a cabo algumas modificações devido ao novo tipo de ocupação, para além de terem sido impostas algumas limitações relativamente ao dimensionamento, ao desenho da UTA e ao respetivo sistema de distribuição de ar. Pelas razões enunciadas acima, a configuração da UTA do LNEG distingue-se de outras ditas convencionais, que foram implementadas por todo o Mundo desde o início do presente século. A sua construção teve de ter em conta alguns condicionamentos impostos pela estrutura do edifício, na medida em que a área da UTA está limitada pela área disponível da sala técnica, tendo também sido efetuadas alterações ao nível do desenho da rede de condutas de ar, que se encontram junto aos gabinetes a climatizar.

4.2 Descrição do sistema

O sistema em funcionamento engloba três partes fundamentais:

- ✓ Um sistema constituído por coletores solares do tipo CPC;
- ✓ Uma Unidade de Tratamento de Ar (UTA) com tecnologia DEC;
- ✓ Um *software* responsável por monitorizar e controlar o sistema.

Nas secções que se seguem, serão descritas com mais detalhe cada uma das partes constituintes do sistema, referindo algumas características intrínsecas de cada uma delas, assim como algumas das alterações que foram realizadas ao longo dos últimos anos, descrevendo os respetivos modos de funcionamento.

4.2.1 Sistema de captação de energia solar

4.2.1.1 Coletores solares térmicos do tipo CPC

Como referido anteriormente, a instalação de coletores solares térmicos está diretamente dependente da disponibilidade de radiação solar, que é bastante favorável no caso de Portugal. Os coletores disponíveis no mercado atual operam a diversas temperaturas e têm múltiplos usos, como por exemplo em sistemas de arrefecimento solar e ar condicionado. Neste trabalho, só se encontra descrito os coletores do tipo CPC, devido ao facto de serem os utilizados no sistema solar da UTA em estudo.

O coletor do tipo CPC consiste num sistema de concentração da radiação solar que combina as propriedades de um coletor plano (também pode ser montado em estruturas fixas e tem um grande ângulo de visão, permitindo a captação da radiação difusa), para a obtenção de temperaturas mais elevadas (superiores a 70°C).

O coletor possui tubos de cobre que, por sua vez, possui uma superfície absorvedora constituída por uma grelha de alhetas em forma de acento circunflexo, e que são colocadas no topo de uma superfície refletora. A captação solar realiza-se nas duas faces das alhetas já que o sol incide na parte superior das alhetas. Os raios que são refletidos acabam por incidir na parte inferior das alhetas, aumentando assim ainda mais a temperatura do fluido e diminuindo as perdas térmicas [23].

Geralmente, é utilizado para necessidades de temperatura entre os 80°C e os 200°C, em aplicações como a produção de AQS e em pequenos processos industriais. Este tipo de coletor e o seu mecanismo de funcionamento serão descritos com mais detalhe no subcapítulo seguinte.

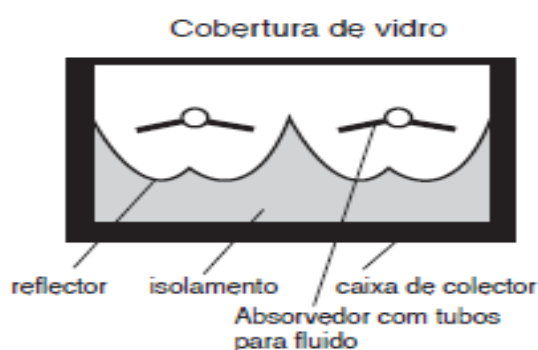


Figura 13 - Corte seccional de um coletor do tipo CPC [24].

Para os *chillers* térmicos (de absorção e adsorção), a temperatura encontra-se, normalmente, entre 50°C e 80°C ou acima. Para sistemas de arrefecimento exsicantes, a temperatura necessária varia entre os 55°C e os 90°C. Tendo em conta os elevados caudais necessários para alimentar o sistema, é difícil obter uma estratificação no depósito de acumulação de água quente e a temperatura de retorno do coletor é também relativamente elevada.

Para outros locais com menos disponibilidade de radiação solar, ou para grupos de frio que necessitam de elevadas temperaturas, como os sistemas de absorção (efeito simples), devem ser utilizados coletores de alta eficiência, ~~ao para a nível de~~ temperatura de funcionamento. Para sistemas onde é necessário atingir temperaturas ainda mais elevadas, os coletores tipo CPC cumprem os requisitos, podendo ser aplicada em sistemas que utilizem *chillers* de absorção de alta eficiência (duplo efeito).

4.2.1.2 Descrição do sistema de captação de energia solar

O sistema de coletores solares térmicos, instalado na cobertura do Edifício G do LNEG, é constituído por coletores solares térmicos do tipo CPC sem vácuo, visto que estes são economicamente mais atrativos que os do tipo CPC com vácuo. Como se pôde observar pela ~~Figura 12~~ Figura 12, a produção solar térmica compreende 24 coletores ligados em paralelo de 2 coletores em série, transferindo a energia captada para o depósito de acumulação de água quente (através de um permutador externo de placas),

com a capacidade de 2000 litros e que desempenha a função de armazenar energia, ou diretamente para o sistema (UTA), de acordo com as necessidades da UTA e a disponibilidade de radiação solar. A instalação dispõe de uma caldeira a gás, com uma potência de 23.25 kW, para efeitos de apoio.

Os coletores encontram-se equilibrados hidraulicamente (retorno invertido). Cada um dos coletores possui uma área bruta de 2.24 m², o que perfaz, aproximadamente, uma área bruta de coletores de 54 m², e uma área de abertura de 47 m². A distância entre as filas de coletores é de 2.10 m e os coletores possuem uma inclinação de 30°, estando orientados a Sul.

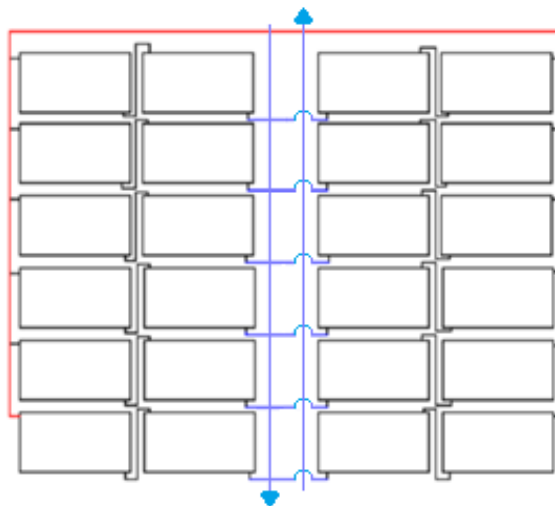


Figura 14 - Esquema de ligação do campo de coletores, com os circuitos de água fria representados pelas linhas azuis e os circuitos de água quente pelas linhas vermelhas.

O sistema solar térmico é constituído por dois circuitos. O primeiro circuito (circuito primário) é constituído pelo conjunto de 24 coletores e pelo permutador de placas, sendo este último acionado por uma bomba circuladora.

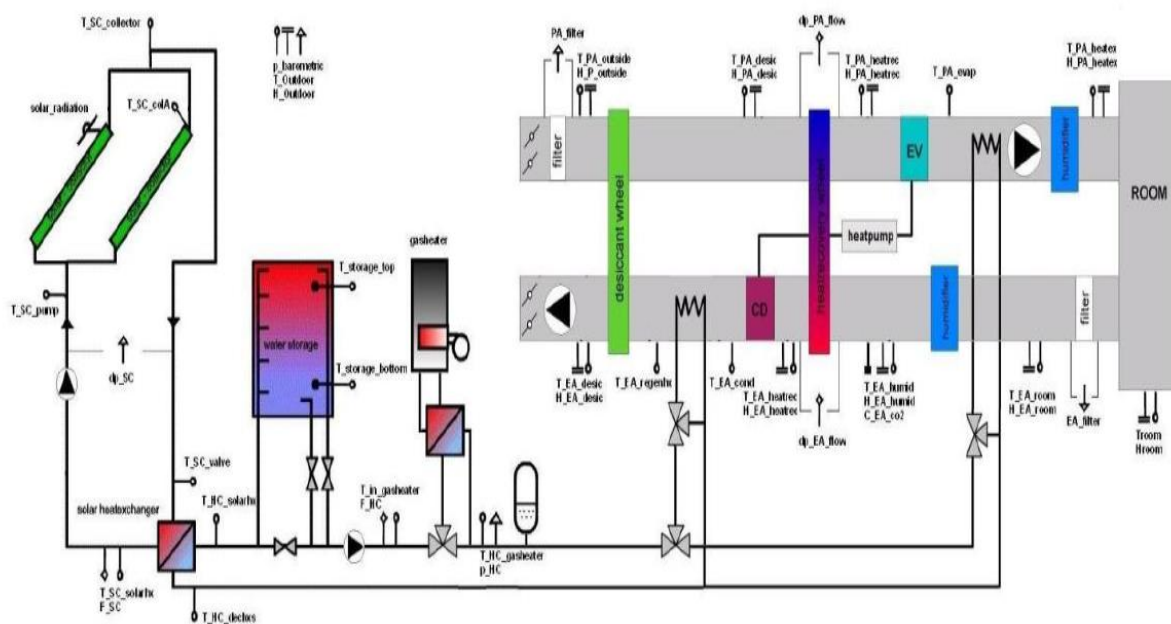


Figura 15 - Configuração do sistema solar térmico (à esquerda) e da UTA (à direita), assim como as respetivas sondas de humidade, de temperatura e de caudal [22].

No lado esquerdo do esquema está representado o campo de coletores ligados a um depósito de armazenamento de água quente, através de um permutador de calor externo.

Na parte direita do esquema está representada a UTA, sendo possível visualizar as diversas componentes que a constituem: a roda exsicante (cor verde), o condensador da bomba de calor (a roxo), a roda permutadora de calor (cor azul/vermelha) e o evaporador (azul ciano). As partes inferiores das rodas encontram-se na conduta de saída de ar (exaustão) e as partes superiores das rodas encontram-se na conduta de entrada de ar (insuflação). Nas secções das rodas, as condutas de entrada e de saída estão separadas por vedantes de ar de fricção (que fazem parte das matrizes das rodas) ao longo dos diâmetros das rodas, dos dois lados, que praticamente evitam a mistura de ar novo com o ar de retorno.

Os coletores aquecem a água, passando esta por um permutador de placas, onde cederá energia ao circuito secundário. É de notar que apenas ocorrerá circulação de água no circuito primário se o valor da radiação solar instantânea ao nível dos coletores for um minimamente aceitável, e que foi fixado em 300 W/m^2 . Por exemplo, não é compensador haver circulação de água em dias chuvosos ou durante a noite. Resumidamente, o circuito primário e secundário têm dois modos distintos de funcionamento (arrefecimento e aquecimento) e apresentam sequências de passos e requisitos que variam consoante a UTA tenha necessidades ou não de água quente. Essa sequência é sumariamente descrita a seguir:

- **O sistema UTA/DEC não revela necessidades de calor:**
 - i. Se a radiação solar for superior ao valor mínimo estipulado, a bomba circuladora do circuito solar inicia a sua operação. De seguida, testa-se se o diferencial entre a temperatura da água à saída dos coletores e a temperatura da água à entrada dos coletores é positivo ($\Delta T > 3^\circ\text{C}$). Verificada a condição anterior, ocorre, assim, a circulação de água nos coletores solares, restando constatar se o diferencial entre a temperatura à entrada do permutador de placas no circuito primário (que faz a interligação entre os dois circuitos) e a temperatura do fundo do depósito é superior a 10°C . Verificada a condição anterior, a bomba circuladora do circuito secundário é ligada;
 - ii. Se a radiação solar for superior ao valor mínimo estipulado, a bomba circuladora do circuito solar inicia a sua operação. Se o diferencial entre a temperatura da água à saída dos coletores e a temperatura da água à entrada dos coletores for igual ou inferior a 3°C , a bomba circuladora do circuito primário desliga.
- **O sistema UTA/DEC apresenta necessidades de calor:**
 - i. Se a radiação solar incidente for superior ao valor mínimo permitido de 300 W/m^2 , pressupondo que as restantes condições ditas no ponto anterior são satisfeitas, é acionada a bomba circuladora do circuito secundário. No entanto, numa situação em que se verifique que a temperatura no topo do coletor (saída) é inferior à temperatura da água à entrada do permutador no circuito secundário, a bomba do circuito primário é desligada, pois o circuito secundário estaria a fornecer energia ao circuito primário;
 - ii. Perante uma situação em que o sistema necessita de calor, em primeiro lugar, é atribuída prioridade à água proveniente da zona inferior do depósito, já que é nesta que a água se encontra a uma temperatura mais baixa. Assim, a água sai do depósito e segue diretamente para o sistema;
 - iii. Se as necessidades de calor no ponto ii não forem colmatadas, recorrer-se-á à água quente presente no topo do depósito, zona onde se encontra água a uma temperatura mais elevada, seguindo diretamente para abastecer o sistema;
 - iv. Se as necessidades de calor por parte do sistema não forem satisfeitas no ponto iii, é efetuado o recurso ao apoio energético (caldeira a gás natural). O princípio de funcionamento é semelhante ao descrito no ponto iii, com a inclusão da caldeira a gás, sendo esta responsável pelo aquecimento adicional da água necessário para atingir a temperatura pretendida.

Este modo de funcionamento apresenta como principal vantagem o facto do circuito solar (primário), do circuito de calor (secundário) e a UTA serem independentes uns dos outros, podendo o circuito primário entregar energia sob a forma de calor ao depósito, mesmo quando a UTA não necessita de calor.

4.2.2 Sistema DEC

O *design* do sistema DEC foi alvo de sucessivas alterações ao longo dos últimos anos, que ocorreram como resultado dos constrangimentos estruturais e dimensionais impostos pelo edifício onde o sistema foi implementado e gabinetes a climatizar. Do ponto de vista da instituição do LNEG, as soluções adotadas permitiram a investigação e o desenvolvimento de outros modos de configuração, o que acaba por ser bastante enriquecedor para a instituição.

A inovação que mereceu mais destaque foi a introdução de uma bomba de calor, funcionando como elemento de apoio ao processo de arrefecimento exsicante- evaporativo nas alturas de pico de verão, uma vez que o sistema DEC não conseguia satisfazer as necessidades de conforto requeridas, tendo como principal objetivo, portanto, a redução da carga térmica no período de verão. A sua implementação foi fundamental na medida em que era necessário injetar o ar a temperaturas mais baixas, isto porque os sistemas DEC não conseguem atingir temperaturas de injeção de ar muito reduzidas nos espaços a climatizar, pelo que se torna necessário aumentar o caudal de ar de modo a conseguir remover os ganhos térmicos. O condensador da bomba de calor situa-se imediatamente antes do permutador água-ar de verão, pelo que o calor resultante da condensação é aproveitado para efetuar a regeneração da roda exsicante. No entanto, a localização desse mesmo condensador sempre limitou a fração solar do sistema, principalmente nas condições de pico de verão, que correspondem a uma maior disponibilidade de radiação solar.

Foi também introduzido um humidificador na conduta de entrada, apesar da bomba de calor por si só conseguir corresponder às temperaturas de climatização pedidas e, também, o facto do arrefecimento evaporativo ser permitido pelas condições de baixa humidade nos gabinetes. Assim, a função que lhe foi atribuída foi a de diminuir o tempo de funcionamento da bomba de calor. Verificou-se que o conforto térmico era assegurado em muitas situações, sem o recurso à bomba de calor, humidificando também o ar na secção de entrada da UTA. É fora das épocas de pico solar que se verifica a potencialização do conforto térmico, na maior parte das situações. Desta forma, é possível reduzir o tempo de funcionamento da bomba de calor, assim como aumentar, em contrapartida, o tempo de funcionamento no modo de arrefecimento exsicante- evaporativo. Deste modo, o sistema solar desempenhará um papel mais ativo.

De seguida, encontram-se indicadas algumas das características principais da UTA, tais como:

- As suas dimensões globais, que são de 1290 x 1315 x 7060 mm;
- A utilização de dois ventiladores, com uma potência total de 2.2 kW_e (cada um com uma potência de 1.1 kW_e);
- Um caudal de ar de 5000 m³/h (8 RPH);
- Uma bomba de calor com 7.5 kW_e de potência;
- As restantes componentes (rodas e bombas circuladoras), com uma potência elétrica de 1.0 kW_e.

Por norma, a potência do ventilador na conduta de insuflação é maior do que a na conduta de exaustão. Assim, o caudal do ar de admissão é superior ao caudal de ar de exaustão, criando uma ligeira sobrepressão que ajuda a eliminar poeiras dentro do espaço a climatizar no momento em que são abertas as portas ou janelas dos gabinetes, impedindo que o ar do exterior entre. Este mecanismo ocorre em contracorrente, pois o processo de deabsorção do rotor da roda exsicante é mais eficiente que o processo de absorção.

Inicialmente, a UTA foi dimensionada para uma potência de 28.6 kW. Para que este arrefecimento seja possível, é necessário fornecer à UTA uma potência térmica de 38.2 kW, correspondente à soma das potências térmicas do condensador da bomba de calor e do permutador de calor, necessária à regeneração da roda exsicante. Este permutador é alimentado pelo sistema solar térmico, pelo depósito de acumulação e pelo sistema de apoio (caldeira a gás natural), de acordo com as necessidades da UTA e a disponibilidade de energia de origem solar.

Fazendo o rácio entre as duas potências referidas, obtém-se um COP de 0.75 para o sistema UTA/DEC.

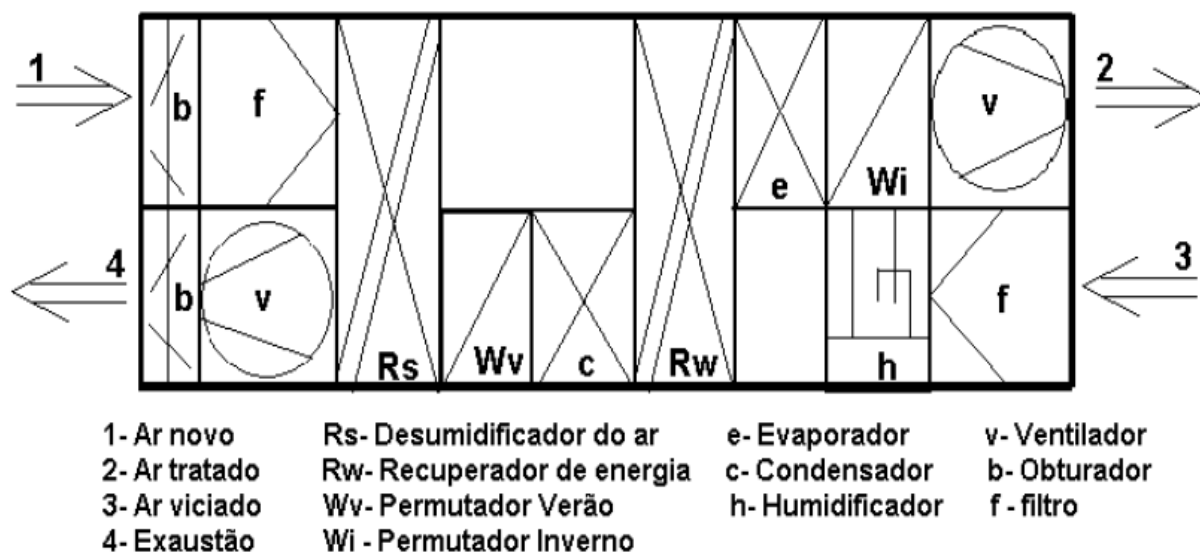


Figura 16 - Configuração inicial do sistema UTA/DEC instalado no LNEG, e as várias componentes que o constituem [25].

Este sistema está em atividade desde o começo do presente século, e tem sofrido modificações esporádicas, de forma a melhorar o seu desempenho. A introdução do novo humidificador na secção de entrada da UTA, e a correspondente alteração do código no *software* de controlo, foram efetuados no ano de 2008. Desde o verão de 2009 que a bomba de calor se mantém desligada fisicamente, de forma a avaliar o desempenho do sistema, sendo apenas ligada em períodos em que a temperatura exterior é muito elevada.

4.2.3 Software do sistema de monitorização e controlo

O sistema, no seu conjunto, é constituído por sensores de temperatura, humidade e pressão atmosférica, assim como medidores de radiação solar incidente instantânea, de caudal (de água e de ar) e de potência elétrica.

Têm vindo a ser levadas a cabo alterações significativas ao nível do *software* de controlo do sistema, e outras menos relevantes ao nível do *software* de visualização e aquisição de dados, a fim de tornar o sistema mais simples e funcional.

O sistema de controlo permite determinar as temperaturas e humidades relativas ótimas de conforto térmico. Para edifícios de serviços, as temperaturas estão limitadas ao intervalo compreendido entre 21 e 23°C, enquanto as humidades relativas situam-se entre 20 e 30 %, para a estação do inverno. No verão, a temperatura situa-se entre 23 e 26°C e a humidade relativa entre 50 e 60 %. Independentemente da estação, estabeleceu-se entre 4 a 10 circulações de ar por hora [26]. Portanto, o intervalo de controlo definido para a temperatura da sala (T_{room}) é entre 21 e 26°C.

A temperatura ótima de conforto é determinada pela seguinte expressão:

$$T_{room_set} = 17,6 + (T_{out} \times 0,2) \quad (42)$$

O facto de se impor limites à temperatura de conforto nos gabinetes, deve-se à fórmula de cálculo utilizada, uma vez que se verifica uma discrepância muito grande entre a temperatura do exterior e a temperatura de conforto admitida para a sala. Portanto, no verão, uma vez que a temperatura proveniente do exterior será alta, terá que se definir uma temperatura de conforto mais elevada, a fim de prevenir o choque térmico provocado pela mudança de temperatura do ar. No inverno, uma vez que a temperatura de ar exterior é baixa, a temperatura de conforto terá que ser definida para um valor mais baixo, a fim de prevenir o choque térmico.

Relacionada com estas duas últimas, tem que também ser tida em consideração a temperatura de insuflação do ar ideal ($T_{PA_heatex_set}$), assim como as condições associadas para a determinação desta:

- Caso $T_{out} > T_{room_set}$: $T_{PA_heatex_set} = T_{room_set} - 6^{\circ}\text{C}$
- Caso $T_{out} < T_{room_set}$: $T_{PA_heatex_set} = 24^{\circ}\text{C}$

Esta temperatura, tal como a temperatura de conforto da sala, está restrita a um determinado intervalo, nomeadamente entre 18 e 30°C. Quando esta temperatura for igual à do ar que está a ser injetado na sala (T_{PA_heatex}), e após um período de estabilização de 4 minutos, a temperatura na sala é novamente comparada à temperatura de conforto estabelecida. Se comprovarem ser diferentes, então será determinada uma nova temperatura de injeção de ar, que irá implicar o aumento da velocidade dos ventiladores e, conseqüentemente, o aumento do caudal de ar.

O sistema de controlo definiu seis modos de funcionamento para a UTA, que se julgou serem necessários para atingir a temperatura de injeção de ar pedida, e são os seguintes:

- **Modo -2:** Denomina-se **aquecimento ativo** e corresponde ao aquecimento do ar através da permuta de calor feita no permutador água-ar de inverno (encontra-se na conduta de insuflação de ar). A água quente pode vir dos coletores solares, do depósito de acumulação, do apoio (caldeira a gás natural) ou pode provir dos três. Os ventiladores e a roda permutadora de calor são as outras duas componentes ativas neste modo de funcionamento. A roda permutadora de calor pode operar à sua velocidade máxima (10 rpm), aquecendo o ar, numa primeira instância, já que o ar de exaustão é mais quente do que aquele que é admitido na UTA. Tal acontece, pois na conduta de exaustão o ar não sofre qualquer modificação (quando este modo se encontra em funcionamento), transferindo calor sensível ao ar de insuflação;
- **Modo -1:** Designa-se por **recuperação de calor**, e neste modo apenas estão ativos os ventiladores e a roda permutadora de calor. Esta última realiza a troca de calor entre o ar quente proveniente dos gabinetes e o ar frio proveniente do exterior, isto é, permite o aquecimento do ar na conduta de entrada (insuflação). Este modo é aplicado em situações em que se verifique pequenas variações de temperatura entre o exterior e o interior do edifício;
- **Modo 0:** Designa-se por **ventilação livre**. Este modo consiste na ausência de trocas de calor entre as componentes da UTA, sendo os ventiladores a única componente ativa do sistema, havendo, assim, renovação do ar nas salas. Os ventiladores estão a operar com uma potência que corresponde a 40% da sua potência nominal, podendo atingir até 100% da potência nominal, se tal se justificar;
- **Modo 1:** Corresponde ao **arrefecimento evaporativo**. Neste modo, o humidificador da conduta de insuflação tanto pode estar ligado como não estar, dependendo do valor de humidade relativa do ar de entrada. Se o ar que passa pela conduta de admissão estiver numa situação de temperatura elevada e humidade relativa baixa, então o humidificador será ligado, arrefecendo, assim, o ar. Caso o ar de entrada apresente uma humidade relativa elevada, o humidificador é desligado, para assim cumprir com os requisitos de conforto térmico definidos para o edifício. Os ventiladores e o humidificador da conduta de exaustão serão as restantes componentes ativas neste modo;
- **Modo 2:** Este modo diz respeito ao **arrefecimento evaporativo com apoio exsicante**, no qual a roda exsicante está ligada e a funcionar à sua velocidade máxima de 20 rph, removendo água do ar para aumentar o potencial de arrefecimento evaporativo. Corresponde ao arrefecimento do ar através da permuta de calor feita no permutador água-ar de verão (encontra-se na conduta de exaustão de ar). A roda permutadora de calor também está ativa, e opera praticamente à sua velocidade máxima (10 rpm), realizando permuta de calor em situações de temperatura elevada sem limitações. O humidificador na conduta de insuflação de ar está ativo constantemente,

sendo apenas desativado em situações extremas, ou seja, quando a humidade relativa do ar de insuflação atinge valores incomportavelmente elevados, interferindo no bem-estar e conforto dos utilizadores dos gabinetes (95% H.R.). Os ventiladores e o humidificador na conduta de exaustão também estão ligados;

- **Modo 3:** Por fim, este modo corresponde ao **arrefecimento evaporativo com recurso à bomba de calor**. Tal como no modo 2, a roda permutadora de calor encontra-se ligada e a operar praticamente à sua velocidade máxima (10 rpm). Trata-se de uma extensão do modo 2, daí que as componentes ativas serão as mesmas, com condições específicas de funcionamento para a roda exsicante³. Este modo é ativado somente quando as necessidades de arrefecimento não são satisfeitas. A bomba de calor estará, portanto, ligada, permitindo, assim, o arrefecimento do ar.

O processo de escolha do modo de funcionamento a ser aplicado é realizado de forma sequencial, isto é, quando o modo de funcionamento escolhido não consegue corresponder às necessidades momentâneas exigidas pelo sistema, é automaticamente escolhido o modo seguinte, quer o objetivo seja o de aquecimento ou de arrefecimento do sistema.

O parâmetro principal a ter em conta, no que diz respeito à sequência de seleção dos diversos modos, é a temperatura do ar que está a ser injetado na sala, proveniente da conduta de admissão (T_{PA_heatex}).

Essa temperatura é, numa fase posterior, comparada com a temperatura pedida ($T_{PA_heatex_set}$), e, caso esta última não seja alcançada, será tido em consideração um segundo parâmetro, que pode ser tanto a velocidade da roda permutadora de calor como a válvula de regulação de água quente instalada nos permutadores de calor da UTA. Caso não seja possível cumprir com os critérios estabelecidos, testar-se-á o modo de funcionamento seguinte, e assim sucessivamente, até a temperatura de conforto para a sala ser atingida, segundo os requisitos de conforto térmico.

4.2.3.1 Situação de aquecimento

O sistema inicia o processo no modo 0, numa situação em que apenas ocorre renovação de ar nos gabinetes. Quando o sistema se encontra neste modo, e a temperatura a que o ar está a ser injetado na sala (T_{PA_heatex}) é inferior à temperatura requerida ($T_{PA_heatex_set}$), então o sistema de controlo efetua a passagem para o modo seguinte (modo -1). Tal acontece pois, para se atingir a temperatura de conforto nas salas, é necessário que a temperatura a que o ar é injetado seja superior à de conforto, o que indica que se está perante uma situação de necessidade de aquecimento, à qual o modo 0 não consegue corresponder. Se a condição anterior continuar a não ser satisfeita, e se a roda permutadora de calor se encontrar a funcionar praticamente à sua velocidade máxima ($AO_{heatrec} > 90\%$), será necessário recorrer ao último modo de aquecimento (modo -2).

Por outro lado, se o sistema se encontrar numa situação de sobreaquecimento do ar na conduta de entrada no modo -2, significa que a temperatura a que o ar é injetado nos gabinetes é superior à temperatura que se pretende obter, para além de que a válvula de regulação da água que circula no permutador água-ar de inverno ($AO_{HC_mixer_PA}$) irá funcionar a uma potência inferior a 10% da sua potência máxima, sendo, então, necessário recorrer ao modo de funcionamento imediatamente acima (modo -1). Se o excesso de calor persistir, isto é, se a temperatura do ar injetada nas salas continuar a ser mais elevada que a temperatura pedida, aliado a um decréscimo da permuta de calor entre o ar de entrada e o ar de saída, com uma velocidade da roda permutadora abaixo de 10% da sua velocidade máxima, o sistema irá recorrer ao modo de ventilação simples (modo 0).

³A roda exsicante e a bomba de calor apenas podem estar ligadas em simultâneo quando a roda exsicante tem capacidade para conseguir desumidificar o ar de entrada, funcionando esta com uma velocidade correspondente a 50% da sua velocidade nominal. Quando a roda exsicante já não é capaz de desumidificar o ar de entrada, é desligada.

O diagrama seguinte ([Figura 17](#)) mostra a sequência dos vários modos de funcionamento para uma situação de aquecimento, obedecendo a determinadas condições que assegurem o conforto térmico no modo em questão.

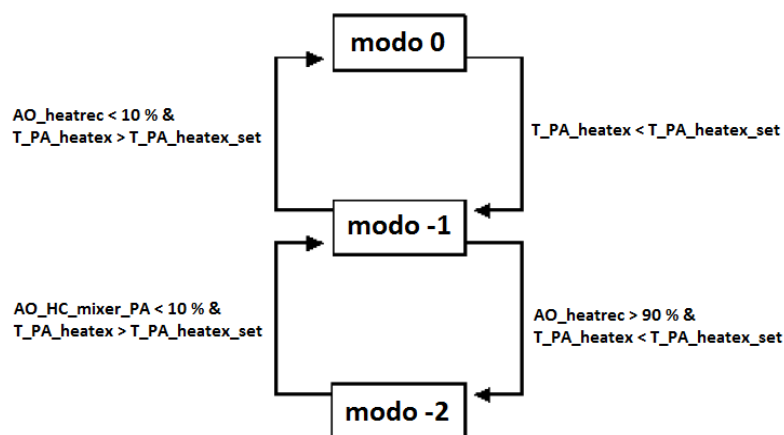


Figura 17 - Esquema representativo de uma situação de necessidade de aquecimento do ar, com as respetivas condições de conforto térmico [27].

4.2.3.2 Situação de arrefecimento

O sistema inicia novamente o processo no modo 0, ocorrendo apenas renovação de ar nos gabinetes. Se a temperatura do ar injetado nas salas revelar ser superior à temperatura do ar a injetar nas salas pretendida, então o sistema de controlo irá efetuar a passagem para o modo 1. Se, neste modo, o arrefecimento do ar não for suficiente e se a temperatura de conforto requerida não for atingida, aliada ainda a uma velocidade da roda permutadora de calor (AO_heatrec) que se encontra muito perto da sua velocidade máxima (superior a 90% da velocidade máxima), então o sistema recorrerá ao modo 2, onde será realizado o arrefecimento evaporativo com recurso à roda exsicante. Se, ainda assim, o ar necessitar de ser arrefecido, e se a condição $T_{PA_heatex} > T_{PA_heatex_set}$ se verificar, a juntar a uma potência dos ventiladores superior a 99% da sua potência máxima ($AO_PA_fan > 99\%$) e a uma velocidade da roda permutadora de calor superior a 99% da sua velocidade máxima ($AO_heatrec > 99\%$), o sistema ativará o modo 3.

Na situação inversa à descrita no parágrafo anterior, estando o sistema no modo 3, se a temperatura de insuflação de ar revelar ser inferior à temperatura pretendida e se a temperatura da sala for inferior à temperatura de conforto definida para a mesma, a bomba de calor é ligada, funcionando com uma potência inferior a 3% relativamente à sua capacidade máxima. No que diz respeito à intervenção da roda exsicante neste modo, se a temperatura de regeneração da roda exsicante se revelar inferior à temperatura do ar na conduta de entrada da UTA, a roda exsicante será desligada, caso contrário será mantida em funcionamento com uma velocidade correspondente a 50% da velocidade máxima. O sistema transita, portanto, para o modo 2. Caso, neste modo, o ar necessitar de ser aquecido, se a válvula de regulação da água que circula no permutador água-ar de inverno funcionar a uma potência inferior a 10% da sua potência máxima ($AO_HC_mixer_PA < 10\%$) e a temperatura pretendida não for atingida, o sistema efetuará a passagem para o modo 1. Por fim, se a temperatura ainda não é a desejada e se a velocidade da roda de permuta está a menos de 10% da sua velocidade máxima, a fim de evitar que o ar arrefeça demasiado, retorna-se ao modo 0. Numa situação em que se pretende arrefecer o ar a entrar nas salas, o diagrama seguinte ([Figura 18](#)) mostra a sequência dos modos de funcionamento, assim como as respetivas condições de conforto térmico.

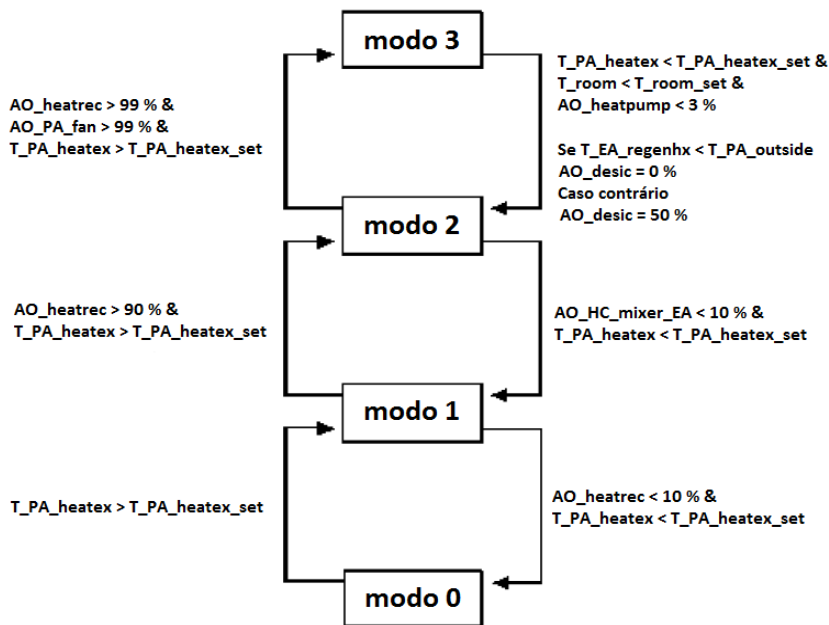


Figura 18 - Diagrama de uma situação de necessidade de arrefecimento do ar, com as respetivas condições de conforto térmico [27].

Este sistema está programado para ter um período de funcionamento de 13 horas diárias: desde as 7h até às 20h, durante os dias úteis (de segunda a sexta-feira).

Como esta unidade de demonstração atualmente em funcionamento no LNEG é única a nível nacional, é muito importante que esta disponha de um sistema capaz de monitorizar os processos a decorrer na UTA e no sistema solar.

O sistema dispõe de uma monitorização constante, servindo-se da informação recolhida pelos aparelhos de medição, passando, em primeiro lugar, por um sistema de aquisição e armazenamento de dados, e terminando com a recolha da informação. Os dados recolhidos pelos instrumentos de medição instalados são enviados para um computador e armazenados em ficheiros em intervalos de cerca de 40 segundos. Desta forma, devido à boa resolução temporal na análise dos dados, é possível ter a noção, em cada instante, da evolução do caudal de ar no processo de climatização, com o recurso a uma folha de cálculo Excel.

4.3 Caracterização das componentes

4.3.1 Componentes que constituem o sistema UTA/DEC

Na [Figura 15](#) e na [Figura 16](#), são visíveis todas as componentes que constituem o sistema UTA/DEC e a sua disposição no mesmo. Resta agora fazer uma abordagem relativamente a cada uma dessas componentes, referindo as suas principais funções, princípio de funcionamento e também algumas vantagens e inconvenientes decorrentes da sua utilização.

❖ Filtros de ar

Existem dois filtros de ar no sistema ([Figura 19](#)), um deles situa-se na secção de entrada da conduta de insuflação de ar e o outro na secção da saída da conduta de exaustão de ar. Estes filtros são do tipo *multi bag* (bolsa sintética), sendo a principal função a de filtrar o ar, ou seja, a de reter as

impurezas presentes no ar atmosférico⁴, permitindo que o ar insuflado nos gabinetes tenha o mínimo possível de impurezas, assegurando, assim, uma melhor qualidade do ar.

Este tipo de filtro é utilizado para instalações de AVAC que trabalhem com baixa perda de carga e cuja estrutura permita uma grande acumulação de poeiras e impurezas, podendo fazer uma manutenção menos rigorosa. Os filtros são feitos de material sintético, com um grau de filtragem EU 4. As bolsas são autossustentáveis, impedindo a separação de partículas por vibração ou pelo ligar/desligar do sistema.



Figura 19 - Filtro de ar na conduta de insuflação (à esquerda) e na conduta de exaustão (à direita).

❖ Ventiladores

O ventilador é um dispositivo mecânico utilizado fazer a conversão da energia mecânica de rotação, aplicada nos seus eixos, em aumento da pressão do ar, criando uma diferença de pressão. Existem dois ventiladores instalados neste sistema (Figura 20), um na conduta de admissão e outro na de exaustão. Tem como principais funções a remoção de elementos indesejáveis existentes no ar interior (poeiras, gases, fumos e odores) e a realização da renovação do ar nos gabinetes (projetado para 8 RPH). Relativamente às suas características técnicas, a potência total dos ventiladores é de 2.2 kW_e, o ventilador apresenta uma eficiência a rondar os 77% e é capaz de cumprir com o caudal nominal (5000 m³/h). Os ventiladores correspondem à componente do sistema com o maior consumo elétrico, pelo que estão a operar a 40% da velocidade nominal (velocidade mínima) a maior parte do tempo, sendo essa velocidade aumentada somente em caso de necessidade do sistema.

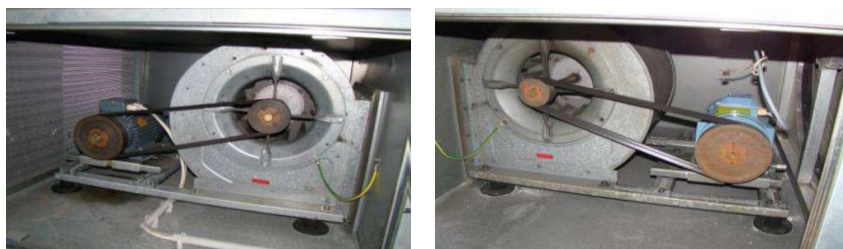


Figura 20 - Ventilador da conduta de admissão (à esquerda) e da conduta de exaustão (à direita), ambos acoplados a um motor elétrico.

❖ Permutadores de calor internos

Existem dois permutadores de calor internos, um permutador água-ar de inverno (que se encontra na conduta de entrada), responsável pelo aquecimento do ar (modo -2), e um permutador água-ar de verão (que se encontra na conduta de saída), responsável pela regeneração da roda exsicante (modo 2). O processo que envolve estes permutadores começa com o aquecimento da água nos coletores, sendo esse calor posteriormente transferido para o sistema por ação de um permutador externo de placas. Após esta etapa estar concluída e consoante a necessidade do sistema e da temperatura da água necessária num

⁴As impurezas em suspensão no ar são separadas, ficando as menos densas no fundo da caixa de filtração e as menos densas retidas pelo elemento filtrante.

dado instante, o abastecimento é direto ou então recorre-se ao depósito de acumulação, podendo ainda o sistema necessitar de recorrer ao apoio auxiliar (caldeira).

❖ Roda permutadora de calor

Esta roda é responsável pela troca de energia térmica entre o ar na conduta de admissão e o ar na conduta de extração. O processo tem um funcionamento relativamente simples: à medida que a roda está em rotação, esta permuta calor com o ar, aproveitando o ar que circula em contracorrente. No verão, esta utiliza o ar de retorno para arrefecer o ar de insuflação e, no inverno, utiliza o ar de retorno para aquecimento desse mesmo ar. Isto significa que a roda permutadora é fundamental em todas as alturas do ano, uma vez que no inverno o ar de exaustão é sempre mais quente do que o de insuflação e no verão ocorre a situação oposta. A sua matriz é composta por lâminas de alumínio.

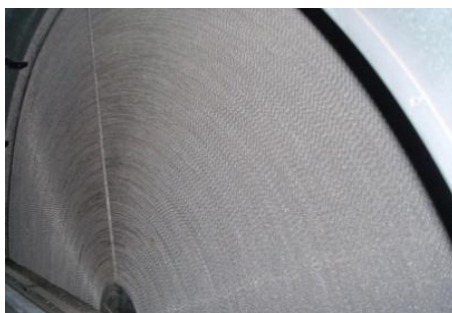


Figura 21 - Roda permutadora de calor.

❖ Roda exsicante

A roda exsicante é a principal componente da UTA, sendo a sua presença indispensável para o bom funcionamento da unidade. Esta corresponde ao modelo SECO 1240 (roda com 1240 mm de diâmetro) da marca Klingenburg GmbH. Apresenta uma matriz celulósica, sendo parecida com um “favo de mel”, aberto em ambas as extremidades, não ocorrendo migração de fibras dentro da matriz, portanto não possui efeitos prejudiciais à saúde humana nem liberta odores decorrentes do seu funcionamento. A matriz é composta por um material exsicante sólido (Figura 22), que, neste caso, é o cloreto de lítio (LiCl).

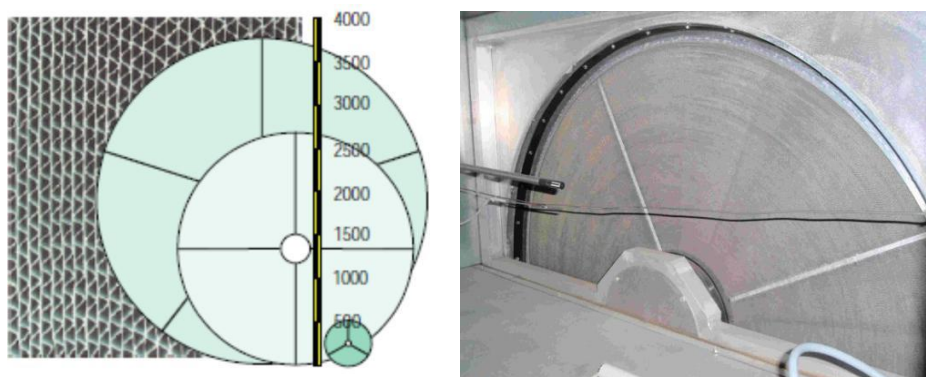


Figura 22 - Matriz da roda exsicante vista em pormenor [28].

❖ Bomba de calor

A bomba de calor é um sistema de refrigeração por compressão que é utilizado por arrefecimento, cujo princípio de funcionamento baseia-se no transporte de calor de um reservatório térmico a baixa temperatura, ou fonte fria (TFF), para uma fonte quente (TFQ). Este processo ocorre entre o condensador e o evaporador, e implica um determinado consumo energético por parte do compressor. Mais concretamente, a bomba de calor necessita de uma fonte de calor (neste caso será o ar que circula na conduta de insuflação), de dois permutadores (um para absorver o calor e o outro para o libertar) e um compressor, capaz de gerar a energia necessária para manter a bomba em funcionamento. Este

arrefecimento é necessário uma vez que, no pico do verão, este equipamento tem de entrar em funcionamento, a fim de reduzir a temperatura no interior dos gabinetes.

O funcionamento de uma bomba de calor (Figura 23) depende de quatro elementos fundamentais, que são os seguintes:

- **Evaporador:** Através deste o fluido refrigerante absorve calor proveniente da fonte de calor, aumentando, desta forma, a sua temperatura após evaporação;
- **Compressor:** O gás refrigerante (frio) é comprimido e aquecido pelo compressor. O refrigerante passa, assim, ao estado líquido, com pressão e temperatura elevadas;
- **Condensador:** Funciona como um permutador de calor, transferindo calor do fluido refrigerante para o fluido de transporte (ar ou água) do meio a aquecer;
- **Válvula de expansão:** A sua função é baixar a pressão do fluido refrigerante que sai do condensador por um dispositivo de estrangulamento. Desta forma, a temperatura do fluido refrigerante diminui consideravelmente, sem qualquer perda de energia. Este é novamente reintroduzido no evaporador, recomeçando o ciclo.

A bomba da marca *DORIN*, modelo K500 CS que tem uma potência de 7.5 kW, utiliza o fluido refrigerante R134a e possui um COP de 2.

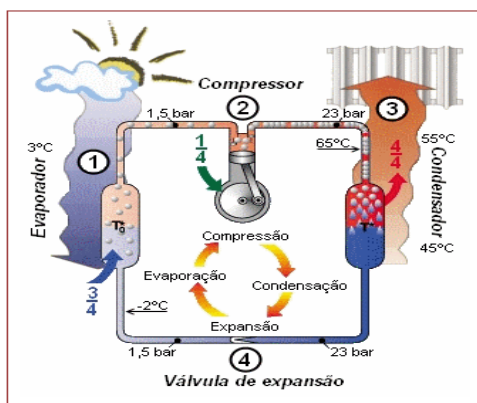


Figura 23 - Esquema de funcionamento de uma bomba de calor [29].



Figura 24 - Evaporador (à esquerda) e condensador (à direita) da bomba de calor.

✓ Humidificadores

Um humidificador é constituído por um material poroso no qual é injetada água, através de bombas de água. É um aparelho cuja principal função é a de manter os valores de humidade relativa do ar (no interior dos espaços a climatizar) dentro dos limites de conforto térmico estabelecidos.

✓ Bombas de água

As bombas de água usadas são do tipo submersível da Sterwins VC 350 ECL (conduta de insuflação) e da Grundfos KP 150 (conduta de exaustão), que funcionam numa gama de temperaturas de líquido de 0 até 35°C e cuja eficiência do humidificador é de 85%, segundo os dados do fabricante.

4.3.2 Componentes que constituem o sistema de controlo

A instalação deve ser sistematicamente monitorizada e analisada. Existem uma série de dispositivos, como por exemplo sensores de temperatura, transdutores de pressão, de humidade e de caudal que monitorizam a instalação em tempo real (online) e estão montados diretamente nos equipamentos. Por outro lado, existem equipamentos de medição externos ao sistema, como é o caso dos piranómetros, do higrómetro e dos aparelhos de medição de potência elétrica.

Todos os dados são posteriormente armazenados de forma seletiva, através de um sistema de controlo e aquisição de dados ([Figura 25](#)~~Figura 25~~). Neste sistema está incluído o variador de frequência da roda exsicante, permitindo este que a roda apresente diferentes velocidades de rotação, consoante seja pretendido o seu modo de operacionalidade, sendo, por isso, uma componente fundamental para o estudo adjacente a esta dissertação. O controlador da roda exsicante ([Figura 26](#)~~Figura 26~~) é da marca Pacific Scientific, modelo 6415, e contém uma carta analógica que controla uma faixa de tensão, lendo um sinal que é regulado pelo sistema de controlo e aquisição de dados. Através do *software* “Agilent VEE Pro”, é dada ao utilizador a possibilidade de visualizar o estado do sistema em tempo real, e também ativar e desativar algumas componentes como válvulas e bombas, sendo C++ a linguagem de programação utilizada para o efeito.

✓ Sistema de controlo



Figura 25 - Sistema de aquisição de dados: placa processadora de informação que faz a interface com o computador (à esquerda) e conjunto das placas de aquisição (à direita).



Figura 26 - Controlador da roda exsicante [30].

Capítulo 5 - Roda exsicante

A roda exsicante é uma componente da UTA que é constituída por um rotor conduzido por um motor síncrono trifásico e cuja velocidade de rotação é ajustada por um controlador de frequência. O rotor pode comportar-se ou como um desumidificador ou como um permutador de entalpia.

A roda exsicante possui um comportamento inesperado no que diz respeito aos fluxos de ar, já que o fluxo de ar ao atravessar a roda exsicante é desumidificado, saindo dela “seco” mas mais quente do que quando entrou na roda. É mais simples entender este comportamento se se pensar no inverso do processo de arrefecimento evaporativo, isto é, inicialmente, o vapor de água contido no ar de entrada entra em contacto com o ar interior dos gabinetes, evaporando, devido ao calor sensível. Como resultado desse processo, a temperatura do bolbo seco diminui e o fluxo de ar recebe vapor de água. No entanto, o material exsicante produz o efeito contrário, ou seja, o vapor de água é removido do ar, fazendo com que a temperatura do bolbo seco aumente (quanto maior a remoção de vapor de água, maior o aumento da temperatura).

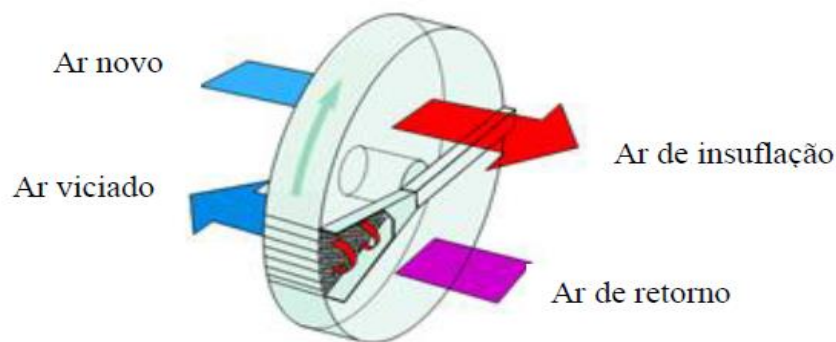


Figura 27 - Princípio de funcionamento da roda exsicante [28].

As diferenças de funcionalidades entre a roda permutadora de entalpia e a roda exsicante prendem-se não só com o material que as constitui como também com as respetivas velocidades de rotação. Se a roda estiver a funcionar como uma roda permutadora de entalpia, esta atinge uma velocidade máxima de 10 rpm, ao passo que se a roda estiver em modo de regeneração/desumidificação da roda exsicante, esta atinge uma velocidade máxima a rondar as 20 rph.

5.1 Modos de funcionamento das rodas

A escolha da roda mais adequada para o sistema está exclusivamente relacionada com a aplicação pretendida. Assim, existem três tipos de rodas que são normalmente utilizadas em UTA's, sendo que cada uma tem uma função específica:

- As **rodas sensíveis** são responsáveis pela remoção do calor sensível. O calor sensível é a fonte de calor que mais provoca o aquecimento do ar e é definido pela temperatura do ar;
- As **rodas exsicantes** removem o calor latente. O calor latente é definido pela percentagem de humidade (absoluta) que o ar contém, isto é, à medida que a humidade do ar aumenta, o calor latente será maior. O ar atravessa a matriz da roda, ocorrendo a humidificação do material exsicante (também é comum denominar o material exsicante apenas exsicante) contido nas paredes das células. A roda apresenta um movimento giratório constante por ação de dois fluxos de ar: o primeiro fluxo, o ar de entrada (ou “ar de processo”) é desumidificado pelo exsicante. O segundo fluxo, designado de fluxo de ar de reativação ou regeneração (ou ar de saída), atinge a roda, aquecido (até uma temperatura próxima dos 70°C), provocando a secagem do exsicante e portanto, a regeneração da roda exsicante. Essa secagem é um processo eficaz, pois o exsicante apresenta uma capacidade de retenção de humidade maior perante ar quente, comparativamente à verificada para o ar frio. A desumidificação ocorre com diferenças de humidades absolutas de

entrada, numa situação em que se recorre ao apoio, e é elevada quando o calor adicional é baixo. De notar que todos os fluxos de ar considerados seguem o princípio de contracorrente;

- As **rodas permutadoras de entalpia** removem o calor total. O calor total corresponde ao somatório entre o calor sensível e o calor latente. No caso de uma recuperação total de calor, a eficiência no processo de recuperação de calor pode ir até 85%, apresentando eficiências elevadas em termos de transferência de energia sob a forma de calor e de humidade. No caso de se tratar de um processo de desumidificação, esta possui uma eficiência até 85%, sendo elevada na condição de se ter humidades exteriores elevadas. Os rotores deste tipo podem ser utilizados com velocidades mais elevadas, o que vai fazer com que a recuperação de humidade economize à saída do humidificador.

A roda exsicante atualmente instalada na UTA do LNEG tem a principal vantagem de ser aplicável a diversas situações de desumidificação do ar, quer seja com ou sem aquecimento adicional do ar de regeneração.



Figura 28 - Da esquerda para a direita: Rotor do tipo exsicante [28] e rotor do tipo entálpico [31].

5.1.1 Diagramas psicrométricos para sistemas DEC com roda exsicante

É muito importante a presença de uma roda exsicante em sistemas de arrefecimento evaporativo exsicante, na medida em que as trocas de água entre esta e o ar que circula na UTA atuam eficientemente, no sentido de melhorar a *performance* do sistema DEC. Um processo de arrefecimento do ar compreende várias etapas, como se pode observar na figura seguinte:

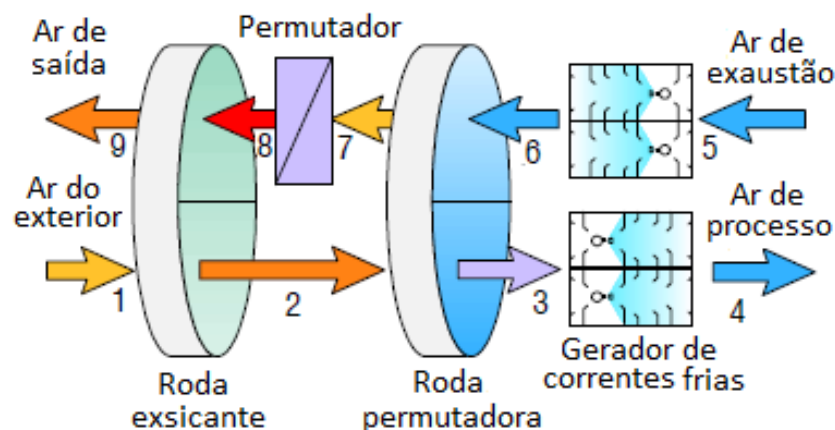


Figura 29 - Diagrama de princípio de um sistema DEC [28].

Para um estudo melhor em termos de psicrometria do ar, quando este passa por todos os processos até atingir determinadas condições de humidade e temperatura à saída da UTA, é necessário mencionar a importância do diagrama psicrométrico. Este consiste numa ferramenta utilizada para determinar as propriedades termodinâmicas do ar húmido e visualizá-las graficamente numa sequência de processos psicrométricos. Os cálculos são realizados a pressão constante, normalmente equiparada a uma altitude em relação ao nível do mar [32].

Para o sistema DEC considerado na figura anterior, é possível traçar esquematicamente os processos psicrométricos que o ar que circula na UTA está sujeito, estando estes representados na [Figura 30](#) ~~Figura 30~~.

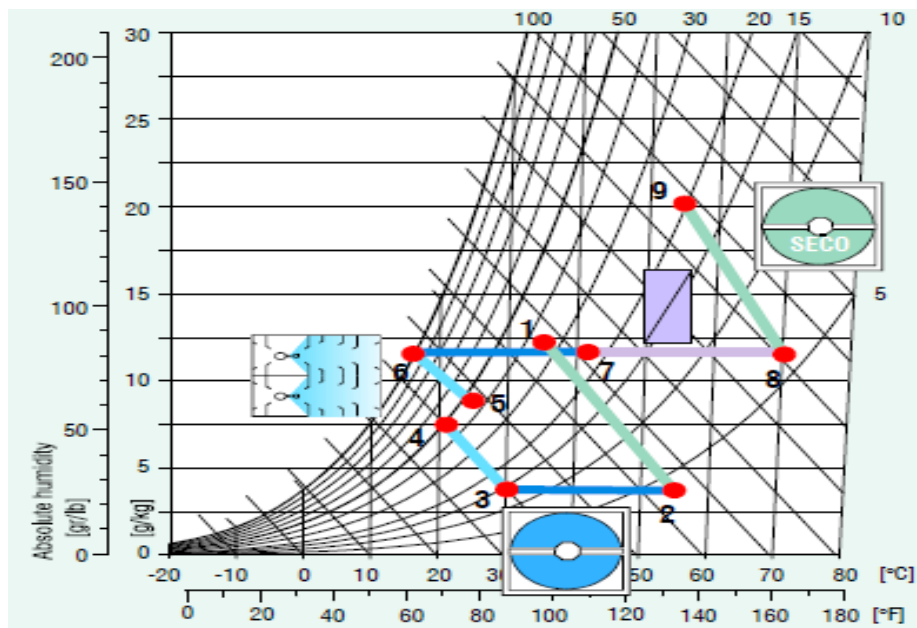


Figura 30 - Diagrama psicrométrico de um sistema DEC típico [28].

Analisando a figura anterior, verifica-se que o sistema passa por oito processos psicrométricos diferentes.

O processo 1-2 é importante, na medida em que se verifica a passagem do ar pela roda exsicante. Neste processo ocorre aquecimento com desumidificação do ar, já que a temperatura do bolbo seco aumenta e a humidade absoluta do ar diminui. Na UTA instalada no LNEG, o ar vai então passar pela parte superior da roda exsicante.

O processo 2-3 diz respeito à passagem do ar pela roda permutadora de calor. Ocorre, neste caso, um processo de arrefecimento sensível, isto é, um processo de arrefecimento com variação do calor sensível (a temperatura do bolbo seco diminui e a humidade absoluta mantém-se constante). Na UTA instalada no LNEG, o ar vai então passar pela parte superior da roda permutadora de calor, arrefecendo.

O processo 3-4 corresponde a um processo de arrefecimento com humidificação do ar (saturação adiabática), visto que não se existem trocas de calor (entalpia constante), diminuindo a temperatura do bolbo seco e aumentando a humidade absoluta. Na UTA instalada no LNEG, este processo ocorre quando o ar passa pelo humidificador de entrada.

As cargas internas e os ganhos solares anteriormente referidos terão influência no aquecimento do ar no processo 4-5. Na UTA, este processo corresponde à entrada do ar no sistema de distribuição de ar, que vai climatizar o espaço (gabinets).

A transição do ponto 5 para o ponto 6 consiste numa situação de arrefecimento evaporativo, em que se verifica a diminuição da temperatura do bolbo seco associada à mudança de fase da água (de líquido para gasoso). Na UTA, o ar irá passar pelo humidificador de saída, atingindo o ponto de saturação.

O processo 6-7 corresponde a um processo de aquecimento sensível, ou seja, um processo em que se verifica um aumento da temperatura, sem mudança da humidade absoluta, após a passagem pelo permutador de calor. Na UTA, o ar irá passar pela parte inferior da roda permutadora de calor, aquecendo.

A transição 7-8 é a continuação do processo de aquecimento sensível verificado em 6-7. As condições são praticamente as do processo anterior, com a exceção de que a temperatura do bolbo seco é ainda maior. Na UTA, este processo ocorre após a passagem pelo permutador água-ar de verão.

Por fim, a transição 8-9 consiste num processo de arrefecimento do ar, com o aumento da humidade relativa e absoluta, sendo aqui que ocorre a regeneração da roda exsicante. Na UTA, o ar passa pela parte inferior da roda exsicante, saindo (ainda) quente e húmido.

5.1.2 Fenómenos físicos subjacentes ao modo de funcionamento

Existem diversos processos físicos associados ao modo de funcionamento da roda exsicante, os quais são fundamentais para o desempenho da máquina, no sentido de cumprir os requisitos de conforto térmico. Importa destacar os seguintes:

5.1.2.1 Sorção

Consiste na ação simultânea dos processos de absorção e de adsorção, baseando-se na remoção de vapor de água diretamente a partir do ar por ação de um material exsicante, que retém esse vapor de água enquanto a roda está em rotação. Assim sendo, e dado que o ar é composto por gases e vapor de água, a sorção corresponde ao efeito de incorporação destes num material de um estado físico diferente (líquido ou sólido) e aderente à superfície de uma outra molécula. Tendo já uma quantidade de vapor de água retida considerável, o exsicante passa por um setor de regeneração, no qual o vapor de água é transferido para um fluxo de ar quente que é expelido para o exterior. Este processo apresenta uma cadência contínua, permitindo uma desumidificação altamente eficiente e ininterrupta.

Este processo tem como principais vantagens:

- A redução do consumo elétrico (são utilizadas bombas circuladoras ao invés de um compressor mecânico);
- A recirculação de ar, que deixou de ser necessária;
- A integração de sistemas de refrigeração de ar por compressão simples e energeticamente eficiente;
- O rotor da roda pode ser utilizado como um regenerador de sorção a baixas velocidades (velocidade máxima de 20 rph) para a desumidificação do ar, associado a uma utilização de calor adicional a baixo custo (por exemplo, calor ou energia solar não utilizados que foram transmitidos numa gama de 40 a 70°C);
- O rotor da roda pode ser utilizado como um regenerador de entalpia a velocidades elevadas (velocidade máxima de 10 rpm), o que tem influência na economia da recuperação de humidade no humidificador de saída [28].

A energia adicional necessária para o funcionamento do sistema de arrefecimento por sorção tem que ser fornecida na forma de calor, que pode ser produzido por um sistema solar térmico com rendimento elevado. Os sistemas de arrefecimento por sorção têm um princípio de funcionamento muito similar aos sistemas de arrefecimento convencionais. Para melhor se perceber como funciona é necessário definir dois conceitos-chave: os processos de absorção e de adsorção.

5.1.2.1.1 Absorção

É a incorporação de uma substância num determinado estado físico noutra substância que se encontra num estado diferente (por exemplo, líquidos absorvidos por um sólido ou gases absorvidos por um líquido). Numa absorção, o material (fase) que absorve é chamado de absorvente (ou agente absorvente), e o material (fase) absorvido é chamado de absorvato (refrigerante). A mistura entre estas duas

substâncias será bombeada por uma bomba circuladora. O consumo elétrico de uma bomba circuladora é muito pequeno relativamente ao de um compressor de um sistema de arrefecimento convencional. Este processo é o utilizado na roda do sistema instalado.

5.1.2.1.2 Adsorção

Consiste na adesão física ou na ligação de iões e moléculas na superfície de uma outra molécula. O material inicial a ser adsorvido é o adsorvato (refrigerante), e o material sólido onde na sua superfície ocorre a adsorção é chamado de adsorvente (ou agente adsorvente). O processo de adsorção aplicado é baseado no processo físico de adsorção do refrigerante num material de adsorção sólido, como é o caso da sílica gel ou alguns tipos de zeólitos. A adsorção não é um processo estático, mas de equilíbrio dinâmico entre moléculas que são adsorvidas e desorvidas. Esse equilíbrio é uma função da temperatura, na medida em que a quantidade de substância adsorvida na superfície decresce com o aumento da temperatura. Tal acontece pois os processos de adsorção são, geralmente, exotérmicos.

Devido às diferentes forças de interações envolvidas no fenómeno de adsorção, este geralmente apresenta duas denominações: física (fisiosorção) ou química (quimiosorção).

- **Fisiosorção:** Também denominada adsorção física, é um processo no qual a estrutura eletrónica do átomo ou molécula está praticamente isenta de qualquer perturbação após a ocorrência do fenómeno de adsorção, tratando-se de um fenómeno reversível, onde se observa, normalmente, a deposição de mais de uma camada de adsorvato sobre a superfície adsorvente. A principal força de interação é causada pela força de van der Waals (interação dipolo-dipolo e forças de polarização que envolvem dipolos induzidos). A retenção de água é desencadeada pela diferença de pressão parcial do ar que entra, contrariamente ao princípio convencional de adsorção. As forças intermoleculares de atração entre as moléculas do sólido e da substância adsorvida são relativamente fracas;
- **Quimiosorção:** É um tipo de adsorção que envolve uma reação química entre a superfície adsorvente e o adsorvato, sendo que a sua forte interação permite criar novas ligações químicas. A retenção de água é desencadeada pelo efeito capilar de um sistema de poros com várias ramificações.

Comparando os dois tipos de adsorção, conclui-se que:

- A fisiosorção é um fenómeno que ocorre em qualquer sistema sólido/líquido ou sólido/gás, ao passo que a quimiosorção é caracterizada por apresentar especificidades químicas;
- Na fisiosorção, a perturbação dos estados eletrónicos do adsorvente e do adsorvato é mínima. No caso da quimiosorção, as mudanças nos estados eletrónicos podem ser detetadas através de mecanismos físicos adequados;
- A energia de ligação típica da fisiosorção situa-se no intervalo entre 10 e 100 meV, enquanto na quimiosorção será bastante inferior (entre 1 e 10 meV);
- Relativamente à fisiosorção a partir de uma fase gasosa, o passo inicial não acarreta qualquer energia de ativação. O processo de quimiosorção já envolve uma certa energia de ativação;
- Sob condições adequadas, no caso da fisiosorção, as moléculas que se encontram na fase gasosa podem provocar a formação de múltiplas camadas. Na quimiosorção, as moléculas são adsorvidas em virtude da existência de forças de valência, e apenas provocam a formação de uma única camada sobre a superfície sólida.

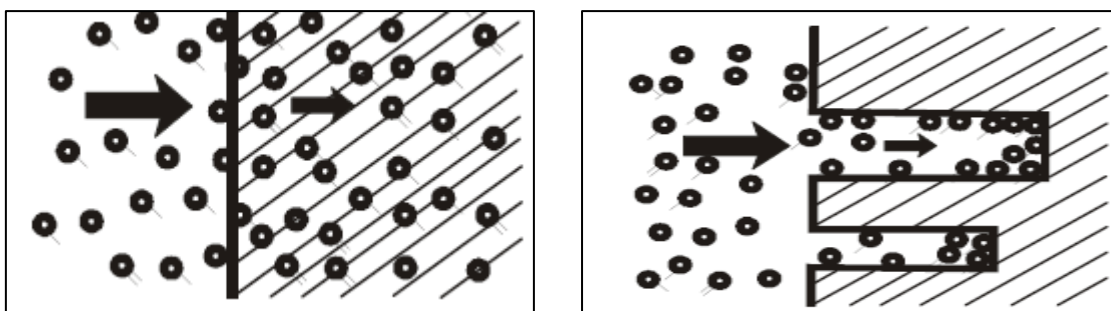


Figura 31 - Quimiosorção (à esquerda) e fisiosorção (à direita) [33].

5.1.2.2 Desorção

A desorção consiste num fenómeno no qual uma substância é libertada a partir ou através de uma superfície. Em termos gerais, é um mecanismo que funciona de forma oposta à sorção, ou seja, tanto os mecanismos de absorção como os de adsorção irão ser invertidos. Este mecanismo ocorre num sistema que se encontra num estado de equilíbrio de sorção entre a fase de massa (*bulk phase*), que neste caso será um fluido (gás ou solução líquida) e uma superfície adsorvente (sólido ou limite separador de dois fluidos). Quando a concentração (ou pressão) da substância na fase de massa é reduzida, algumas das substâncias sorvidas mudam para um estado de massa.

A roda exsicante é uma componente do sistema que se caracteriza por apresentar uma elevada capacidade de sorção, uma boa velocidade de desorção e uma grande capacidade específica de sorção de energia quando a fonte de calor é baixa.

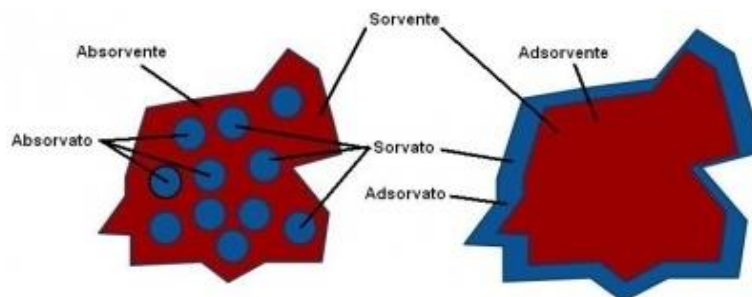


Figura 32 - Mecanismo de sorção (à esquerda) e mecanismo de desorção (à direita)⁵ [34].

5.1.3 Materiais exsiccantes

Atualmente, existem diversos materiais que são utilizados na construção de rotores de rodas exsiccantes. Esses materiais tomam o nome de exsiccantes passivos ou sólidos (por exemplo a sílica-gel) que adsorvem (retêm a água presente no ar por intermédio de forças elétricas moleculares) ou que se combinam com a água, gerando uma solução (por exemplo o cloreto de cálcio) que se consome no processo.

Entre eles, como referido no parágrafo anterior, encontra-se a sílica-gel, um exsicante produzido sinteticamente, um ácido silícico sólido insolúvel com porosidade fina e que é constituído por 99% de dióxido de silício. É um material que consegue adsorver até 40% do seu peso seco em água, quando em equilíbrio com o ar saturado, e que consegue suportar temperaturas até 400°C. É inerte, não-tóxico, estável, resistente à maior parte dos químicos e não sofre quaisquer alterações físicas ou químicas

⁵Os termos “absorvato”, “adsorvato” e “sorvato” referem-se ao refrigerante.

durante o processo de adsorção. A capacidade de adsorção da sílica-gel baixa consideravelmente com o aumento da temperatura, especialmente quando a pressão parcial do vapor de água é baixa.

O cloreto de lítio (LiCl) também é um exsicante sólido bastante importante, na medida em que consegue atrair e suportar mais de dez vezes o seu peso em água, sendo que tal se verifica devido à absorção através de uma reação química. É um dos compostos mais higroscópicos que existem (mais do que a sílica-gel), a par do cloreto de cálcio (CaCl₂), e que possui uma elevada solubilidade em água, sendo que essa é a razão pela qual é necessário tomar precauções para proteger a roda de humidades relativas elevadas. Apresenta vantagens como a prevenção do crescimento de bactérias na superfície da roda e da redução significativa do número de organismos que podem ser transportados pela corrente de ar. Na verdade, estudos mostram que existe uma redução entre 25 e 50% do conteúdo bacteriano do ar que passa pela roda. No que diz respeito à contaminação, o cloreto de lítio não é afetado pela maioria dos contaminantes presentes na corrente de ar, além de que é tolerante a diversos poluentes, como o vapor de petróleo, solventes, etc.

Importa também referir a peneira molecular (ou zeólito sintético), que se define como sendo um material cristalino de silicato de alumínio capaz de separar moléculas de diferentes tamanhos por um mecanismo de sorção. Por esse motivo, moléculas pequenas, como é o caso das moléculas de água, são adsorvidas enquanto as moléculas maiores passam pela roda. Este tipo de materiais é adequado para aplicações relacionadas com a desumidificação do ar com humidade muito baixa e pontos de orvalho também extremamente baixos, entre -40°C e -60°C. Por essa razão, a peneira molecular tem uma melhor capacidade de sorção, em comparação com outros sorventes. A capacidade de sorção, tanto de zeólitos naturais como de sintéticos, não apresenta alterações de maior com a pressão parcial de vapor de água.

Mais recentemente, num estudo levado a cabo por [35], têm sido utilizados materiais exsiccantes compostos, a fim de aumentar a capacidade de desumidificação da roda exsicante. De facto, verificou-se que a combinação de diferentes matrizes hospedeiras, tais como as de sílica-gel (microporosa e mesoporosa), alumínio, carbonos porosos ou ainda polímeros com sais inorgânicos como o cloreto de cálcio (CaCl₂), o brometo de lítio (LiBr), o cloreto de magnésio (MgCl₂) ou o cloreto de lítio (LiCl), modifica fortemente as propriedades do sorvente. Outro estudo, de [36], demonstrou que um composto haloide⁶ exsicante de sílica-gel, constituído por uma matriz com poros abertos (sílica-gel) e uma substância higroscópica (cloreto de lítio), apresentou taxas de desumidificação elevadas, sendo entre 20 e 40% superiores comparativamente à sílica-gel. Além disso, foi também demonstrado que materiais compósitos com outras soluções de sais inorgânicos, como o cloreto de cálcio, aumentam grandemente a taxa de sorção e a constante de difusão.

Segundo [35], foi desenvolvido e testado um novo tipo de material exsicante composto, constituído por sílica-gel porosa e haloides (LiCl), revelando ser uma boa alternativa à sílica-gel no que respeita à adsorção de humidade. Foi descoberto que uma roda exsicante com uma matriz constituída por este novo tipo de material apresenta uma capacidade de desumidificação superior em, aproximadamente, 50% em relação à de uma roda exsicante convencional.

⁶A classe química dos haloides caracteriza-se pela predominância dos iões halogénicos eletronegativos (Cl⁻, Br⁻, F⁻ e I⁻). Esses iões são grandes, de carga fraca e de fácil polarização.

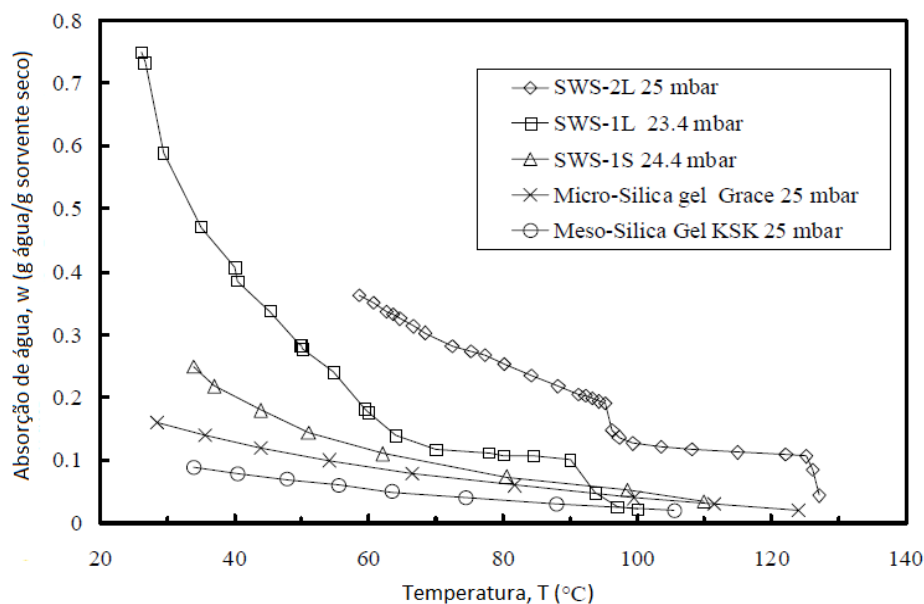


Figura 33 - Comparação entre as isóbaras de 25 mbar de sílicas puras e de sorventes compostos⁷ [37].

Por observação da figura anterior, é possível afirmar que o sorvente SWS-2L é o mais adequado para temperaturas elevadas, ao passo que o sorvente SWS-1L é o mais indicado no que diz respeito à absorção de água por parte da matriz.

Na roda exsicante atualmente em funcionamento no LNEG, foi tido em conta o que é o critério fundamental para a escolha da roda: a absorção de água por unidade de área. De facto, o modelo escolhido da marca Klingenburg GmbH foi o mais indicado para a UTA, tal como demonstra a figura seguinte.

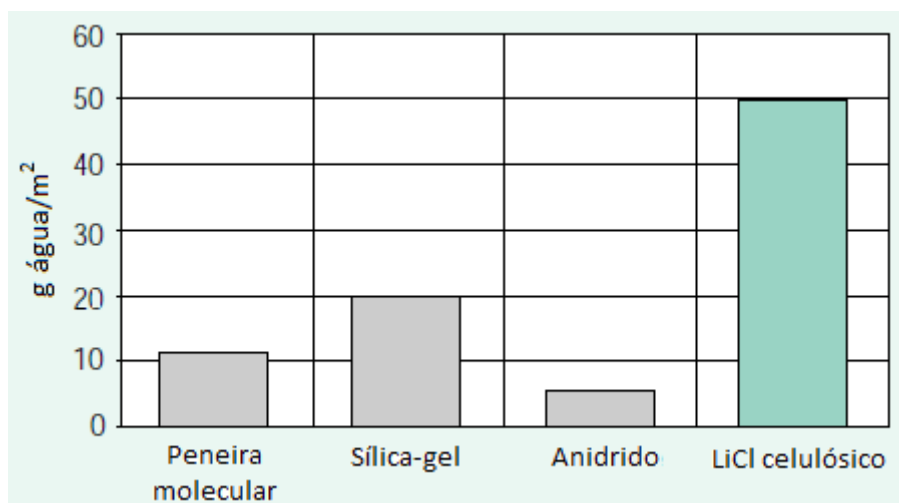


Figura 34 - Absorção de água por unidade de área de diversos materiais exsiccantes⁸ (adaptado de [28]).

⁷Inclui os sorventes SWS-1L (CaCl₂ dentro de sílica-gel KSK mesoporosa), SWS-1S (CaCl₂ dentro de sílica-gel KSM microporosa) e SWS-2L (LiBr dentro de sílica-gel KSK mesoporosa).

⁸Anidrido: composto resultante da desidratação de ácidos.

5.1.3.1 Desempenho global do sistema DEC e a sua dependência de alguns parâmetros relacionados com a roda exsicante

Por tudo o que foi referido anteriormente, o sucesso de um sistema DEC depende largamente do desempenho da roda exsicante. Numa roda exsicante convencional, os canais não transferem energia (sob a forma de calor) ou massa entre eles, sendo, por essa razão, canais adiabáticos e impermeáveis. Num processo de desumidificação adiabática, o calor resultante da adsorção é libertado para dentro do material exsicante durante a desumidificação. Isto faz com que a temperatura do material exsicante aumente, o que resulta num decréscimo da capacidade de desumidificação do mesmo. Uma parte do calor de adsorção é então transferido para a corrente de ar de entrada por convecção, provocando um aumento da temperatura. Tal irá conduzir a um aumento do consumo por parte da roda permutadora de calor e nas etapas subsequentes de arrefecimento, baixando, assim, o desempenho global do sistema.

O estudo de [38] provou que, caso os canais fossem contruídos de maneira a dissipar o calor para a vizinhança, a temperatura do material poderia ser reduzida, aumentando, assim, o desempenho do sistema, o que implicaria o aumento da desumidificação e a diminuição das necessidades de arrefecimento do ar de entrada.

O estudo de [39] comprovou a existência de um parâmetro muito importante para o desempenho global do sistema DEC e, em particular, para o desempenho da roda exsicante: a velocidade de rotação desta. Para um melhor desempenho da roda, é recomendável que esta opere com uma velocidade capaz de corresponder às necessidades de desumidificação ou regeneração do ar de processo (ar de entrada). Assim, a denominada velocidade de rotação ótima permite alcançar a remoção máxima de humidade, assegurando uma humidade relativa mínima quando o ar de processo sai da roda exsicante. Além disso, a velocidade de rotação deve ser baixa o suficiente para que haja regeneração completa ou arrefecimento rápido da roda mas também rápida o suficiente para manter o adsorvente longe do estado de equilíbrio.

Foram também desenvolvidos estudos que se focam na influência da temperatura de regeneração na velocidade de rotação ótima das rodas exsicantes. Em 2001, o estudo de [40] mostrou que existe um valor ótimo para a velocidade de rotação, que minimiza a diferença entre a humidade absoluta do ar na saída e na entrada. Também se concluiu que esse valor ótimo sobe, à medida que a temperatura de regeneração aumenta.

Em 2008, foi levado a cabo um estudo, por intermédio de [41], que demonstrou que, independentemente das condições exteriores, à medida que a temperatura de regeneração aumenta, o tempo ótimo necessário para que a roda realize uma revolução (inverso da velocidade de rotação) decresce, aproximando-se de um valor constante.

Capítulo 6 - Casos de estudo

Nesta secção pretende-se mencionar as etapas que fizeram parte do trabalho experimental, incluindo procedimentos tomados antes da sequência de medições realizadas.

Os vários casos de estudo têm como principal objetivo mostrar os resultados de testes decorrentes da análise de vários parâmetros associados à roda exsicante, avaliando o seu desempenho a nível individual e também a sua preponderância no sistema. De referir que as trocas de água entre a roda exsicante e o ar circundante, a velocidade de rotação da roda exsicante e os caudais do sistema (variável lida pelo sistema de controlo e aquisição de dados que mais oscila) correspondem aos parâmetros que mais interessa estudar, no contexto deste capítulo.

6.1 Trabalho experimental preliminar

A fim de se poderem efetuar medições com o maior grau de segurança e fiabilidade possível, é prudente e da maior importância assegurar que o sistema de controlo e medição está a cumprir com as funções para as quais foi programado. Por esse motivo, foi dada especial atenção ao sinal analógico de entrada respeitante ao funcionamento da roda exsicante (AO_desic), lido em tensão.

O teste teve o principal intuito de provar a existência ou inexistência de linearidade entre a tensão aplicada ao sinal analógico e a velocidade de rotação atingida pela roda exsicante. Este teste encontra-se dividido em duas etapas: registo manual de valores de tensão no sistema de controlo e registo manual do tempo que a roda exsicante demora a completar uma rotação.

Na primeira etapa, procurou-se testar os limites em termos de tensão, fazendo o sinal variar entre 90 e 1000 mV, apesar da velocidade máxima da roda estar estabelecida para os 400 mV.

A segunda etapa do processo, realizada em simultâneo com a primeira, consistiu na contagem do tempo que a roda exsicante demora a concluir uma rotação, com o auxílio de um cronómetro. Foram feitas duas marcações na roda com um marcador de tinta azul, sendo que uma foi efetuada na estrutura de suporte da roda e a outra na roda propriamente dita. Assim, a cronometragem do tempo iniciava somente quando as duas marcas estivessem alinhadas e terminava quando a roda completasse um ciclo. Os resultados obtidos são os seguintes:

Tabela 2 - Tempos obtidos para as várias tensões aplicadas no sistema de controlo, com as respetivas velocidades de rotação da roda exsicante.

Tensão aplicada [mV]	Tempo [min]	Velocidade da roda [rph]
90	10' 18" 54"	5,82
100	9' 5" 4"	6,60
200	4' 32" 7"	13,2
290	3' 2" 94"	19,68
300	2' 56" 46"	20,40
500	1' 45" 24"	34,20
800	1' 5" 22"	55,20
1000	0' 52" 2"	69,18

Representando graficamente os dados recolhidos, tem-se:

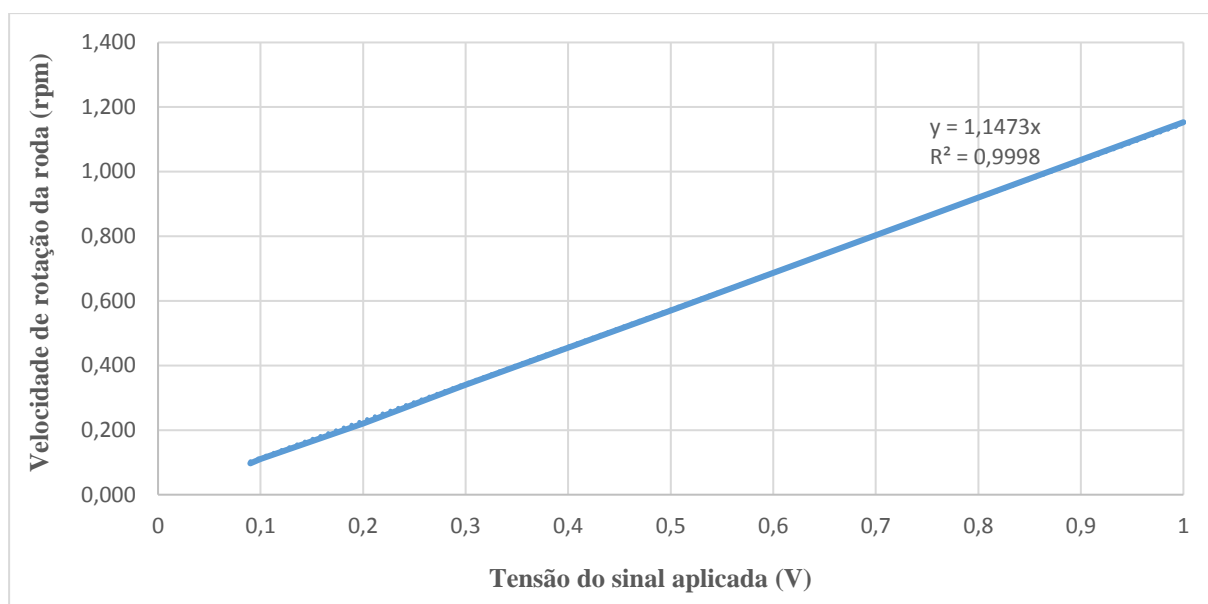


Figura 35 - Velocidade de rotação da roda em função da tensão do sinal aplicada.

Por observação da [Figura 35](#), verifica-se uma relação praticamente linear. Tal permite inferir que a velocidade de rotação da roda aumenta linearmente com a tensão aplicada.

Sabendo que a roda exsicante, no verão, trabalha com uma velocidade máxima de 20 rph (≈ 0.33 rpm), o mais indicado será aplicar uma tensão entre 290 (≈ 0.328 rpm ≈ 19.68 rph) e 300 mV (≈ 0.340 rpm ≈ 20.4 rph), mantendo-a constante.

6.2 Calibrações

Foram levadas a cabo alguns processos de calibração, com o objetivo de se ter uma maior fiabilidade dos dados fornecidos pelo Agilent VEE Pro. Estes foram realizadas nas sondas de temperatura e nos caudalímetros, já que se julgou que as temperaturas e os caudais do sistema fossem as variáveis mais importantes e às quais podem estar associados erros de medição elevados.

6.2.1 Sondas de temperatura Pt100

A calibração das sondas de temperatura da UTA foi realizada em duas fases. Em primeira instância, segundo os padrões exigidos pelo LES, um laboratório creditado pertencente às instalações do LNEG. Utilizando um multímetro da marca Keithley Instruments Inc. (modelo 2700), foi possível medir as resistências associadas às sondas.

Uma vez que se está a lidar com termorresistências (RTD), estas merecem o nome de Pt100 pois são constituídas por platina com uma resistência elétrica de 100Ω aos 0°C . Tendo isso em conta, foram medidos vários pontos de resistência e temperatura, procurando começar no ponto (100Ω , 0°C) e aumentando progressivamente a temperatura, até atingir a temperatura máxima (100°C) que o sistema de calibração consegue suportar.

Esses pontos foram traçados numa reta, representada na figura seguinte.

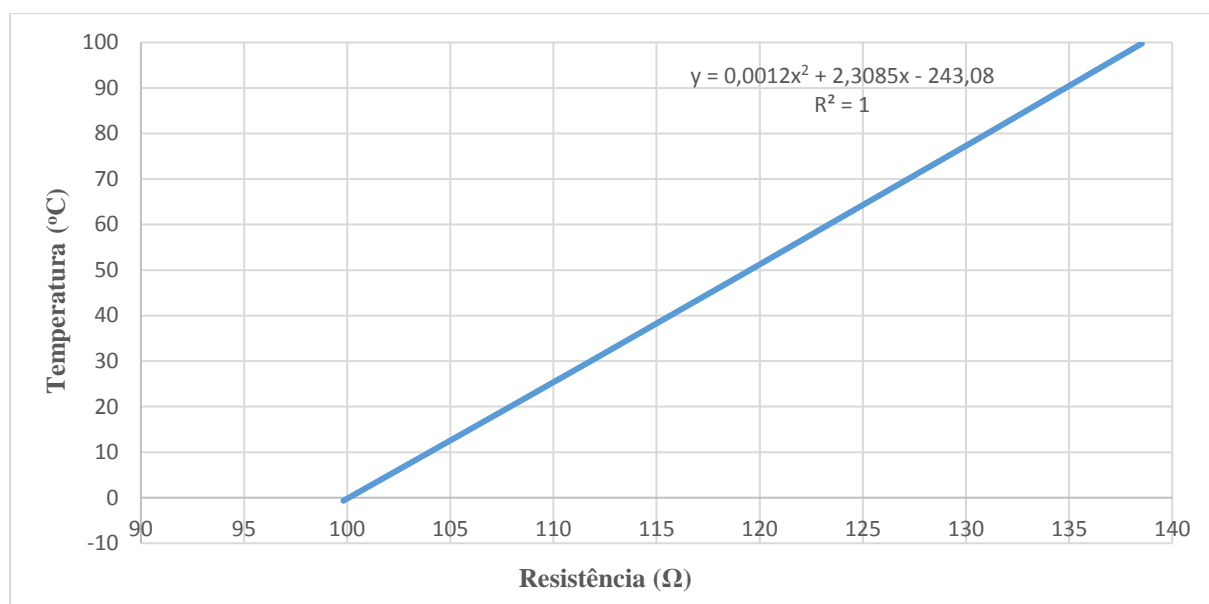


Figura 36 - Representação da temperatura obtida em função da resistência.

Com base no gráfico anterior, considera-se a temperatura como uma função quadrática dependente da resistência obtida, do tipo $T = a + bR + cR^2$.

Assim, procedeu-se à calibração das sondas usando um banho termostático da marca Huber nº 68 (previamente limpo) para o efeito. O procedimento consistiu em mergulhar as sondas num banho de água dessalinizada e regular e fixar a temperatura do mesmo num determinado valor, para que o sistema de aquisição de dados conseguisse fazer a leitura até atingir valores estáveis. O intervalo de temperaturas esteve compreendido entre 5 e 90°C, com uma diferença de 10°C entre os vários pontos medidos, tirando a passagem dos 85 para os 90°C (diferença de 5°C).

Para explicar melhor o procedimento final tomado para cada valor fixado de temperatura do banho, é necessário definir resumidamente alguns dos conceitos que envolvem a componente elétrica que diz respeito à sonda Pt100. Para o caso em estudo, seria recomendável usar o método de medição a 4 fios, método que permite fazer a medição aos terminais da sonda (2 fios para a injeção de sinal e os outros 2 fios para a leitura). Esta montagem é a que é realizada com maior exatidão para as RTD's.

Este método foi o utilizado para fazer a calibração das sondas Pt100 no LES, visto que o multímetro usado na calibração permitia fazer leituras a 4 fios. No entanto, junto à UTA, foi antes utilizado o método de medição a dois fios, pois o multímetro usado para medir as resistências junto ao banho apenas permitia o uso deste método. Ao contrário do método anterior, este pode apresentar um erro de leitura associado à resistência dos cabos de ligação, mas poderá ser desprezável, se o comprimento dos cabos for inferior a dois metros.

Sabendo que a medição das resistências na calibração feita no LES foi realizada segundo o método a quatro fios, é necessário fazer a conversão da resistência medida. Para tal, foi determinada a diferença entre a medição a quatro fios e a medição a dois fios, $\Delta R = 104 - 103.699 = 0.301\Omega$. A equação de segundo grau modifica-se, então, para a seguinte: $T = a + b(R - \Delta R) + c(R - \Delta R)^2$.

Assim sendo, depois da estabilização da temperatura fixa no banho (evolução observada através da leitura no ecrã do monitor do sistema de aquisição de dados), é lida uma resistência e a temperatura de calibração é determinada pela equação quadrática enunciada acima. Optou-se, em primeiro lugar, por calibrar todas as sondas que se encontravam antes da roda de permuta e, posteriormente, calibrou-se as restantes da UTA, uma vez que não seria possível colocar todas as sondas em simultâneo dentro do banho, pois a área ocupada pela água no banho termostático não seria suficiente. Os dados obtidos antes da roda de permuta encontram-se na [Tabela 3](#).

Tabela 3 - Registo das temperaturas de referência obtidas pela medição das resistências para as sondas que se encontram antes da roda permutadora de calor, variando a temperatura do banho.

Dia	Hora do dia	T_{banho} [°C]	R [Ω]	T_{ref} [°C]
20-10-2014	18:31		108,5	20,76
	18:40	5,000	107,0	16,91
	19:37		102,8	6,158
	20:00	15,00	106,5	15,63
	12:58	25,00	110,4	25,64
	13:10	35,00	114,0	34,92
10-11-2014	14:16	45,00	118,0	45,27
	14:36	55,00	122,0	55,65
	14:54	65,00	125,8	65,55
	15:39	75,00	129,6	75,49
	16:00	85,00	133,4	85,46
	17:32	90,00	135,4	90,72

Foram consideradas seis sondas no total: T_PA_outside, T_PA_desic, T_EA_heatrec, T_EA_cond, T_EA_regenhx e T_EA_desic. Todas as sondas encontram-se no circuito de calor, sendo que as primeiras duas localizam-se na conduta de admissão e as restantes na conduta de exaustão. As medições foram efetuadas no dia 20-10-2014 e 10-11-2014, à temperatura ambiente de 26 e 15°C, respetivamente. Durante o tempo de calibração, existiram alguns valores de temperatura que mostraram ser muito divergentes quando comparados com o valor que se previa obter, de tal forma que todos os dados foram filtrados antes de serem trabalhados. Os critérios adotados para a filtração foram os seguintes: apenas os valores positivos foram admitidos e foi considerado um desvio máximo entre temperaturas consecutivas de 0.5°C. De seguida, comparou-se cada um dos blocos de temperaturas de calibração com as respetivas temperaturas de referência. No caso da T_PA_outside, obtém-se a seguinte reta:

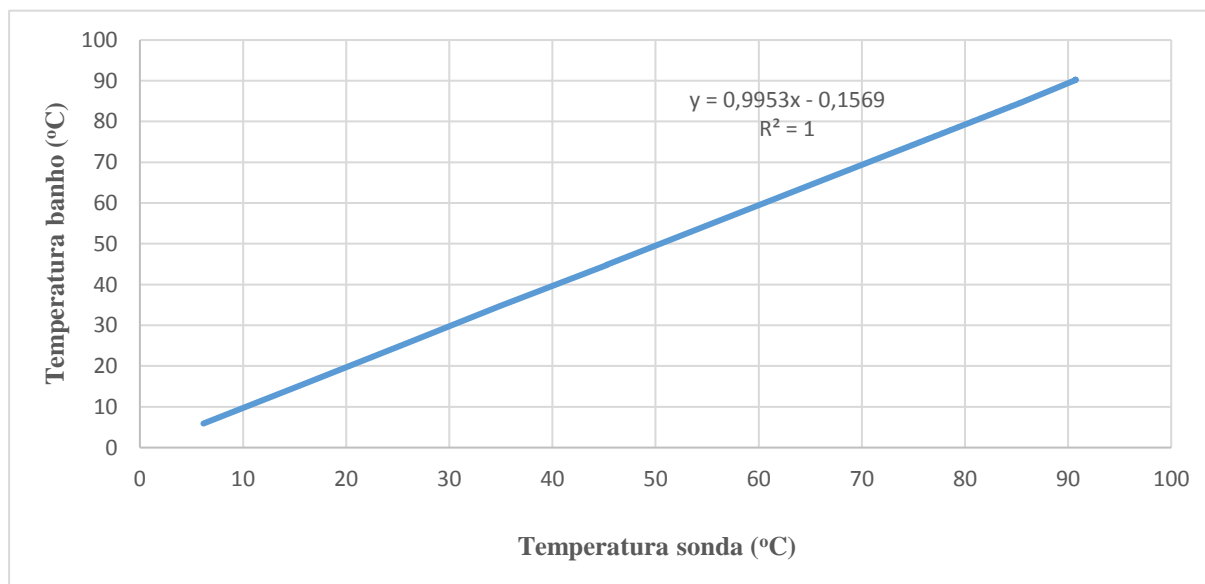


Figura 37 - Comparação entre a temperatura lida pela sonda que lê a temperatura do ar do exterior (T_PA_outside) e a temperatura de referência.

Verifica-se uma regressão linear simples entre a temperatura do banho termostático e a temperatura de referência, já que o declive da reta é muito próximo de 1 e a ordenada na origem é praticamente nula. O mesmo se verifica para as outras cinco sondas.

Quanto às restantes sondas da UTA, foi tomado o mesmo procedimento de cálculo da temperatura, descrito nos parágrafos anteriores. A tabela seguinte apresenta os dados registados.

Tabela 4 - Registo das temperaturas tidas como referência para as diferentes temperaturas do banho termostático, nas sondas que se encontram após a roda de permuta de calor.

Dia	Hora do dia	T_{banho} [°C]	R [Ω]	T_{ref} [°C]
29-10-2014	15:49		108,5	20,76
	15:58		107,2	17,42
	16:04	5,000	106,0	14,34
	16:18		103,8	8,714
	16:44		102,6	5,647
	17:04	15,00	107,0	16,91
	17:19	25,00	110,4	25,64
	17:37	35,00	114,1	35,18
	17:51	45,00	118,0	45,27
	18:02	55,00	122,1	55,91
	18:13	65,00	125,8	65,55
	18:23	75,00	129,6	75,45
	18:33	85,00	133,4	85,46
	18:41	90,00	135,3	90,45

As sondas em análise são: T_PA_heatrec, T_PA_evap, T_PA_heatex, T_EA_room e T_EA_humid. Todas as sondas pertencem, novamente, ao circuito de calor, sendo que as três primeiras se referem à conduta de insuflação e as restantes à conduta de extração. A sonda que lê a temperatura da sala (Troom) não foi calibrada, pois não foi possível remover o cabo para o exterior. A relação linear é provada em três das cinco sondas, sendo que as duas sondas em que tal não aconteceu foram a T_PA_heatrec e a T_PA_evap. As medições foram realizadas no dia 29-10-2014 à temperatura ambiente de 27°C.

6.2.2 Caudalímetros

À semelhança da calibração feita nas sondas de temperatura, a calibração dos dois caudalímetros de água, localizados no circuito de calor e no circuito solar do sistema UTA/DEC, foi realizada segundo os critérios do LES. A sua calibração é relevante no sentido em que o caudal de água é uma variável do sistema que terá influência nas trocas de calor entre a água e o ar, como se poderá verificar na subsecção 6.4. Para cada um dos caudalímetros foram feitas duas calibrações, sendo que a segunda calibração serviu para confirmar os dados obtidos na primeira.

Recorrendo novamente ao multímetro da marca Keithley Instruments Inc. (modelo 2700), foram lidos os valores de tensão, aos quais estão associados os respetivos valores de caudal. Sabendo que o caudal varia entre 0 e 15 l/min, a calibração do primeiro caudalímetro foi feita com seis pontos, cada um correspondendo a uma determinada percentagem do caudal máximo. Assim, os pontos considerados foram aqueles com percentagens de 0, 40, 53, 67, 80 e 93%.

A calibração do segundo caudalímetro foi realizada com sete pontos, sendo que os seis primeiros correspondem às mesmas percentagens que na calibração do primeiro caudalímetro e o último ponto corresponde a 129% do caudal nominal.

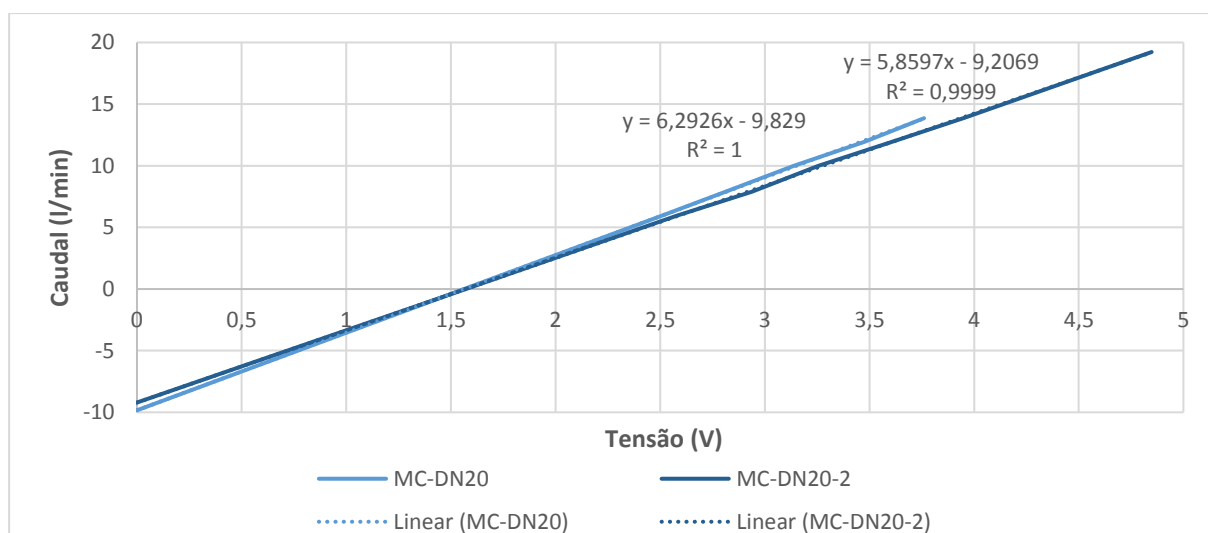


Figura 38 - Retas de calibração do primeiro (MC-DN20) e do segundo caudalímetro (MC-DN20-2).

Por observação da figura anterior, constata-se que as equações das retas de calibração são muito próximas, quer em termos de declive quer em termos de ordenada na origem. Desta feita, foi utilizada uma equação linear simples, ao invés de uma equação quadrática. Tal acontece porque a temperatura varia muito mais com a resistência do que o caudal varia com a tensão do sinal aplicada. [A representação gráfica sugere que os valores de caudal lidos no sistema de aquisição de dados são fiáveis.](#)

6.3 Caso de estudo 1: Cálculo do conteúdo em água no interior da roda excicante e trocas de conteúdo em água com o ambiente externo

O primeiro teste mais aprofundado realizado na UTA consistiu na determinação do conteúdo em água, em kg/h, que a roda reteve num determinado período do dia em que esteve em funcionamento. Foram escolhidos vários dias desde 2003 até 2016, segundo um conjunto de critérios de seleção, que serão especificados na secção seguinte. Assim, para efetuar o cálculo do conteúdo em água, recorreu-se às equações (9) e (12), obtendo assim a equação seguinte:

$$p_v V = m_v R_w T \quad (43)$$

Resolvendo a equação anterior em ordem a m_v , tem-se:

$$m_v = \frac{p_v V}{R_w T} \quad (44)$$

O volume de ar (V) é obtido a partir da multiplicação entre o caudal volúmico de ar (convertido para m^3/s , pois o valor lido no sistema de aquisição de dados vem em m^3/h) e um tempo de aquisição de dados de 40 s (pode ser variável ao longo do dia), portanto a variável V será o volume de ar na conduta calculado num passo de tempo de 40 s. A temperatura T e a massa m_v correspondem à temperatura lida pela sonda e à massa de água determinada, ambos num passo de tempo de 40 s, respetivamente.

Resolvendo (14) em ordem a p_v , tem-se:

$$p_v = p_{ws} \times \phi \quad (45)$$

Sendo que p_{ws} é dado por (4) e ϕ é a humidade relativa medida, num intervalo de tempo de 40 s.

Esta massa de água foi calculada em quatro pontos do sistema: na conduta de entrada, antes e depois da roda excicante, e na conduta de saída, também antes e depois da roda. Posteriormente, é calculada a variação de massa de água para cada passo de tempo (40 s) que se encontra dentro do período em que a roda excicante esteve ativa, fazendo a diferença entre as massas obtidas nos pontos 1 e 2 (entrada) e nos pontos 3 e 4 (saída). O conteúdo em água (total) será então determinado fazendo o quociente entre o somatório de todas as variações de massas de água e o tempo de funcionamento da roda excicante. O esquema seguinte mostra as grandezas em jogo, assim como o sentido dos fluxos de ar.

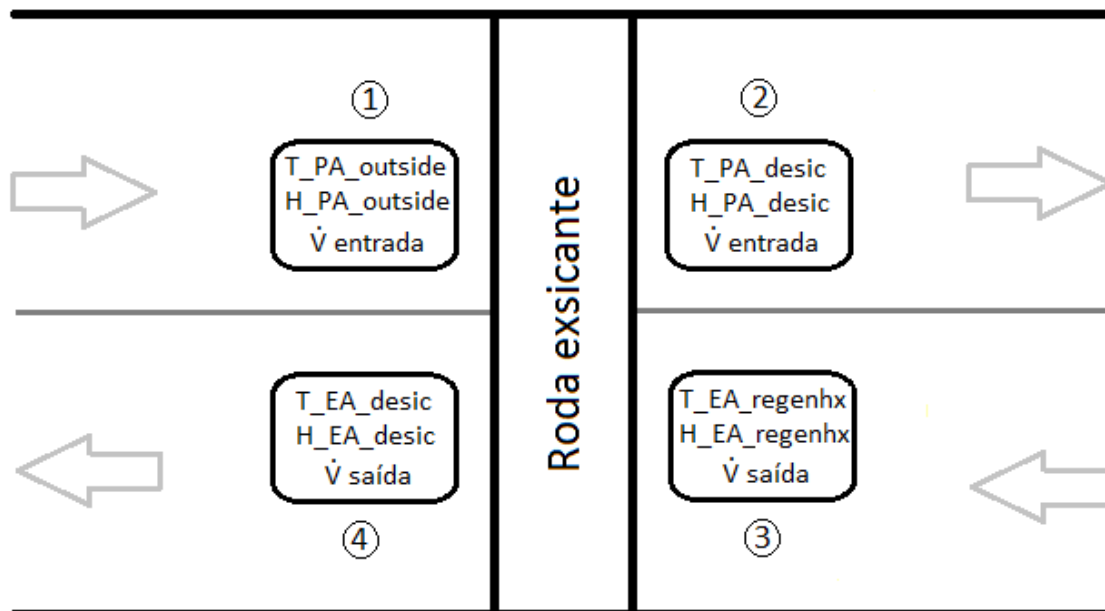


Figura 39 - Esquema representativo dos 4 pontos de interesse para o cálculo do conteúdo em água⁹.

A humidade do ar imediatamente antes da regeneração da roda excicante ($H_{EA_regenhx}$) foi um valor que teve de ser determinado, dado que a sonda de humidade mais próxima da roda excicante na conduta de exaustão é a que lê a humidade após a roda de permuta ($H_{EA_heatrec}$). Considerou-se a humidade absoluta constante entre a saída da roda permutadora e o início da roda excicante. Achou-se de todo recomendável fazer este cálculo, uma vez que o ar, ao sair da roda permutadora de calor, iria ainda passar pelo condensador da bomba de calor. Tal iria influenciar fortemente o valor da humidade relativa antes de chegar à roda excicante, pelo que foi determinado um valor de humidade relativa que estivesse o mais perto possível da roda.

Combinando as equações (18) e (45), deduz-se a fórmula seguinte:

$$\phi = \frac{W \times p}{p_{ws}(W + 0.62198)} \quad (46)$$

Onde p é um valor dado pelo sistema, p_{ws} depende da temperatura de regeneração da roda ($T_{EA_regenhx}$) e W é uma grandeza medida e que se considerou constante desde a saída da roda de permuta. Este cálculo é realizado para um passo de tempo de 40 s.

6.3.1 Resultados – Caso de estudo 1

A escolha dos dias para análise do conteúdo em água por parte da roda excicante não foi feita de forma aleatória, tendo por base os seguintes pressupostos:

⁹O caudal de ar de entrada (\dot{V} entrada) e o caudal de ar de saída (\dot{V} saída) são dados que são lidos pelo sistema a partir das variáveis dp_{PA_flow} e dp_{EA_flow} , respetivamente.

- A roda exsicante tem de estar em funcionamento durante o dia ($AO_desic > 0$);
- A temperatura de regeneração da roda exsicante ($T_EA_regenhx$) tem que ser inferior ou igual a 65°C (a temperatura máxima de regeneração de 70°C nunca é atingida);
- O dia em questão tem de apresentar pelo menos um período em que se verifique estabilidade das temperaturas medidas pelas sondas que se encontrem mais perto da roda exsicante, dentro do período em que a roda exsicante se encontra em funcionamento.

O modo automático do sistema foi alterado para o modo manual, para assim se poder alterar livremente os valores de tensão associados às potências dos ventiladores, sinal analógico da roda exsicante, entre outros. Durante o período de testes, a bomba de calor foi desligada, para potenciar a capacidade da roda em desumidificar/regenerar o ar.

Um dia exemplificativo do cumprimento destes requisitos é o dia 02-06-2016. A figura seguinte mostra as condições a que este dia esteve submetido em termos de temperatura.

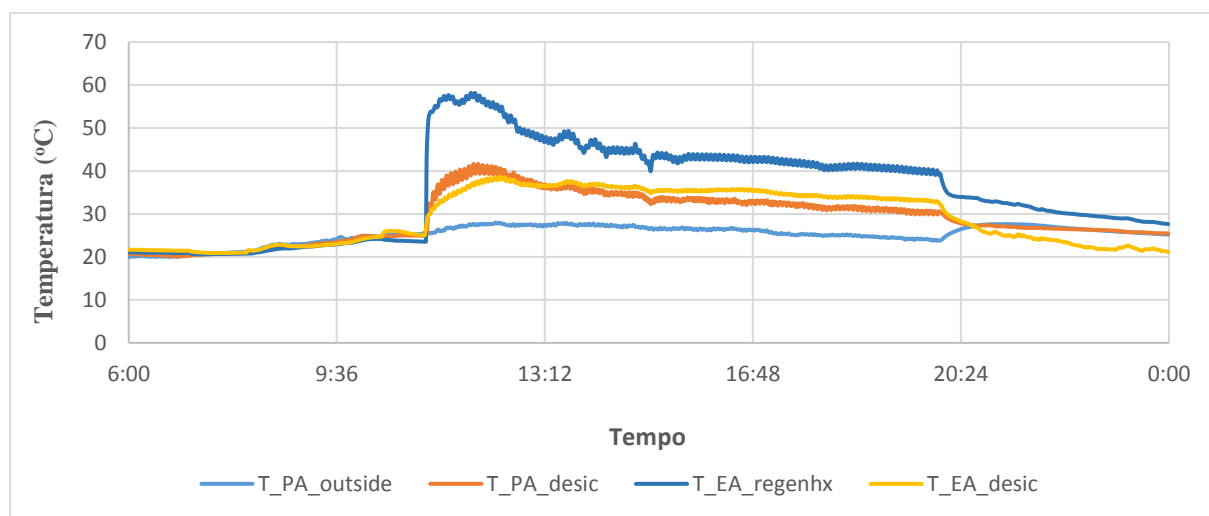


Figura 40 - Temperaturas junto à roda exsicante que foram registadas durante o dia 02-06-2016.

Relativamente ao cálculo do conteúdo em água retido na roda exsicante, é necessário referir que a humidade relativa determinada no ponto imediatamente após o permutador ($H_EA_regenhx$) tem de ser inferior à humidade relativa que vem diretamente do exterior ($H_PA_outside$), na conduta de entrada, visto que o ar tem que ser mais húmido para a roda ser desumidificada e menos húmido para a roda ser regenerada. Consta-se que essa condição é satisfeita, tal como é possível observar na [Figura 41](#).

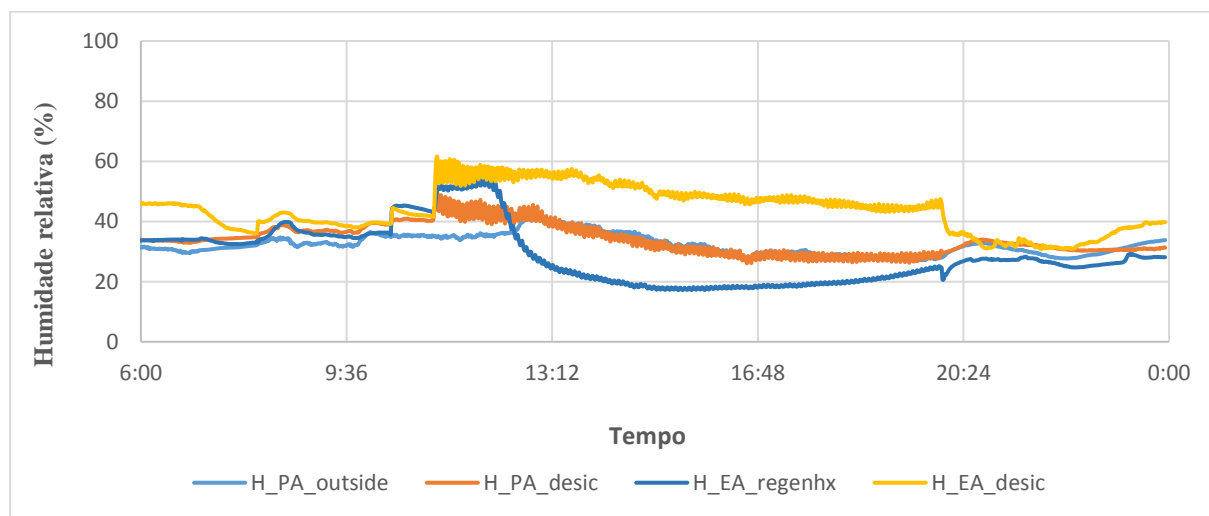


Figura 41 - Registo das humidades relativas junto à roda exsicante no dia 02-06-2016.

Tanto as temperaturas como as humidades relativas do sistema começaram a apresentar valores mais estáveis alguns minutos depois da roda exsicante ter sido ativada. Esse irá, portanto, ser o período de interesse para o cálculo do conteúdo em água para os quatro pontos considerados anteriormente.

Um aspeto muito importante para a determinação do conteúdo em água é este ter uma plataforma de comparação, isto é, um valor de transferência de conteúdo em água (TCA) padrão da roda. Um dos catálogos do fabricante da roda (Klingenburg GmbH) refere que, para o modelo SECO 4000 (roda com 4000 mm de diâmetro), verifica-se uma transferência de conteúdo em água até 1200 kg/h, com um caudal de ar nominal de 60000 m³/h, sob condições de temperatura e humidade relativa diferentes no ar de admissão e no ar de exaustão (35°C/80% relativamente ao ar que vem do exterior e 22°C/40% relativamente ao ar que entra na roda, à saída) [28]. É importante salientar que os testes do fabricante foram realizados em laboratório, pelo que as condições em termos de temperatura e humidade relativa divergem bastante em relação às que se verificaram não só nos dias escolhidos para o estudo, como também em todos os outros dias, cujos dados se teve acesso, desde 2003 a 2016. Essa discrepância é maior no caso da temperatura de regeneração, uma vez que a obtida pelo fabricante corresponde a um valor muito baixo. Exclui-se, portanto, este critério referente à transferência de conteúdo em água.

Assim, sabendo que o caudal de ar na UTA pode atingir os 6000 m³/h, existe uma proporção de 1:10 entre os caudais dos dois modelos de rodas. Fazendo a proporcionalidade direta, obtém-se uma transferência de conteúdo em água de 120 kg/h, para um caudal de 6000 m³/h. Verificando-se, aproximadamente, a mesma proporção relativamente às áreas dos dois modelos de rodas, é possível estabelecer uma relação de proporcionalidade direta, a fim de determinar a transferência de conteúdo em água para o modelo SECO 1240, cujos resultados encontram-se na tabela seguinte.

Tabela 5 - Comparação entre o conteúdo em água transferido para os modelos SECO 4000 e SECO 1240 da Klingenburg, para um caudal de 6000 m³/h.

Características	Modelos	
	SECO 4000	SECO 1240
Raio [m]	2,000	0,620
Área [m ²]	12,57	1,208
Conteúdo em água [kg/h]	120,0	11,53

Foi considerado o período entre as 15:41:13 e as 17:51:53 para a realização dos cálculos, com base nas condições referidas. Tal como já foi mencionado, a variação entre massas de água será calculada ponto a ponto com um intervalo de 40 s entre cada um dos pontos. A transferência de conteúdo em água, em ambas as condutas, é dada pelo somatório de todas as variações de massas de água obtidas ponto a ponto dividido pelo tempo de funcionamento da roda considerado.

Desta forma, os resultados obtidos para a transferência de conteúdo em água foram os seguintes:

Tabela 6 - Valores de TCA para as condutas de insuflação e exaustão e comparação destes com a TCA padrão para o dia 02-06-2016.

TCA padrão [kg/h]	TCA entrada [kg/h]	TCA saída [kg/h]	Desvio entrada [%]	Desvio saída [%]
11,53	29,95	25,45	159,7	120,7

Analisando a [Tabela 6](#), verifica-se a roda reteve 29.95 kg/h de água e libertou 25.45 kg/h para o exterior. Comparando com o valor estabelecido como padrão, tem-se um desvio de 18.42 kg/h (159.7%) à entrada e um desvio de 13.92 (120.7%) à saída.

Outro dia que se considerou relevante para o estudo foi o dia 15-06-2016. Os gráficos para as temperaturas e humidades junto à roda são apresentados de seguida.

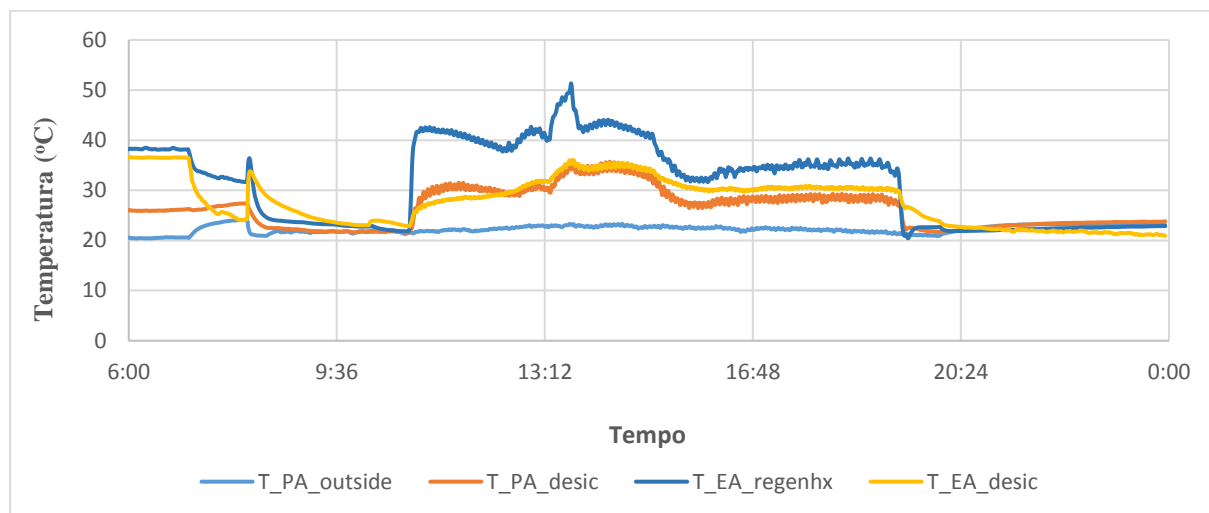


Figura 42 - Temperaturas junto à roda exsicante obtidas para o dia 15-06-2016.

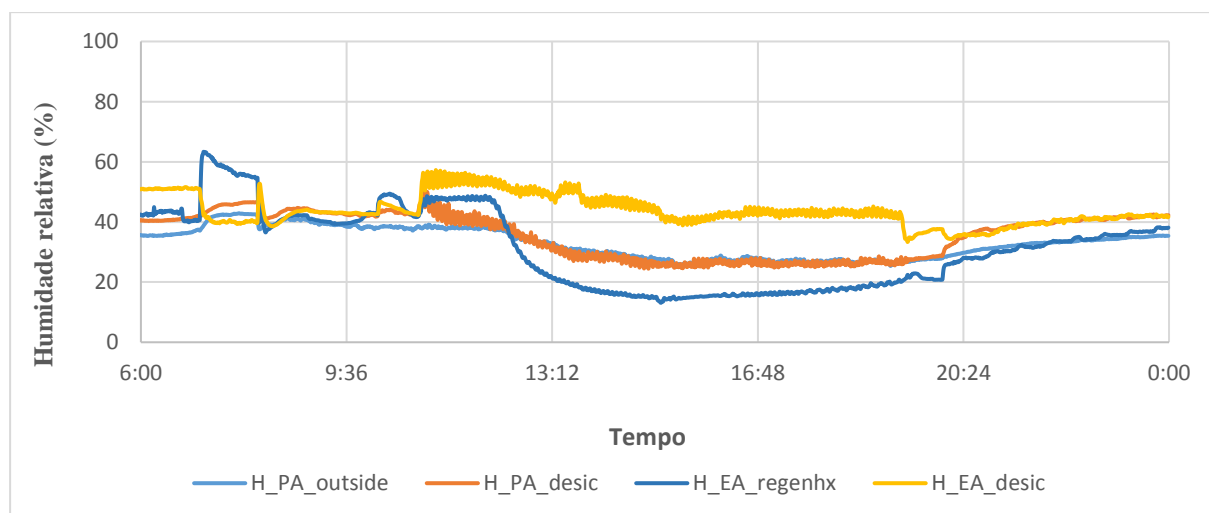


Figura 43 - Humidades relativas junto à roda exsicante obtidas para o dia 15-06-2016.

Considerou-se o intervalo ininterrupto que vai desde as 16:39:10 às 19:00:41.

De seguida, calculou-se a transferência de conteúdo em água, cujos resultados estão representados na [Tabela 7](#).

Tabela 7 - Comparação entre as taxas de transferência de conteúdo em água (TCA) à entrada e à saída das respetivas condutas da UTA para o dia 15-06-2016.

TCA padrão [kg/h]	TCA entrada [kg/h]	TCA saída [kg/h]	Desvio entrada [%]	Desvio saída [%]
11,53	13,37	19,37	15,92	67,97

Neste caso, a roda reteve água a uma taxa de 13.37 kg/h e libertou água a uma taxa de 19.37 kg/h, o que implica, respetivamente, um desvio de 1.835 kg/h (15.92%) e de 7.837 kg/h (67.97%), ambos relativos à TCA padrão. Este acabou por ser, portanto, um dia mais favorável em relação ao dia 02-06-2014, já que as massas de água trocadas entre a roda exsicante e o meio exterior aproximaram-se mais do valor de referência.

Um dia que importa também destacar é o dia 18-08-2016, cujos perfis de temperatura e humidade relativa se encontram nas tabelas seguintes.

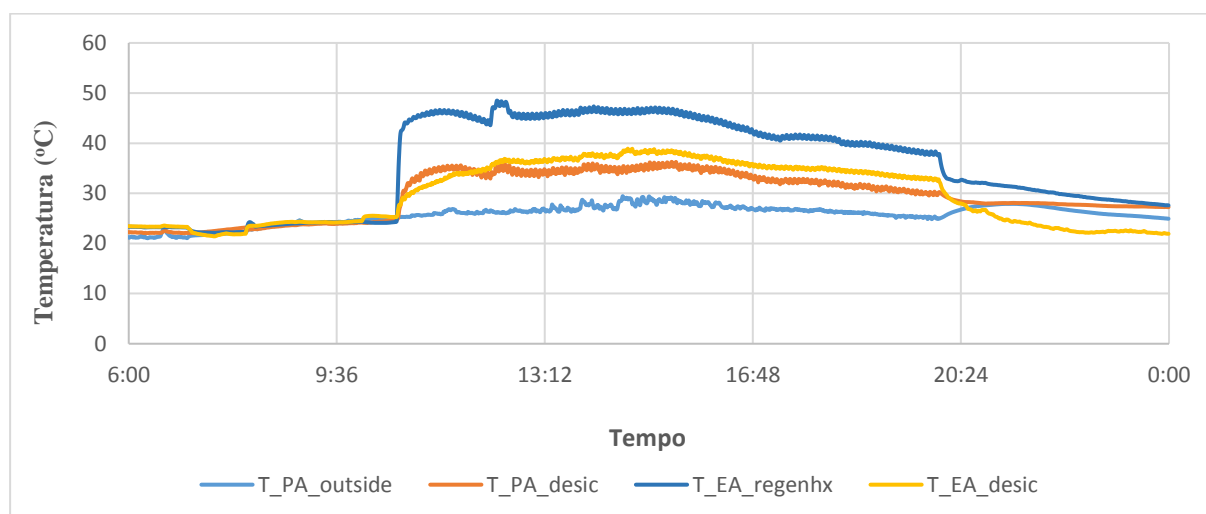


Figura 44 - Temperaturas junto à roda exsicante obtidas para o dia 18-08-2016.

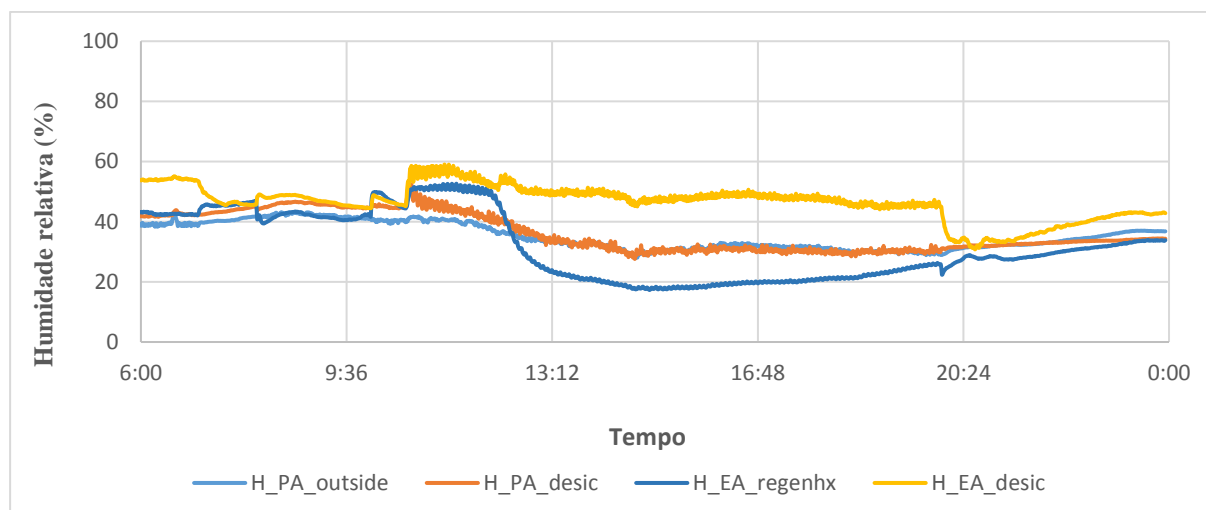


Figura 45 - Humidades relativas junto à roda exsicante obtidas para o dia 18-08-2016.

De facto, esse dia, além de verificar as condições em termos de temperatura e de humidade relativa, mostra ser vantajoso relativamente às trocas de água, tal como sugere a tabela seguinte:

Tabela 8 - Trocas de massas de água entre a roda exsicante e o meio exterior e comparação com o valor padrão, para o dia 18-08-2016.

TCA padrão	TCA entrada	TCA saída	Desvio entrada	Desvio saída
[kg/h]	[kg/h]	[kg/h]	[%]	[%]
11,53	26,01	25,17	125,6	118,3

Neste caso, a roda reteve água a uma taxa de 26.01 kg/h e libertou água a uma taxa de 25.17 kg/h. Comparando com o valor estabelecido como padrão, tem-se um desvio de 14.48 kg/h (125.6%) à entrada e um desvio de 13.64 kg/h (118.3%) à saída. Como pode ser comprovado por observação da [Tabela 8](#), este dia acabou por ser o mais satisfatório no que diz respeito ao equilíbrio entre a massa de água retida à entrada e cedida à saída.

6.4 Caso de estudo 2: Relação da velocidade de rotação da roda exsicante com o conteúdo em água

A acrescentar aos testes anteriores, optou-se ainda por analisar a influência que a velocidade de rotação da roda terá na quantidade de água que a roda retém e liberta para o exterior.

Para tal, foram analisados dois dias (23-05-2016 e 13-09-2016), com temperaturas e humidades relativas de funcionamento diferentes, mas com caudais relativamente próximos.

No primeiro dia, pretendeu-se observar a resposta das temperaturas e das humidades face a uma variação da velocidade de rotação da roda. Assim, regulou-se o sinal analógico da roda exsicante (AO_desic) para 100, 200, 300, 400, 500, 600, 700, 800, 900 e 1000 mV. Como condições padrão do teste, regularam-se os sinais analógicos dos ventiladores de entrada (AO_PA_fan) e de saída (AO_EA_fan) para 4500 e 4000 mV, respetivamente. Ligaram-se as duas bombas circuladoras, alterando os respetivos *outputs* digitais, dos circuitos solar (DO_SC_pump = 1) e de calor (DO_HC_pump = 1). Também se abriu a válvula do circuito de calor que dá acesso ao topo do depósito (DO_HC_storage_top = 1), para que o calor recolhido seja suficiente para a roda efetuar a regeneração.

No segundo teste, pretendeu-se observar o comportamento da roda exsicante face a variações de tensão analógica mais pequenas (50 mV). Assim, regulou-se o sinal analógico da roda exsicante (AO_desic) para 100, 150, 200, 250, 300 e 350 mV. As condições padrão deste teste são idênticas às do primeiro dia, excetuando os sinais analógicos dos ventiladores de entrada (AO_PA_fan) e de saída (AO_EA_fan), que se regularam para 7700 mV e 8550 mV, respetivamente.

Os resultados dos respetivos testes serão mostrados na subsecção seguinte.

6.4.1 Resultados – Caso de estudo 2

O primeiro parâmetro importante para trazer para análise é a variação da humidade relativa à medida que se impunham alterações ao sistema.

Para o dia 23-05-2016, os resultados estão representados na [Figura 46](#).

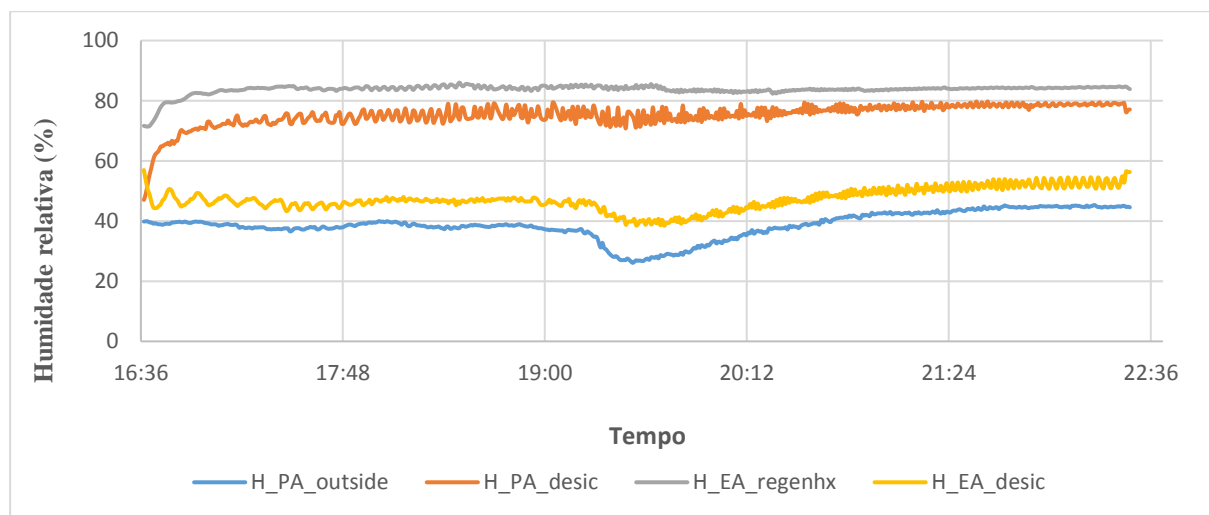


Figura 46 - Humidade relativa registada ao longo do tempo, para diferentes velocidades da roda.

No geral, verifica-se uma estabilização das humidades relativas ao longo do tempo, tendo-se registado um período em que o perfil teve um pico decrescente.

Outro parâmetro que se analisou para as diferentes situações foi a transferência do conteúdo em água. Os resultados obtidos desta análise, para o dia 23-05-2016, estão tabelados em seguida.

Tabela 9 - Valores de TCA obtidos para diferentes velocidades de rotação da roda no dia 23-05-2016.

Tensão [mV]	Velocidade da roda [rph]	Número de rotações	TCA entrada [kg/h]	TCA saída [kg/h]
100	6,600	5,284	12,12	24,78
200	13,20	6,112	14,80	28,08
300	20,40	11,34	14,58	24,50
400	27,34	13,36	15,84	23,78
500	34,20	24,24	18,79	22,88
600	41,27	24,30	19,20	21,81
700	48,23	25,19	17,09	18,98
800	55,20	28,21	16,83	17,55
900	62,16	31,08	16,56	15,54
1000	69,18	42,28	15,87	13,08

Observando a [Tabela 9](#), constata-se que os valores de TCA à entrada e à saída são díspares para quando a velocidade de rotação da roda exsicante atinge as 20 rph (valor aproximado) e bastante próximos para quando a velocidade de rotação excede as 27 rph (valor aproximado), o que significa que a roda retém, no processo de desumidificação, aproximadamente a mesma quantidade de água que cede no processo de regeneração, para velocidades de rotação mais elevadas.

Salvo uma ou outra exceção, para todas as velocidades de rotação da roda, as trocas de água entre as condutas é feita de forma consistente.

Os resultados obtidos para este teste não foram os pretendidos, uma vez que se observa, pela visualização da [Tabela 9](#), que à medida que se aumenta a tensão do sinal analógico associado à roda exsicante (AO_desic), a transferência de conteúdo em água (TCA) oscila bastante durante o processo, quer na conduta de insuflação quer na conduta de exaustão.

Em teoria, as humidades relativas decorrentes do teste deveriam aumentar à medida que se regulava a tensão do sinal analógico, o que implicaria um acréscimo da transferência de conteúdo em água, mas tal não aconteceu.

Por fim, outro parâmetro que foi tido em conta, para além das trocas de água entre a parte superior e inferior da roda exsicante, foram as trocas de calor também entre a parte superior (na conduta de insuflação) e a parte inferior (na conduta de extração) e o permutador e o ar de saída.

Para tal, recorreu-se à fórmula seguinte:

$$Q = mc_p\Delta T \quad (47)$$

Sendo que Q , m , c_p correspondem à energia sob a forma de calor, à massa (de ar ou de água) e ao calor específico (do ar ou da água), respetivamente [42].

Assim, os resultados para o dia 23-05-2016 estão representados na figura que se segue:

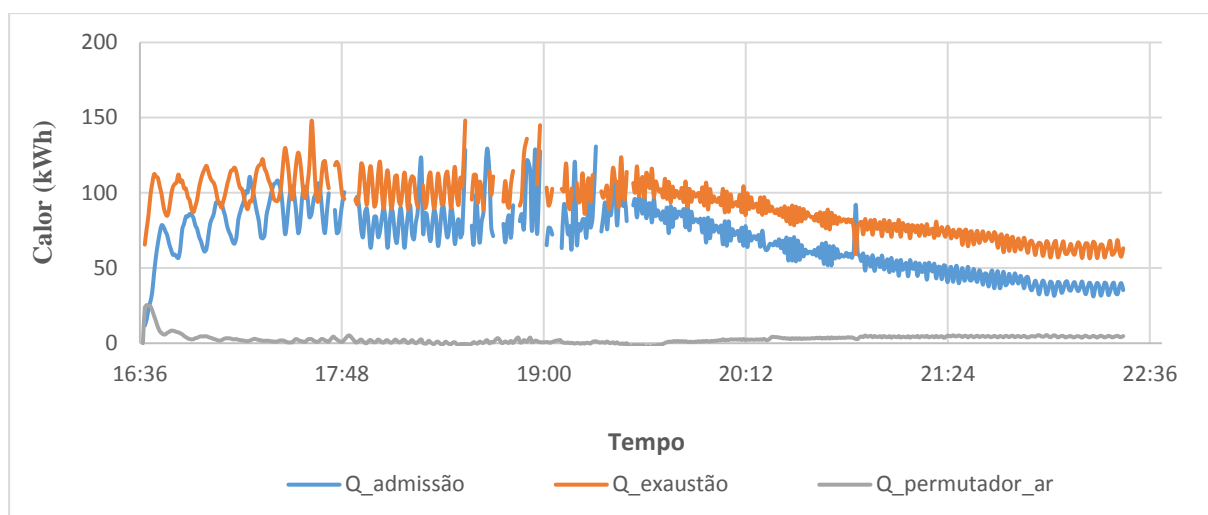


Figura 47 - Valores de energia sob a forma de calor obtidos ao longo do tempo (23-05-2016).

É de realçar que tanto esta última figura como a figura correspondente aos valores de calor obtidos para o dia 13-09-2016 têm em conta os valores absolutos (é graficamente mais apresentável), visto que se obtiveram diversos valores positivos e negativos.

Verifica-se que os calores obtidos quer no caso na conduta de admissão, quer no caso da conduta de exaustão, são bastante próximos entre si. Acontece que os valores dispostos na figura são valores em módulo, o que significa que as duas grandezas obtidas foram negativas. Isto implica que a roda exsicante funcione no sentido inverso, isto é, na entrada, a roda vai libertar calor para o ar de entrada, aquecendo-o, e na saída, a roda irá reter calor no seu interior.

Observa-se também que, neste caso, o permutador vai ceder calor ao ar presente na conduta de exaustão, aquecendo-o, ainda que este seja residual, quando comparado com os outros dois supramencionados.

Para o dia 13-09-2016, os resultados obtidos para as humidades relativas encontram-se na [Figura 48](#).

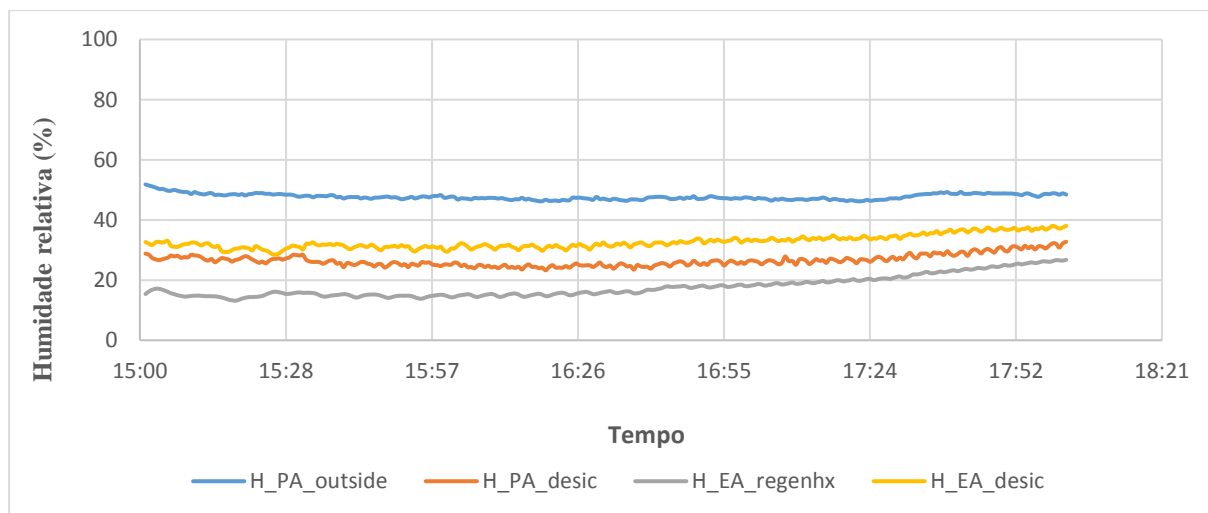


Figura 48 - Humidades relativas obtidas ao longo do tempo de funcionamento do sistema DEC (13-09-2016).

Como é possível observar na figura anterior, as quatro humidades relativas apresentadas encontram-se estáveis durante a totalidade do tempo do teste.

Os resultados obtidos da análise da transferência de conteúdo em água, para o dia 13-09-2016, encontram-se tabelados em seguida.

Tabela 10 - Valores de TCA obtidos para diferentes velocidades da roda (13-09-2016).

Tensão [mV]	Velocidade da roda [rph]	Número de rotações	TCA entrada [kg/h]	TCA saída [kg/h]
100	6,600	3,269	2,208	-19,29
150	9,929	4,835	2,118	-16,40
200	13,20	6,457	5,404	-19,07
250	16,89	9,174	-2,683	-13,58
300	20,40	9,044	1,178	-12,76
350	23,86	12,25	1,523	-10,42

Este caso demonstrou ser particularmente distinto, uma vez que os valores de TCA à entrada são bastante diferentes dos valores de TCA à saída. Isso deve-se, em grande parte, aos valores lidos da temperatura de regeneração da roda (T_{EA_regenx}), já que esta se manteve constante na casa dos 20°C durante praticamente todo o ensaio. Ora, isto significa que a roda exsicante não foi regenerada, visto que a temperatura necessária para que haja regeneração da roda tem de ser, pelo menos, de 40°C.

Importa referir que não foi feita a comparação entre os valores de TCA de entrada e de saída com o valor padrão de TCA estabelecido para esta roda, pois esse valor apenas é fixo para uma velocidade fixa da roda exsicante, o que não acontece em ambos os casos de estudo.

Note-se, ainda, que não se ajustou o sinal analógico da roda exsicante para os 0 mV, que seria o ponto inicial do teste, visto que a roda estaria inativa e, portanto, não faria sentido comparar as trocas de água entre a entrada e a saída, já que as humidades relativas iriam manter-se estáveis durante o processo.

Assim, a relação entre a velocidade de rotação da roda e o conteúdo em água não foi necessariamente verificada, como é possível constatar pelos resultados tabelados.

Os resultados relativos às trocas de calor para o dia 13-09-2016 estão representados na figura que se segue:

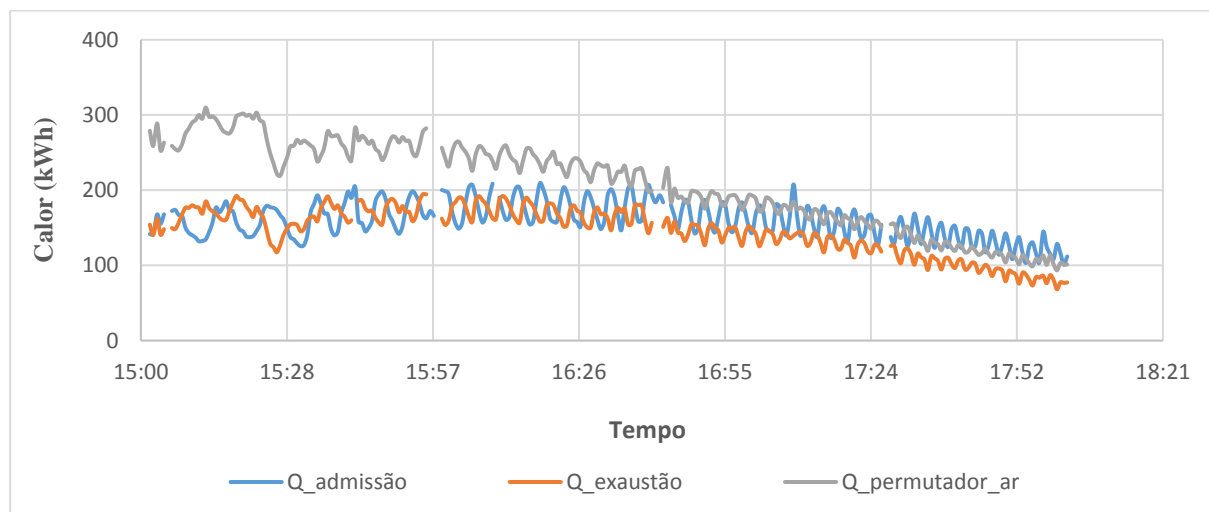


Figura 49 - Perfis obtidos para as trocas de calor na roda exsicante e no permutador, no dia 13-09-2016.

Por observação da [Figura 49](#), é novamente possível verificar que o calor obtido na entrada apresenta valores relativamente próximos, comparativamente ao calor obtido na saída, ambos decrescendo ao longo do tempo com flutuações sinusoidais.

Contrariamente ao dia 23-05-2016, a roda exsicante cumpre as funções para as quais está destinada, ou seja, retém calor na parte superior no seu interior, à entrada, e regenera, cedendo calor para o ar exterior, à saída da UTA.

O ar no interior do permutador cede calor ao ar que irá ser responsável pela regeneração da roda. Neste caso, inclusivamente se constata que a quantidade de calor que sai do permutador é maior que a quantidade de calor cedido/retido pela roda exsicante, o que mostra que este dia prova da melhor forma a consistência de trocas de calor dentro da UTA.

Ainda em relação ao permutador, considerou-se desprezável, em ambos os gráficos referentes às trocas de calor, a representação gráfica do calor armazenado/cedido pela água no interior do permutador para o ar de saída, visto que se tratam de valores incomparavelmente menores do que o calor armazenado/cedido na parte superior e inferior da roda exsicante. Isto acontece porque os caudais de água no circuito solar são significativamente inferiores, nas mesmas unidades SI, aos caudais de ar de ambas as condutas, daí a sua exclusão em ambas as figuras. Em ambos os casos, a água que se encontra no interior do permutador cederá calor ao ar de saída, aquecendo-o.

Ambos os gráficos relativos às trocas de calor passaram por um processo de filtração de dados. Esta filtração foi necessária aplicar, uma vez que se observaram vários valores que revelaram ser muito díspares em relação à tendência dos valores que foram surgindo.

6.5 Caso de estudo 3: Análise de sensibilidade a diversos parâmetros

Com base na análise efetuada aos dias de verão de anos transatos, tentou-se estabelecer um padrão no que diz respeito às dez variáveis mais importantes para o estudo: quatro temperaturas ($T_{PA_outside}$, T_{PA_desic} , $T_{EA_regenhx}$ e T_{EA_desic}), quatro humidades relativas ($H_{PA_outside}$, H_{PA_desic} , $H_{EA_regenhx}$ e H_{EA_desic}) e dois caudais volúmicos (dp_{PA_flow} e dp_{EA_flow}).

Para tal, na tentativa de encontrar uma conjugação de valores precisa recorreu-se a uma variável estatística: a moda. A moda é “o valor que ocorre com maior frequência num conjunto de dados, isto é, o valor mais comum” [43].

Após a obtenção de um ponto de funcionamento, foi possível fazer uma série de testes de análise de sensibilidade, ou seja, testes onde a variação das temperaturas, das humidades relativas e dos caudais é limitada e onde se procura comprovar se essa variação terá influência no conteúdo em água absorvido e libertado no que diz respeito à roda. Essa variação foi aplicada para cada uma das dez variáveis em análise, mantendo fixas as restantes nove.

O cálculo das variações das massas de água foi feito de forma diferente à da secção 6.3.1. Enquanto no ponto 6.3.1 a variação de massa é obtida a partir de uma massa de água num determinado ponto, a variar num dado intervalo (depende se a variação imposta é na temperatura, na humidade relativa ou no caudal) subtraída à massa de água no ponto de funcionamento, desta feita recorreu-se às derivadas parciais. Assim, as derivadas parciais que determinam a massa de água existente em cada um dos pontos de interesse, associadas à temperatura, calculam-se pelos algoritmos seguintes:

$$\frac{\partial m_{ponto\ i}}{\partial T_{ponto\ i}} = \frac{p_v \times \dot{V}_{ponto\ i} \times t}{R_w \times T_{ponto\ i}} \times a, \quad 1 \leq i \leq 4, i \in \mathbb{N} \quad (48)$$

Onde $m_{ponto\ i}$, $T_{ponto\ i}$ e $\dot{V}_{ponto\ i}$ correspondem à massa de água, temperatura e caudal de ar no ponto i , respetivamente e t corresponde ao tempo de funcionamento da roda exsicante. O ponto i corresponde a um dos quatro pontos de interesse, dois na conduta de admissão e dois na conduta de exaustão.

Logo, tem-se:

$$\Delta m_{ponto\ i} = \frac{p_v \times \dot{V}_{ponto\ i} \times t}{R_w \times T_{ponto\ i}} \times a \times \Delta T_{ponto\ i}, \quad 1 \leq i \leq 4, i \in \mathbb{N} \quad (49)$$

$$a = -\frac{C_8}{T_{ponto\ i}^2} + C_{10} + 2C_{11}T_{ponto\ i} + 3C_{12}T_{ponto\ i}^2 + \frac{C_{13}}{T_{ponto\ i}} - \frac{1}{T_{ponto\ i}} \quad (50)$$

Sendo a a derivada da pressão de saturação.

As derivadas parciais para a humidade relativa são as seguintes:

$$\frac{\partial m_{\text{ponto } i}}{\partial \phi_{\text{ponto } i}} = \frac{p_v \times \dot{V}_{\text{ponto } i} \times t}{R_w \times T_{\text{ponto } i} \times \phi_{\text{ponto } i}}, \quad 1 \leq i \leq 4, i \in \mathbb{N} \quad (51)$$

Onde $\phi_{\text{ponto } i}$ é a humidade relativa no ponto i .

A variação será então dada pela equação seguinte:

$$\Delta m_{\text{ponto } i} = \frac{p_v \times \dot{V}_{\text{ponto } i} \times t}{R_w \times T_{\text{ponto } i} \times \phi_{\text{ponto } i}} \times \Delta \phi_{\text{ponto } i}, \quad 1 \leq i \leq 4, i \in \mathbb{N} \quad (52)$$

Por fim, as derivadas parciais para o caudal de ar são as que se seguem:

$$\frac{\partial m_{\text{ponto } i}}{\partial \dot{V}_{\text{ponto } i}} = \frac{p_v}{R_w \times T_{\text{ponto } i}}, \quad \text{se } i = 1 \vee i = 3, i \in \mathbb{N} \quad (53)$$

Logo, a variação de massa será dada pela fórmula:

$$\Delta m_{\text{ponto } i} = \frac{p_v}{R_w \times T_{\text{ponto } i}} \times \Delta \dot{V}_{\text{ponto } i}, \quad \text{se } i = 1 \vee i = 3, i \in \mathbb{N} \quad (54)$$

As grandezas R_w e t são constantes e tomam os valores de 461.520 J/(kg.K) e 1 hora, respetivamente. Os valores das constantes desde C_8 até C_{13} foram anteriormente mencionados na equação (4).

Todas as restantes derivadas parciais, calculadas em função de uma variável da qual o seu cálculo não depende, apresentam variação nula.

Tal acontece pois, das quatro massas calculadas, cada uma delas encontra-se dependente da temperatura, humidade relativa e caudal apenas nesse ponto específico, apesar de no caudal a dependência se estender para a totalidade da conduta de admissão ou de exaustão, isto é, aplica-se para os primeiros dois pontos ou para os dois últimos.

6.5.1 Resultados – Caso de estudo 3

Foram considerados os dias 18-07-2014, 01-08-2014 e 17-03-2015, por serem três dias em que se cumpriram as condições referidas anteriormente.

Para o dia 18-07-2014 foi determinado um ponto de funcionamento. Obtiveram-se os seguintes valores:

Tabela 11 – Hipótese de um ponto de funcionamento para o sistema, com variáveis fixas.

Variáveis	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 3'	Ponto 4
Temperatura [°C]	25	41	56	38	33
Humidade relativa [%]	68	30	15	16	62
Caudal [m ³ /h]	7518		3650		

É útil fazer a comparação entre as massas de água com temperaturas e humidades relativas distintas, pelo que foi incluído o ponto 3' na ~~Tabela 11~~Tabela 11. Nesse ponto, foram lidas a temperatura e a humidade relativa após a roda permutadora de calor (T_EA_heatrec e H_EA_heatrec).

Segundo os dados técnicos do fabricante do transmissor de humidade relativa e temperatura, sabendo que o sensor de humidade é do tipo K (compreende humidade relativas desde 0 até 100%) e que o sensor de temperatura é do tipo Pt100, tem-se uma variação de $\pm 3\%$ para a humidade relativa e de $\pm 0.3^\circ\text{C}$ para a temperatura [44]. Assim, como a variação da humidade é uma ordem de grandeza acima da variação da temperatura, optou-se por realizar todos os testes de análise de sensibilidade com um limite de ΔT máximo $\pm 1^\circ\text{C}$ e um limite de ΔH máximo $\pm 10\%$. Relativamente aos caudais do sistema, optou-se por um limite máximo $\Delta \dot{V} \pm 1600 \text{ m}^3/\text{h}$.

Começando com a temperatura à entrada ($T_{PA_outside}$), irá ser imposta uma temperatura de $25 \pm 1^\circ\text{C}$, enquanto os outros parâmetros manter-se-ão constantes. Relativamente à massa de água antes da roda exsicante, esta será a única a variar, tal como mostra a figura seguinte:

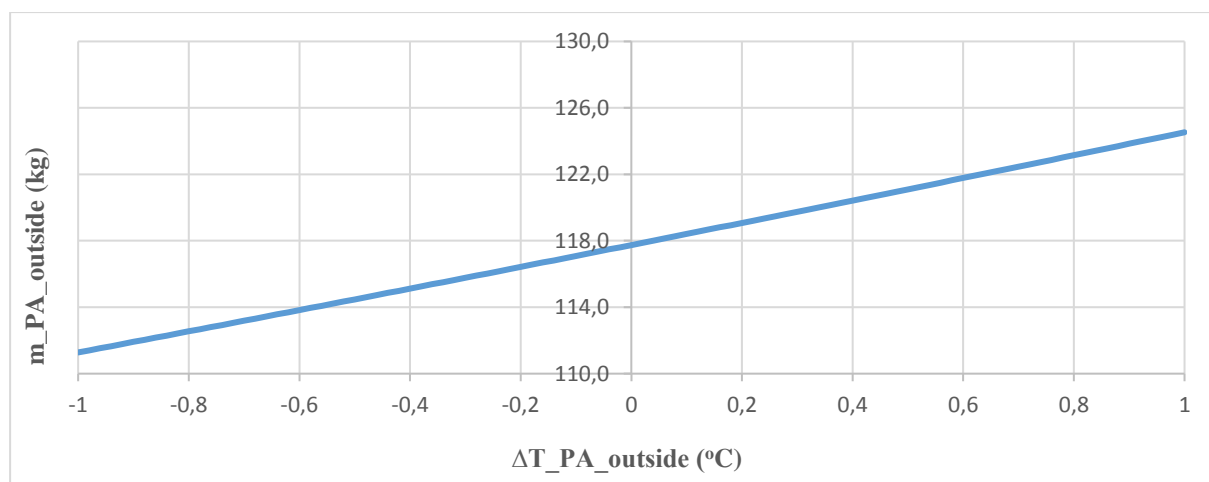


Figura 50 - Influência da variação da temperatura ($T_{PA_outside}$) na massa de água no ponto antes da roda exsicante.

Como é possível observar na [Figura 50](#), verifica-se uma tendência linear crescente. A massa de água variou, então, entre 111.3 e 124.3 kg, sendo 117.7 kg no ponto de funcionamento.

Foram realizados os cálculos das variações relativas à massa de água considerada anteriormente ($m_{PA_outside}$), para cada ponto com um passo de tempo de 40 s, quer pelo método normal (dedução a partir da lei dos gases ideais) quer pelo método das derivadas parciais, tendo sido feita a diferença entre os dois conjuntos de resultados para serem comparados graficamente. Os resultados obtidos encontram-se na [Figura 51](#).

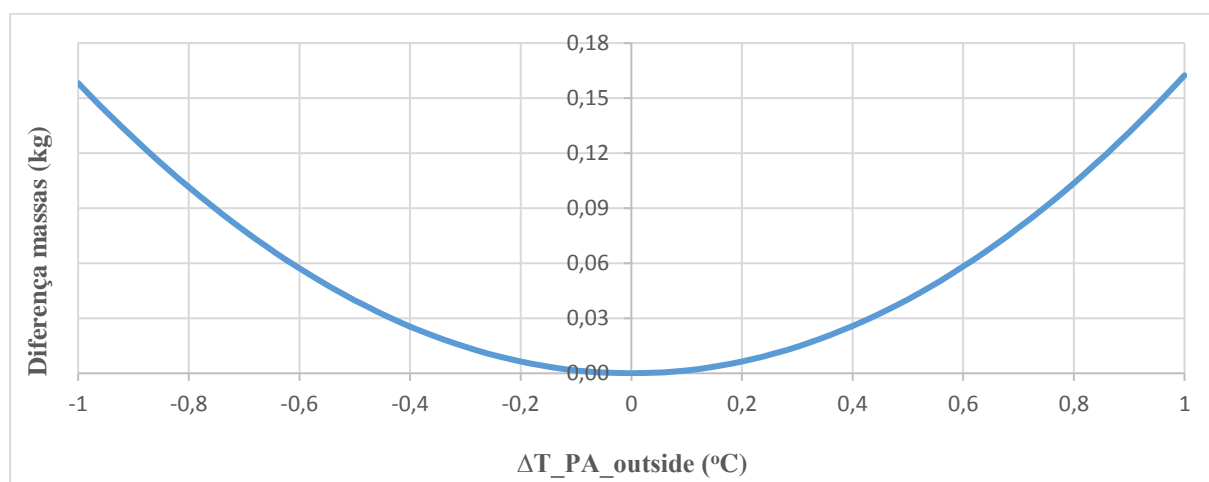


Figura 51 - Relação entre a variação da $T_{PA_outside}$ e a diferença que existe entre as massas de água, determinadas por dois métodos distintos.

Constata-se que existe uma relação parabólica entre as diferenças entre massas e a variação de temperatura, sendo que o valor máximo atingido foi de 0.16 kg. Verifica-se também que a variação obtida através do método das derivadas parciais afasta-se da variação obtida através do método padrão em 1.22% (valor médio).

Uma vez que não há variação de nenhuma variável logo após a roda, a massa de água nesse ponto (m_{PA_desic}) é constante e menor que o valor de $m_{PA_outside}$ no ponto de funcionamento.

Seguidamente, foi então determinada a TCA para a variação de temperatura imposta, cujos resultados se encontram representados graficamente na figura seguinte:

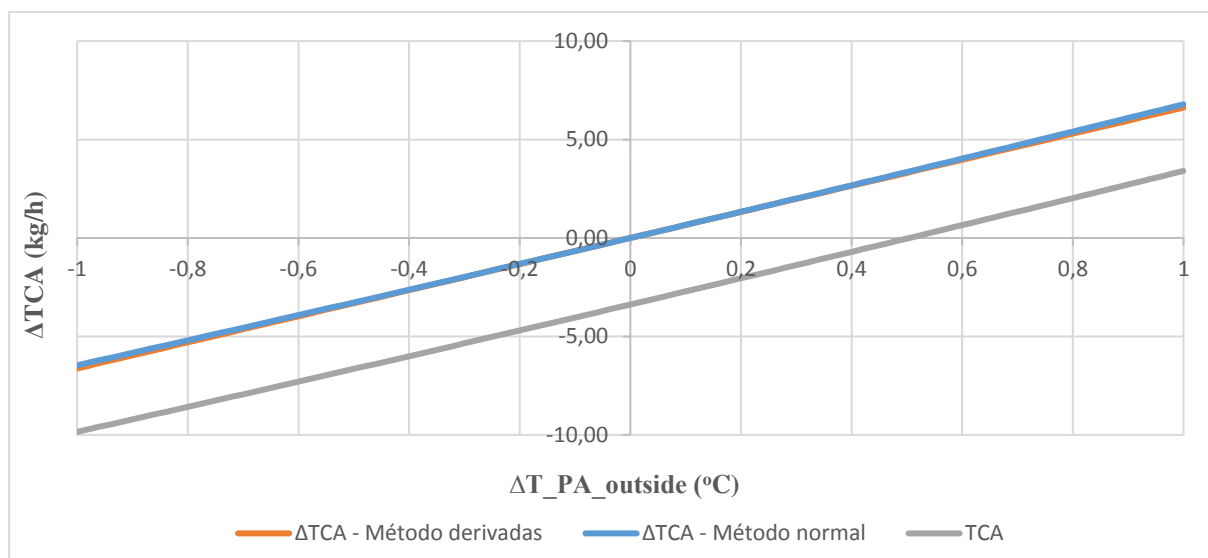


Figura 52 - Comparação entre os valores de TCA e da respetiva variação, consoante a variação de temperatura.

Por observação da figura, é possível afirmar que a TCA oscila entre -9.85 e 3.41 kg/h, com uma ΔTCA de ± 7 kg/h (valor aproximado).

Avaliando agora relativamente à humidade que vem diretamente do exterior ($H_{PA_outside}$), os resultados que se obtiveram, no que diz respeito à massa de água calculada em função da variação de humidade relativa, podem ser vistos na figura seguinte:

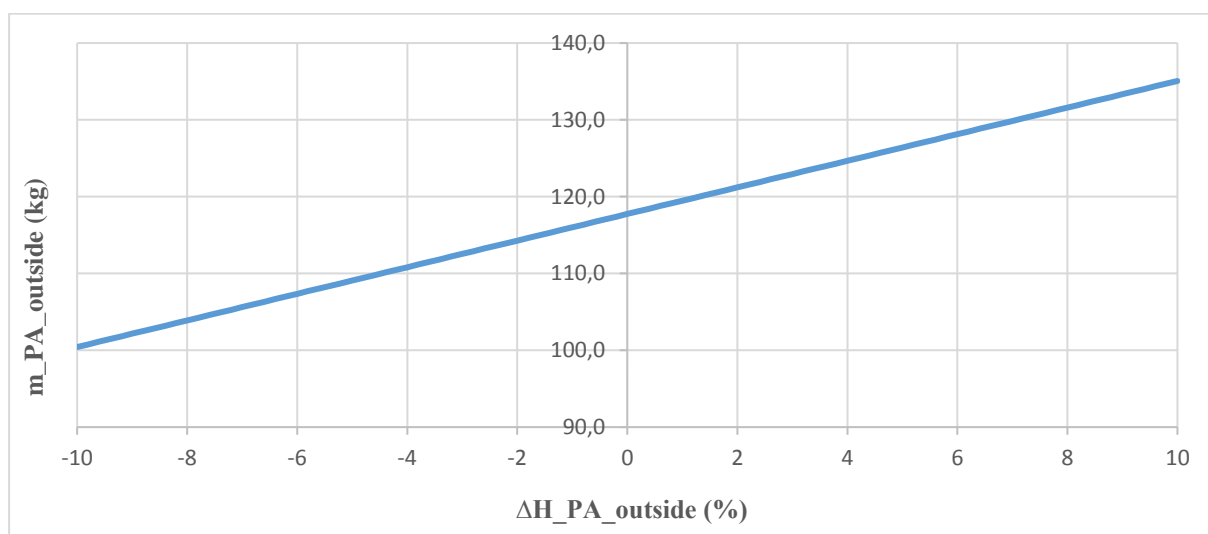


Figura 53 - Relação entre a massa de água e a variação de humidade relativa imposta, no ponto antes da passagem pela roda.

Na **Figura 53**, observa-se novamente a linearidade entre a massa de água e a variação de um dos parâmetros do estudo, a $H_{PA_outside}$. Verifica-se, então, que a massa se encontra distribuída entre 100.4 e 135.1 kg/h, sendo o distanciamento entre o ponto mínimo e máximo bastante superior (praticamente o triplo) ao mesmo verificado em relação à $T_{PA_outside}$.

Tal como para o caso da temperatura, as variações das massas de água foram determinadas com base nos dois métodos anteriormente referidos, contudo não se registaram quaisquer diferenças entre ambas.

Resta, portanto, analisar o valor da TCA e a respetiva variação. A figura seguinte mostra os resultados dessa análise:

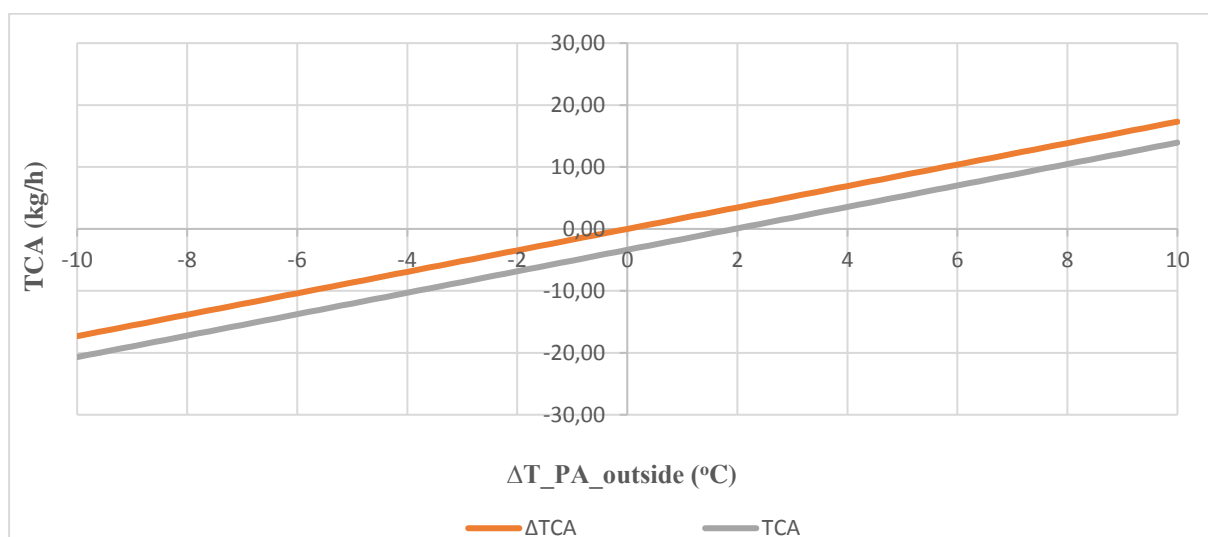


Figura 54 - TCA e variação da mesma, em função da variação da $H_{PA_outside}$.

O intervalo da TCA está compreendido entre -20.69 e 13.94 kg/h, sendo que a diferença entre o valor máximo e o valor mínimo é bastante superior (aproximadamente o triplo) quando comparada com a obtida para a $T_{PA_outside}$. Já a ΔTCA foi de ± 17 kg/h (variação máxima e mínima).

Relativamente à variação do caudal de entrada, esta vai tanto afetar a massa de água antes da roda exsicante como a que se encontra depois da mesma. Tal é possível observar na figura seguinte:

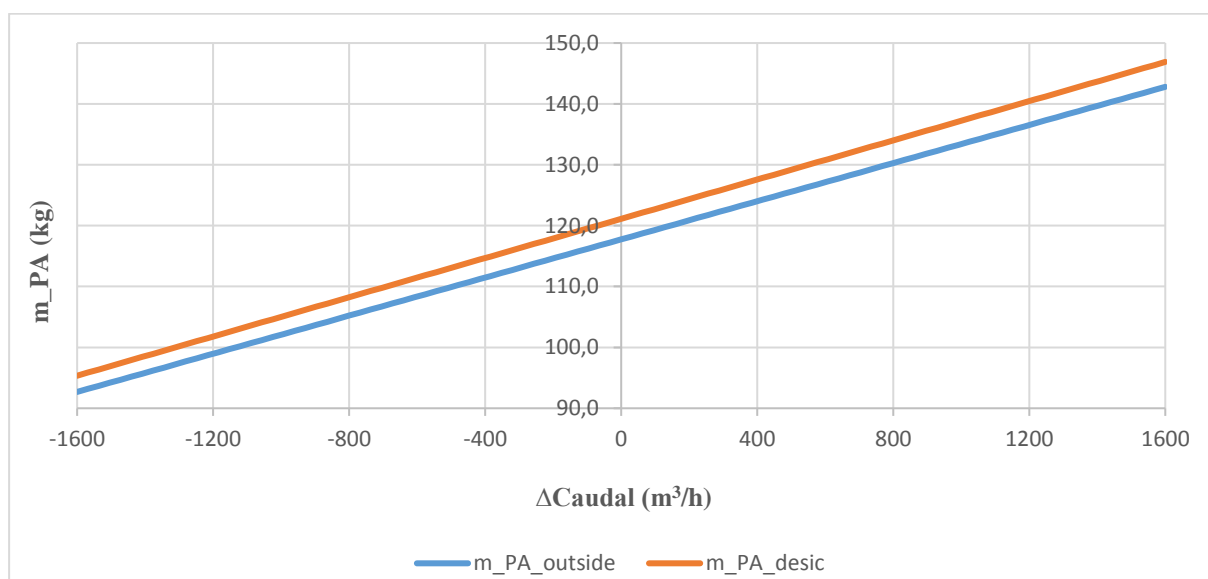


Figura 55 - Relação entre as massas de água na conduta de insuflação e a variação de caudal aplicada.

Como se pode constatar, ambas as massas apresentam um perfil linear, com a $m_{PA_outside}$ a oscilar entre 92.69 e 142.8 kg/h e a m_{PA_desic} entre 95.35 e 146.9 kg/h, sendo que a m_{PA_desic} apresenta um desvio médio de 2.87 % relativamente à $m_{PA_outside}$.

No que diz respeito às variações das respetivas massas, os cálculos através do método padrão e das derivadas parciais coincidem novamente, no entanto as variações entre as duas massas divergem ligeiramente.

Relativamente à TCA, a variação do caudal induz uma TCA com valores compreendidos no intervalo entre -4.1 e -2.7 kg/h e uma ΔTCA entre -1.0 e 1.0 kg/h, mostrando, assim, que as diferenças entre valores máximos e mínimos são muito reduzidas, ponderando os valores obtidos para a $T_{PA_outside}$ e para a $H_{PA_outside}$.

Avançando agora para a T_{PA_desic} , importa referir que a variação desta temperatura apenas irá influenciar a quantidade de água após a passagem pela roda (m_{PA_desic}). Os dados obtidos foram representados graficamente, tal como mostra a [Figura 56](#) ~~Figura 56~~.

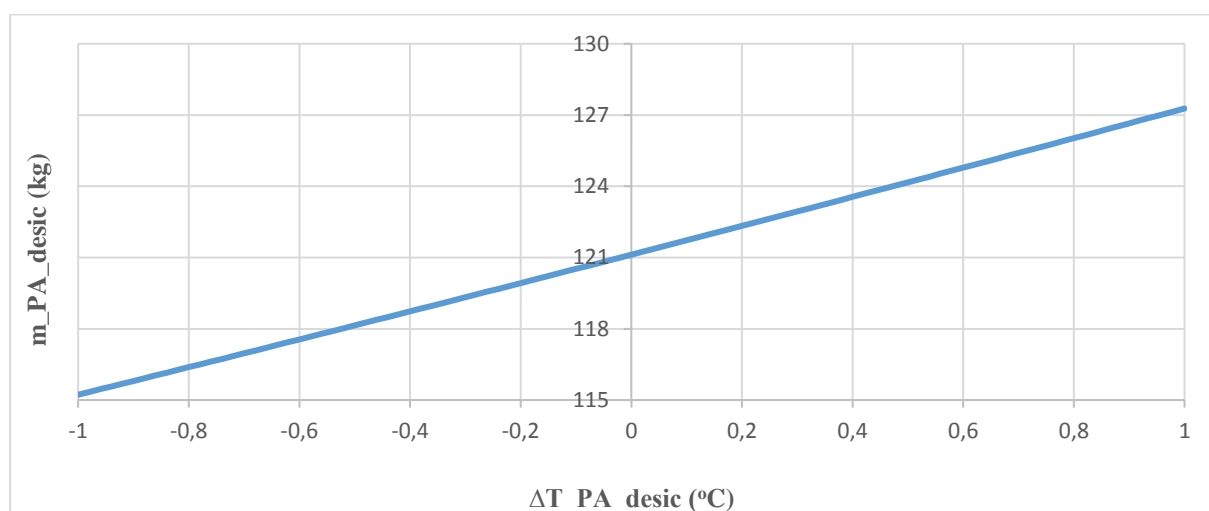


Figura 56 - Massa de água após a roda exsicante em função da variação da temperatura (T_{PA_desic}).

A quantidade de água restringe-se ao intervalo [115.2, 127.3] kg, dentro do qual se encontra a massa de água no ponto de funcionamento, que é de 121.1 kg.

Foram também registadas diferenças entre as variações da massa de água acima mencionada, no que toca ao método de cálculo utilizado para o efeito, tendo estas sido graficamente representadas.

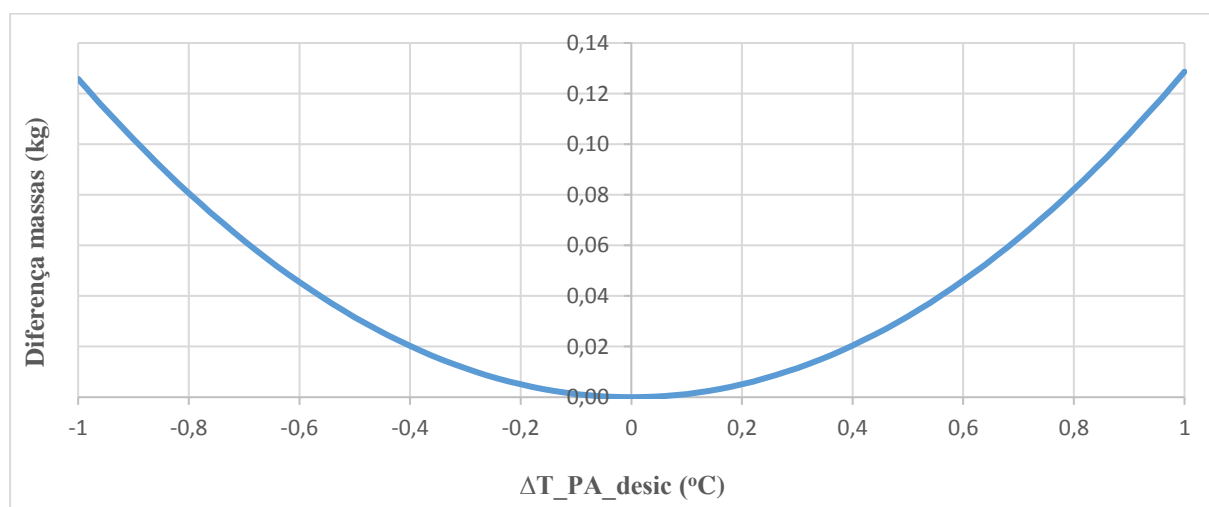


Figura 57 - Diferenças entre massas consoante a variação da temperatura (T_{PA_desic}).

Por observação da [Figura 57](#), conclui-se que a diferença máxima obtida foi de 0.12 kg. As diferenças distanciam-se, em média, cerca de 1.07 % entre si.

Foi, de seguida, avaliado o comportamento da TCA e da respetiva variação, tendo os resultados obtidos sido os que são mostrado graficamente na [Figura 58](#).

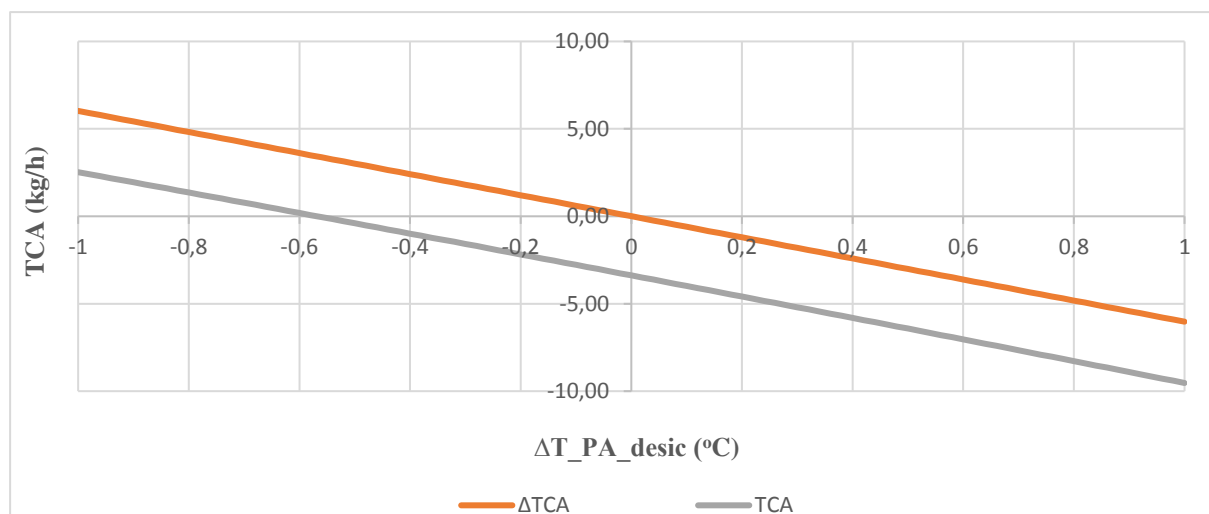


Figura 58 - Influência da variação de temperatura no valor da TCA.

Ao contrário dos gráficos anteriores que foram exibidos, este mostra um perfil linear decrescente, estando a TCA entre -9.53 e 2.40 kg/h e $\Delta TCA \pm 6$ kg/h, aproximadamente.

Por fim, resta analisar a influência da variação da H_{PA_desic} na transferência de conteúdo em água.

Em primeiro lugar, feitos os cálculos, obtiveram-se valores de m_{PA_desic} entre 81.56 e 161.5 kg/h, com uma variação $\Delta m_{PA_desic} \pm 40$ kg/h.

As diferenças entre os dois métodos de cálculo são nulas, tal como se verificou para as restantes variáveis de entrada, exceto as temperaturas.

Por fim, a TCA insere-se no intervalo [-43.8, 36.2] kg/h, ao passo que no caso da ΔTCA será [-40.4, 40.4] kg/h.

Resumindo, os resultados obtidos para todas as variações encontram-se na tabela seguinte.

Tabela 12 - Influência das variações em vários parâmetros do sistema no conteúdo em água da roda exsicante.

Variáveis	Variação	$m_{PA_outside}$ [kg]	m_{PA_desic} [kg]	Diferenças [%]	TCA [kg/h]	ΔTCA [kg/h]
$T_{PA_outside}$ [°C]	± 1	[111,3; 124,5]	121,1	1,22	[-9,45; 3,41]	± 7
$H_{PA_outside}$ [%]	± 10	[100,4; 135,1]	121,1	-	[-20,7; 13,9]	± 17
dp_{PA_flow} [m ³ /h]	± 1600	[92,69; 142,8]	[95,35; 146,9]	-	[-4,10; -2,66]	± 1
T_{PA_desic} [°C]	± 1	117,7	[115,2; 127,3]	1,07	[-9,53; 2,40]	± 6
H_{PA_desic} [%]	± 10	117,7	[81,56; 161,5]	-	[-43,8; 36,2]	± 40

Na condução de exaustão, foram também levados a cabo os mesmos testes que na condução de insuflação, tendo sido incluídas a temperatura e humidade relativa após a roda de permuta ($T_{EA_heatrec}$ e $H_{EA_heatrec}$, respetivamente), para além das outras cinco variáveis que são tidas em consideração. Achou-se esta inclusão importante na medida em que podiam registar as diferenças existentes nos cálculos entre esse novo ponto, o ponto inicialmente assumido como sendo aquele que daria a

temperatura e humidade relativa antes da roda (são valores lidos na mesma posição na UTA), e o ponto imediatamente antes de a roda começar o processo de regeneração, com um valor de humidade relativa que foi calculado.

Os resultados para a conduta de exaustão encontram-se na tabela que se segue:

Tabela 13 - Resultados obtidos para a conduta de exaustão.

Variáveis	Pontos ¹⁰	Varição	m_EA_regenhx [kg]	m_EA_desic [kg]	Diferenças [%]	TCA [kg/h]	ΔTCA [kg/h]
T_EA_regenhx [°C]	-	± 1	[56,97; 62,28]	80,63	0,94	[18,35; 23,66]	± 3
T_EA_heatrec [°C]	-	± 1	[25,62; 28,37]	80,63	1,09	[52,26; 55,01]	± 1
H_EA_regenhx [%]	-	± 10	[19,86; 99,30]	80,63	-	[-18,67; 60,77]	± 40
H_EA_heatrec [%]	-	± 10	[10,11; 43,82]	80,63	-	[36,81; 70,52]	± 17
dp_EA_flow [m ³ /h]	1	± 1600	[33,46; 85,69]	[45,29; 116,0]	-	[11,82; 30,28]	± 9
	2	± 1600	[15,15; 38,79]			[30,14; 77,19]	± 24
T_EA_desic [°C]	1	± 1	59,58	[76,46; 84,99]	1,14	[16,89; 25,41]	± 4
	2	± 1	26,97			[49,50; 58,02]	± 4
H_EA_desic [%]	1	± 10	59,58	[67,63; 93,64]	-	[8,048; 34,06]	± 13
	2	± 10	26,97			[40,66; 66,67]	± 13

Ambas as massas de água, m_EA_regenhx e m_EA_desic, têm um perfil de tendência crescente para todas as variações aplicadas. Apenas houve diferenças entre as variações das massas, calculadas por dois métodos diferentes, nas temperaturas (T_EA_regenhx, T_EA_heatrec e T_EA_desic), obtendo 0,05, 0,03 e 0,10 kg como valores máximos, respetivamente.

A transferência de conteúdo em água, assim como a variação da mesma, decrescem com a variação que é imposta no sistema, acontecendo com quatro variáveis (T_EA_regenhx, T_EA_heatrec, H_EA_regenhx e H_EA_heatrec). No entanto, os dois parâmetros anteriores também apresentam uma tendência crescente para três variáveis: dp_EA_flow, T_EA_desic e H_EA_desic.

Os últimos parâmetros que são necessários determinar são as eficácias (entálpica, térmica e de desumidificação), recorrendo a (39), (40) e (41). A tabela seguinte mostra as eficácias obtidas para os três dias analisados.

Tabela 14 - Eficácias, em percentagem, para os vários dias analisados.

Dia	ε _{th} (%)	ε _h (%)	ε _{deh} (%)
01-08-2007	[-6,25; 6,25]	[-4,060; 20,45]	[0,1842; 12,73]
18-07-2014	[48,39; 54,84]	[43,73; 60,17]	[2,191; 15,43]
17-03-2015	[66,67; 72,73]	[201,0; 211,4]	[227,5; 271,6]

Comparando agora todos os resultados associados aos três dias, é importante destacar alguns aspetos importantes. Em primeiro lugar, verificou-se que todas as massas de água que foram calculadas apresentaram uma tendência crescente, sendo que as variações de massa mais significativas ocorreram quando existiu uma variação associada ao caudal, quer ao de entrada quer ao de saída.

¹⁰O ponto 1 serve para indicar que todos os resultados que estiverem na mesma linha têm em conta a temperatura e humidade imediatamente antes da roda exsicante. Os resultados na linha 2 têm em conta a temperatura e humidade relativa logo após a roda permutadora de calor.

Em segundo lugar, as diferenças entre métodos de cálculo de massas de água (método dito padrão e método das derivadas parciais) apenas se verificaram para quando ocorreu uma variação de uma das temperaturas, em qualquer ponto do sistema, situando-se entre 0.97 e 1.29 %.

Por fim, é necessário atentar nos valores obtidos para a transferência de conteúdo em água e na respetiva variação. Em dois dos três pontos de funcionamento estabelecidos para cada um dos três dias, foi tido em conta que a roda exsicante cumpria as funções a que estava predestinada, ou seja, esta desumidificaria na conduta de admissão e regeneraria na conduta de exaustão. No entanto, tal não se verificou no dia 17-03-2015, e, por essa razão, serviu de comparação entre um dia favorável e um dia desfavorável, decorrente do funcionamento da roda.

Regra geral, na conduta de admissão, a TCA apresentou sempre uma tendência crescente perante variações da $T_{PA_outside}$ e da $H_{PA_outside}$ e uma tendência decrescente para as restantes variáveis.

Na conduta de exaustão, a TCA mostrou um perfil decrescente perante variações da T_{EA_regenx} , $T_{EA_heatrec}$, H_{EA_regenx} e $H_{EA_heatrec}$, sendo crescente para as restantes variáveis. A TCA apresentou apenas valores negativos na conduta de admissão no dia 17-03-2015, o mesmo acontecendo no dia 01-08-2007 e no dia 18-07-2014, se bem que a mesma situação se verificou na conduta de extração no dia 01-08-2007, embora não para todas as variações. Noutros casos, podem ser vistos valores negativos de TCA à medida que um dos caudais, temperaturas ou humidades diminui.

Relativamente à variação da TCA, na conduta de entrada, esta foi mais elevada quando sujeita a uma variação das humidades $H_{PA_outside}$ e H_{PA_desic} , exceto no dia 17-03-2015 em que a variação da H_{PA_desic} e do caudal estiveram praticamente ao mesmo nível. Na conduta de exaustão, a maior variação de TCA que se verificou foi unânime, já que nos dias 18-07-2014, 01-08-2007 e 17-03-2015 recaiu sobre a variação de H_{EA_regenx} .

Tendo as massas de água calculadas por dois métodos diferentes, resta compará-los e estudar as suas implicações nas trocas de conteúdo em água da roda.

6.6 Caso de estudo 4: Caudais baseados na pressão diferencial e na velocidade do ar

O caudal é das grandezas mais importantes que o sistema pode ter e também das mais suscetíveis a oscilações. Quer o caudal de ar na conduta de insuflação, quer o caudal de ar na conduta de exaustão são determinados segundo a pressão diferencial exercida à entrada e à saída da roda permutadora de calor (em ambas as condutas). Todas as variáveis analógicas do sistema DEC são lidas em tensão, contudo, apesar da pressão diferencial não ser uma saída analógica, é programada inicialmente em tensão. Esse sinal em tensão será posteriormente convertido em pressão, lida em mbar, e é imediatamente calculado e apresentado o caudal volúmico, a partir do algoritmo que se segue:

$$\dot{V} = \frac{(7390 \times dp_{PA_flow}(mbar)) + 18.39999}{\rho} \quad (55)$$

Sendo dp_{PA_flow} (mbar) a pressão diferencial entre a entrada e a saída da roda permutadora de calor.

Onde a densidade do ar (ρ) é dada pela equação:

$$\rho = \frac{1 + \phi}{R_{da} + (\phi \times R_w)} + \frac{p \times 100}{T + 273.15} \quad (56)$$

Sendo que algumas das grandezas envolvidas são resultantes de uma medição (ϕ , p e T) e outras tratam-se de valores constantes (R_{da} e R_w).

Habitualmente, em sistemas deste tipo, os valores de caudal de ar são obtidos através da velocidade do ar, medida com um anemómetro de fio quente localizado no interior da conduta. Como esse não foi o método adotado, optou-se por fazer o estudo da influência da velocidade do ar no caudal obtido. Para tal, utilizou-se um anemómetro de fio quente, modelo 8330-M-GB da marca TSI Incorporated, que além de medir a velocidade do ar também serviu para medir a temperatura.

Como o objetivo consistia em comparar os caudais obtidos de duas maneiras distintas, o estudo dividiu-se em duas fases, decorridas em simultâneo.

As medições foram efetuadas em dois pontos do sistema: na parte superior da conduta (na sala técnica da UTA) e no centro da conduta, numa sala destinada para o efeito. Primeiramente, no sistema de controlo, foi estabelecido que o sinal em tensão do ventilador à entrada fosse maior que o sinal em tensão do ventilador à saída, com uma diferença de 1 V (1000 mV) entre os dois. Isto significa que o ar circulará com maior velocidade à entrada da UTA. À medida que se efetuavam as leituras dos caudais no sistema, foi medida a velocidade do ar no centro da conduta. Sabendo a área de secção da conduta (valor calculado), é possível determinar o caudal. Este procedimento foi feito para diferentes potências dos ventiladores (sinais em tensão diferentes), tendo também registado as temperaturas do ar no processo, ficando, assim, com diversos pontos para análise.

6.6.1 Resultados – Caso de estudo 4

O cálculo da área seccional das condutas é fundamental para a determinação dos caudais que nelas circulam. Assim, sabendo que o material que constitui o isolamento das condutas é poliestireno expandido e que a espessura do mesmo é 2 cm, as dimensões e áreas serão as seguintes:

Tabela 15 - Dimensões e respetivas áreas de secção das condutas.

Conduta	Largura [m]	Comprimento [m]	Área [m ²]
PA	0,576	0,479	0,276
EA	0,576	0,474	0,273

Procedeu-se, de seguida, à medição dos caudais obtidos no sistema de aquisição de dados simultaneamente com a medição da velocidade do ar com um anemómetro de fio quente. Os resultados foram tabelados e representados graficamente.

Tabela 16 - Registo das velocidades do ar medidas e respetivo caudal.

Pontos	Anemómetro de fio quente				Caudal calculado EA [m ³ /h]	Caudal calculado PA [m ³ /h]
	Tensão ventilador PA [mV]	Tensão ventilador EA [mV]	v EA [m/s]	v PA [m/s]		
1	5000	4000	1,5	1,4	1474	1391
2	6000	5000	2,0	1,6	1966	1589
3	7000	6000	2,8	2,1	2752	2086
4	8000	7000	3,0	2,4	2949	2384
5	9000	8000	3,7	2,8	3588	2781
6	10000	9000	4,3	3,3	4226	3278
7	10000	10000	4,7	3,2	4620	3178

Tabela 17 - Registo dos caudais obtidos pelo sistema de aquisição de dados, assim como os consequentes desvios dos valores teóricos.

Sistema						
Pontos	Tensão ventilador PA [mV]	Tensão ventilador EA [mV]	dp_EA_flow [m ³ /h]	dp_PA_flow [m ³ /h]	Desvio EA [%]	Desvio PA [%]
1	5000	4000	1881	1804	21,61	22,92
2	6000	5000	2888	2320	31,93	31,48
3	7000	6000	3632	2882	24,23	27,63
4	8000	7000	4234	3512	30,36	32,12
5	9000	8000	4952	4221	27,56	34,11
6	10000	9000	5620	4964	24,79	33,97
7	10000	10000	6020	4866	23,26	34,68

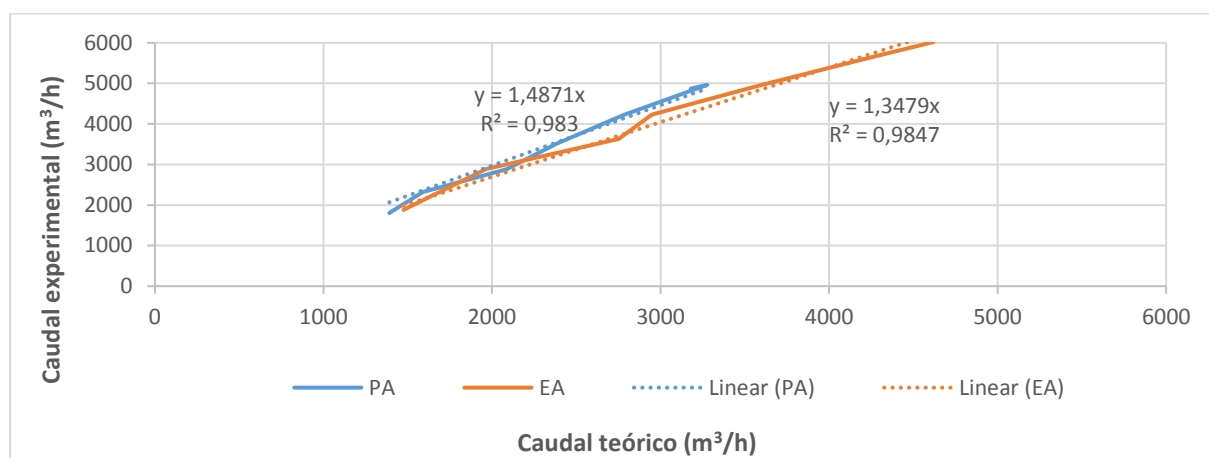


Figura 59 - Relação entre os caudais teóricos e os caudais obtidos experimentalmente.

Por observação da [Figura 59](#), constata-se que os caudais obtidos a partir da velocidade do ar (experimentais) são superiores aos que o sistema regista (teóricos), sendo que os caudais experimentais corresponderão aos caudais teóricos quando multiplicados pelos fatores 1.4871 (PA) e 1.3479 (EA), em aproximação.

Assim, os resultados obtidos para os três dias (18-07-2014, 01-08-2007 e 17-03-2015) estão nas tabelas seguintes.

Tabela 18 - Resultados para o dia 18-07-2014 (conduta de insuflação).

Variáveis	Variacão	m_PA_outside [kg]	m_PA_desic [kg]	Diferenças [%]	TCA [kg/h]	ΔTCA [kg/h]
T_PA_outside [°C]	± 1	[165,5; 185,2]	180,1	1,22	[-14,64; 5,067]	± 10
H_PA_outside [%]	± 10	[149,3; 200,8]	180,1	-	[-30,78; 20,72]	± 26
dp_PA_flow [m ³ /h]	± 1600	[150,0; 200,2]	[154,3; 205,9]	-	[-5,745; -4,306]	± 1
T_PA_desic [°C]	± 1	175,1	[171,3; 189,3]	1,07	[-14,18; 3,576]	± 9
H_PA_desic [%]	± 10	175,1	[121,3; 240,2]	-	[-65,07; 53,81]	± 60

Análise e otimização do funcionamento de uma UTA assistida por energia solar com enfoque na roda exsicante e respetivo controlador

Tabela 19 - Resultados para o dia 18-07-2014 (conduta de exaustão).

Variáveis	Pontos	Variação	m_EA_regenhx [kg]	m_EA_desic [kg]	Diferenças [%]	TCA [kg/h]	ΔTCA [kg/h]
T_EA_regenhx [°C]	-	± 1	[76,79; 83,95]	108,7	0,94	[24,73; 31,89]	± 4
T_EA_heatrec [°C]	-	± 1	[34,54; 38,24]	108,7	1,09	[70,44; 74,14]	± 2
H_EA_regenhx [%]	-	± 10	[26,77; 133,8]	108,7	-	[-25,16; 81,91]	± 54
H_EA_heatrec [%]	-	± 10	[13,63; 59,07]	108,7	-	[49,61; 95,05]	± 23
dp_EA_flow [m ³ /h]	1	± 1600	[54,19; 106,4]	[73,34; 144,0]	-	[19,15; 37,61]	± 9
	2	± 1600	[24,53; 48,17]			[48,81; 95,85]	± 24
T_EA_desic [°C]	1	± 1	80,30	[103,1; 114,6]	1,14	[22,76; 34,26]	± 6
	2	± 1	36,35			[66,71; 78,21]	± 6
H_EA_desic [%]	1	± 10	80,30	[91,15; 126,2]	-	[10,85; 45,91]	± 18
	2	± 10	36,35			[54,80; 89,86]	± 18

Tabela 20 - Resultados para o dia 01-08-2007 (conduta de insuflação).

Variáveis	Variação	m_PA_outside [kg]	m_PA_desic [kg]	Diferenças [%]	TCA [kg/h]	ΔTCA [kg/h]
T_PA_outside [°C]	± 1	[52,57; 58,62]	58,92	1,18	[-6,357; -0,300]	± 3
H_PA_outside [%]	± 10	[44,19; 66,86]	58,92	-	[-14,73; 7,932]	± 11
dp_PA_flow [m ³ /h]	± 1600	[32,99; 78,06]	[35,01; 82,84]	-	[-4,779; -2,020]	± 1
T_PA_desic [°C]	± 1	55,53	[55,79; 62,21]	1,18	[-6,689; -0,3220]	± 3
H_PA_desic [%]	± 10	55,53	[47,82; 70,26]	-	[-14,73; 7,706]	± 11

Tabela 21 - Resultados para o dia 01-08-2007 (conduta de exaustão).

Variáveis	Pontos	Variação	m_EA_regenhx [kg]	m_EA_desic [kg]	Diferenças [%]	TCA [kg/h]	ΔTCA [kg/h]
T_EA_regenhx [°C]	-	± 1	[49,81; 54,86]	51,24	1,03	[-3,629; 1,422]	± 3
T_EA_heatrec [°C]	-	± 1	[49,46; 55,21]	51,24	1,19	[-3,974; 1,773]	± 3
H_EA_regenhx [%]	-	± 10	[31,37; 73,20]	51,24	-	[-21,97; 19,86]	± 21
H_EA_heatrec [%]	-	± 10	[43,56; 60,98]	51,24	-	[-9,744; 7,679]	± 9
dp_EA_flow [m ³ /h]	1	± 1600	[26,15; 78,42]	[25,63; 76,84]	-	[-1,578; -0,5262]	± 1
	2	± 1600	[26,15; 78,39]			[-1,549; -0,5167]	± 1
T_EA_desic [°C]	1	± 1	52,29	[48,78; 53,80]	1,05	[-3,511; 1,511]	± 3
	2	± 1	52,27			[-3,492; 1,531]	± 3
H_EA_desic [%]	1	± 10	52,29	[32,26; 70,21]	-	[-20,03; 17,92]	± 19
	2	± 10	52,27			[-20,01; 17,94]	± 19

Tabela 22 - Resultados para o dia 17-03-2015 (conduta de insuflação).

Variáveis	Variação	m_PA_outside [kg]	m_PA_desic [kg]	Diferenças [%]	TCA [kg/h]	ΔTCA [kg/h]
T_PA_outside [°C]	± 1	[62,92; 70,80]	209,7	1,29	[-146,8; -138,9]	± 4
H_PA_outside [%]	± 10	[54,39; 79,12]	209,7	-	[-155,3; -130,6]	± 12
dp_PA_flow [m ³ /h]	± 1600	[52,67; 80,84]	[165,5; 254,0]	-	[-173,1; -112,8]	± 30
T_PA_desic [°C]	± 1	66,76	[199,6; 220,3]	1,06	[-153,5; -132,8]	± 10
H_PA_desic [%]	± 10	66,76	[166,9; 252,5]	-	[-185,8; -100,2]	± 43

Tabela 23 - Resultados para o dia 17-03-2015 (conduta de exaustão).

Variáveis	Pontos	Variação	m_EA_regenhx [kg]	m_EA_desic [kg]	Diferenças [%]	TCA [kg/h]	ΔTCA [kg/h]
T_EA_regenhx [°C]	-	± 1	[47,35; 51,90]	67,67	0,97	[15,78; 20,33]	± 2
T_EA_heatrec [°C]	-	± 1	[52,81; 58,55]	67,67	1,11	[9,12; 14,87]	± 3
H_EA_regenhx [%]	-	± 10	[-5,51; 104,7]	67,67	-	[-36,99; 73,18]	± 55
H_EA_heatrec [%]	-	± 10	[30,34; 80,90]	67,67	-	[-13,22; 37,34]	± 25
dp_EA_flow [m ³ /h]	1	± 1600	[36,50; 62,66]	[49,82; 85,53]	-	[13,32; 22,87]	± 5
	2	± 1600	[40,95; 70,29]			[8,88; 15,24]	± 3
T_EA_desic [°C]	1	± 1	49,58	[64,04; 71,48]	1,19	[14,46; 21,90]	± 4
	2	± 1	45,62			[8,43; 15,87]	± 4
H_EA_desic [%]	1	± 10	49,58	[51,17; 84,18]	-	[1,59; 34,60]	± 17
	2	± 10	45,62			[-4,45; 28,56]	± 17

Comparando agora os resultados cujos cálculos tiveram em consideração caudais diferentes, é possível afirmar que seria espectável que houvesse um aumento de todas as massas e TCA's. De facto, tal aconteceu com 81% dos resultados, excetuando os valores negativos, que diminuíram.

Na conduta de admissão, as percentagens de aumento das massas de água rondaram os 33%, tirando os caudais cuja percentagem situou-se entre 23 e 50 %. Tanto as percentagens de aumento como de decréscimo da TCA estão na ordem dos 33%. Verificou-se que a variação da TCA aumenta em 78% dos casos, estando esse aumento compreendido entre 27 e 35% relativamente aos valores tidos como referência. As diferenças entre métodos de cálculo de massas mantiveram-se inalteráveis.

Na conduta de exaustão, as percentagens de aumento das massas de água rondaram os 26%, excetuando os caudais cuja percentagem situou-se entre 17 e 52%. Tanto as percentagens de aumento como de decréscimo da TCA estão na casa dos 26 %, aproximadamente. As percentagens de aumento relativas à variação da TCA estão no intervalo entre 24 e 50%.

Capítulo 7 - Conclusão e perspectivas de trabalho futuro

O trabalho apresentado neste documento tinha como principal objetivo explorar o conceito de roda exsicante, nomeadamente as suas funcionalidades, algumas características físicas e processos físicos/químicos envolvidos nas trocas de ar e água entre a roda e as respetivas componentes da UTA e/ou com o exterior.

Para que tal fosse efetuado, e numa fase anterior à iniciação dos testes, foi fundamental terem sido efetuadas calibrações de sondas, principalmente das sondas de temperatura Pt100 e dos caudalímetros, para assim assegurar que as leituras de dados por parte do sistema *Agilent VEE Pro* tivessem uma maior fiabilidade. Veio a comprovar-se que os caudalímetros estavam em boas condições de funcionamento, no entanto nem todas as sondas de temperatura estariam a ler nas melhores condições. Contudo, a leitura dos dados das sondas em causa não foi crucial para os testes que se seguiram.

Fez-se, em primeira instância, uma análise experimental para determinar a quantidade de água que a roda exsicante retinha após o processo de desumidificação, na conduta de insuflação, e a quantidade de água que a mesma libertava após passar por um processo de regeneração, na conduta de exaustão. Os resultados obtidos foram satisfatórios, na medida em que, regra geral, a roda desumidificou o ar à entrada e regenerou o mesmo à saída da UTA, na mesma proporção.

Na segunda etapa do estudo, tentou verificar-se a existência de uma relação entre a velocidade de rotação da roda exsicante com a quantidade de água que a mesma é capaz de reter quando desumidifica e de ceder quando regenera. Essa relação não foi verificada, porém o balanço de massa entre as condutas de entrada e de saída foi comprovado num dos dias em análise. As trocas de calor dentro da UTA também mostraram estar dentro do que era expetável.

Tendo já um procedimento de cálculo para as massas de água anteriormente referidas, foram feitos testes de análise de sensibilidade, fazendo variar as temperaturas, humidades relativas e caudais do sistema individualmente. Concluiu-se que, tanto o método padrão de cálculo das massas de água (a partir da lei dos gases ideais) como o método das derivadas parciais são ambos viáveis, já que a maior diferença registada entre os dois métodos foi de 1.29%. Regra geral, a variação de massa deduzida tendo em conta a variação de algum dos dez parâmetros em análise foi maior para os caudais, especialmente para o caudal de entrada. O mesmo não se pode dizer em relação à TCA, uma vez que as variáveis que exercem maior influência sobre a sua variação são as humidades relativas, nomeadamente a H_{PA_desic} na entrada e a H_{EA_regen} na saída.

Comparando os intervalos de valores obtidos para a TCA com a que foi mencionada como sendo um valor de TCA de referência (11.53 kg/h), é possível concluir que esta se encontra dentro de cerca de 33% dos referidos intervalos, sobretudo quando se verifica uma alteração de alguma das humidades.

Por fim, tentou encontrar-se uma forma de comparar os caudais obtidos através da leitura dos dados com os caudais que seria possível obter, caso se pudesse registar a velocidade do ar que circula nas condutas, ao invés da pressão diferencial. Verificou-se, em 81% dos casos, nas condutas de insuflação e de exaustão, um aumento de todos os valores relativos às variáveis calculadas cifrado em 33 e 26%, respetivamente. Essa percentagem mostrou ser diferente no que diz respeito aos caudais, tendo sido obtido um intervalo com maior amplitude de valores para o caudal de saída.

Como se verificou um crescendo de todos os valores calculados, a TCA não foi exceção, pelo que os limites dos intervalos foram modificados. Consta-se que o valor de referência de 11.53 kg/h não se insere na maior parte dos intervalos de TCA determinados, porém, nos casos em que se insere (cerca de 31%), deve-se ao facto de a H_{PA_desic} , a H_{EA_regen} ou a H_{EA_desic} terem variado.

Como perspectiva de trabalho futuro, poder-se-á ponderar a instalação de uma sonda que leia a humidade relativa imediatamente antes da roda exsicante na conduta de exaustão (H_{EA_regen}). Tal pode ser afirmado com base na premissa de que a roda cumpre a sua função na conduta de entrada (desumidificação) e na conduta de saída (regeneração), pelo que se presume que a estimativa da humidade mencionada foi efetuada corretamente. A acrescentar a esta última proposta, poderá ser também possível regular a tensão analógica associada à rotação da roda exsicante para um valor maior do que o que está pré-definido no sistema (200 mV), situando-se este entre 290 e 300 mV. A razão

principal pela qual é necessário implementar esta mudança deve-se ao facto de, assim, se aproximar mais da velocidade de 20 rph, valor padrão para o funcionamento da roda exsicante em modo de verão.

Referências bibliográficas

- [1] IEA, Energy Efficiency in Air Conditioners in Developing Countries and the Role of CDM, 2007.
- [2] IEA, World Energy Outlook, 2011.
- [3] J. Amador, “Produção e Consumo de Energia em Portugal: Factos estilizados,” *Boletim Económico - Banco de Portugal*, 2010.
- [4] OECD/IEA, “CO2 emissions statistics - Highlights,” 2014. [Online]. Available: www.iea.org/media/freepublications/2013pubs/CO2HighlightsExceltables.xls. [Acedido em 21 Maio 2014].
- [5] Enerdata, “Global Energy Statistical Yearbook 2013,” 2009. [Online]. Available: <http://yearbook.enerdata.net/electricity-domestic-consumption-data-by-region.html>. [Acedido em 23 Maio 2014].
- [6] REN, Dados técnicos 2012, 2012.
- [7] D. Caprino, M. L. Vedova e T. Facchinetti, “Peak shaving through real-time scheduling of household appliances,” em *Energy and Buildings*, 2014, pp. 133-148.
- [8] ASHRAE, ASHRAE Handbook - Fundamentals (SI) - Chapter 6 - Psychrometrics, 2005a.
- [9] ASHRAE, ASHRAE Handbook - Fundamentals (SI) - Chapter 39 - Physical Properties of Materials, 2005b.
- [10] R. Hyland e A. Wexler, “Formulations for the thermodynamic properties of the saturated phases of H₂O from 173.15 K to 473.15 K,” em *ASHRAE Transactions 89 (2A)*, 1983, pp. 500-519.
- [11] L. A. Sphaier, Psicrometria - Versão 0.1, 2010.
- [12] D. P. F. Almeida, APONTAMENTOS DE APOIO ÀS AULAS DE TECNOLOGIA PÓS-COLHEITA, 2004.
- [13] ASHRAE Journal, Overview of Psychrometrics, 2012.
- [14] P. SOLAIR, Linhas de Orientação - Requisitos de projecto e configuração de sistemas Solares para Ar-Condicionado (SAC) de pequena e média dimensão, 2009.
- [15] E. P. d. Souza, Economia de energia de ar condicionado no Brasil: eficiência e conomicidade, 2010.
- [16] M. Bahrami, ENSC 461 (S 11) - Refrigeration Cycle, 2015.
- [17] Stoecker e Jones, Refrigeration and Air Conditioning - Second Edition, 1985.
- [18] M. A. Mandegari e H. Pahlavanzadeh, Introduction of a new definition for effectiveness for desiccant wheels, 2009.
- [19] H. Gonçalves e J. M. Graça, Conceitos Bioclimáticos para os Edifícios em Portugal, 2004.
- [20] ASHRAE, ASHRAE Handbook - HVAC Applications (SI) - Chapter 51 - Evaporative Cooling, 2007c.
- [21] J. Macau, P. Ferreira, R. Rodrigues e J. F. Mendes, ARREFECIMENTO EXSICANTE-EVAPORATIVO ASSISTIDO POR ENERGIA SOLAR - RESULTADOS OBTIDOS COM A UTA INSTALADA NO DER/INETI, 2009.
- [22] J. Macau, Acompanhamento e caracterização do desempenho de uma UTA baseada em tecnologia DEC assistida por energia solar, 2009.
- [23] PER, “Conceitos - Tecnologias: Colectores Solares Térmicos,” 2009. [Online]. Available: http://www.energiasrenovaveis.com/DetailConceitos.asp?ID_conteudo=41&ID_area=8&ID_sub_area=26. [Acedido em 23 Junho 2014].
- [24] AMES, A Climatização Solar, 2003-2005.
- [25] T. Correia, Estudo de Funcionamento de um Sistema de Arrefecimento Exsicante-Evaporativo assistido por Energia Solar, 2009.
- [26] ASHRAE, ASHRAE Handbook - HVAC Applications (SI) - Chapter 3 - Commercial and Public Buildings, 2007b.

- [27] F. Luginsland e C. Reetz, Control manual for the DEC machine, Friburgo, 2004.
- [28] Klingenburg GmbH, SECO - Desiccant/enthalpy/dehumidification rotors, 2008c.
- [29] CLIMACONFORTO, Princípio de Funcionamento da Bomba de Calor, 2012.
- [30] Pacific Scientific, 6415 Oscillator/Drive - Installation & Hardware Reference Manual, 1998.
- [31] Klingenburg GmbH, Regenerative heat recovery with rotary heat exchangers, 2008b.
- [32] ASHRAE Journal, Psychrometric chart celebrates 100th Anniversary, 2004.
- [33] Klingenburg GmbH, Klingenburg SECO Desiccant / Enthalpy Rotor, 2008a.
- [34] F. Quiumento, “Dessorção térmica,” 19 Outubro 2011. [Online]. Available: <https://sites.google.com/site/scientiaestpotentiaplus/dessorcao-termica>. [Acedido em 3 Maio 2014].
- [35] C. Jia, Y. Dai, J. Wu e R. Wang, Experimental comparison of two honeycombed desiccant wheels fabricated with silica gel and composite desiccant material, 2005.
- [36] U. Eicker, U. Schürger, M. Köhler, T. Ge, Y. Dai, H. Li e R. Wang, Experimental investigations on desiccant wheels, 2012.
- [37] Yu.I.Aristov, Selective water sorbents, a new family of materials of adsorption cooling/heating: state-of-the-art, 2003.
- [38] R. Narayanan, W. Y. Saman e S. White, A non-adiabatic desiccant wheel: Modeling and experimental validation, 2013.
- [39] M. Ali, V. Vukovic, M. H. Sahir e D. Basciotti, Development and validation of a desiccant wheel model calibrated under transient operating conditions, 2013.
- [40] A. Kodama, T. Hirayama, M. Goto, T. Hirose e R. Critoph, The use of psychrometric charts for the optimisation of a thermal swing desiccant wheel, 2001.
- [41] J. D. Chung, D.-Y. Lee e S. M. Yoon, Optimization of desiccant wheel speed and area ratio of regeneration to dehumidification as a function of regeneration temperature, 2008.
- [42] DeWitt, Bergman e Lavine, “Fundamentals of Heat and Mass Transfer - 6th Edition,” em *Fundamentals of Heat and Mass Transfer - 6th Edition*, p. 17.
- [43] M. R. Spiegel, Estatística : resumo da teoria, 875 problemas resolvidos, 619 problemas propostos, São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1976.
- [44] ADOLF THIES GmbH & Co. KG, Hygro-Thermo-Transmitter Datasheet, 1998.
- [45] C. Iwabe, Apostila da Disciplina Meteorologia Física II - ACA 0326, 2006.
- [46] ASHRAE, ASHRAE Handbook - HVAC Applications (SI) - Chapter 33 - Solar Energy Use, 2007a.
- [47] COBENGE, Eficiência de uma unidade de refrigeração por compressão de vapor, 2005.
- [48] R. Peroni, Mineralogia - Estudos dos minerais, 2003.
- [49] C. Ruivo, J. Costa, A. Figueiredo e A. Kodama, Effectiveness parameters for the prediction of the global performance of desiccant wheels - An assessment based on experimental data, 2011.