



ISEL

INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA

Departamento de Engenharia Mecânica



Acompanhamento e caracterização do desempenho de uma UTA baseada em tecnologia DEC assistida por energia solar

JOÃO CARLOS DOS SANTOS MACAU

(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Trabalho Final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre
em Engenharia Mecânica

Orientador:

Dra. Isabel Simões de Carvalho

Co-Orientador:

Eng. João Farinha Mendes

Júri:

Presidente: Doutor João Manuel Ferreira Calado

Vogais:

Doutor Luís Coelho

Engenheiro Francisco Manuel Fernandes Severo

Doutora Isabel Simões de Carvalho

Engenheiro João Farinha Mendes

Outubro de 2009

Resumo

Neste trabalho referiremos em particular a tecnologia do arrefecimento evaporativo com desumidificação prévia por excicantes e far-se-á a apresentação da Unidade de Demonstração instalada no INETI (Instituto Nacional de Engenharia Tecnologia e Inovação) que faz uso dessa tecnologia que recorre a um sistema de captação de energia solar do tipo CPC (Colectores Parabólicos Compostos). Em funcionamento desde 1999, este sistema já sofreu várias alterações que serão referidas, realçando-se as que tiveram lugar mais recentemente, e serão apresentados alguns resultados entretanto obtidos.

O funcionamento de todo o sistema foi acompanhado de perto, possibilitando assim, uma melhor compreensão do funcionamento do mesmo e, no caso de surgirem anomalias, actuar de imediato na tentativa de resolução.

Para além da descrição dos componentes principais, modos de operação e alterações introduzidas, neste trabalho são apresentados e analisados os resultados obtidos nesta nova fase de funcionamento da UTA, após introdução de um humidificador na conduta de insuflação.

Concluí-se que para períodos que antecedem e procedem o pico do Verão, esta unidade executa a sua função na perfeição apresentando valores de eficiência energética bastante favoráveis. Ao longo da estação fria, a captação de energia por parte dos colectores solares, possibilita o aquecimento dos espaços a climatizar.

Palavras-Chave: Unidade de tratamento de ar, processo excicante-evaporativo, energia solar, fracção solar.

Abstract:

In this paper refer in particular to technology evaporative cooling with dehumidification prior dryers and far will be the presentation of the demonstration unit installed at INETI (National Institute of Engineering Technology and Innovation) that makes use of this technology which uses a system solar energy type CPC (compound parabolic collectors). In operation since 1999, this system has undergone several changes that will be mentioned, highlighting those which took place more recently, and will present some results obtained however.

The operation of the entire system was closely monitored, thus enabling a better understanding of functioning and, in the event of any deficiencies, take immediate action in tackling.

In addition to the description of the main modes of operation and amendments introduced in this work are presented and analyzed the results obtained in this new phase of operation of the UTA after the introduction of a humidifier in the conduct of inflation.

We concluded that for periods of time and perform the peak of summer; this unit performs its function perfectly with values of efficiency quite favorable. During the cold season, the capture of energy by solar collectors, allows the heating of spaces that are conditioned.

Keywords: Air handling units, desiccant evaporative technology, Solar energy, Solar fraction.

Agradecimentos

Desejo expressar aqui o meu mais sincero obrigado a todos os que, de forma directa ou indirecta, contribuíram para que eu fosse capaz de terminar este trabalho bem como o curso de Mestrado em Engenharia Mecânica. Quer pelo seu conhecimento ou pela sua paciência, que me levaram à concretização desta importante etapa na minha vida.

Um especial agradecimento aos meus pais, à Doutora Isabel Carvalho, ao Eng. João Farinha Mendes e ao Eng. Rui Rodrigues.

Índice

Resumo	
Abstract	
Agradecimentos	
Índice.....	I
Nomenclatura (Lista de símbolos)	III
Lista de Figuras.....	V
Lista de Gráficos.....	VIII
Lista de Tabelas.....	X
Capítulo 1 – Fundamentos de Termodinâmica.....	1
Introdução.....	2
1.1. Leis da Termodinâmica.....	4
1.1.1. 1ª Lei da Termodinâmica.....	9
1.1.2. 2ª Lei da Termodinâmica.....	14
1.1.3. 3ª Lei da Termodinâmica.....	17
1.2. Análise energética em sistemas abertos.....	18
1.2.1. Conservação da massa.....	18
1.2.2. Conservação da energia – Energia Cinética.....	19
1.2.3. Trabalho de fluxo.....	19
1.2.4. Caso prático de balanço de energia.....	20
1.2.5. Propriedades Termodinâmicas	22
1.3. Mistura de um gás ideal com um vapor.....	24
1.3.1. Temperatura de Orvalho, Bolbo seco e Bolbo húmido.....	25
1.3.2. Humidade Relativa.....	26
1.3.3. Humidade Especifica ou Humidade Absoluta.....	26
1.3.4. Saturação adiabática.....	28
1.3.5. Diagrama Psicrométrico.....	29
1.3.6. Processos de Ar Condicionado.....	31

1.3.6.1.	Desumidificação por Arrefecimento.....	31
1.3.6.2.	Humidificação com aquecimento.....	32
1.3.6.3.	Arrefecimento Evaporativo	34
1.4.	Máquina frigorífica e Bomba de calor.....	35
1.5.	Tecnologia dos diferentes sistemas.....	37
1.5.1.	Sistemas de Absorção.....	38
1.5.2.	Sistemas de Adsorção.....	39
1.5.3.	Sistema exsicante evaporativo.....	40
Capítulo 2 –	Descrição da instalação experimental e instrumentação.....	43
2.1.	Componentes constituintes.....	44
2.2.	Princípio de funcionamento.....	56
2.3.	Medições experimentais.....	64
2.4.	Manutenção.....	66
Capítulo 3 –	Tratamento de dados - Análise de dados.....	67
3.1.	Período de Verão.....	71
3.2.	Período de Inverno.....	78
3.3.	Avaria no humidificador na secção de extracção na situação de Verão..	82
3.4.	Qualidade do Ar interior – Aspectos gerais.....	85
Capítulo 4 –	Conclusões e trabalho Futuro.....	91
Referências Bibliográficas.....		94
Apêndices.....		96
1 –	Folha em Excel que evidencia todos os dados captados pelas sondas.....	97
2 –	Folha Excel com os resultados de diversos parâmetros.....	98
3 –	Diagrama Psicrométrico para a pressão de 1 atm.....	99
4 –	Valores resultantes de temperatura e humidade para diferentes modos de funcionamento do sistema.....	100
5 –	Tabela com valores de saturação de pressão e entalpia de vapor.....	102
6 –	Factores de conversão.....	104

Nomenclatura

- a – Aceleração, m/s^2
- c – Calor específico, $kJ/(kg.^{\circ}C)$
- C_p – Calor específico a pressão constante, $kJ/ (kg.^{\circ}C)$
- C_v – Calor específico a volume constante, $kJ/ (kg.^{\circ}C)$
- COP – Coeficiente de desempenho
- d, D – diâmetro, m
- E – Energia total, kJ
- F – Força, N
- h – Entalpia específica, kJ/kg
- H – Entalpia, kJ
- m – massa, kg
- \dot{m} – Caudal mássico, kg/s
- P – Pressão, KPa
- Q – Transferência de calor, kJ
- t – Tempo, s
- T – Temperatura, $^{\circ}C$ ou K
- T_{orv} - Temperatura de orvalho
- v – Volume específico, m^3/kg
- V – Volume, m^3
- W – Trabalho total, kJ
- W – Potência, kW

Índices

- atm – Atmosférico
- cr – Crítico
- s – Isentrópico

0 – Estado de Referência

1 – Estado inicial ou de entrada

2 – Estado final ou de saída

T_outdoor_Max – Temperatura máxima exterior

T_outdoor_Min – Temperatura mínima exterior

T_room_Average – Temperatura média interior

T_room – Temperatura da sala

T_room_in – Temperatura do ar à entrada na sala

T_room_set – Temperatura pretendida na sala

T_room_in_set – Temperatura pretendida à entrada das ala

T_outdoor – Temperatura exterior

E_Col_Loss – Energia dissipada no permutador solar

E_Col_1 – Energia cedida no permutador solar ao circuito secundário

E_Col_2 – Energia fornecida pelo sistema solar (antes do apoio da caldeira, depois do depósito solar)

E_backup – Energia fornecida pela caldeira

E_Dec – Energia libertada na UTA

E_Heatpump – Energia fornecida pela bomba de calor

Irradiance – Radiação solar captada no piranómetro

T_SC_valve – Temperatura da água no circuito solar (primário)

T_HC_solarhx – Temperatura da água no permutador entre o circuito primário e secundário

T_storage_top – Temperatura da água no topo do depósito acumulador

T_HC_gasheater – Temperatura da água à saída da caldeira mural

F_SC – Caudal de água no circuito primário

F_HC – Caudal de água no circuito secundário

Lista de Figuras

Figura 1.1. Trabalho de expansão num cilindro.....	5
Figura 1.2. Transformação cíclica.....	7
Figura 1.3. Sistema elástico.....	7
Figura 1.4. Esquematização de uma máquina térmica.....	14
Figura 1.5. Fluxo de Massa e Trabalho de Fluxo num Canal.....	19
Figura 1.6. Diagrama pressão temperatura para a água.....	23
Figura 1.7. Medição das temperaturas seca e húmida.....	25
Figura 1.8. Processo de Saturação Adiabática.....	28
Figura 1.9. Diagrama Psicrométrico (simplificado).....	29
Figura 1.10. Processo simples de arrefecimento e aquecimento.....	31
Figura 1.11. Diagrama psicrométrico do processo ilustrado na figura 1.10.....	32
Figura 1.12. Processo de Humidificação com Aquecimento.....	33
Figura 1.13. Diagrama psicrométrico do processo ilustrado na figura 1.12.....	33
Figura 1.14. Humidificação Adiabática ou Processo de Arrefecimento Evaporativo.....	34
Figura 1.15. Diagrama psicrométrico do processo ilustrado na figura 1.14.....	34
Figura 1.16. Esquemas de funcionamento de uma máquina frigorífica e de uma bomba de calor ..	36
Figura 1.17. Diagrama P-h do ciclo frigorifico ideal por compressão de vapor.....	36
Figura 1.18. Esquema e diagrama T-s do ciclo frigorífico real por compressão de vapor.....	37
Figura 1.19. Ciclo frigorífico de absorção com amoníaco.....	38
Figura 1.20. Ciclo frigorífico de adsorção com sílica gel.....	40
Figura 1.21. Diagrama do processo de arrefecimento evaporativo.....	40
Figura 1.22. Esquema de um sistema exsicante com duas rodas.....	41
Figura 2.1. Unidade de Tratamento de Ar e campo de colectores solares térmicos ..	44
Figura 2.2. Esquematização dos componentes interiores da UTA tipo DEC.....	44

Figura 2.3. Passagem de ar na roda exsicante	45
Figura 2.4. Pormenor da matriz da roda exsicante.....	46
Figura 2.5. Diferentes tipos de rodas exsicantes.....	46
Figura 2.6. Aspecto de um piranómetro.....	47
Figura 2.7. Aspecto de uma electrobomba solar.....	47
Figura 2.8. Permutador de calor interno.....	48
Figura 2.9. Corte de secção de um permutador de placas.....	48
Figura 2.10. Acessórios anti-retorno.....	49
Figura 2.11. Purgador de ar automático.....	49
Figura 2.12. Medidor de caudal e transdutor de sinal.....	50
Figura 2.13. Válvula de segurança.....	50
Figura 2.14. Vaso de expansão.....	51
Figura 2.15. Tanque de armazenamento de energia.....	51
Figura 2.16. Higrómetro.....	52
Figura 2.17. Caldeira a gás natural.....	52
Figura 2.18. Humidificador na conduta de insuflação e na conduta de extracção.....	53
Figura 2.19. Máquina Frigorífica (Bomba de calor).....	53
Figura 2.20. Filtros de ar do tipo short bag.....	54
Figura 2.21. Ventilador.....	54
Figura 2.22. Roda permutadora de calor.....	55
Figura 2.23. Componentes electrónicos inerentes ao sistema.....	55
Figura 2.24. Esquemática da passagem de ar na UTA.....	56
Figura 2.25. Esquema de funcionamento da UTA com tecnologia exsicante.....	57
Figura 2.26. Evolução do estado do ar no modo Verão.....	57

Figura 2.27. Corte de secção de um colector solar CPC.....	61
Figura 2.28. Esquema de ligação do campo de colectores.....	62
Figura 2.29. Esquema do interior de um colector do tipo CPC.....	62
Figura 2.30. Visualização dos locais de instalação das sondas de temperatura e humidade.....	63
Figura 2.31. Servidor que recolhe a informação de todos os sensores.....	65

Lista de Gráficos

Gráfico 1.1 - Evolução do consumo de electricidade em Portugal.....	2
Gráfico 2.1 – Linearidade das temperaturas.....	65
Gráfico 3.1. Temperatura interior <i>versus</i> condições externas.....	71
Gráfico 3.2. Temperaturas, ambiente, UTA e gabinete.....	71
Gráfico 3.3 Energia diária fornecida e consumida pelo sistema.....	72
Gráfico 3.4. Evolução diária das diversas potências em jogo.....	73
Gráfico 3.5. Evolução da temperatura e caudal presentes nos dois circuitos.....	73
Gráfico 3.6. Temperatura interior <i>versus</i> condições externas (Verão).....	74
Gráfico 3.7. Energia diária fornecida e consumida pelo sistema.....	75
Gráfico 3.8. Temperaturas, ambiente, UTA e gabinete.....	75
Gráfico 3.9. Evolução diária das diversas potências em jogo.....	76
Gráfico 3.10. Valores de temperatura e caudal presentes nos dois circuitos.....	76
Gráfico 3.11. Evolução da humidade na UTA no dia 14 de Maio de 2004 (sem humidificador no final da condução de admissão).....	77
Gráfico 3.12. Evolução da humidade na UTA no dia 30 de Setembro de 2008 (com humidificador no final da condução de admissão).....	77
Gráfico 3.13. Temperatura interior <i>versus</i> condições externas (Inverno).....	78
Gráfico 3.14. Energia diária fornecida e consumida pelo sistema.....	79
Gráfico 3.15. Temperaturas, ambiente, UTA e gabinete.....	79
Gráfico 3.16. Evolução diária das diversas potências em jogo.....	80
Gráfico 3.17. Valores de temperatura e caudal presentes nos dois circuitos.....	80
Gráfico 3.18. Valores das diferentes humidades no dia 26 de Janeiro de 2009.....	81
Gráfico 3.19. Temperatura interior <i>versus</i> condições externas (S/ humidificador).....	82
Gráfico 3.20. Temperaturas, ambiente, UTA e gabinete.....	82
Gráfico 3.21. Evolução diária das diversas potências em jogo.....	83

Gráfico 3.22. Evolução da humidade na UTA no dia 10 de Setembro de 2009 (sem funcionamento do humidificador no final da conduta de admissão)	84
Gráfico 3.23. Evolução da humidade na UTA no dia 30 de Setembro de 2008 (com humidificador no final da conduta de admissão).....	84
Gráfico 3.24. (a) Comparação de um sistema exsicante com um sistema convencional; (b) Processo de regeneração do exsicante.....	86

Lista de Tabelas

Tabela 2.1. Capacidade/Dimensão da UTA tipo DEC.....	59
Tabela 2.2. Configurações dos diferentes tipos de colectores existentes.....	60
Tabela 2.3. Valores de temperatura no banho termostático.....	64

Capítulo 1

Fundamentos de Termodinâmica

Introdução

No Centro e Norte da Europa são as necessidades de aquecimento no Inverno que predominam nos consumos de energia em edifícios, tendo os últimos anos mostrado que na Europa do Sul existe igualmente um aumento no consumo de energia para aquecimento ambiente. No entanto e para além disso, o Verão mais quente da Europa do Sul traduz-se em necessidades de arrefecimento que adquirem igual se não maior importância que as de aquecimento. Em consequência tem havido um grande incremento na venda de sistemas convencionais de ar condicionado e o consequente aumento do consumo de energia *per capita* (Projecto POSAC, 1995).

Esta evolução está espelhada nos “apagões” ocorridos durante o Verão em alguns países ou cidades do Sul da Europa e pode ser explicado por o gráfico.1, que mostra a evolução do consumo de electricidade em Portugal, com uma forte tendência de aumento do pico de consumo no Verão, que se não for invertida poderá ultrapassar o do Inverno, o que obrigará a um aumento da capacidade electroprodutora. Em países como o nosso, onde a energia hidroeléctrica serve para balancear o sistema electroprodutor nacional, esta é uma situação de todo indesejável, dada a mais que crónica seca dos nossos Verões.

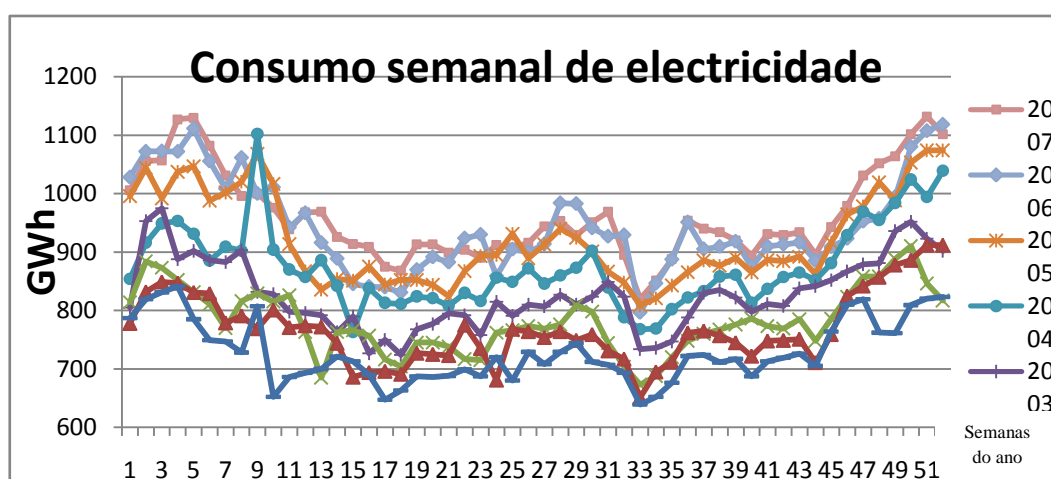


Gráfico 1.1 - Evolução do consumo de electricidade em Portugal. Fonte: REN

Em contrapartida Verões muito quentes estão associados a muitos dias de sol brilhante, isto é, elevada disponibilidade do recurso solar, pelo que existe uma grande coincidência entre a disponibilidade de energia solar e as necessidades de frio; acresce a isto que os sistemas usados na produção de frio, podem igualmente ser utilizados na produção de águas quentes sanitárias e no aquecimento durante o Inverno através da circulação de água quente. Tanto os sistemas de aquecimento como os de arrefecimento,

com energia solar, estão longe de serem economicamente viáveis quando considerados separadamente. Mas esse não é o caso quando se considera a combinação de ambos, gerando economias que são cruciais para a sua viabilidade económica, e que resulta do uso do mesmo sistema durante todo o ano (Palz, 1994 e Collares-Pereira, 1991).

A tecnologia de frio convencional por compressão reside, em refrigerantes com impacte ambiental negativo já bem estabelecido. De facto os muito comuns CFCs são conhecidos pelo seu forte efeito na destruição da camada de ozono, que por isso já conduziu a medidas de proibição do seu uso a partir de 1996⁽¹⁾. Mesmo os seus substitutos HCFs, HFCs, HCs e outros como o NH₃ e CO₂, não estão isentos de problemas. Nesta medida, o uso da energia solar pode igualmente contribuir para a diminuição do impacte ambiental negativo associado ao uso das tecnologias convencionais de ar condicionado.

A expressão “arrefecimento assistido por energia solar” reflecte a necessidade de uma segunda fonte de energia, gás ou outra fonte térmica. Muitas vezes é obrigatória esta combinação, mesmo quando se pretende um elevado valor de fracção solar. É o caso dos Hospitais e outros lugares onde o conforto não pode estar dependente da disponibilidade da radiação solar. Essa fonte térmica, contudo, também dá origem à produção de CO₂ mas a mesma unidade de energia útil, resultante da queima de combustível numa central térmica convencional sob a forma de electricidade, acarretaria uma maior emissão de CO₂ para a atmosfera. A combinação com gás tem igualmente interesse porque está a ser planeada, desenvolvida e instalada no Sul da Europa a rede de gás natural, criando um consumo no Verão que ajudará a reduzir as flutuações sazonais.

Os sistemas de produção de frio capazes de fazer o aproveitamento térmico da energia solar, são conhecidos há várias décadas. Estes sistemas são de vários tipos: compressores a vapor, arrefecimento por injectores, ciclos abertos com exsiccantes e ciclos de absorção utilizando amónia-água ou água-LiBr (Çengel, et al (2001). Durante os últimos anos foram igualmente financiados a nível comunitário diversos projectos de investigação e de demonstração, tendo o INETI participado nalguns deles, como foi o caso do projecto europeu que permitiu a aquisição do sistema DEC.

⁽¹⁾ – Medidas implementadas aquando do Protocolo de Montreal, com vista a regular a produção e consumo de produtos destrutivos da camada de ozono.

1.1. As Leis da Termodinâmica

A Termodinâmica pode ser definida como a ciência da energia. Embora se tenha a percepção do que é energia, é difícil defini-la com precisão. A energia pode ser vista como a capacidade de provocar alterações.

A palavra *termodinâmica* reverte das palavras gregas *therme* (calor) e *dynamis* (potência), sendo a melhor descrição os primeiros esforços para converter calor em potência. Hoje em dia, este termo é utilizado para incluir todos os aspectos relacionados com a energia e suas transformações, incluindo a sua produção, refrigeração e relações existentes entre propriedades da matéria.

A termodinâmica permite assim determinar a direcção na qual os vários processos físicos e químicos irão ocorrer. Também permite determinar as relações entre as diversas propriedades de uma substância. Contudo, a termodinâmica não trabalha com modelos da microestrutura da substância, e não é capaz de fornecer detalhes dela, mas uma vez que alguns dados sejam conhecidos, através do método da termodinâmica clássica, outras propriedades podem ser determinadas.

➤ Considerações

A termodinâmica estuda as relações entre as quantidades de calor trocadas e os trabalhos realizados num processo físico envolvendo um corpo ou um sistema de corpos.

Por condução, o calor transfere-se de um corpo para outro em consequência de choques moleculares. A convecção é soma de dois fenómenos físicos, a condução de calor (ou difusão de calor) e a advecção de um meio fluido (líquidos e gases). A radiação térmica é a radiação electromagnética emitida por um corpo em equilíbrio térmico causada pela temperatura do mesmo. Quanto maior a temperatura, maior as velocidades moleculares originando choques frequentes que levam à transferência de energia cinética para as moléculas de menor velocidade e portanto, menor temperatura.

O trabalho também se relaciona com a transferência de energia, no entanto, o trabalho corresponde a trocas energéticas sem influência de diferenças de temperatura e nisso se distingue do calor. O trabalho não depende da temperatura e é realizado por uma força \vec{F} .

Quando o sistema como um todo, produz um deslocamento ao agir com uma força sobre o meio exterior, o trabalho realizado é denominado trabalho externo.

Quando o trabalho executado por uma parte do sistema sobre outra do mesmo sistema é chamado de trabalho interno.

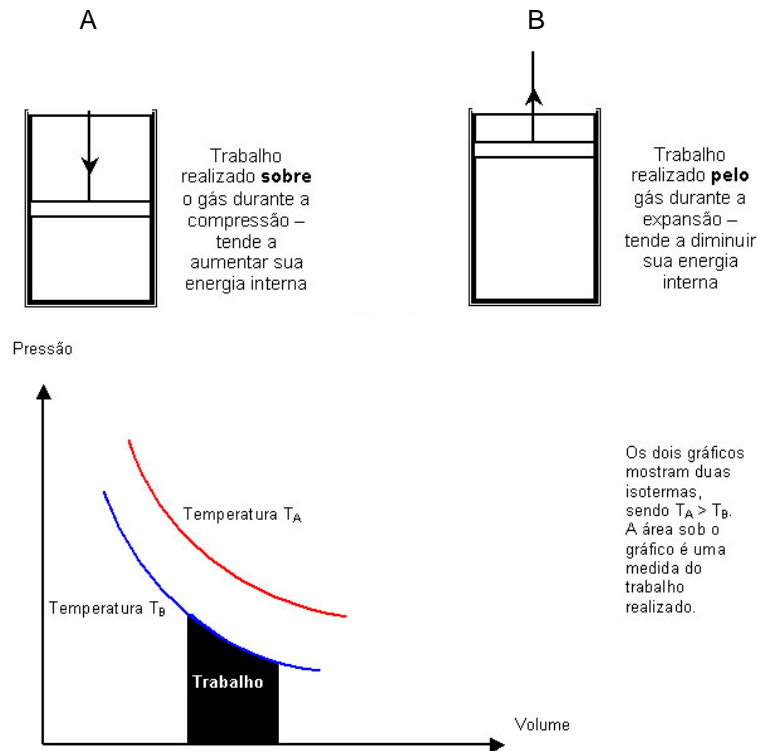


Figura 1.1. Trabalho de expansão num cilindro. Fonte: Ramalho et al (1995)

➤ Trabalho numa transformação

Existem diversos modos de produzir trabalho, cada um relacionado de alguma forma com uma força a actuar ao longo de uma distância. Na mecânica elementar, o trabalho efectuado por uma força constante \vec{F} actuando sobre um corpo deslocado a uma distância s na mesma direcção é dado por:

$$W = F \cdot s \text{ kJ} \quad 1.1$$

O trabalho é uma grandeza algébrica e assume por vezes o sinal da variação de volume (ΔV), uma vez que a pressão é sempre positiva.

Numa expansão a variação do volume é positiva, logo o trabalho realizado é positivo. Como o trabalho representa uma transferência de energia, o gás ao expandir-se perde energia, embora esteja também a recebê-la sob forma de calor da fonte térmica.

O trabalho realizado numa transformação termodinâmica depende não só do estado inicial e final, como também dos estados intermediários, isto é, do caminho entre os dois estados.

➤ Trabalho em sistemas térmicos, diagramas p-V

O trabalho realizado por um gás ideal ao ir de um estado **A** para um estado **B** é

$$W = \int_{V_A}^{V_B} P dV \quad 1.2$$

onde é necessário saber exactamente como a pressão muda em função do volume para calcular a integral. A fórmula possui uma origem simples. Se considerarmos um gás empurrando um pistão com pressão p , a força sobre o pistão é o produto da pressão do gás e a área do pistão. Se o gás desloca o pistão de Δx , o trabalho realizado é o produto da força sobre o pistão e a distância que o pistão se moveu, $W = pA \Delta x = p \Delta x$, onde Δx é a variação de volume do gás (o pistão foi empurrado para trás, permitindo que as moléculas de gás ocupem mais espaço). Note que se o volume do gás aumenta ele faz um trabalho positivo no ambiente externo. Se o gás for comprimido, ele faz um trabalho negativo (por outras palavras, terá que se realizar trabalho para comprimir um gás. Isto é a razão da dificuldade em encher-se um balão, ou um pneu de bicicleta).

Uma boa maneira de visualizar o processo de fazer a integral acima é esboçar um gráfico da pressão em função do volume e traçar o caminho do estado **A** (um ponto no diagrama p - V) ao estado **B** (um outro ponto). A área por baixo da curva é o trabalho realizado pelo gás. Também é possível voltar ao estado **A**. Esta é chamada de *transformação cíclica* (conceito explicado à posteriori), já que ela o leva de volta ao estado de origem. Ao voltar ao longo do mesmo caminho, o trabalho feito pelo gás é nulo, já que a área positiva no primeiro caminho cancela a área negativa do segundo caminho. No entanto, é possível tomar uma rota totalmente diferente ao ir de **B** voltando para **A**, como mostra a figura 1.2. Se o caminho seguir o sentido dos ponteiros de um relógio, o trabalho feito pelo gás no ambiente externo é justamente a área dentro do caminho. Se a rota segue o sentido contrário aos ponteiros do relógio, o gás faz um trabalho negativo no ambiente externo.

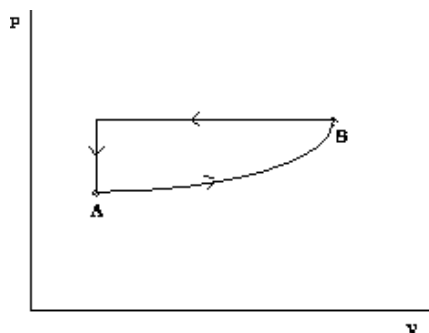


Figura 1.2. Transformação cíclica. Fonte: Ramalho et al (1995)

Suponha que queríamos expandir um gás mantendo a pressão constante. Como se procederia? Pela lei dos gases ideais, a temperatura do gás deve aumentar. Logo, poder-se-ia aumentar lentamente o volume do recipiente em que o gás está contido, enquanto simultaneamente o gás é aquecido o suficiente para manter a pressão constante. A densidade do gás diminui, mas as moléculas movem-se mais rápido uma vez que a temperatura é maior, de modo que a pressão permaneça constante. A variação de temperatura necessária pode ser calculada a partir da equação dos gases perfeitos.

Também é possível variar a pressão de um gás enquanto o mantemos com volume constante. O gás não realiza trabalho no ambiente externo neste caso, mas é necessário adicionar energia no gás (ou retirá-la) por aquecimento (ou arrefecimento) a fim de mudar a pressão de acordo com a equação dos gases perfeitos. O gás não realiza trabalho sobre o ambiente, mas existe um fluxo de calor não nulo para o gás. O fluxo de calor para o gás é positivo se a pressão do gás aumenta a volume constante, e negativo se a pressão diminuir. O fluxo de calor é $dQ = c_v dT$.

Em outros sistemas também é possível transformar calor em trabalho. Um exemplo simples é um elástico suportando um peso. Se aquecermos o elástico com uma vela ele encolherá. Desprezando a parte da energia utilizada para o rearranjo das suas moléculas, o calor é transformado em energia potencial do peso quando o elástico encolhe.

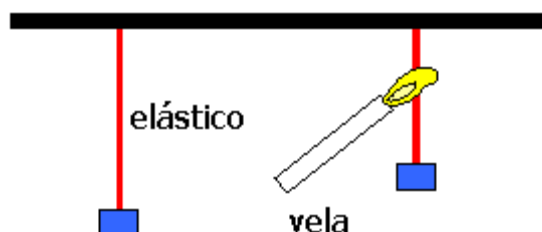


Figura 1.3. Sistema elástico. Fonte: <http://www.if.ufrj.br/teaching/fis2/calor/calor.html>

- Energia interna, Lei de Joule dos gases ideais.

A energia total de um sistema é composta por duas parcelas: a energia externa e a energia interna.

A energia interna dos sistemas relaciona-se com as suas condições intrínsecas, que num gás corresponde às parcelas: energia térmica, potencial e cinética.

Num sistema, não se mede directamente a energia U , mas, é importante conhecer a variação da energia interna ΔU do sistema durante um processo termodinâmico.

Existem processos em que a energia interna varia e a temperatura permanece constante. A energia recebida (calor latente) aumenta a energia interna do sistema durante o processo.

Nas transformações gasosas, a variação de energia interna ΔU é sempre acompanhada de variação de temperatura (ΔT).

- Processos

Sempre que uma ou mais propriedades de um sistema variam, diz-se que ocorreu uma mudança de estado. O caminho através de sucessivos estados pelo qual passa o sistema é definido como processo. Um processo de quase-equilíbrio (quasi-estático) é aquele em que o desvio do equilíbrio termodinâmico é infinitesimal, e todos os estados pelo qual o sistema passa pode ser considerado como estados de equilíbrio. Muitos processos reais podem ser aproximados com precisão pelo processo de quase-equilíbrio.

Resumidamente apresenta-se de antemão quais as leis termodinâmicas estabelecidas experimentalmente:

- A Lei Zero da Termodinâmica determina que, quando dois corpos têm igualdade de temperatura com um terceiro corpo, eles têm igualdade de temperatura entre si. Esta lei é a base para a medição de temperatura.
- A Primeira Lei da Termodinâmica fornece o aspecto quantitativo de processos de conversão de energia. É o princípio da conservação da energia e da conservação da massa: "A energia do Universo é constante".
- A Segunda Lei da Termodinâmica determina o aspecto qualitativo de processos em sistemas físicos, isto é, os processos ocorrem numa certa direcção mas não podem ocorrer na direcção oposta. Enunciada por Clausius da seguinte forma: "A entropia do Universo tende a um máximo".

- A Terceira Lei da Termodinâmica estabelece um ponto de referência absoluto para a determinação da entropia, representado pelo estado derradeiro de ordem molecular máxima e mínima energia. Enunciada como "A entropia de uma substância cristalina pura na temperatura zero absoluto é zero". É extremamente útil na análise termodinâmica das reacções químicas, como a combustão, por exemplo.

1.1.1. Primeira Lei da Termodinâmica

A primeira lei da termodinâmica, também conhecida pelo princípio de conservação da energia, proporciona uma base sólida para o estudo das relações entre as diversas formas de energia e as suas interacções. Baseada em observações experimentais, esta lei estabelece que a energia não pode ser criada ou destruída, apenas pode mudar de forma. *“Nada se perde, nada se ganha, tudo se transforma”*.

➤ Variações da energia de um sistema, $\Delta E_{\text{sistema}}$

A determinação da variação da energia de um sistema durante um processo envolve a avaliação da energia no início e no fim do processo, registando-se a sua diferença.

Variação da energia = Energia no estado final – Energia no estado inicial

$$\Delta E_{\text{sistema}} = E_{\text{final}} - E_{\text{inicial}} = E_2 - E_1 \quad 1.3$$

Considerando agora um sistema fechado, isto é, onde não existam fluxos mássicos e sejam ainda os símbolos U , W , Q , energia interna, trabalho e calor respectivamente. Imagine-se agora, que o sistema evolui do estado 1 para o estado 2.

A energia interna inicial + a energia que é adicionada na fronteira do sistema sob a forma de calor de trabalho = energia interna final, ou seja

$$U_1 + W + Q = U_2 \Leftrightarrow \Delta U = Q + W \quad 1.4$$

Em que Q é definido como a energia que o sistema troca com o exterior e que não assume a forma de trabalho, W trabalho realizado na transformação e U representa a energia interna térmica do sistema.

Defina-se Calor como a energia que o sistema troca com o exterior e que não assume a forma de trabalho. Ocorre uma variação de energia interna do sistema porque, do ponto de vista físico a energia cinética das moléculas da substância que compõem o sistema variam, o que se traduz numa maior ou menor temperatura.

É claro que se pode definir uma função de energia interna total que contemple todas as formas de energia interna. Por exemplo, $E = U + E_{\text{cinética}} + E_{\text{potencial}} + E_{\text{magnética}} + \dots$; O U apresentado na expressão é referente à energia interna térmica do sistema. Sempre que se considerarem reacções nucleares a relação $E=mc^2$ (energia cinética) tem que entrar em linha de conta.

Aplicando um diferencial à equação [1.1], ficamos com a equação final da 1ª Lei da Termodinâmica

$$dU = dQ + dW \quad 1.5$$

Suponha-se que o sistema evolui num ciclo, isto é, a evolução é tal que o sistema retorna periodicamente ao estado inicial. Experimentalmente, sabe-se que a função U é uma função de estado. Isso significa matematicamente que:

$$\oint dU = 0 \quad \text{ou} \quad \text{num ciclo completo} \quad \oint dQ + \oint dW = 0 \quad 1.6$$

Para a aplicação do primeiro princípio de Termodinâmica devem-se respeitar as seguintes convenções:

- $Q > 0$: calor recebido pelo sistema.
- $Q < 0$: calor cedido pelo sistema.
- $W > 0$: volume do sistema aumenta; o sistema realiza trabalho.
- $W < 0$: volume do sistema diminui; o sistema recebe trabalho.
- $U > 0$: temperatura do sistema aumenta.
- $U < 0$: temperatura do sistema diminui.

Neste contexto, a expressão anteriormente apresentada (1.5) terá de ser adequada a cada ponto referido.

➤ Diferentes transformações gasosas

a. **Transformação isotérmica** (temperatura constante)

A variação de energia do gás é nula, porque a temperatura não se altera. $\Delta T = 0 \Rightarrow \Delta U = 0$. Pela Primeira Lei da termodinâmica, $\Delta T = W = 0 \Rightarrow Q = W$.

Neste tipo de transformação, o calor trocado pelo gás é igual ao trabalho realizado no mesmo processo.

b. **Transformações isobáricas** (pressão constante)

Numa transformação onde a pressão permanece constante, a temperatura e o volume são inversamente proporcionais, ou seja, quando a temperatura aumenta o volume diminui, pois ao expandir um gás necessita receber calor do meio para manter a sua temperatura.

$U > 0 \Rightarrow$ temperatura aumenta.

$T < 0 \Rightarrow$ volume aumenta

Parte do calor que o sistema troca com o meio externo, está relacionado com o trabalho realizado e o restante com a variação da energia interna do sistema.

O trabalho realizado é dado por:

$$\text{(Para o caso adiabático)} W = \Delta U \quad 1.7$$

O calor trocado pelo gás, ao sofrer a variação de temperatura, numa transformação isobárica é dado por:

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta T \quad [1.8]$$

onde:

m = massa do gás;

c_p = calor específico a pressão constante; e

ΔT = variação de temperatura.

Fazendo-se $m = n.M$, onde n é o número de moles e M a molécula-grama, temos:
 $Q = n.M.cp. \Delta T$. O produto de M do gás pelo $M.cp = cp$ é denominado calor molar a pressão constante, sendo expresso em cal/mol.K ou J/mol.K. A quantidade de calor trocado escreve-se: $Q = n.cp. \Delta T$. Numa expressão isobárica, a quantidade de calor recebida é maior que o trabalho.

c. Transformação isocórica

Numa transformação isobárica, a variação de energia interna do gás é igual à quantidade de calor trocada com o meio exterior. $\Delta U = Q$.

d. Transformação adiabática

Um gás sofre uma transformação adiabática quando não troca calor com o meio exterior: $Q = 0$. Numa transformação adiabática, a variação de energia interna é igual em módulo e de sinal contrário ao trabalho realizado na transformação. Aplicando a primeira lei da termodinâmica, temos: $\Delta U = Q - W$ = sendo que $Q = 0$, tem-se: $\Delta U = -W$.

Numa expansão adiabática, o sistema realiza trabalho sobre o meio e a energia interna diminui. Expansão adiabática ocorre um abaixamento de temperatura.

Durante a compressão adiabática, o meio realiza trabalho sobre o sistema e a energia interna aumenta. Ocorre uma elevação de temperatura.

e. Transformações cíclicas. Conversão de calor em trabalho

Ciclo ou transformação cíclica ocorre quando após várias transformações o gás volta a ter as mesmas características que possuía inicialmente. Portanto, o estado final é igual ao inicial.

O trabalho total realizado nesse caso é a soma do trabalho realizado em cada etapa do ciclo: $W = W_1 + W_2$. Esta situação também é válida para o calor trocado: $Q = Q_{ab} + Q_{bc} + Q_{cd} + Q_{da}$. Como o estado inicial é igual ao final, a variação de energia é nula. Portanto, aplicando-se a Primeira Lei da termodinâmica: $\Delta U = Q - W$

Quando o ciclo ocorre em sentido horário, o gás recebe calor e fornece trabalho:
 $Q > W$.

Quando o sentido é anti-horário, o gás realiza a conversão de trabalho em calor:
 $W > Q$.

Num diagrama p-V uma transformação cíclica é representada por uma curva fechada. A área interna do ciclo é numericamente igual ao trabalho total trocado com o meio exterior.

f. Transformações reversíveis e irreversíveis

Transformações reversíveis são aquelas que se realizam em ambos os sentidos, podendo voltar ao estado inicial. Tal situação ocorre geralmente em transformações mecânicas sem atrito. No caso de existir atrito, o corpo sofre perda de energia e, portanto não poderia voltar à posição inicial. Nesse caso, essa é uma transformação irreversível, onde sua inversa só pode ocorrer com influência do meio externo ou de corpos circundantes.

g. Ciclo de Carnot

Carnot idealizou em 1824, um ciclo que proporcionaria rendimento máximo a uma máquina térmica.

Esse ciclo consta de quatro transformações que se dão alternadamente: duas adiabáticas e duas isotérmicas, que são, assim como o ciclo, reversíveis.

Quando percorrido no sentido horário, o trabalho δ é positivo e medido pela área do ciclo.

Carnot demonstrou que, nesse ciclo, as quantidades de calor trocadas com as fontes quente e fria são proporcionais às respectivas temperaturas absolutas das fontes:

$$\frac{Q_1}{T_1} = \frac{Q_2}{T_2} \quad 1.9$$

O rendimento da máquina de Carnot pode ser expresso por:

$$\eta = \frac{Q_2}{Q_1} \Leftrightarrow \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{T_2}{T_1} \Leftrightarrow \eta = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad 1.10$$

Portanto, o rendimento do ciclo de Carnot é função exclusiva das temperaturas absolutas das fontes quente e fria e não depende da substância utilizada.

Essa fórmula corresponde ao máximo rendimento de uma máquina térmica operando entre as temperaturas T1 (fonte quente) e T2 (fonte fria). Há ciclos teóricos reversíveis que podem ter rendimento igual ao do ciclo de Carnot, porém nunca maior, já que este é o máximo rendimento possível para uma máquina térmica. Este rendimento nunca pode chegar a 100% ($\eta=1$), pois para tal a diferença de temperatura entre a fonte

quente e a fonte fria seria 0K (zero absoluto), o que é irrealizável na prática, além de contrariar a Segunda Lei da termodinâmica (apresentada em seguida), pois converteria calor em trabalho.

h. Escala Kelvin Termodinâmica

O rendimento da máquina de Carnot não depende da natureza do agente térmico. Sendo assim, podemos definir a escala absoluta de temperaturas de modo mais rigoroso, segundo proposta de Kelvin. Então, a máquina de Carnot pode ser considerada um verdadeiro termómetro energético, onde a grandeza termométrica é a quantidade de calor trocada entre as fontes quente e fria.

Na escala Kelvin termodinâmica, adopta-se como ponto de referência a do ponto triplo da água, onde ela se encontra nos três estados: gelo, vapor e água (líquido). Mas essa escala é de realização prática impossível, pois a máquina de Carnot é ideal.

1.1.2. Segunda Lei da Termodinâmica

Nas transformações naturais, as conversões energéticas são tais que a energia total permanece constante, de acordo com o princípio da conservação de energia, a primeira lei de termodinâmica é uma reafirmação desse princípio. De acordo com a Segunda Lei da termodinâmica, nas transformações naturais, a energia "degrada-se" de uma forma organizada para uma desordenada, isto é, a energia térmica. E por essa lei, a energia térmica circula de regiões mais quentes para as mais frias.

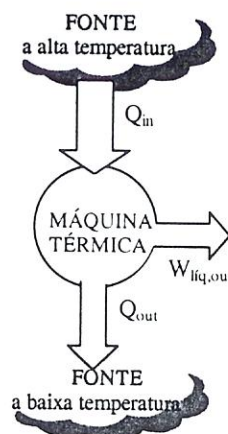


Figura 1.4. Esquemática de uma máquina térmica. Fonte: Çengel et al (2001)

Os dispositivos cíclicos com interesse prático, tais como máquinas térmicas, frigoríficos e bombas de calor funcionam entre um meio a temperatura elevada (ou

fonte quente) à temperatura T_Q e um meio a baixa temperatura (ou fonte fria) à temperatura T_F . De forma a uniformizar a caracterização das máquinas térmicas, frigoríficas e bombas de calor, definem-se as duas quantidades seguintes:

Q_Q = magnitude de transferência de calor entre o dispositivo cíclico e a fonte quente à temperatura T_Q .

Q_F = magnitude de transferência de calor entre o dispositivo cíclico e a fonte fria à temperatura T_F .

Note-se que ambos, Q_F e Q_Q , são definidos como magnitudes, sendo portanto quantidades positivas. A direcção destes é facilmente determinada por observação. Então as expressões de balanço de trabalho e rendimento térmico para qualquer máquina térmica podem também se expressas da seguinte forma:

$$W_{bal,sai} = Q_Q - Q_F \quad 1.11$$

Tendo em conta que o rendimento térmico é dado pela expressão:

$$\eta_t = \frac{W_{bal,sai}}{Q_{adm}} \quad 1.12$$

Em que:

$W_{bal,sai} = Q_{adm} - Q_{sai}$ -> Balanço do trabalho;

Q_{adm} -> Quantidade de calor fornecida por parte de uma fonte a alta temperatura;

Q_{sai} -> Quantidade de calor rejeitada para uma fonte a baixa temperatura.

Resulta na expressão:

$$\eta_t = \frac{W_{bal,sai}}{Q_Q} \quad ou \quad \eta_t = 1 - \frac{Q_F}{Q_Q} \quad 1.13$$

Foi demonstrado anteriormente através de uma máquina térmica ilustrada na figura 1.4 que, mesmo em condições ideais, uma máquina térmica tem de rejeitar algum calor para uma fonte fria a uma temperatura inferior, de modo a poder completar o ciclo. Ou seja, nenhuma máquina térmica pode converter todo o calor que recebe em trabalho útil. Esta limitação do rendimento térmico deste tipo de dispositivos forma base do enunciado de Kelvin-Planck da segunda lei da termodinâmica, que é:

É impossível, para qualquer dispositivo que funcione num ciclo, receber calor de uma única fonte e produzir trabalho.

Ou seja, uma máquina térmica tem de trocar calor com uma fonte fria e com uma fonte quente, de modo a manter o funcionamento. A expressão de Kelvin-Planck pode também ser expressada do seguinte modo: *nenhuma máquina térmica pode apresentar um rendimento térmico de 100%*, ou ainda: *para que uma central térmica funcione, o fluido operante tem de trocar calor com o ambiente e com a fornalha.*

Por exemplo, ao mover-se um bloco numa superfície com atrito, há calor que é dissipado por atrito, mas não se pode estar à espera que esse mesmo bloco se mova com o fornecimento de calor.

De acordo com esta evidência, refere-se outro enunciado que expressa também a 2ª lei:

É impossível construir uma máquina cujo único efeito seja transferir calor dum corpo frio para um corpo quente.

✓ Entropia

A entropia pode ser vista como uma medida de desordem molecular. À medida que um sistema torna-se desordenado, as posições das moléculas são cada vez mais imprevisíveis, e a entropia aumenta. Então não é surpresa que a entropia de uma substância seja menor na fase sólida e maior na fase gasosa.

Por vezes, a segunda lei da termodinâmica origina expressões que envolvem desigualdades. Por exemplo, uma máquina térmica reversível (ou seja, real) é menos eficiente que a máquina reversível que funciona entre as mesmas fontes de energia.

Matematicamente, isso significa que é função de estado, logo uma diferencial exacta. Deste forma, à semelhança do que se passava com a energia interna:

$$\oint dS = 0 \quad 1.14$$

(onde S é o símbolo utilizado para designar entropia)

Para uma variação pequena de entropia num sistema que sofra um processo reversível, tem-se:

$$dS = \left(\frac{dQ}{T} \right)_{rev} \quad 1.15$$

Ou em notação integral:

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\Delta Q}{T} \right) \quad 1.16$$

Esta definição macroscópica de entropia tem a particularidade de indicar apenas variações desta mesma propriedade (ΔS). Só com a introdução da 3ª lei da termodinâmica será possível estabelecer uma escala absoluta para a entropia.

1.1.3. Terceira Lei da Termodinâmica

Observações efectuadas por Nernst e outros cientistas levaram à formulação da 3ª lei da termodinâmica: *A entropia de uma substância pura em equilíbrio térmico tende para zero à medida que a temperatura absoluta tende para zero.*

A importância desta lei torna-se evidente na medida em que através dela, é possível o cálculo das entropias absolutas das substâncias, que podem ser utilizadas em equações para a determinação, por exemplo, da direcção das reacções químicas.

Têm-se então a seguinte desigualdade:

$$\Delta S \geq \int_1^2 \left(\frac{dQ}{T} \right)_{rev} \quad 1.17$$

No caso de $dQ=0$, então:

$$\Delta S \geq 0 \left(\text{relação que se obtém para um sistema isolado} \right) \quad 1.18$$

A entropia de um sistema isolado aumenta sempre que aconteçam processos irreversíveis. Na melhor das hipóteses (transformações reversíveis) mantém-se constante.

1.2. Análise energética em sistemas abertos

Para o estudo de sistemas abertos, em primeiro lugar terá de definir volume de controlo. Volume de controlo é uma região no espaço sujeita a observação, onde se contabilizam a energia e matéria que atravessa essa mesma região.

Note-se que nos sistemas fechados não se consideram fluxos de massa.

Em primeiro lugar é preciso definir o conceito de caudal. Caudal é a quantidade do fluxo mássico por unidade de tempo que passa num determinado canal:

$$\dot{m} = \frac{d}{dt}(m) = \frac{d}{dt}\left(\frac{V}{v}\right) = \frac{1}{v} \frac{Ads}{dt} \Leftrightarrow \dot{m} = \rho A \bar{V} \quad 1.19$$

Em que:

$$\rho = \frac{1}{v}; \quad \bar{V} = \frac{ds}{dt} \quad 1.20$$

$ds \rightarrow$ deslocamento m

$\rho \rightarrow$ massa volúmica kg/m^3

$\bar{V} \rightarrow$ velocidade de fluxo m/s

$A \rightarrow$ área da secção m^2

1.2.1. Conservação da Massa

Utilizando o princípio de conservação de massa a um volume de controlo, resulta:

$$\sum_i \dot{m}_i = \left(\frac{dm}{dt}\right) + \sum_e \dot{m}_e \quad 1.21$$

Em que:

$\left(\frac{dm}{dt}\right)$ - Acumulação de massa por unidade de tempo no volume de controlo;

\dot{m}_i - Caudal de entrada;

\dot{m}_s - Caudal de saída.

O somatório é utilizado no caso de existirem várias entradas e saídas no volume de controlo.

1.2.2. Conservação da Energia

A massa total que atravessa o volume de controle pode ser pensada como um grupo de pequenos elementos de massa dm , cada um do grupo constituindo um sistema termodinâmico fechado.

Desta forma, essa massa transporta energia interna. Logo o balanço energético será:

$$\dot{E}_i + \left(\frac{dQ}{dt} \right) - \left(\frac{dW}{dt} \right) = \left(\frac{dE}{dt} \right) + \dot{E}_e \quad 1.22$$

Em que:

\dot{E}_i - Energia transportada por unidade de tempo à saída;

\dot{E}_e - Energia transportada por unidade de tempo à entrada;

$\left(\frac{dE}{dt} \right)$ - Acumulação de massa por unidade de tempo no volume de controle.

É de salientar que as energias transportadas nas entradas e saída podem ser descritas da seguinte forma:

$$\dot{E}_i = \dot{m}_i e_i \quad 1.23$$

$$\dot{E}_e = \dot{m}_e e_e \quad 1.24$$

1.2.3. Trabalho de Fluxo

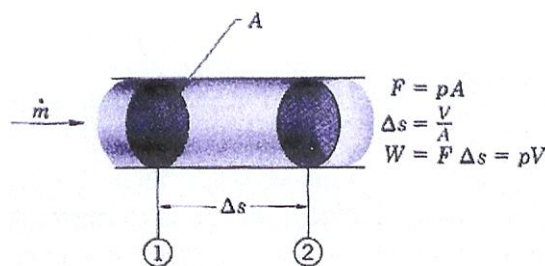


Figura 1.5. Fluxo de Massa e Trabalho de Fluxo num Canal. Fonte: Çengel et al (2001)

Analisando a figura 1.5, conclui-se que para empurrar uma massa de volume $A \Delta s$ é necessário exercer uma força de $p.A$ através da distância Δs .

Então o trabalho que é realizado para empurrar a massa para dentro ou para fora do canal é dado por:

$$W = \int F ds = F \Delta s = pA \frac{V}{A} = pV \quad 1.25$$

Quando o sistema se move do ponto 1 para o ponto 2, temos que o trabalho resultante é:

$$W_{res} = p_1 V_1 - p_2 V_2$$

$p_1 V_1$ – Trabalho realizado sobre o fluido, forçando-o a entrar no volume de controlo;

$p_2 V_2$ – Trabalho realizado sobre o fluido, forçando-o a sair do volume de controlo.

O termo pV é designado trabalho de fluxo e é usual diferencia-lo das outras formas de trabalho.

➤ Fluxo estacionário

Numa situação de fluxo estacionário, os fluxos mássicos de entrada e saída (\dot{m}_i e \dot{m}_e) não variam com o tempo. Para o caso especial onde as duas situações se verifiquem simultaneamente, não existe acumulação de massa ou energia dentro do volume de controlo, verificando ainda a equação óbvia $-\dot{m}_i = \dot{m}_e$ 1.26

1.2.4. Caso prático de balanço de energia

Com vista a evidenciar, os métodos de análise energética, escolheu-se um caso muito simples mas que tem tudo a ver com o sistema de colectores solares que se encontra no Departamento de Energias Renováveis (DER) e que fornece energia à unidade DEC.

Assim sendo, de forma a conhecer a eficiência dos colectores, basta explicitar os termos da equação:

$$\sum_i \dot{m}_i h_i + E_{i_{cin}} + E_{i_{química}} + \dots + \frac{dQ}{dt} + \frac{dW_{ext}}{dt} = \left(\frac{dE}{dt} \right) + \sum_e \dot{m}_e h_e + E_{e_{cin}} + E_{e_{química}} + \dots \quad 1.27$$

Em que:

$\frac{dW_{ext}}{dt}$ → Trabalho aplicado por forças externas no volume de controlo;

E_{cin} → Energia cinética;

$E_{quimica}$ → Energia química.

O somatório mais uma vez é válido para múltiplas entradas e saídas.

Voltando ao caso do colector, resulta a seguinte análise:

$$\dot{m}_1 h_1 + Q_{sol} = \dot{m}_2 h_2 + Q_{perdas} \quad 1.28$$

Ou seja,

$$Q_{sol} - Q_{perdas} = \dot{m} h_2 - h_1 \quad 1.29$$

Significado das variáveis:

Q_{sol} → Potência incidente;

Q_{perdas} → Potência referente a perdas de calor;

$h_2 - h_1$ → Entalpias;

$Q_{sol} - Q_{perdas}$ → Potência colectada (Q_{col}).

A eficiência dos colectores pode assim ser definida como:

$$\eta = \frac{Q_{col}}{Q_{sol}} = 1 - \frac{Q_{perdas}}{Q_{sol}} \quad 1.30$$

Sabendo a radiação incidente e o caudal, o termo respeitante às perdas, facilmente é calculado se dispormos da informação das temperaturas de entrada e saída dos colectores.

Recorrendo às equações:

$$dh = du + pdv + vdp \quad 1.31$$

$$dh_p = du + pdv = dQ = Tds \quad 1.32$$

$$dh = c_p dT \quad 1.33$$

Logo, para um c_p da água aproximadamente constante na amplitude de temperaturas verificadas tem-se:

$$dh_p = c_p dT \quad 1.34$$

Consequentemente, torna-se simples o cálculo de eficiências utilizando este método. Poderia também utilizar-se os valores das entalpias da água através da consulta de tabelas de líquido saturado às temperaturas de entrada e saída dos colectores. No entanto, esse não seria o cálculo mais expedito.

1.2.5. Propriedades Termodinâmicas

➤ **Equação de Estado**

A pressão, temperatura, volume e número de partículas é tudo o que é necessário para classificar completamente um sistema. A relação entre essas variáveis pode ser expressa em termos de uma equação conhecida como **equação de estado**. Para um gás ideal, que é a seguinte:

$$pV = nRT \quad [1.35]$$

onde p é a pressão, V o volume, n o número de moléculas, e T a temperatura do gás. A constante R tem como valor 8.314 J/mol.K . Esta equação pode ser usada para resolver problemas com gases ideais quando existe uma quantidade desconhecida.

A equação de estado para um gás de Van Der Waals é um pouco mais complicada, já que esse modelo leva em consideração as interações devidas ao tamanho finito e as interações das moléculas do gás.

A equação de Van Der Waals é a seguinte:

$$[p + a(n/V)^2] (V/n - b) = RT \quad [1.36]$$

onde a equação foi escrita de forma a se reduzir a equação dos gases ideais quando a e b vão a zero. O termo $a(n/V)^2$ é um efeito da força intermolecular (devido aos momentos de dipolo eléctricos induzidos, que levam a uma pequena força de atracção entre as moléculas. A pressão do gás deve aumentar devido a essas forças. A mesma deve crescer com a densidade (n/V) de moléculas. Encontra-se um crescimento na forma quadrática com a densidade quando o efeito é levado em consideração microscopicamente. Como as moléculas possuem um tamanho finito, o volume por molécula (V/n) deve ser diminuído do volume da própria molécula. Esta é a razão para o segundo termo, b , no segundo parênteses.

➤ O Princípio de Estado

O princípio de estado diz respeito ao número de variáveis independentes necessárias para a especificação do estado termodinâmico. Este mesmo princípio pode ser dito da seguinte maneira:

O número de variáveis independentes necessárias à determinação do estado termodinâmico é igual ao número de variáveis que explicitam os diferentes trabalhos acrescidos de mais uma.

Uma substância diz-se simples quando envolve apenas um modo de trabalho para a descrição do estado do sistema. Por exemplo, um gás não ionizado, sem momento bipolar magnético, isto é, que possa unicamente variar de volume é uma substância simples.

Neste caso, a única forma de realizar trabalho sobre o gás é comprimindo-o.

Desta forma, são necessárias duas variáveis, volume e temperatura ou volume e pressão ou ainda temperatura e pressão.

Uma substância diz-se pura se for homogênea e se mantiver a mesma composição química em todas as fases. Por exemplo, a água é uma substância pura porque mantém a mesma composição química em todas as fases. Já o ar, por outro lado, comporta-se como substância pura apenas em determinadas condições, isto porque baixando a temperatura da mistura, levará a que alguns componentes condensem, alterando a sua composição química.

Quando um sólido muda para a sua fase líquida diz-se que sofreu um processo de Fusão.

A Vaporização é um processo onde determinado líquido muda para a fase de vapor.

A Sublimação acontece quando há passagem de um sólido directamente para a fase de vapor.

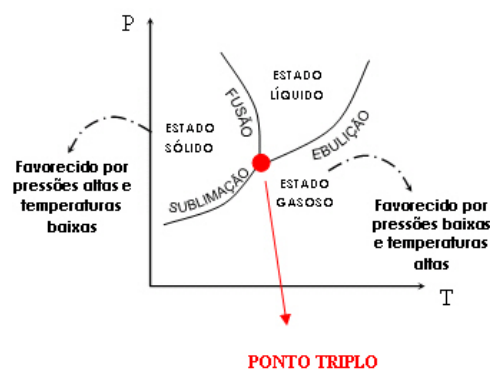


Figura 1.6. Diagrama pressão temperatura para a água. Fonte: Van Ness, H. C. (1969)

A linha de fusão na figura não se encontra à escala. Na verdade, tal linha é quase vertical e são necessários grandes incrementos na pressão para baixar a temperatura de fusão.

A linha de fusão representa a mistura sólido-líquido, a linha de vaporização diz respeito à mistura líquido-vapor e a linha de sublimação à mistura sólido-vapor.

O ponto triplo é o estado onde é possível manter a mistura em equilíbrio nas 3 fases.

O ponto crítico é o estado onde a fase de vapor pura tem propriedades idênticas à fase líquida pura às mesmas pressões e temperaturas.

As três linhas de equilíbrio que se podem observar na figura, designam as regiões de saturação. Por exemplo, a linha de vaporização representa a região de saturação entre o líquido e o vapor. Nesse caso, o vapor nessa mistura é chamado vapor saturado e o líquido, líquido saturado.

1.3. Mistura de um gás ideal com um vapor

O ar é uma mistura de azoto, oxigénio e de outros gases em pequenas quantidades. O ar da atmosfera contém normalmente algum vapor de água (ou humidade), e é designado por ar atmosférico. O ar que não contém vapor de água é designado por ar seco. Frequentemente, torna-se conveniente tratar o ar como uma mistura de vapor de água e de ar seco, uma vez que a composição do ar seco se mantém aproximadamente constante, variando a quantidade de vapor de água como resultado da condensação e da evaporação dos oceanos.

No estudo em questão dar-se-á ênfase às misturas que envolvam apenas um vapor condensável com um gás ideal, em particular, a mistura ar - vapor de água, que a baixa pressão comporta-se como gás ideal. Este tipo de mistura tem grande interesse nas aplicações de ar condicionado, daí que seja inevitável a sua referência e estudo.

Existem ainda dois tipos de calor que são de extrema importância, daí que sejam descritos em seguida.

Calor sensível é a soma do calor que resulta apenas no aumento da temperatura. É proveniente do exterior e resulta da radiação solar e da diferença de temperatura entre o exterior e o interior de um edifício. É proveniente também das cargas internas, como as pessoas e todas as fontes de calor (iluminação, equipamento informático, máquinas, entre outros).

Calor latente, é a soma do calor que conduz ao aumento da quantidade de vapor água no ar. É proveniente da humidade emitida pelas pessoas através da respiração e transpiração e por todas as fontes geradoras de vapor.

Sempre que é ventilado um local, o ar proveniente do exterior traz calor sensível se a temperatura externa é superior à temperatura ambiente do local, e calor latente em função do teor de vapor de água.

1.3.1. Temperatura de Orvalho, Bolbo seco e Bolbo húmido

O ponto de orvalho de uma mistura é a temperatura a partir da qual o vapor começa a condensar quando a mistura é arrefecida a pressão constante.

A temperatura de bolbo seco de uma mistura corresponde à temperatura indicada por um termómetro normal colocado na mistura.

A temperatura de bolbo húmido de uma mistura diz respeito à temperatura indicada por um termómetro coberto por um pedaço de pano saturado com líquido, depois de o conjunto (termómetro+pano) ter atingido equilíbrio evaporativo com a mistura.

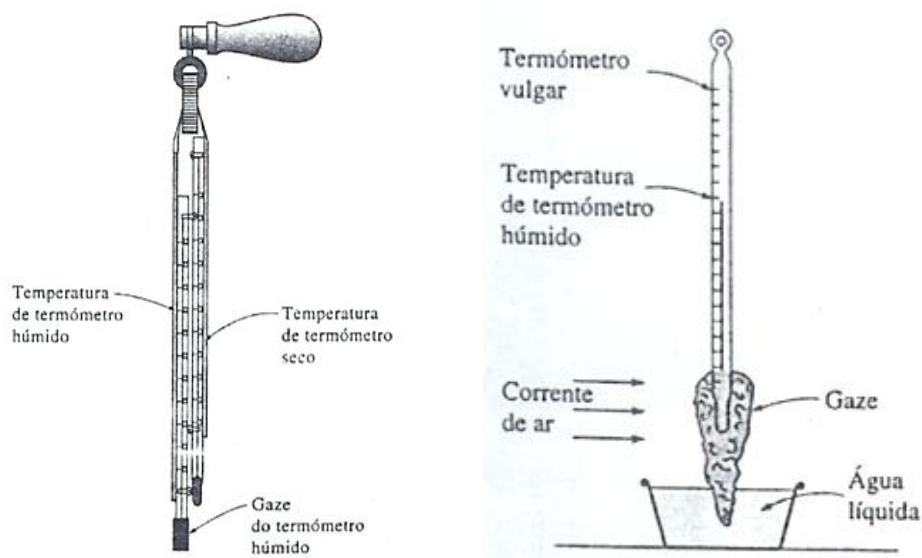


Figura 1.7. Medição das temperaturas seca e húmida. Fonte: Çengel et al (2001)

Uma mistura gás-vapor diz-se saturada quando uma redução de temperatura provoca a condensação de parte do vapor.

1.3.2. Humidade Relativa

Humidade relativa e humidade absoluta são frequentemente utilizadas em engenharia e ciências da atmosfera, sendo desejável relacioná-las com grandezas facilmente mensuráveis, tais como a temperatura e pressão.

A Humidade relativa ϕ é definida como a relação entre a pressão parcial do vapor e a pressão de saturação (pressão a que o vapor muda para a fase líquida), à temperatura T considerada.

Indica em percentagem a relação entre a pressão parcial do vapor e a sua pressão de saturação (pressão a que o vapor começa a passar para o estado líquido, deixando por isso de existir na mistura na forma de vapor) à temperatura considerada:

$$\phi = \frac{P_v}{P_s} \times 100 \% \quad 1.37$$

$P_v \rightarrow$ Pressão parcial real de vapor;

$P_s \rightarrow$ Pressão de saturação do vapor à temperatura de Bolbo seco da mistura.

A humidade relativa varia desde 0, para ar seco, até 1, para ar saturado. Note-se que a quantidade de humidade que o ar pode suportar depende da temperatura.

Quando a mistura se encontra totalmente saturada $\phi = 100\%$, a temperatura seca, húmida e de orvalho são iguais.

1.3.3. Humidade Específica ou Humidade Absoluta

A Humidade específica, ω , é definida como a razão entre a massa de vapor e a massa do gás não condensável. Para o caso particular de uma mistura ar - vapor de água tem-se:

$$\omega = \frac{M_v}{m_a} = \frac{M_v}{m_a} \frac{P_v}{P_a} = 0,622 \frac{P_v}{P_a} = 0,622 \frac{P_v}{P - P_v} \text{ kg / kg} \quad 1.38$$

Expressão obtida do seguinte modo:

$$\begin{aligned} \omega \times v_v &= v_a \\ \omega &= \frac{v_a}{v_v} = \frac{\frac{R_a T}{p_a}}{\frac{R_v T}{p_v}} = \frac{R_a}{R_v} \times \frac{p_v}{p_a} \\ \omega &= \frac{0,287}{0,4615} \times \frac{p_v}{p - p_v} = 0,622 \frac{p_v}{p - p_v} \text{ kg / kg} \end{aligned} \quad 1.39$$

Esta equação indica qual a quantidade de vapor misturada com cada quilograma de ar húmido, ou seja, a massa de vapor contido no volume v .

Grau de saturação, μ , é definida como a razão entre a humidade específica real e a humidade específica do ar saturado à temperatura seca:

$$\mu = \frac{\omega}{\omega_s} \times 100 = \frac{p - p_s}{p - p_v} \times \phi \quad \% \quad 1.40$$

O grau de saturação é aproximadamente igual à humidade relativa para misturas ar - vapor de água a temperaturas e pressões normais, já que p_v e p_s são pequenos em relação a p , pressão total.

Um processo que não retira nem adiciona humidade ao sistema ocorre a humidade específica constante. Se, para além disso, a pressão total não variar, então de acordo com a equação 1.36 a pressão parcial de vapor (p_v) mantém-se igualmente constante. Tendo em conta que a temperatura de orvalho é aquela a partir da qual o vapor começa a condensar quando arrefecido a pressão constante, têm-se:

$$p_v = p_s \text{ (no ponto de orvalho)}$$

A quantidade de humidade no ar tem um efeito notório ao nível do conforto que sentimos num dado ambiente. Contudo, o grau de conforto depende mais da quantidade de humidade no ar (m_v) relativamente à quantidade máxima de humidade que o ar pode suportar á mesma temperatura (m_g).

1.3.4. Saturação adiabática

Considere-se o esquema apresentado na figura 1.5.

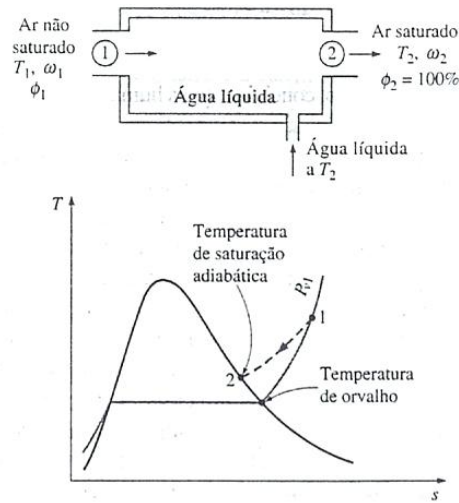


Figura 1.8. Processo de Saturação Adiabática. Fonte: Çengel et al (2001)

Uma determinada mistura (ar – vapor de água) passa por um depósito com água no seu interior e deixa-o num estado saturado. Existe um mecanismo de fornecimento de água, à temperatura de saída, que compensa a água removida pelo ar no processo de trocas de calor com o exterior durante o processo.

Tem-se neste caso um estado de fluxo estacionário e o balanço energético para o sistema considerado é o seguinte:

Entalpia da mistura que entra + Entalpia do líquido fornecido = Entalpia da mistura que sai, isto é:

$$m_a h_{a_1} + m_{v_1} h_{v_1} + (m_{v_2} - m_{v_1}) h_{f_2} = m_a h_{a_2} + m_{v_2} h_{v_2} \quad 1.41$$

Dividindo por m_a , e fazendo: $h_{a_1} - h_{a_2} = c_{pa} (T_1 - T_2)$ e $h_{v_2} - h_{f_2} = h_{fg2}$ têm-se:

$$\omega_1 = \frac{C_{pa}(T_2 - T_1) + \omega_2 h_{fg2}}{h_{v1} - h_{f2}} \quad 1.42$$

Com esta última equação, pode-se determinar a humidade específica da mistura através da medição das temperaturas T_1 e T_2 .

A temperatura húmida de uma mistura é aproximadamente igual à temperatura de saturação adiabática. Uma especificação das temperaturas seca e húmida serve para definir o estado de humidade da mistura e consequentemente calcular as suas propriedades energéticas.

1.3.5. Diagrama Psicrométrico

Com as equações anteriores é possível determinar as propriedades das misturas ar – vapor de água, no entanto, é mais expedito recorrer a diagramas apropriados e sacrificar alguma precisão em prol da rapidez do processo.

Um dos diagramas apropriado é denominado de diagrama psicrométrico, representado na figura 1.9.

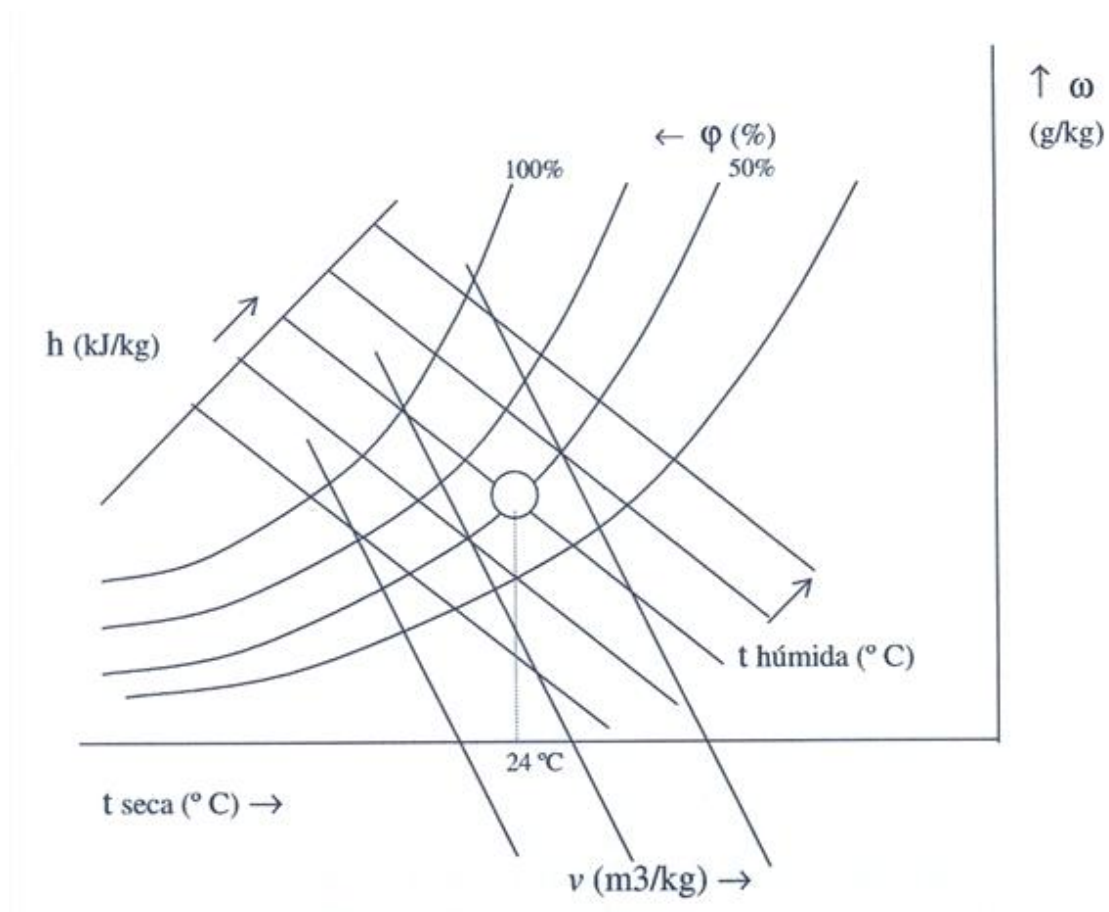


Figura 1.9. Diagrama Psicrométrico (simplificado). Fonte: Frade et al (2006)

A sua utilidade é óbvia em situações que não seja necessário um alto nível de precisão. Facilmente, obtêm-se as propriedades fundamentais através da análise do mesmo.

Em apêndice (3) apresenta-se um diagrama psicrométrico em unidade SI para temperaturas secas compreendidas entre -10 e $55^{\circ}C$. A pressão máxima da mistura é de 1 atm.

As características básicas da carta psicrométrica estão ilustrados na figura 1.9. As temperaturas de termómetro seco são representadas no eixo horizontal, e a humidade absoluta, no eixo vertical. No lado esquerdo da carta, aparece uma curva (chamada linha

de saturação), em vez de uma linha recta. Todos os estados de ar saturado se localizam nesta curva. Consequentemente, é também a curva de 100% de humidade relativa.

Linhas de termómetro de bolbo húmido constante orientam-se para baixo e para a direita. Linhas de volume específico constante são parecidas, mas com maior declive. Linhas de entalpia constante são quase paralelas às linhas de temperatura de termómetro húmido constante são usadas, em alguns gráficos, como linhas de entalpia constante.

As linhas de volume observadas no gráfico representam o volume da mistura por unidade de ar seco na mistura. Essa unidade é designada pelo símbolo v

$$v = \frac{V}{m_a} \quad 1.43$$

$V \rightarrow$ Volume da mistura

$m_a \rightarrow$ Massa de ar seco na mistura

O volume específico real da mistura obtém-se de:

$$m = m_a + m_v = m_a(1 + \omega) \quad 1.44$$

O volume específico é dado simplesmente por:

$$v = \frac{V}{m} = \frac{m_a v_a}{m_a(1 + \omega)} = \frac{v_a}{1 + \omega} \quad 1.45$$

Na maior parte dos processos ar – vapor de água m_a é invariante, consequentemente v tem uma grande utilidade prática, daí a sua representação no diagrama psicrométrico.

As linhas de temperatura húmida constante são, uma boa aproximação das linhas de entalpia de mistura constante. O erro associado a esta aproximação é normalmente inferior a 1% para a pressão de 1 atm.

É evidente que ao se consultar um determinado diagrama psicrométrico, deve-se tomar em atenção as condições de pressão total para as quais foram apresentadas as propriedades da mistura.

1.3.6. Processos de Ar Condicionado

Uma aplicação prática dos princípios anteriores descritos diz respeito, aos vários processos de ar condicionado existentes. Desta forma, em seguida serão abordados três processos diferentes, sendo um deles, o arrefecimento evaporativo, aquele que assume um papel de destaque na unidade de ar instalada no DER.

1.3.6.1. Desumidificação por Arrefecimento

Considera-se o processo simples de arrefecimento representado na figura 1.10.

O ar húmido passa por umas serpentinas de arrefecimento que baixam a temperatura da mistura a um ponto inferior à temperatura de orvalho. Consequentemente, uma porção do vapor é condensado nas serpentinas e removido como líquido.

Pode-se observar este processo na figura 1.11. O ar é arrefecido a humidade específica constante do ponto 1 ao ponto 2, a partir do qual o vapor de água começa a condensar. Em seguida o arrefecimento reduz a humidade específica até ao ponto 2.

O balanço energético do sistema é dado por:

$$Q_c = \dot{m}_a (h_{m_1} - h_{m_2}) - \dot{m}_a (\omega_1 - \omega_2) h_f \quad 1.46$$

O coeficiente h_f resulta do balanço mássico nas fases de vapor e líquida da água.

$$\dot{m}_f = \dot{m}_{v,2} - \dot{m}_{v,1} = \dot{m}_a (\omega_1 - \omega_2) \quad 1.47$$

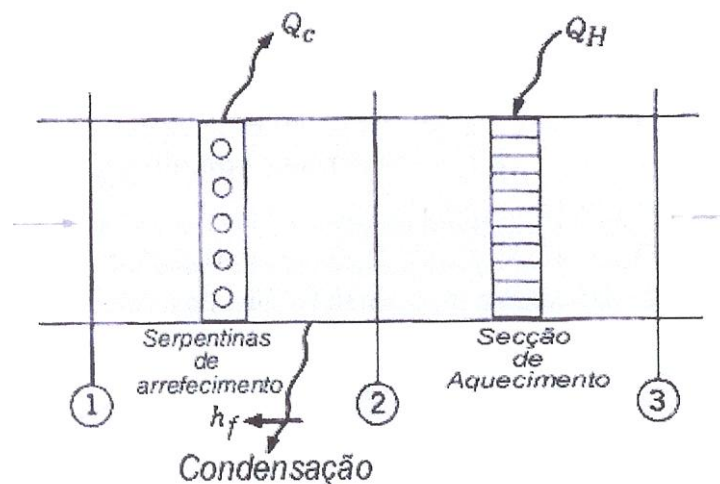


Figura 1.10. Processo simples de arrefecimento e aquecimento. Fonte: Holman, J.P. (1988)

Q_c é a quantidade de calor retirada pelas baterias (serpentinhas) de arrefecimento. O ar seco pode agora ser reaquecido até atingir a temperatura inicial. Esse processo de reaquecimento corresponde á evolução do ponto 2 para 3.

A quantidade de calor necessário para o aquecimento é dada por:

$$Q_H = \dot{m}_a (h_{m_3} - h_{m_2}) \quad 1.48$$

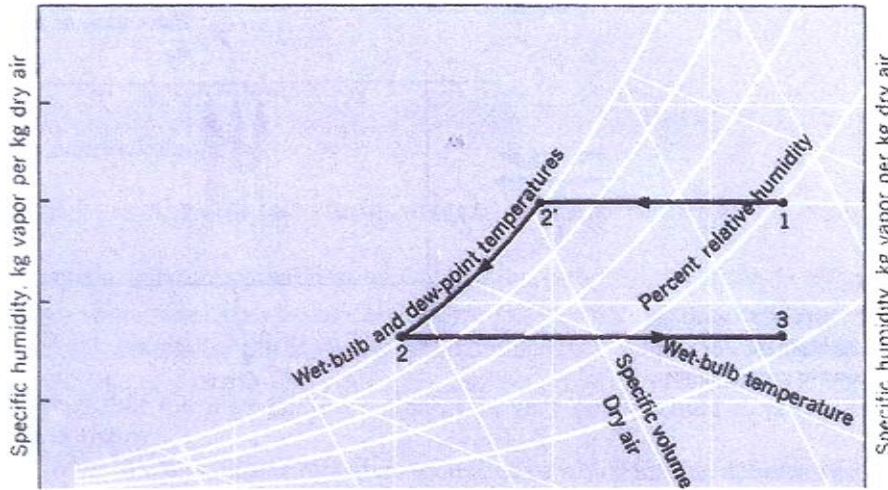


Figura 1.11. Diagrama psicrométrico do processo ilustrado na figura 1.10. Fonte: Holman, J.P. (1988)

1.3.6.2. Humidificação com aquecimento

Quando o ar frio é aquecido a humidade específica constante, a humidade relativa diminui e isso traz como resultado um ar muito “seco” se o processo de aquecimento ocorrer entre uma amplitude de temperaturas substancial.

Tal situação ocorre em climas muito frios. Nestas circunstâncias, um ar seco pode causar do ponto vista biológico, um desconforto assinalável. Por isso, assegura-se a humidificação do ar utilizando este tipo de sistemas, mantendo os níveis de humidade no nível de conforto dentro das instalações condicionadas.

Um processo típico de humidificação encontra-se ilustrado na figura 1.12.

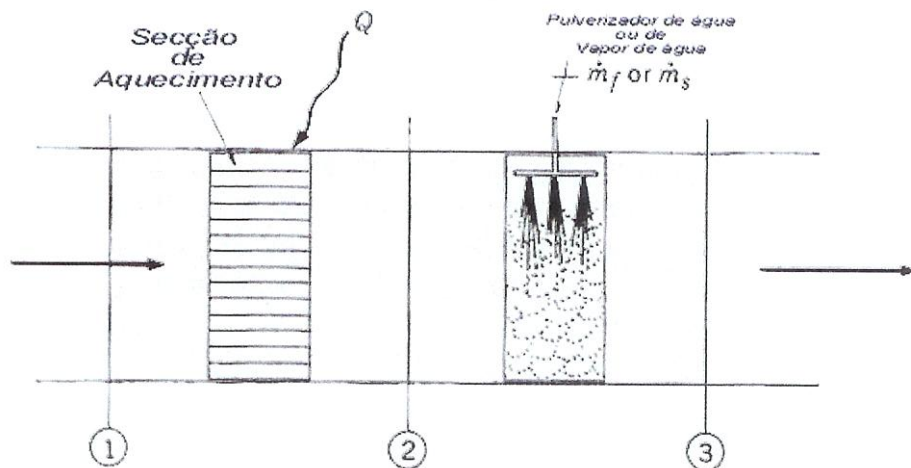


Figura 1.12. Processo de Humidificação com Aquecimento. Fonte: Holman, J.P. (1988)

O vapor de água é fornecido por um pulverizador de água ou vapor.

Este processo está representado no diagrama psicrométrico da figura 1.13.

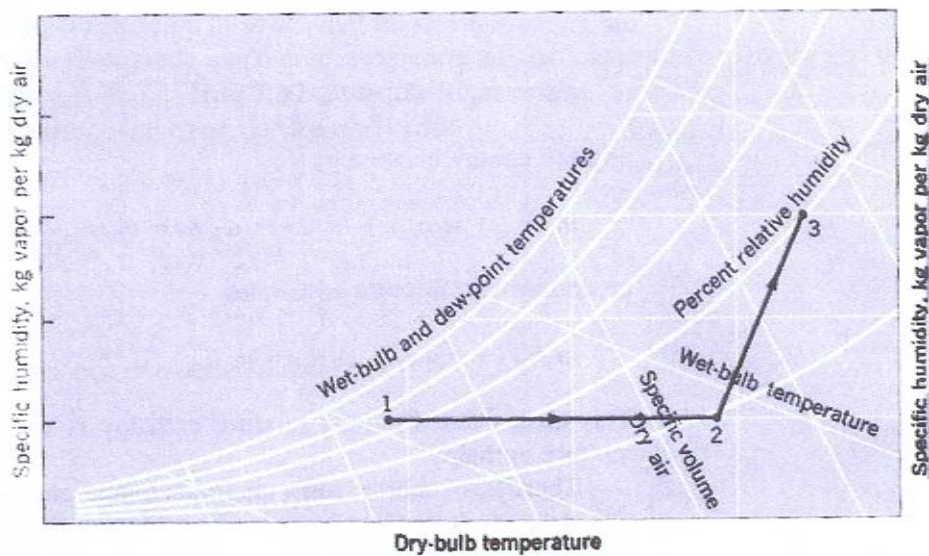


Figura 1.13. Diagrama psicrométrico do processo ilustrado na figura 1.12. Fonte: Holman, J.P. (1988)

Entre os ponto 1 e 3 o balanço de massa do vapor é dado por:

$$\dot{m}_f = \dot{m}_{v3} - \dot{m}_{v1} = \dot{m}_a (\omega_3 - \omega_1) \quad 1.49$$

O balanço energético é:

$$Q = \dot{m}_a (h_{m2} - h_{m1}) - \dot{m}_f h_f \quad 1.50$$

1.3.6.3. Arrefecimento Evaporativo

Esta técnica é especialmente indicada para climas desérticos. O processo encontra-se esquematizado na figura 1.14.

O ar relativamente seco entra numa conduta no ponto 1 e, ou é pulverizado com água ou então passa por um enchimento de celulose ou outro material poroso que é continuamente irrigado por água.

O diagrama psicrométrico é ilustrado na figura 1.15.

Assume-se ainda que o processo ocorre adiabaticamente de maneira que um abaixamento da temperatura resulta do processo evaporativo.

O balanço de massa de vapor e líquido é:

$$\dot{m}_f = \dot{m}_{v_2} - \dot{m}_{v_1} = \dot{m}_a (\omega_2 - \omega_1) \quad 1.51$$

O balanço energético é dado por:

$$\dot{m}_a (h_{m_2} - h_{m_1}) = \dot{m}_a (\omega_2 - \omega_1) h_f \quad 1.52$$

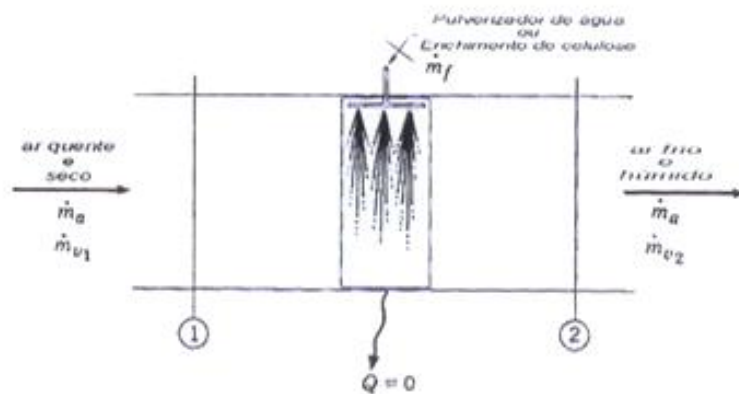


Figura 1.14. Humidificação Adiabática ou Processo de Arrefecimento Evaporativo

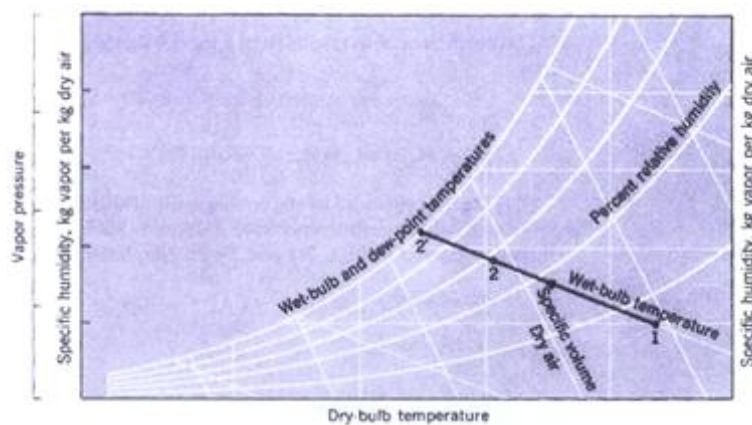


Figura 1.15. Diagrama psicrométrico do processo ilustrado na figura 1.14. Fonte: Holman, J.P. (1988)

Existe sem dúvida, uma temperatura mínima que pode ser atingida por este processo e que é representada no diagrama pelo ponto 2'.

Na verdade, este processo não é mais do que uma saturação adiabática, seguindo por isso, uma linha constante de temperatura de bolbo húmido. A quantidade de água de compensação que tem de ser fornecida é muito pequena e a sua temperatura não exerce uma influência significativa no processo.

1.4. Máquinas frigoríficas e bombas de calor

Sabe-se por experiência que o calor escoar-se na direcção da diminuição da temperatura. Ou seja, das regiões a uma temperatura mais elevada para as de menor temperatura. Este processo de transferência de calor ocorre na natureza sem a necessidade de qualquer dispositivo. Contudo, o processo inverso não ocorre espontaneamente. A transferência de calor de uma região a uma baixa temperatura para outra a uma temperatura mais elevada requer dispositivos especiais denominado máquinas frigoríficas ou somente frigoríficos.

O desempenho dos frigoríficos e das bombas de calor é expresso em termos de coeficiente de desempenho (COP) e definido por:

$$\varepsilon_f \text{ COP} = \frac{\text{Débito_desejado}}{\text{Fornecimento_necessário}} = \frac{\text{Efeito_de_arrefecimento}}{\text{Trabalho_fornecido}} = \frac{Q_f}{W_{bal,adm}} \quad 1.53$$

$$\varepsilon_{BC} \text{ COP} = \frac{\text{Débito_desejado}}{\text{Fornecimento_necessário}} = \frac{\text{Efeito_de_arrefecimento}}{\text{Trabalho_fornecido}} = \frac{Q_Q}{W_{bal,adm}} \quad 1.54$$

O padrão de comparação dos ciclos frigoríficos é o ciclo de Carnot inverso. Um frigorífico ou bomba de calor que funcione com um ciclo de Carnot inverso denomina-se máquina frigorífica de Carnot ou bomba de calor de Carnot, sendo os seus COP dados por:

$$\varepsilon_{F,Carnot} \text{ COP} = \frac{1}{T_Q/T_F - 1} \quad 1.55$$

$$\varepsilon_{BC,Carnot} \text{ COP} = \frac{1}{1 - T_F/T_Q} \quad 1.56$$

Note-se que ambos os COP aumentam à medida que a diferença entre as duas temperaturas diminui. Ou seja, T_F aumenta e T_Q diminui.

O ciclo de Carnot inverso é o mais eficiente a funcionar entre dois níveis de temperatura especificados. Portanto, é normal observar este em primeiro lugar, como potencial ciclo ideal para máquinas frigoríficas e bombas de calor. No entanto, como em seguida se vai concluir, o ciclo de Carnot inverso não pode ser comparado com dispositivos reais, não sendo modelo válido para frigoríficos. Contudo, este ciclo pode servir de padrão de comparação de ciclos frigoríficos reais.

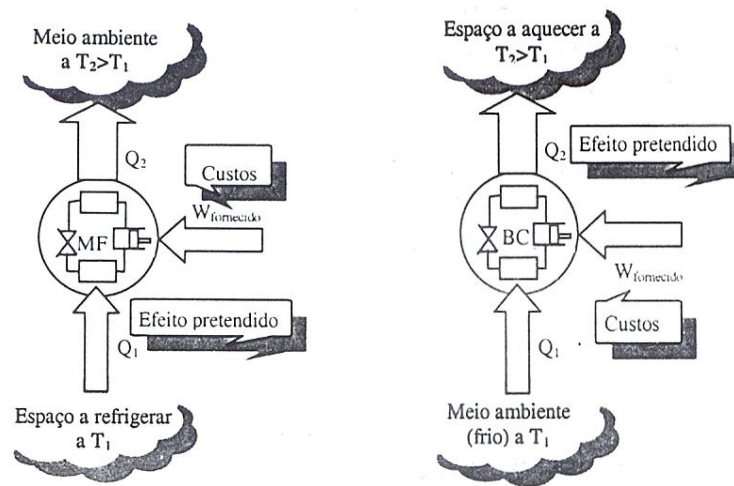


Figura 1.16. Esquemas de funcionamento de uma máquina frigorífica e de uma bomba de calor.

Fonte: Çengel et al (2001)

➤ **Ciclo frigorífico ideal por compressão de vapor**

Num ciclo frigorífico ideal por compressão de vapor, o refrigerante entra no compressor como vapor saturado, sendo arrefecido até ao estado de líquido saturado no condensador. Em seguida é expandido numa válvula até à pressão do evaporador e vaporiza-se, à medida que absorve calor do espaço arrefecido.

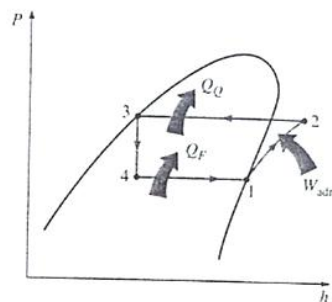


Figura 1.17. Diagrama P-h do ciclo frigorífico ideal por compressão de vapor. Fonte: Çengel et al (2001)

➤ Ciclo frigorífico real por compressão de vapor

Um ciclo frigorífico real por compressão de vapor difere do ideal em diversas formas. Principalmente devido a irreversibilidades que ocorrem nos vários componentes. Duas fontes vulgares de irreversibilidades são o atrito no fluido que provoca perdas de carga, e transferência de calor de e para a vizinhança. O diagrama T-s de um ciclo frigorífico real por compressão de vapor encontra-se ilustrado na figura 1.18.

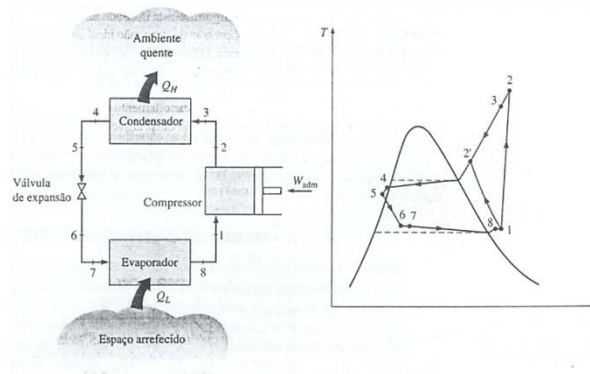


Figura 1.18. Esquema e diagrama T-s do ciclo frigorífico real por compressão de vapor.

Fonte: Çengel et al (2001)

Como anteriormente foi referido, num ciclo ideal, o refrigerante sai do evaporador e entra no compressor como vapor saturado. Na prática, pode não ser possível controlar o estado do refrigerante de um modo tão preciso. Em vez disso, é mais fácil projectar o sistema, de modo a que o refrigerante se encontre ligeiramente sobreaquecido à entrada do compressor. Este ligeiro sobredimensionamento garante que o fluido se encontre totalmente vaporizado aquando da entrada no compressor.

1.5. Tecnologia dos diferentes sistemas

Existem no mercado diferentes tecnologias de produção de frio, no entanto será descrito em seguida as com maior aplicação:

Chillers de absorção:

H₂O/LiBr
H₂O/LiCl
NH₃/H₂O

Chillers de adsorção:

Zeolite/H₂O
Silica gel/H₂O

Unidades **DEC**

1.5.1. Sistemas de Absorção

Uma forma, que se torna economicamente viável quando existe uma fonte de energia térmica barata a temperaturas entre 100 a 200°C, consiste no arrefecimento por absorção. A alguns exemplos de fontes de energias adequadas são a geotérmica, a solar, a energia desperdiçada de centrais de co-geração ou centrais térmicas, ou até mesmo o gás natural, quando disponível a baixo custo.

Como o próprio nome indica, os sistemas de refrigeração por absorção envolvem a absorção do frigorigénio por um meio de transporte. O sistema mais vulgar é o de amoníaco-água em que o amoníaco (NH_3) serve de frigorigénio, e água (H_2O), de meio de transporte. Outros sistemas são compostos por água-brometo de lítio ou água-cloreto de lítio, em que a água é o frigorigénio.

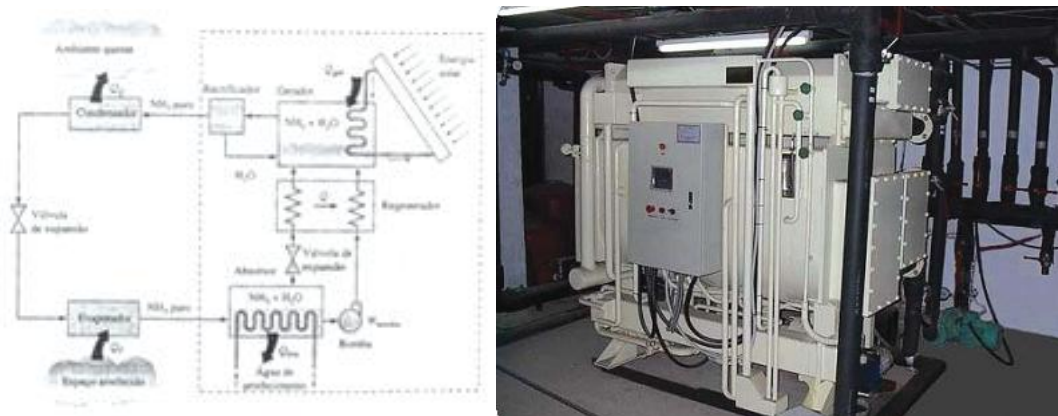


Figura 1.19. Ciclo frigorífico de absorção com amoníaco

De modo a perceber os princípios básicos envolvidos na refrigeração por absorção, examinar-se-á o sistema $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ilustrado na Figura 1.19. A máquina de refrigeração por amoníaco-água foi patenteada pelo francês Ferdinand Carre em 1859. No espaço de alguns anos, as máquinas baseadas neste princípio eram construídas nos EUA, principalmente para fabricar gelo e armazenar alimentos. Note-se, da figura, que este sistema é muito parecido com o de compressão a vapor, exceptuando o facto de o compressor ser substituído por um mecanismo complexo de absorção que consiste num absorvedor, numa bomba, num gerador, num regenerador, numa válvula e num rectificador. Uma vez que a pressão de NH_3 é aumentada pelos componentes da caixa, existe arrefecimento e condensação num condensador através da rejeição de calor para a vizinhança. De seguida dá-se a expansão até à pressão do evaporador, removendo-se o calor do espaço arrefecido, à medida que se atravessa o evaporador. Passa-se agora a

explicar o funcionamento da caixa referida anteriormente. O vapor de amoníaco sai do evaporador e entra no absorvedor onde se dissolve e reage com a água, formando NH_3 e H_2O . Esta é uma reacção exotérmica libertando-se calor durante este processo. A quantidade de NH_3 que pode ser dissolvida na água é inversamente proporcional à temperatura. Portanto, é necessário arrefecer o absorvedor, de modo a manter a temperatura o mais baixa possível, maximizando a quantidade de NH_3 dissolvida na água. A solução líquida $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$, rica em amoníaco, é bombeada para o gerador, transferindo-se calor de uma fonte quente, de modo a vaporizar-se algum liquido. O vapor rico em NH_3 , passa por um rectificador que separa a água e retorna ao gerador. O amoníaco puro a uma alta pressão contínua ao longo do resto do ciclo. A solução quente de $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$, pobre em NH_3 , passa então pelo regenerador onde transfere algum calor para a solução rica que sai da bomba, sendo expandida até á pressão do absorvedor.

A refrigeração por absorção é utilizada principalmente em instalações comerciais ou industriais de grandes dimensões. O COP dos sistemas em estudo é definido por:

$$COP_F = \frac{\text{Débito desejado}}{\text{Fornecimento necessário}} = \frac{Q_F}{Q_{ger} + W_{bomba,adm}} \cong \frac{Q_F}{Q_{ger}} \quad 1.57$$

1.5.2. Sistemas de Adsorção

No caso dos sistemas de adsorção, são utilizados materiais adsorventes sólidos. As máquinas disponíveis no mercado utilizam a água como refrigerante e um gel de sílica (p.e.) como adsorvente. A máquina consiste em dois compartimentos adsorventes (compartimentos 1 e 2 – figura 1.20), um evaporador e um condensador.

O adsorvente do primeiro compartimento é regenerado por aquecimento (água quente solar), o vapor de água é enviado para o condensador onde se condensa. A água líquida, através de uma válvula de expansão, é enviada a baixa pressão para o evaporador onde se evapora (fase de “produção de frio”).

O adsorvente do segundo compartimento mantém a baixa pressão ao adsorver o vapor de água. Este compartimento tem que ser arrefecido para permitir uma adsorção continua. Quando a “produção de frio” diminui (saturação do adsorvente no vapor de água), as funções dos dois compartimentos são efectuadas pela abertura e fecho de válvulas.

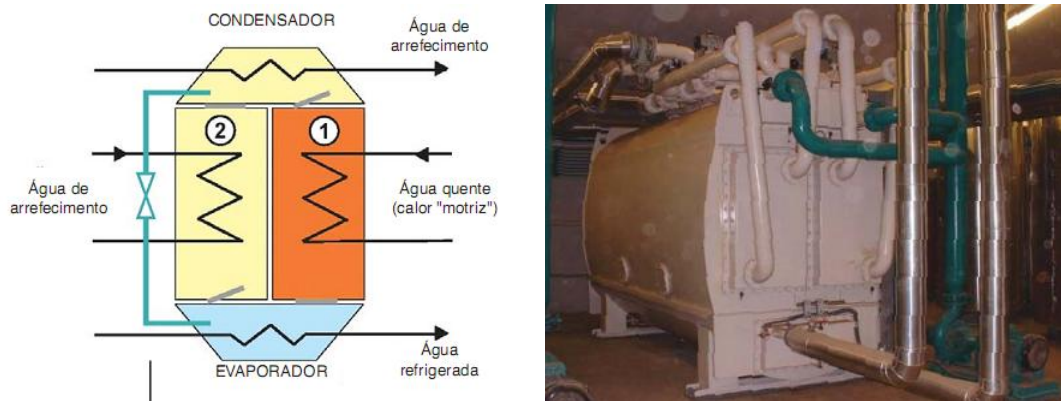


Figura 1.20. Ciclo frigorífico de adsorção com sílica gel

1.5.3. Sistema Exsiccante Evaporativo (Roda Exsiccante)

Os sistemas de arrefecimento exsiccantes são, basicamente, sistemas de ciclo aberto, que utilizam água como refrigerante em contacto directo com o ar. O ciclo de arrefecimento é uma combinação de arrefecimento evaporativo com uma desumidificação através de um exsiccante, isto é, uma material higroscópico, que pode ser tanto líquido como sólido.

O termo aberto significa que o refrigerante é rejeitado do sistema depois de produzir o efeito de arrefecimento, e que uma nova quantidade de refrigerante seja injectada num circuito aberto. Assim, apenas é possível utilizar água como refrigerante, visto estar em contacto directo com o ar ambiente.

A tecnologia mais actual usa rodas exsiccantes rotativas, equipadas com sílica gel ou com cloreto de lítio como material adsorvente.

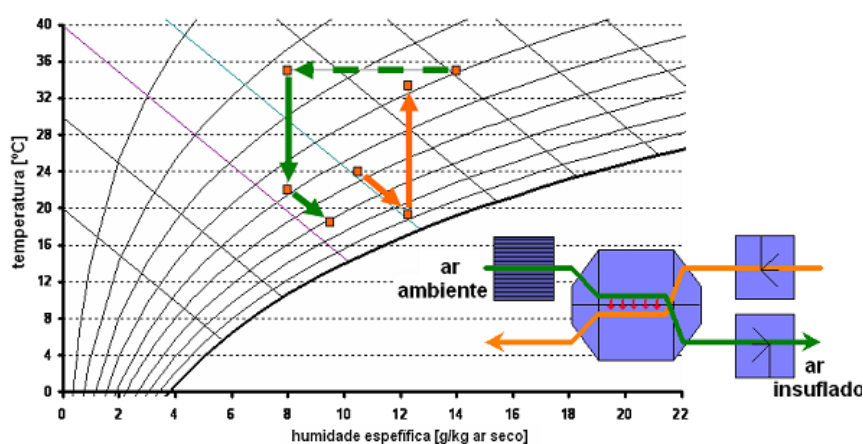


Figura 1.21. Diagrama do processo de arrefecimento evaporativo. Fonte: Fraunhofer ISE

➤ Sistemas de desumidificação excicante com duas rodas

A tecnologia de desumidificação excicante tem vindo a ser utilizada há mais de 60 anos, especialmente em armazenamento militar e várias aplicações industriais. Os processos de desumidificação excicante em contínuo podem ser executados de diferentes formas: torres de spray líquido, torres sólidas, camas rotativas horizontais, camas rotativas verticais e rodas. Em particular, interessa analisar o último caso: sistemas com duas rodas. Neste sistema, um fluxo de entrada de ar húmido, que possui uma pressão de vapor elevada, passa através de uma roda excicante. O excicante, que tem uma pressão de vapor baixa, adsorve a humidade até atingir o estado saturado. Seguidamente, a porção saturada da roda, gira e passa por um fluxo de ar quente proveniente na extracção que remove a humidade do excicante, regenerando-o, permitindo por isso, a repetição do processo.

Como mostra a figura 1.22, um sistema excicante com duas rodas, consiste numa roda excicante, uma roda permutadora de calor (também designada por roda de calor sensível), dois valores (um na conduta de insuflação e outro na conduta de extracção), e uma fonte de calor para a regeneração do excicante.

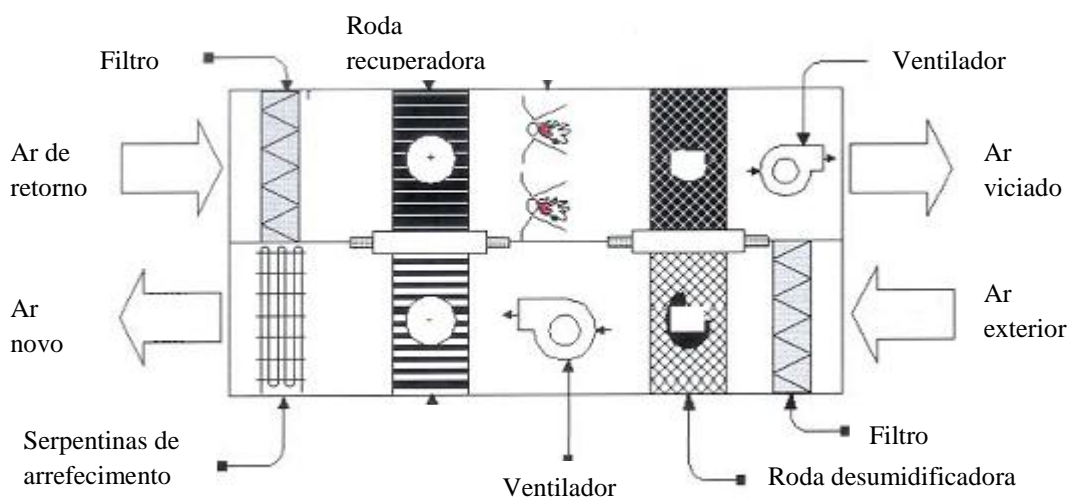


Figura 1.22. Esquema de um sistema excicante com duas rodas. Fonte: http://www.pnl.gov/fta/8_tdd.htm

Este sistema controla e reduz a humidade de forma eficaz, no entanto, a sua capacidade para baixar o calor sensível é limitada. Por isso, o sistema é complementado com um conjunto de compressão a vapor ou com um de arrefecimento evaporativo. Isto faz do sistema um conjunto “híbrido”, no sentido em que incorpora outros conjuntos para além do original.

Os custos iniciais de um sistema híbrido são, geralmente, mais elevados do que em sistemas convencionais, contudo isso é compensado com custos operacionais inferiores em certas aplicações.

No próximo capítulo, será pormenorizado as principais características de uma roda exsicante.

Capítulo 2

Descrição da instalação experimental

2.1. Componentes Constituintes do sistema

Nesta secção é explicitado com algum rigor os componentes que constituem o sistema UTA-DEC (Unidade de tratamento de ar com sistema de arrefecimento por exsicante evaporativo).



Figura 2.1. Unidade de Tratamento de Ar e campo de colectores solares térmicos

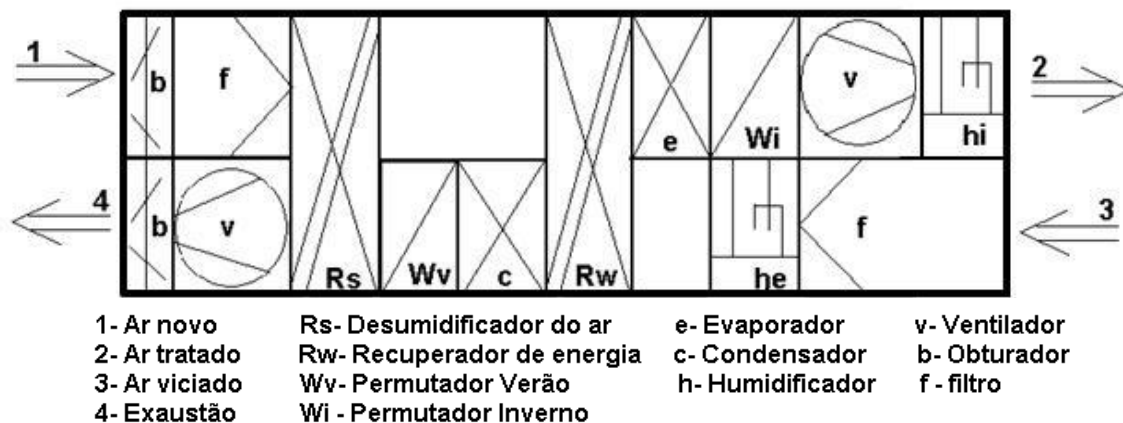


Figura 2.2. Esquemática dos componentes interiores da UTA tipo DEC

Tratando-se do componente indispensável para o bom funcionamento da unidade, será de grande interesse começar por referenciar a roda exsicante.

O rápido crescimento da tecnologia da roda para desumidificar nas aplicações do tratamento do ar para as unidades de tratamento, trouxe consigo confusão sobre as diferenças de rodas.

Muitas vezes, a tentativa de resolução para os instaladores e / ou engenheiros é analisar o gráfico psicrométrico utilizado para descrever a relação entre temperatura, humidade e calor, normalmente utilizado na concepção de sistemas de aquecimento e refrigeração.

Mas, para utilizadores finais, o diagrama psicrométrico normalmente soa como uma língua desconhecida e não demonstra como as rodas trabalham para melhorar as condições e / ou poupar energia.

A decisão sobre qual a roda mais adequada depende da aplicação pretendida. Para instalar o sistema em conformidade e alcançar o melhor desempenho, uma série de factores devem ser tomados em consideração, incluindo a humidade interior, ar novo necessário, a quantidade de ar de retorno e os resultados desejados.

✓ **Função da roda exsicante**

Os três tipos de rodas normalmente utilizadas em unidades de tratamento de ar podem realizar três distintas funções, envolvendo calor sensível, calor latente e calor total.

- Calor sensível pode ser definido exclusivamente como a temperatura do ar. O aquecedor de ar maior é o calor sensível.
- Calor latente é definido pela quantidade de humidade no ar. Quanto mais ar húmido, maior é o calor latente.
- Calor total é simplesmente a soma do calor sensível e latente.

As rodas exsicantes removem o calor latente, as rodas sensíveis removem o calor sensível e as rodas entálpicas removem o calor total (sensível e latente).

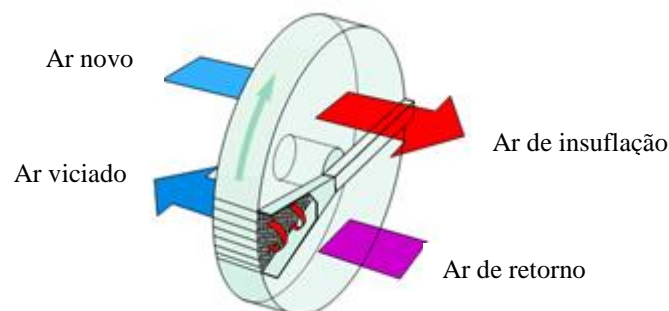


Figura 2.3. Passagem de ar na roda exsicante. Fonte: Klingenburg GmbH

✓ **Como são constituídas as rodas exsicantes?**

A grande maioria das rodas exsicantes é composta por sílica gel ou peneira molecular ligada a um substrato de fibra de vidro, papel ou por vezes alumínio. Quando observado a partir da conduta de ar, a roda tem uma aparência de malha fina do tipo alveolar, com inúmeras pequenas flautas.

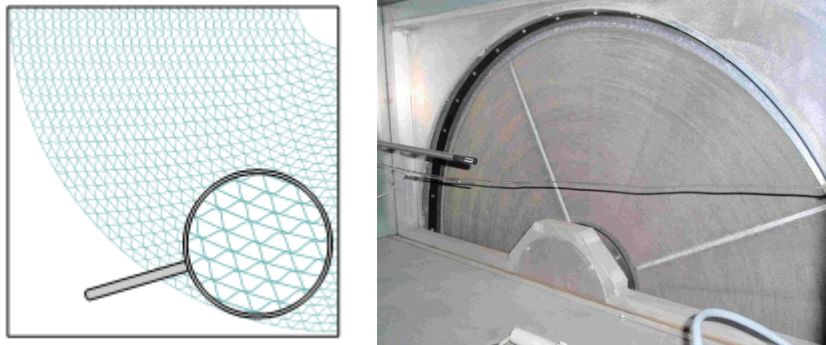


Figura 2.4. Pormenor da matriz da roda exsicante. Fonte: Klingenburg GmbH

O exsicante provoca um atracção moléculas de água através da microporosidade, com base no tamanho dos seus poros (fenómeno de adsorção).

Desta forma, sílica gel é um absorvente, ou atractivo mecânico, da água tal como uma esponja. A regeneração é realizada pela passagem do ar extremamente quente, cerca de 70°C, através da conduta de extracção. O ar quente proporciona uma maior atracção moléculas de água do que o exsicante e, assim, a roda é regenerada. As rodas exsicantes, por natureza, são removedores de humidade (calor latente).

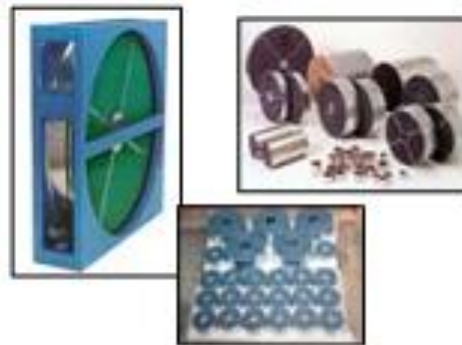


Figura 2.5. Diferentes tipos de rodas exsicantes. Fonte: Munters

✓ Piranómetro

O aparelho utilizado para medir a radiação solar global chama-se piranómetro. Se este dispositivo for colocado com o visor a apontar directamente para os raios solares, com um anel fixo que cobre o caminho do sol no céu, então o dispositivo apenas mede a radiação difusa. A superfície de medição da radiação (termopilha) localiza-se debaixo da campânula de vidro e é constituída por pares de lâminas metálicas em forma de estrela (uma pintada de preto e outra de branco), com características distintas de dilatação com o aumento da temperatura. Estes elementos criam forças electromotrizes termoeléctricas que podem ser medidas. Os piranómetros são instrumentos de medida que tem que ser calibrados.



Figura 2.6. Aspecto de um piranómetro. Fonte: Lambrecht, Gottigen

✓ Electrobombas solares

A necessidade da circulação de água entre os colectores e o interior da unidade de tratamento de ar faz com que seja necessário o uso de bombas eléctricas de reduzido caudal.

O uso de energia eléctrica no funcionamento das bombas deve ser mantido o mais baixo possível, sendo de evitar o sobredimensionamento da potência das bombas.



Figura 2.7. Aspecto de uma electrobomba solar. Fonte: Wilo, Dortmund

✓ Permutadores de calor internos

Os permutadores de calor internos disponíveis podem ser “tubulares com alhetas” ou “tubulares lisos”. O permutador de calor tubular liso possui uma maior capacidade de troca de calor por metro quadrado de superfície de troca de calor. Comparando com os permutadores de calor tubulares com alhetas, os permutadores lisos requerem tubos com maior comprimento. Desta forma os permutadores de calor tubulares lisos são instalados em fábricas enquanto permutadores de calor com alhetas, devido ao seu design mais compacto, podem ser instalados dentro de tanques de armazenamento directamente no local de instalação do sistema.



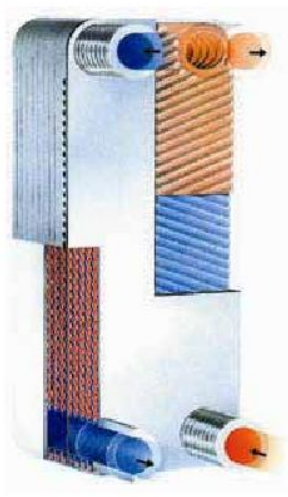
Figura 2.8. Permutador de calor interno

✓ Permutadores de calor externos

Os permutadores de calor externos são de dois tipos: de placas ou tubulares. Os fluxos dos dois líquidos cruzam-se um pelo outro em contracorrente. Os permutadores de calor externos são isolados com coberturas isoladoras de calor pré-fabricadas.

Vantagens:

- A capacidade de transferência de calor é mais elevada do que os permutadores de calor internos;
- Dificilmente existe redução na performance devida à obstrução com calcário;
- Vários tanques de armazenamento podem ser carregados apenas por um permutador de calor.



(a)



Figura 2.9. (a) Corte de secção de um permutador de placas. Fonte: SWEP, Hildesheim

✓ Válvula anti-retorno

Com vista a evitar o arrefecimento do tanque de armazenamento quando a bomba de circulação não está em funcionamento (nomeadamente no período da noite) é essencial instalar uma válvula anti-retorno no fluxo de retorno entre a bomba e o colector. Esta deve ser dimensionada, para que a pressão do fluido de transferência térmica não seja suficiente para abrir a válvula.

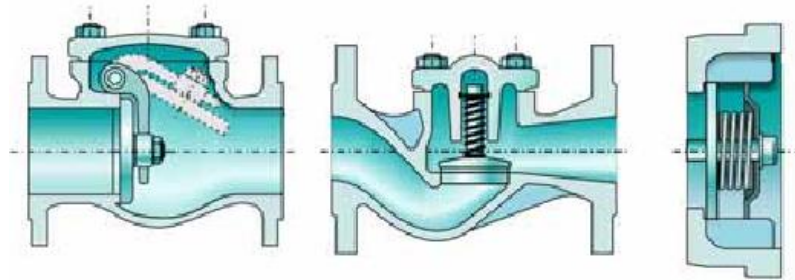


Figura 2.10. Acessórios anti-retorno (três tipos diferentes de válvulas)

✓ Purgador de ar

No ponto mais alto de qualquer sistema de energia solar, deve ser instalado um purgador de ar com válvula de fecho total ou um purgador de ar manual. Os purgadores de ar têm que ser resistentes ao glicol e a temperaturas de pelo menos 150°C. Estes purgadores servem para drenar o ar do circuito solar depois de preenchido com o fluido de transferência térmica e quando necessário durante o período manual de operação. A válvula deve estar fechada para que não exista o risco de perda do fluido de transferência térmica por evaporação durante a operação, em situação de estagnação do sistema.



Figura 2.11. Purgador de ar automático

✓ Medidor de caudal

Um acessório que pode ser instalado na tubagem é o medidor de caudal que permite medir o fluxo volumétrico do fluido térmico. Com base nos dados recolhidos por este medidor, o fluxo volumétrico pode ser reduzido até certos limites, conforme seja necessário para a troca de energia.



Figura 2.12. Medidor de caudal e transdutor de sinal

✓ Válvulas de segurança

De acordo com as boas práticas de instalação e utilização, os sistemas de energia solar tem que estar equipados com uma válvula de segurança com diâmetro nominal mínimo de DN 15 (na secção de entrada). Quando é excedida a pressão de regulação a válvula de segurança abre e permite o escoamento do fluido de transferência térmica para o tanque colector.

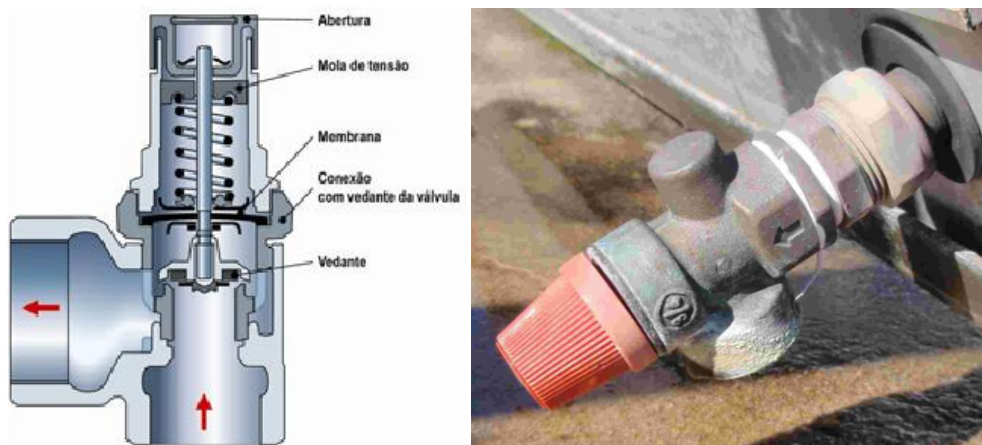


Figura 2.13. Válvula de segurança

✓ Vaso de expansão

O reservatório de expansão é um recipiente de metal fechado. No meio do tanque uma membrana flexível separa dois meios: ar atmosférico que está a uma pressão pré-estabelecida; o fluido de transferência térmica que entra no vaso de expansão quando aquecido e depois de aumentar a sua pressão.

O vaso de expansão está instalado no sistema de tubagem no circuito de alimentação dos colectores, para absorver a dilatação do fluido, relacionada com o aumento da temperatura.

O tamanho do recipiente de expansão deve ser suficiente para a quantidade de fluido no circuito solar.



Figura 2.14. Vaso de expansão

✓ Tanque de armazenamento de energia

A energia fornecida pelo sol não pode ser controlada e raramente coincide com a variação das necessidades de energia térmica. Desta forma é necessário armazenar o calor solar gerado para ser utilizado quando necessário.



Figura 2.15. Tanque de armazenamento de energia

✓ Higrómetro

Através de um sensor colocado dentro da mesma protecção onde se encontra o termómetro, podemos verificar a percentagem de humidade existente no ar exterior. Este permite a edificação automática da quantidade de humidade presente na atmosfera.

O nome exacto do sensor de humidade é higrómetro. Juntamente com o termómetro obtêm dados muito importantes para a previsão meteorológica.

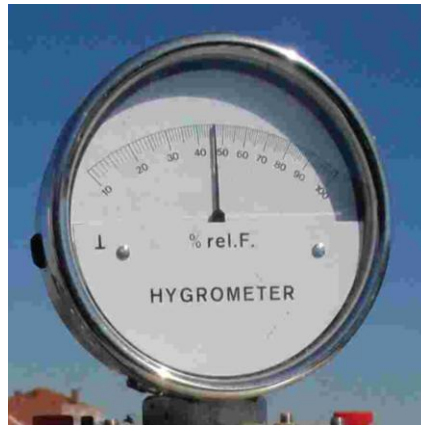


Figura 2.16. Higrómetro

✓ Caldeira a gás natural

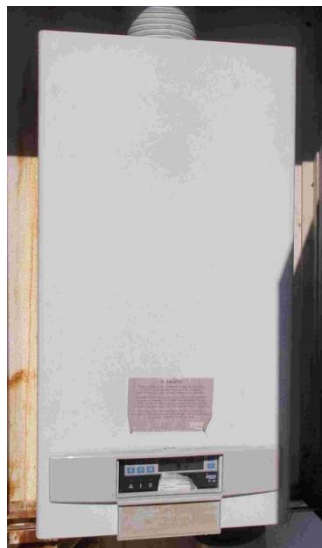


Figura 2.17. Caldeira a gás natural

O principal objectivo deste dispositivo é aquecer a água (num circuito fechado) de modo a que chegue á unidade de tratamento de ar nos valores aceitáveis, quer para a regeneração da roda exsicante (condição de Verão), quer para o aquecimento do ar (permutador ar - água) no Inverno.

✓ Humidificadores



Figura 2.18. Humidificador na conduta de insuflação e na conduta de extracção

Com vista a humidificar (redução da temperatura) o ar, quer na conduta de insuflação, quer na conduta de extracção, é utilizado humidificadores que genericamente são constituídos por uma matriz em papel cartonado. Quando humidificado, por meio de uma pequena electrobomba, resulta na humificação do ar que por eles passam.

✓ Máquina Frigorífica (Bomba de calor)

Uma máquina frigorífica (ou bomba de calor) transfere calor de um reservatório térmico a baixa temperatura (TFF), ou fonte fria, para um reservatório térmico a temperatura mais elevada (TFQ), ou fonte quente resultando o arrefecimento.

Este arrefecimento é necessário, uma vez que no pico do Verão (dias quentes), existe a necessidade deste equipamento entrar em funcionamento, a fim de reduzir a temperatura no interior dos gabinetes.



Figura 2.19. Máquina Frigorífica (Bomba de calor)

✓ Elementos filtrantes do ar

Os elementos filtrantes permitem que o ar insuflado nas salas tem o mínimo de impurezas possíveis. Estes retêm, as inúmeras partículas susceptíveis de serem aspiradas no meio ambiente. O filtro em causa tem um aspecto semelhante a um saco.



Figura 2.20. Filtros de ar do tipo short bag

✓ Ventilador

O caudal de ar necessário para as renovações dos espaços a climatizar é insuflado por um ventilador na conduta de insuflação e o extraído por um ventilador na conduta de extracção. Existe uma ligeira diferença entre o que é admitido e o que é expelido, Esta situação deve-se ao facto de criar uma maior pressão no interior das salas, resultando na não entrada de contaminantes provenientes dos espaços exteriores.

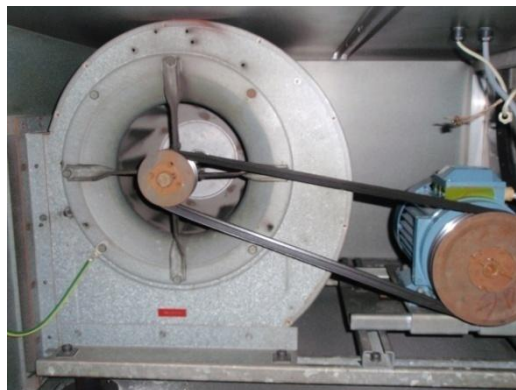


Figura 2.21. Ventilador

✓ Roda permutadora de calor

Com vista à troca de energia térmica entre a conduta de insuflação e a conduta de extracção, é utilizado uma roda permutadora que é atravessada por todo o caudal de ar que para o interior da UTA. A sua matriz é constituída por lâminas de alumínio.



Figura 2.22. Roda permutadora de calor

✓ Componentes electrónicos

O sistema de uma maneira geral necessita de diversos componentes electrónicos para que funcione. Esses componentes também permitem que exista comunicação com o computador, de forma a enviar a informação registada por cada componente. Entre eles, evidencia-se o variador de frequência da roda exsicante, que permite que a roda apresente diferentes velocidades de rotação, consoante seja pretendido o seu modo de operacionalidade.

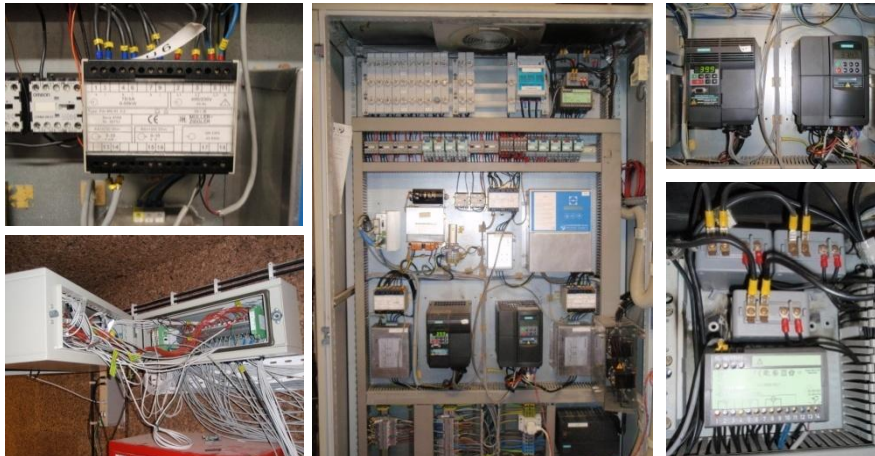


Figura 2.23. Componentes electrónicos inerentes ao sistema

2.2. Princípio de Funcionamento

O arrefecimento através da utilização do processo evaporativo/exsicante tem por objectivo aumentar o potencial de arrefecimento adiabático por via de uma prévia desumidificação do ar ambiente exterior, sendo directamente usado para o arrefecimento no Verão e para o aquecimento no Inverno.

O ar condicionado que é insuflado no ambiente a climatizar, não possui qualquer mistura com o ar viciado resultante da exaustão, sendo continuamente renovado por ar do exterior.

Esta característica torna este sistemas particularmente apropriados para o acondicionamento de ambientes que necessitam de cuidados específicos de higiene, tais como hospitais, maternidades, entre outras.

De uma forma geral, é possível acondicionar as chamadas salas brancas com este tipo de sistemas, isto é, onde o nível de qualidade do ar se pretende bastante elevado.

A parte do sistema com mais ênfase encontra-se numa roda desumidificadora com produtos exsiccantes que remove a humidade do ar exterior (figura 2.3).

Existe também uma roda permutadora que faz o pré-arrefecimento do ar novo exterior à custa do ar viciado rearrefecido por humedificação.

A renovação das características exsiccantes da roda desumidificadora é feita pelo ar de exaustão que é aquecido por intermédio de energia fornecida por uma conjunto de colectores solares e/ou por uma caldeira auxiliar.

No período de Verão, o sistema terá que remover as cargas térmicas do espaço a climatizar. Nestas, estão incluídas as cargas térmicas internas: pessoas, computadores, diversos equipamentos; e os ganhos térmicos externos: janelas, paredes, tectos, entre outros.

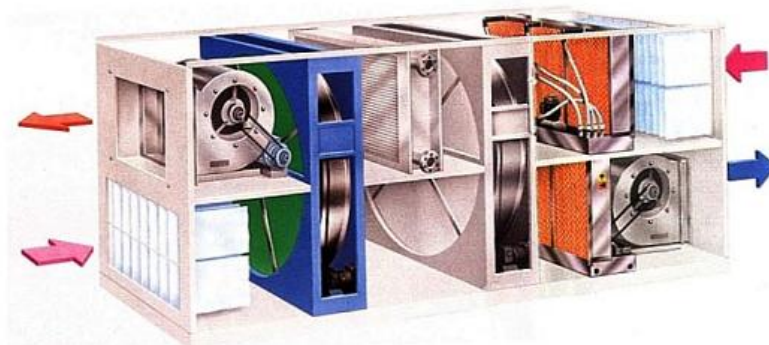


Figura 2.24. Esquemática da passagem de ar na UTA

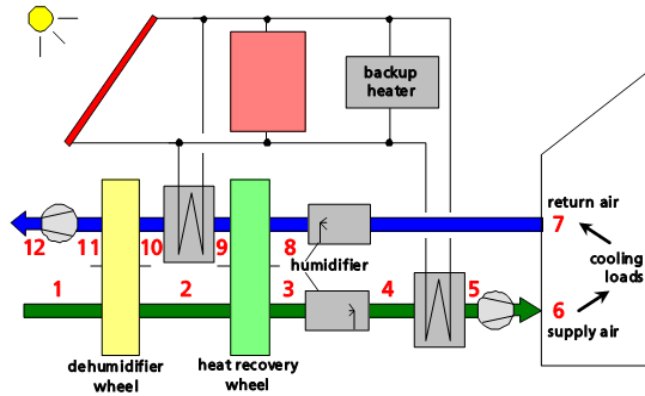


Figura 2.25. Esquema de funcionamento da UTA com tecnologia excicante

O funcionamento duma UTA com estas características pode ser formalizado da seguinte maneira:

➤ Na situação de Verão:

O ar captado do exterior é desumidificado (1-2) adiabaticamente numa roda que contém material excicante (cloreto de lítio) e deixa esta roda sob a forma de ar quente e seco. Posteriormente dá-se o arrefecimento sensível do ar (2-3) numa roda permutadora a partir do ar viciado proveniente dos espaços a climatizados que circula em contracorrente através dessa roda. O ar é então de novo, arrefecido (3-5) por humificação (arrefecimento adiabático), antes de ser introduzido nos espaços a climatizar. Entretanto, as cargas térmicas do edifício aquecem o ar e o vapor de água produzido aumenta a sua humidade (6-7). Ao mesmo tempo, um igual caudal de ar está a ser aspirado para fora do edifício, o qual é arrefecido por humificação (7-8), aquecido na roda permutadora (8-9), reaquecido num permutador (9-10) alimentado por uma fonte externa (sistema solar ou caldeira a gás) e conduzido para o exterior passando pela roda secadora (10-12) regenerando o excicante.

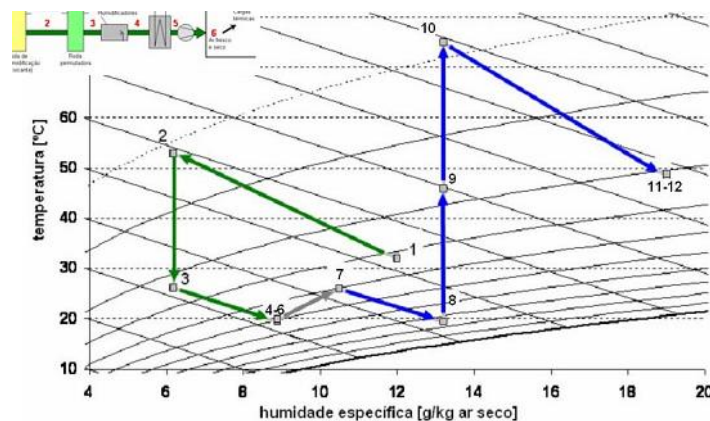


Figura 2.26. Evolução do estado do ar no modo Verão

➤ Na situação de Inverno:

Durante a época de aquecimento, o ar novo proveniente do exterior é aquecido em contra-corrente com o ar viciado proveniente do interior. O desumidificador (1-2) pode ser activo funcionando como permutador de entalpia (humidificação regenerativa do ar novo vindo do exterior) ou não (isto reduz o consumo de electricidade, já que se faz o by-pass do desumidificador), dependendo das condições climáticas. A roda permutadora (2-3), geralmente, encontra-se activa e o ar novo é de novo aquecido num permutador água - ar (3-4). Este permutador é alimentado pelo depósito solar ou por uma caldeira a gás. Entretanto o ar arrefece no interior do edifício devido a perdas térmicas (paredes, janelas, entre outras superfícies). Por último, no intervalo (7-12), o calor do ar de extracção é usado para pré-aquecer o ar novo proveniente do exterior na roda permutadora (8-9) e, eventualmente, transferir humidade e calor do ar de exaustão para o ar novo (10-11).

Neste processo, o humidificador (7-8) e o permutador de calor (9-10) não estão activos. Só a roda desumidificadora e talvez a roda permutadora são equipamento especializado, havendo por isso, um número reduzido de fabricantes a nível mundial. No entanto, a restante tecnologia encontra-se disponível no mercado o que favorece a divulgação deste tipo de sistemas.

➤ Descrição da Unidade de Demonstração no INETI

A unidade instalada no Campus do INETI no Lumiar foi dimensionada para acondicionar o ambiente constituído pelos 11 gabinetes de trabalho, situados no rés-do-chão do edifício G, onde se encontram as instalações do Departamento de Energias Renováveis (DER). Trata-se, contudo, de um edifício que foi construído com um objectivo diferente do actual, sofrendo por isso, algumas alterações quer ao nível do dimensionamento, design da UTA e sistema de distribuição do ar.

O valor da carga térmica a remover no Verão impôs a modificação do desenho original da UTA, com a introdução de uma bomba de calor. Esta modificação revelou-se imprescindível à adequação das dimensões da UTA ao espaço disponível.

Seguidamente, apresenta-se uma tabela que estabelece as relações entre a dimensão da UTA tipo DEC e respectivas capacidades de arrefecimento e aquecimento.

Tabela 2.1. Capacidade/Dimensão da UTA tipo DEC

Diâmetro	Caudal	Potência de arrefecimento	Potência calorífica	Consumo de água
[m]	[m ³ /h]	[kW]	[kW]	[l/h]
0,71	1 404,59	8,43	9,36	10,11
0,91	2 314,56	13,89	15,43	16,66
1,17	3 868,51	23,21	25,79	27,85
1,42	5 698,35	34,19	37,99	41,03
1,67	7 881,43	47,29	52,54	56,75
1,92	10 417,77	62,51	69,45	75,01
2,13	12 821,28	76,93	85,48	92,31
2,38	16 007,59	96,05	106,72	115,25

- ✓ Características principais da UTA:
- ✓ Dimensões globais: 1290 x 1315 x 7060 mm
- ✓ Caudal de ar: 5000 m³/h
- ✓ Potência dos Ventiladores: 2,2 kWe
- ✓ Potência da bomba de calor: 7,5 kWe
- ✓ Potência eléctrica restante (rodas e bombas de circulação): 1,0 kWe

A unidade foi dimensionada para uma potência de 28,6 kW. Para levar a cabo este arrefecimento é necessário fornecer à UTA uma potência térmica de 38,9 kW necessária à regeneração da roda exsicante.

Nesta potência estão contabilizados a soma das potências térmicas do condensador da bomba de calor e do permutador de calor. Este permutador é alimentado pelo sistema solar, pelo depósito e pela caldeira auxiliar de acordo com as necessidades da UTA e a disponibilidade de energia de origem solar.

Para os 2 valores de potência referidos encontra-se um COP de 0,75.

➤ Descrição do Sistema Solar





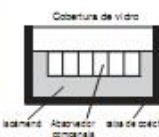
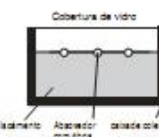
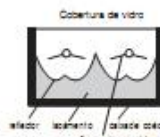

Os principais tipos de colectores disponíveis no mercado são apresentados na tabela 2.2. O arrefecimento solar diferencia-se da produção de água quente pelo nível elevado de temperatura à qual o calor útil deverá ser fornecido. Para chillers térmicos

(de absorção e adsorção), a temperatura é, normalmente, acima dos 80°C, sendo o valor mais baixo admitido de 50°C. Para sistemas de arrefecimento exsiccantes, a temperatura necessária varia entre os 55°C e os 90°C. Tendo em conta os elevados caudais para alimenta o sistema, é difícil obter uma estratificação no armazenamento de água quente e a temperatura de retorno do colector é também ela relativamente elevada reflectindo uma limitação na escolha do tipo de colector a utilizar.

Os colectores planos e colectores a ar adaptam-se bem aos sistemas exsiccantes. Em sistemas que utilizem chillers de absorção, a utilização de colectores planos selectivos está limitada a locais de elevada radiação solar.

Para sistemas onde é necessário atingir temperaturas ainda mais elevadas, os colectores de tubo de vácuo com concentração óptica e os colectores CPC (compoud parabolic concentrator) podem ser considerados.

Tabela 2.2. Configurações dos diferentes tipos de colectores existentes

Tipo de colector	Colector a ar	Colector plano	Colector plano com concentrador parabólico	Colector de tubo de vácuo
Abreviatura	CA	CP	CPC	CTV
				
				
Princípio	Aquecimento directo do ar	Aquecimento de um líquido (água, água+glicol)	Aquecimento de um líquido (água, água+ glicol), concentração da radiação	Tubos a vácuo para reduzir as perdas térmicas Diferentes tecnologias: - com "heat pipe" - com fluxo directo - com concentração, tipo Sydney
Aplicações Principais	Pré-aquecimento do ar de ventilação	Água quente sanitária	Água quente sanitária e industrial	Água quente sanitária e industrial
Aplicações principais em arrefecimento solar	Sistemas abertos exsiccantes	Sistemas exsiccantes, adsorção, absorção (efeito simples) com colectores selectivos	Adsorção e absorção (efeito simples)	- Adsorção, absorção - Absorção (duplo efeito): Sydney

Enumera-se de seguida algumas vantagens e desvantagens de um colector solar do tipo CPC.

Vantagens:

- Tem elevada eficiência mesmo com elevadas diferenças de temperaturas entre o absorvedor e o meio envolvente;
- Tem uma elevada eficiência com baixa radiação;
- Suporta aplicações de calor com mais eficiência do que os colectores planos;
- Funciona com elevadas temperaturas.

Desvantagens:

- Preço de aquisição mais elevado do que um colector plano.

Os CPCs consistem em sistemas de concentração da radiação solar, para obtenção de temperaturas mais elevadas, com alto rendimento, devido às menores perdas térmicas, mas com características de simplicidade que os tornam equivalente, na montagem e utilização, aos colectores convencionais planos, pelo facto de se poderem colocar da mesma forma em telhados ou outras estruturas fixas e captar também a radiação solar difusa.

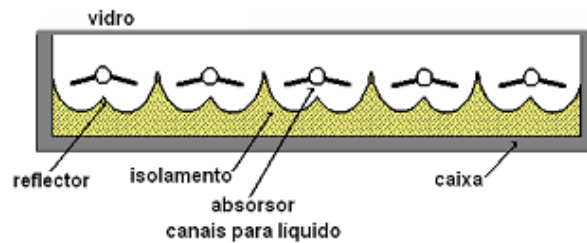


Figura 2.27. Corte de secção de um colector solar CPC

Na altura em que a UTA começou a funcionar o sistema solar era constituído por 24 colectores protótipo do tipo CPC, com uma área transparente total de cerca de 40 m².

Os colectores possuem tubos de vidro preenchidos com absorvedores de vidro escuro reciclado em forma de pequenas esferas.

A eficiência dos colectores foi testada pelo LECS/INETI, de onde se obteve a seguinte curva parabólica:

$$\eta = (0,65 \pm 0,02) - (4,6 \pm 0,5) \frac{(T_f - T_{amb})}{I_{col}} - (0,037 \pm 0,008) \frac{(T_f - T_{amb})^2}{I_{col}} \quad 2.1$$

Em que:

$T_f \rightarrow$ Temperatura média do fluido $^{\circ}C$

$T_{amb} \rightarrow$ Temperatura ambiente $^{\circ}C$

$I_{col} \rightarrow$ Radiação incidente no colector W/m^2



Figura 2.28. Esquema de ligação do campo de colectores

Os 24 colectores funcionam em paralelos de 2 colectores em série, transferindo a energia colectada directamente à UTA ou a um depósito (através dum permutador externo de placas) com a capacidade de 2000 l que armazena energia, podendo, conforme a necessidade, o sistema recorrer também a esse depósito.

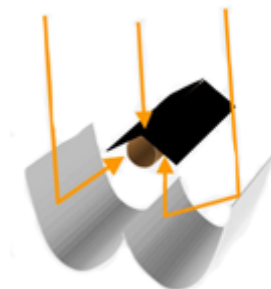


Figura 2.29. Esquema do interior de um colector do tipo CPC

➤ **Controlo do conjunto**

O Sistema, no seu conjunto, dispõe de sensores de temperatura, humidade e pressão (figura 2.29), bem como de aparelhos de medida da radiação, caudal e potência eléctrica. Desta forma, o sistema é monitorizado permanentemente, utilizando-se para isso, a informação recolhida pelos aparelhos, passando por um sistema de aquisição de dados até chegar ao armazenamento em massa dos mesmos e posterior recolha de informação.

O sistema permite, igualmente, a visualização em tempo real da evolução do estado do ar na UTA, bem como o funcionamento dos elementos a ela associados, onde se encontra incluído o sistema solar e caldeira mural.

2.3. Medições Experimentais

Com vista a uma maior credibilidade dos dados recolhidos através de todos os sensores presentes no conjunto UTA - colectores solares, procedeu-se a uma calibração.

Em seguida é apresentado, como exemplo, o registo das temperaturas através do banho termoestático para um conjunto de sondas que medem valores num dado local do sistema.

Tabela 2.3. Valores de temperatura no banho termoestático

Data	17-10-2008				
Sondas	T2.1; T2.2; T3.1; T3.2; T4.1; T4.2; T6				
Hora	T Ref (°C)	T_PA_desic (T2.1; T2.2)	T_PA_heatrec (T3.1; T3.2)	T_PA_evap (T4.1; T4.2)	T_room_in (T6)
15:48	5,3	5,25	5,18	5,19	5,25
16:01	11	10,78	10,72	10,72	10,78
16:12	16,9	16,73	16,66	16,66	16,72
16:23	20,9	20,77	20,71	20,71	20,76
16:34	25,4	25,24	25,17	25,18	25,23
16:45	30,2	30,05	29,98	29,99	30,04
16:56	35,2	35,16	35,08	35,09	35,15
17:07	40,2	40,17	40,10	40,11	40,16
17:18	44,7	44,68	44,60	44,61	44,66
17:30	49,5	49,51	49,43	49,43	49,49
17:41	55,7	55,72	55,65	55,65	55,70
17:53	60,1	60,21	60,13	60,13	60,19
18:04	65,2	65,28	65,20	65,20	65,25
18:14	69,4	69,73	69,69	69,66	69,72

Como o conjunto de dez medições, realizadas com intervalos de aproximadamente 10 minutos, (tempo necessário para estabilizar a temperatura no valor desejado), elaborou-se um gráfico que permite verificar a veracidade dos dispositivos de medição.

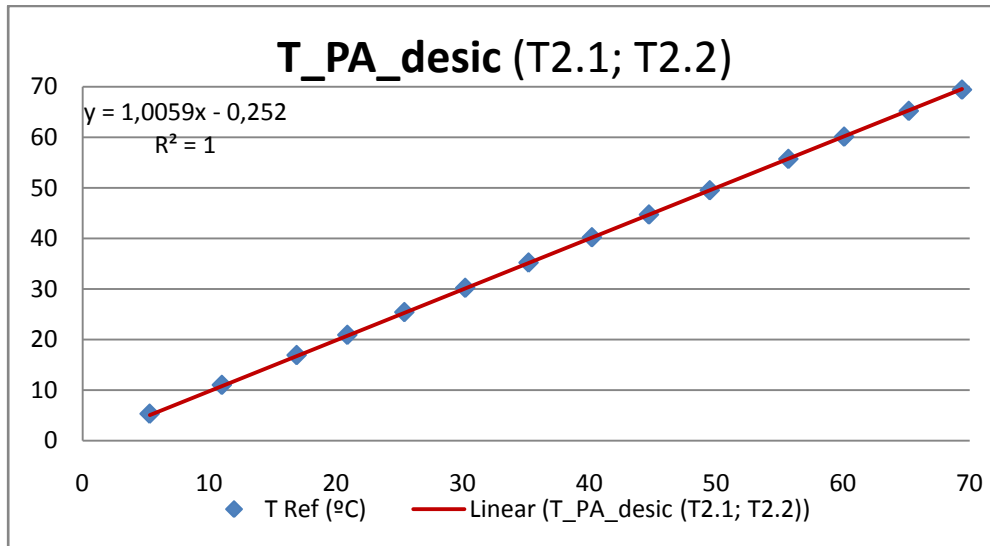


Gráfico 2.1. Linearidade das temperaturas

Analisando o gráfico 2.1, verifica-se que a sonda está calibrada uma vez que a recta características apresenta-se linear.

Tratando-se de um teste aos sensores, este não envia no intervalo anteriormente apresentado, quaisquer valores para o módulo de aquisição de dados. Posteriormente e findo a verificação, é novamente feita a conexão ao sistema electrónico.

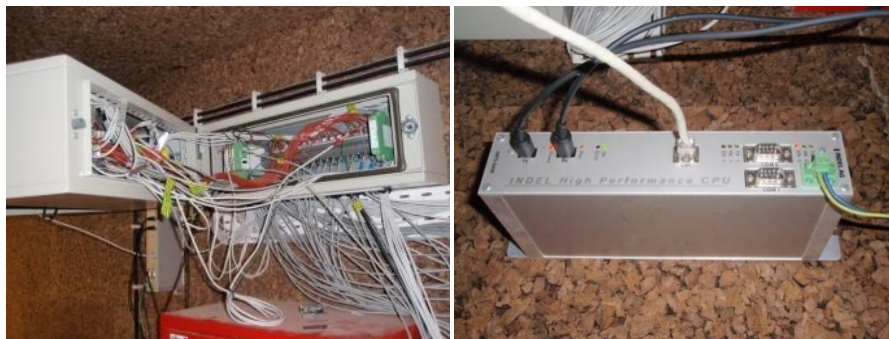


Figura 2.31. Servidor que recolhe a informação de todos os sensores e envia para o PC

Já no computador, a visualização dos dados recolhidos é feita com o suporte da ferramenta Microsoft Excel.

No apêndice 1, apresenta-se o formato de uma folha de recolha de dados proveniente do Excel.

Da mesma forma que o software indica os valores captados pelas sondas, também procede ao cálculo de diversos parâmetros que posteriormente são inseridos em gráficos de forma a uma percepção mais directa por parte do utilizador (Apêndice 2).

2.4. Manutenção do Sistema

Com vista a um melhor desempenho de todo o sistema, uma postura de manutenção preventiva deverá ser cumprida de modo a evitar paragens do conjunto por razões irrisórias.

Tendo em conta que o sistema apresenta uma extensa rede de tubagens, em que o fluido que por ela atravessa é a água, questões como a corrosão não podem ser negligenciadas. Uma fuga de água (por pequena que seja) leva a um gasto excessivo de água e até pode danificar a infra-estrutura onde o sistema está instalado. No entanto, pior do que atrás foi referido, é a situação em que a pouca água que ainda se encontra na instalação atinge temperaturas elevadas. Originando esta situação, na pior das hipóteses, o malefício de grande parte dos componentes do sistema solar.

Ocasionalmente, é necessária uma vistoria ao equipamento em geral, uma vez que o incorrecto funcionamento de um dos componentes poderá comprometer a avaliação de desempenho de todo o conjunto.

Capítulo 3

Análise de Dados - Tratamento de dados

Para o tratamento de dados utilizou-se um critério de selecção de informação recolhida pelas sondas e restantes aparelhos. Os resultados foram avaliados com base nos indicadores energéticos descritos em seguida:

➤ **Parte Solar**

Radiação incidente - Q_{inc} = valor indicado pelo piranómetro x área de colectores

$$\text{Energia colectada} - Q_{col} = m_{col} (T_{21} - T_{24}) \quad [3.1]$$

Energia que chega ao permutador ainda no circuito primário_

$$Q_{hex_col} = m_{col} (T_{22} - T_{23}) \quad [3.2]$$

Energia que passa para o circuito secundário antes de ir ao depósito solar

$$Q_{hex_sto} = m_{sec} (T_{26} - T_{25}) \quad [3.3]$$

Energia fornecida ao depósito ou Energia que o depósito cede ao circuito_

$$Q_{dep} = m_{sec} (T_{30} - T_{26}) \quad [3.4]$$

$$\text{Energia solar antes de chegar ao apoio}_ Q_{sol} = m_{sec} (T_{30} - T_{25}) \quad [3.5]$$

$$\text{Energia fornecida à máquina DEC}_ Q_{dec} = m_{sec} (T_{27} - T_{25}) \quad [3.6]$$

$$\text{Energia fornecida pelo apoio}_ Q_{aux} = (Q_{dec} - Q_{sol}) \quad [3.7]$$

➤ **Eficiências**

$$\text{Eficiência dos colectores}_ \eta = \left(\frac{Q_{col}}{Q_{inc}} \right) \quad 3.8$$

Eficiência que traduz a percentagem de radiação solar que chega à máquina antes do apoio_

$$\eta_{sol1} = \left(\frac{Q_{sol}}{Q_{inc}} \right) \quad 3.9$$

Eficiência que traduz a contribuição solar da energia total fornecida à máquina_

$$\eta_{sol2} = \left(\frac{Q_{sol}}{Q_{dec}} \right) \quad 3.10$$

Tendo em conta que:

\dot{m}_{col} – Caudal de água que circula nos colectores;

\dot{m}_{sec} – Caudal de água que circula no circuito secundário.

As temperaturas T_{xx} são as recolhidas pelas sondas (figura 2.27)

O valor do C_p da água é considerado constante:

$$C_{p_{\text{água}}} = 4,18 \text{ KJ/kg. } ^\circ\text{C}$$

➤ **Parte referente à UTA**

No que diz respeito à unidade de tratamento de ar, a partir dos valores registados pelas sondas é possível calcular todas as entalpias de mistura nos pontos onde aquelas se encontram. Obtiveram-se igualmente, as temperaturas de orvalho, caudal de ar seco, pressões de saturação de vapor, pressões reais de vapor, pressões de ar seco e humidades absolutas nos mesmos pontos. Expressões utilizadas no cálculo dos indicadores:

Energia removida pela máquina entre o ponto 2 e o ponto 7 (ver gráfico pág. 57)

$$\text{Potência de Arrefecimento1} = \dot{m}_a (h_{m2} - h_{m7}) \quad [3.11]$$

Energia removida pela máquina entre o ponto 1 e o ponto 6 (ver gráfico pág. 57)

$$\text{Potência de arrefecimento2} = \dot{m}_a (h_{m1} - h_{m6}) \quad [3.12]$$

Energia fornecida à máquina para a regeneração do exsicante (é contabilizada a energia fornecida pelo sistema solar + caldeira + potência térmica do condensador da bomba de calor)

$$\text{Potência Regeneração Exsicante} = \dot{m}_a (h_{m12} - h_{m9}) \quad [3.13]$$

Coefficiente de Performance 1 (térmico) -

$$COP_1 = \frac{\text{Potência de Arrefecimento 1}}{\text{Potência Regeneração Exsicante}} \quad 3.14$$

Coefficiente de Performance 2 (térmico) -

$$COP_2 = \frac{\text{Potência de Arrefecimento 2}}{\text{Potência Regeneração Exsicante}} \quad 3.15$$

Energia eléctrica gasta pela bomba de calor - Q_{hp} (valor indicado pelo medidor de potência)

$$\text{Remoção de Humidade na Roda Exsicante} - RH\% = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_1} \quad 3.16$$

Da mesma forma, o valor do C_p do ar seco é considerado constante:

$$C_{p_{ar}} = 1,005 \text{ KJ/Kg.}^\circ\text{C.}$$

Desde o início de funcionamento em princípios de 2000, o sistema tem tido, como já se referiu, resultados satisfatórios no que diz respeito à climatização dos gabinetes quer em termos de aquecimento, quer em termos de arrefecimento, como resultado da estratégia seguida de dar prioridade ao conforto.

Por isso e em termos qualitativos a UTA pode ser avaliada, ao longo do tempo decorrido, pela positiva em face da satisfação que pode ser detectada pelos utentes, a qual se manteve após a introdução em 2008 das alterações já referidas.

Esse comportamento positivo da UTA é apresentado e analisado a partir do conjunto de gráficos seguintes produzidas com base nos valores das grandezas psicométricas medidas e/ou calculadas, em diferentes modos operacionais da UTA.

Em particular é analisado esse comportamento em face da introdução do novo humidificador, na parte final da secção de admissão da UTA.

3.1. Período de Verão

Modo de arrefecimento sem humidificador na secção de admissão

Apresentam-se nos gráficos seguintes o comportamento do sistema numa situação típica de funcionamento anterior às modificações que foram reportadas, sem apoio da bomba de calor. O gráfico resumo 3.1. mostra num primeiro relance o comportamento aceitável em termos da temperatura média obtida nos gabinetes, mas já o 3.2. dá uma ideia da dificuldade da UTA em proporcionar as condições de conforto em face da dificuldade em proporcionar ar tratado para injectar nos gabinetes com a temperatura solicitada pelo sistema de controlo ($T_{room_in_set}$).

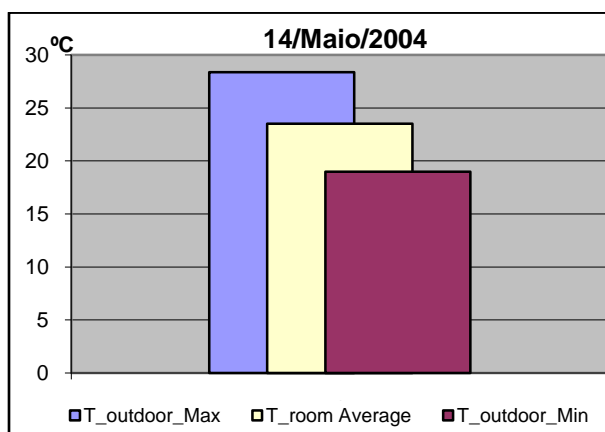


Gráfico 3.1. Temperatura interior *versus* condições externas.

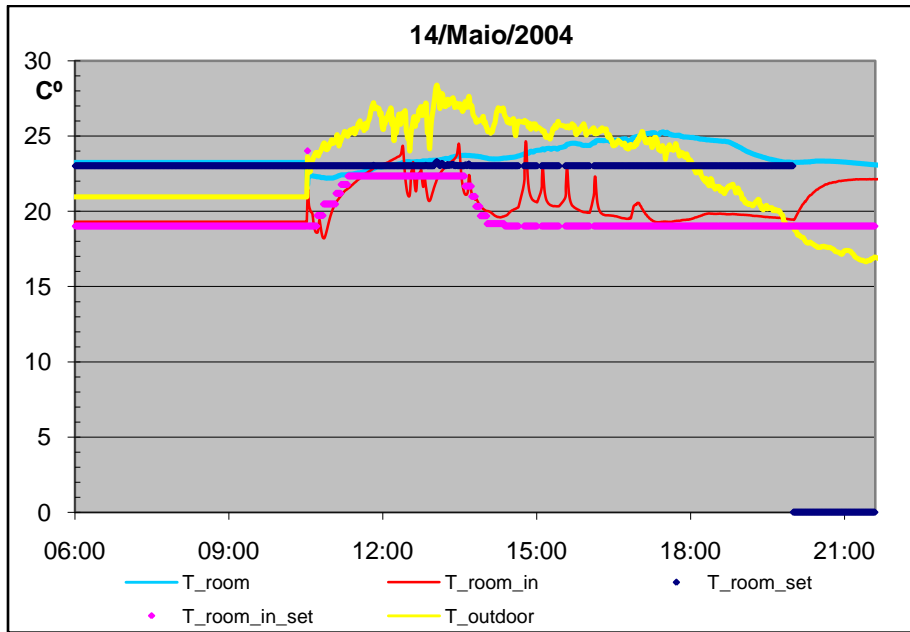
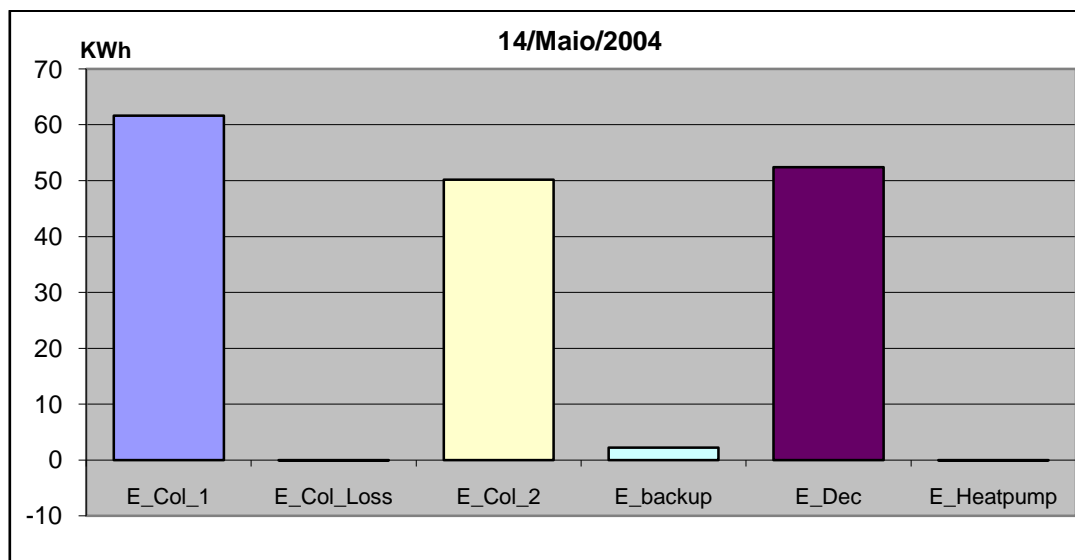


Gráfico 3.2. Temperaturas, ambiente, UTA e gabinete.

A energia em jogo (gráficos 3.3 e 3.4) tanto ao nível do circuito primário como no circuito secundário apresenta valores aceitáveis e condizentes com as condições externas do dia analisado.

No gráfico 3.5 mostra-se a evolução da temperatura em diversos pontos representativos do circuito primário e secundário.



E_Col_Loss	Energia dissipada no permutador solar.
E_Col_1	Energia cedida no permutador solar ao circuito secundário.
E_Col_2	Energia fornecida pelo sistema solar (antes do apoio da caldeira, depois do depósito solar).
E_backup	Energia fornecida pela caldeira.
E_Dec	Energia libertada na UTA
E_Heatpump	Energia fornecida pela bomba de calor.

Gráfico 3.3. Energia diária fornecida e consumida pelo sistema

A energia total fornecida ao sistema (E_Dec) resulta no somatório da energia fornecida pelo sistema solar com a energia fornecida pela caldeira a gás natural. É de salientar que do E_Col_1 até ao E_Col_2, a energia dissipada é da ordem dos 10kWh (neste caso), o que evidencia as perdas que ocorrem no permutador solar e nas tubagens.

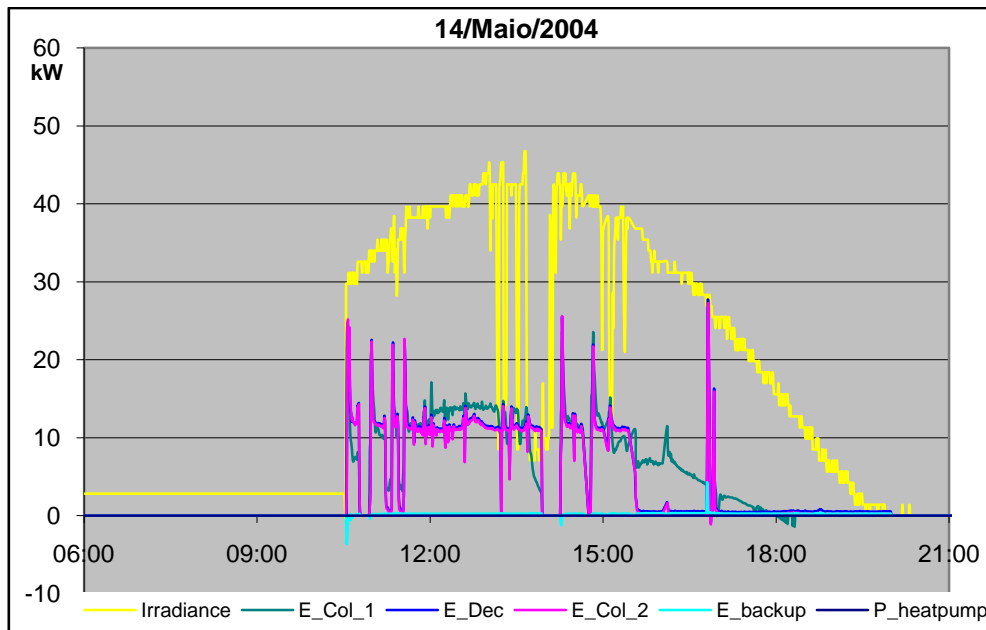


Gráfico 3.4. Evolução diária das diversas potências em jogo

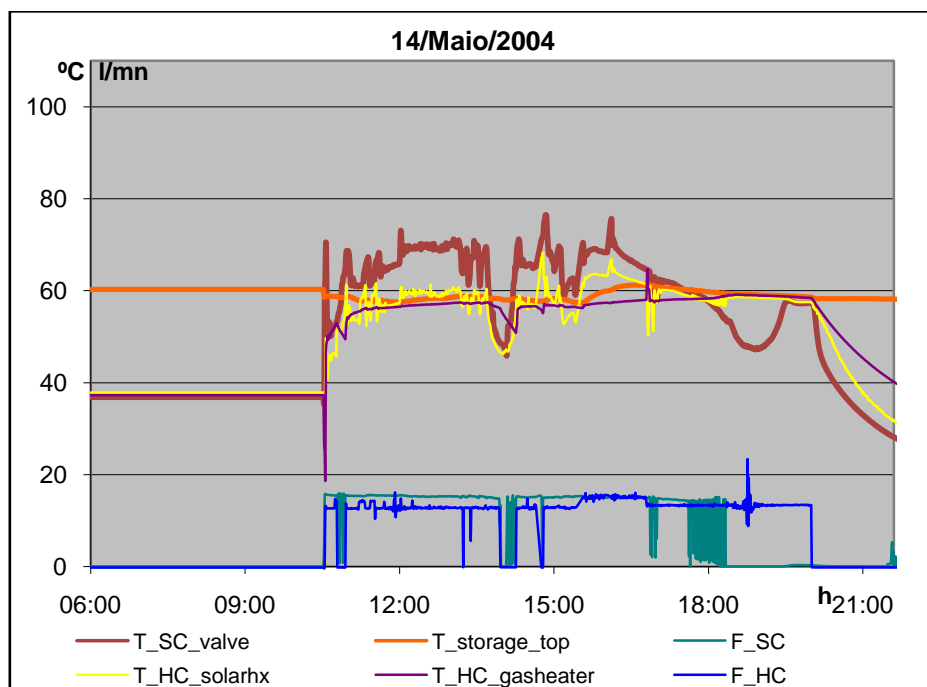


Gráfico 3.5. Evolução da temperatura e caudal presentes nos dois circuitos

Neste dia em questão, a radiação atingiu valores consideráveis o que representou uma boa eficácia por parte do sistema de colectores solares.

Modo de arrefecimento com humidificador na secção de admissão

A situação de funcionamento analisada neste ponto é o contraponto da situação anterior uma vez que, ainda sem bomba de calor como apoio no modo de arrefecimento, pretende-se aqui mostrar o resultado da introdução do humidificador na secção de admissão da UTA.

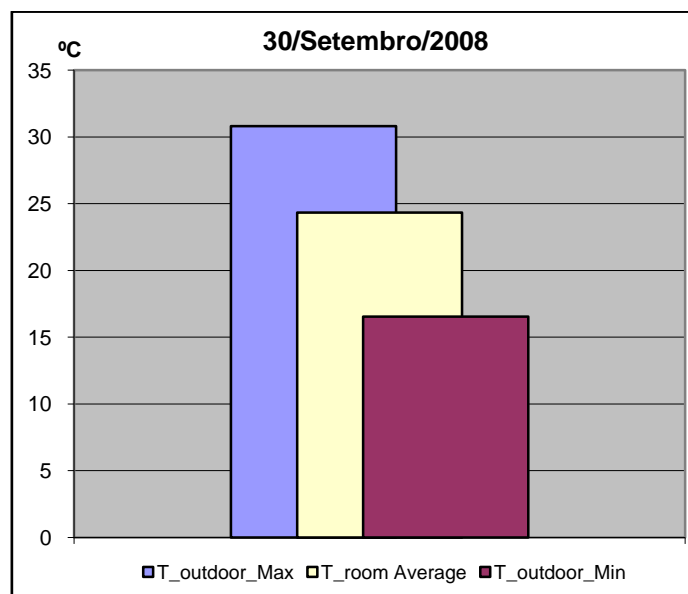


Gráfico 3.6. Temperatura interior *versus* condições externas.

Como no caso anterior, são apresentados os gráficos resumo para a temperatura e energia em jogo assim como para a sua evolução no dia representativo que foi seleccionado, verificando-se que o sistema está a funcionar nas condições pretendidas. Neste dia em concreto registou-se uma temperatura exterior de 31°C, tendo o sistema possibilitado a obtenção de uma temperatura no interior dos gabinetes que só ultrapassou ligeiramente os 25°C e durante cerca de 1 hora.

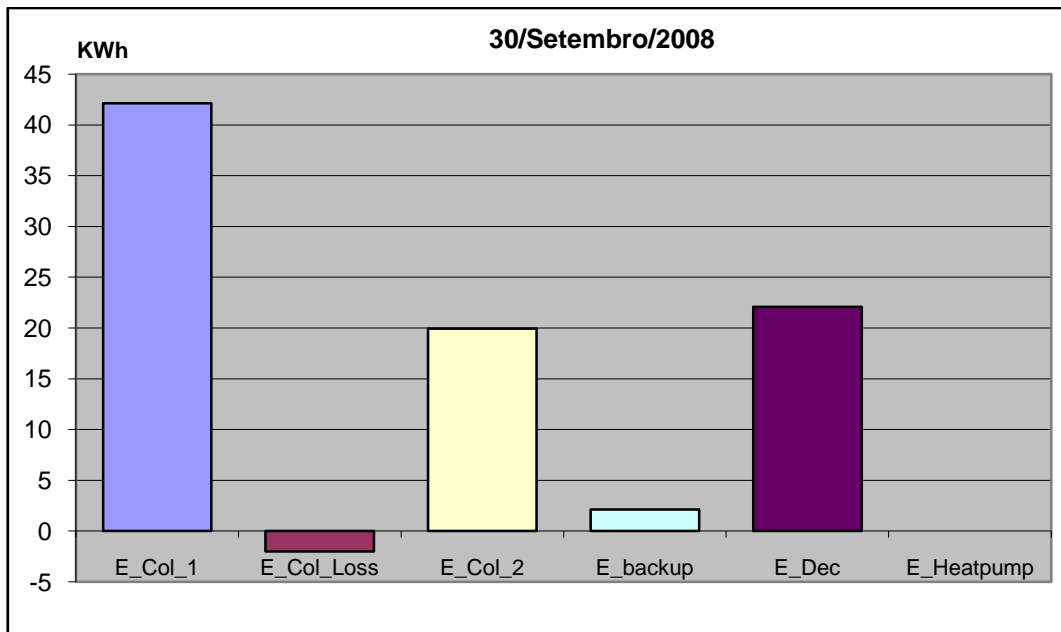


Gráfico 3.7. Energia diária fornecida e consumida pelo sistema

No gráfico 3.7, a energia perdida no permutador solar apresenta um valor que já padece de alguma preocupação. Poderá ser necessário modificar o tipo de isolamento a fim de minimizar as perdas nestes tipos de equipamentos.

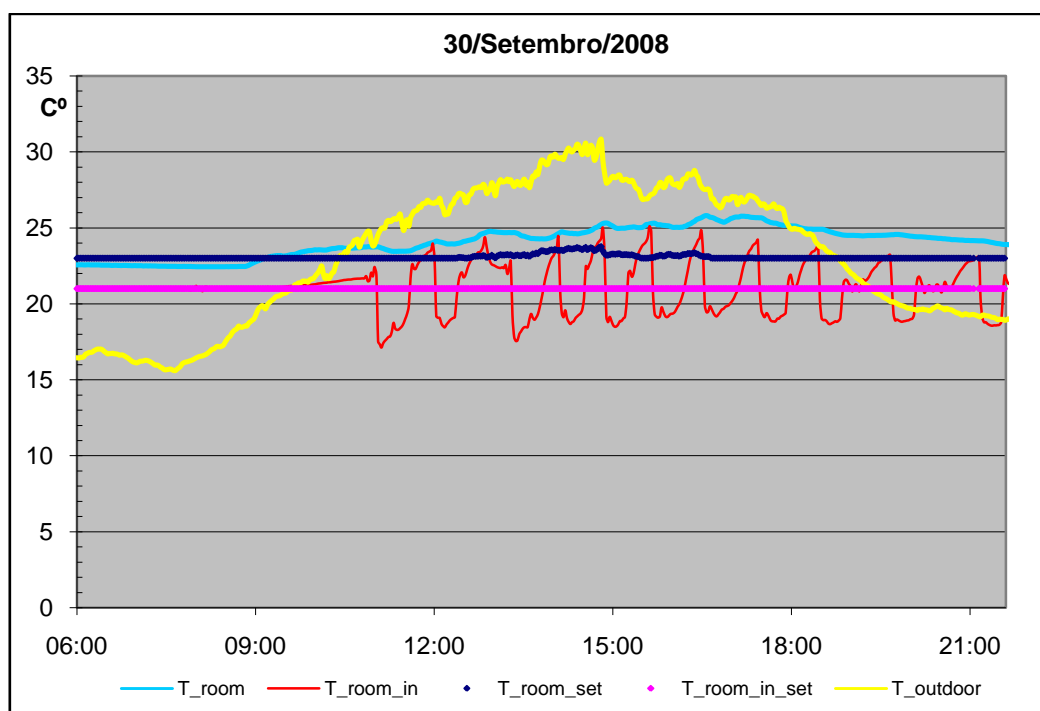


Gráfico 3.8. Temperaturas, ambiente, UTA e gabinete.

Apesar da temperatura exterior ter rondado os 31°C, a temperatura no interior pouco passou dos 25°C, o que indica que os valores mantiveram-se no intervalo aceitável.

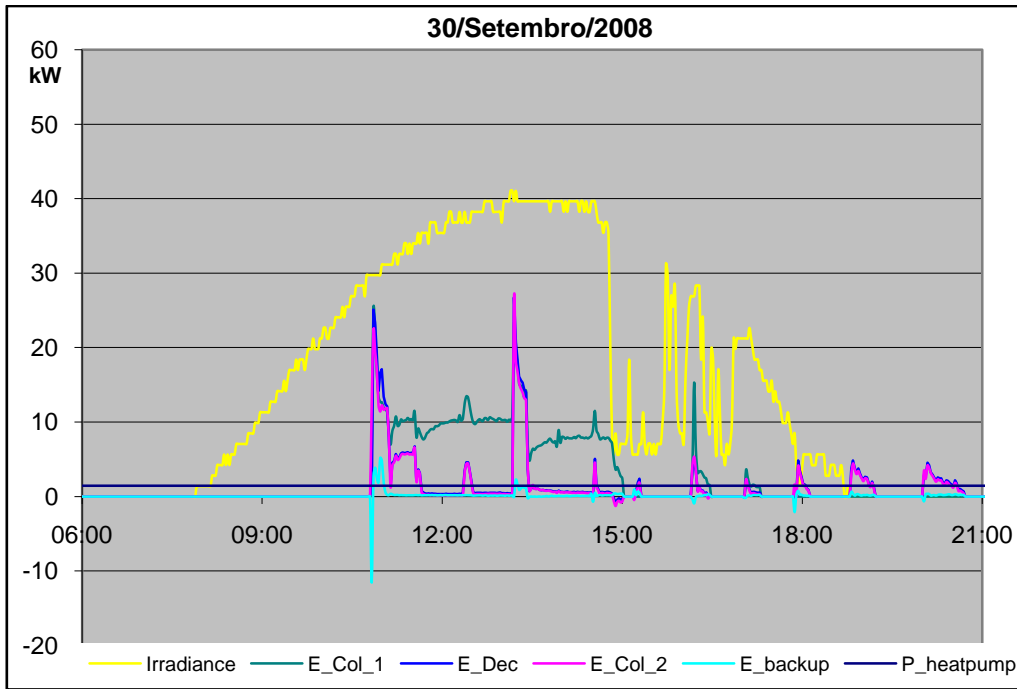


Gráfico 3.9. Evolução diária das diversas potências em jogo

Apesar do formidável dia para a captação de energia solar por parte da bateria de colectores, cerca das 15h os valores das potências diminuíram drasticamente. Esta situação leva a concluir que o céu encheu-se de nuvens rapidamente.

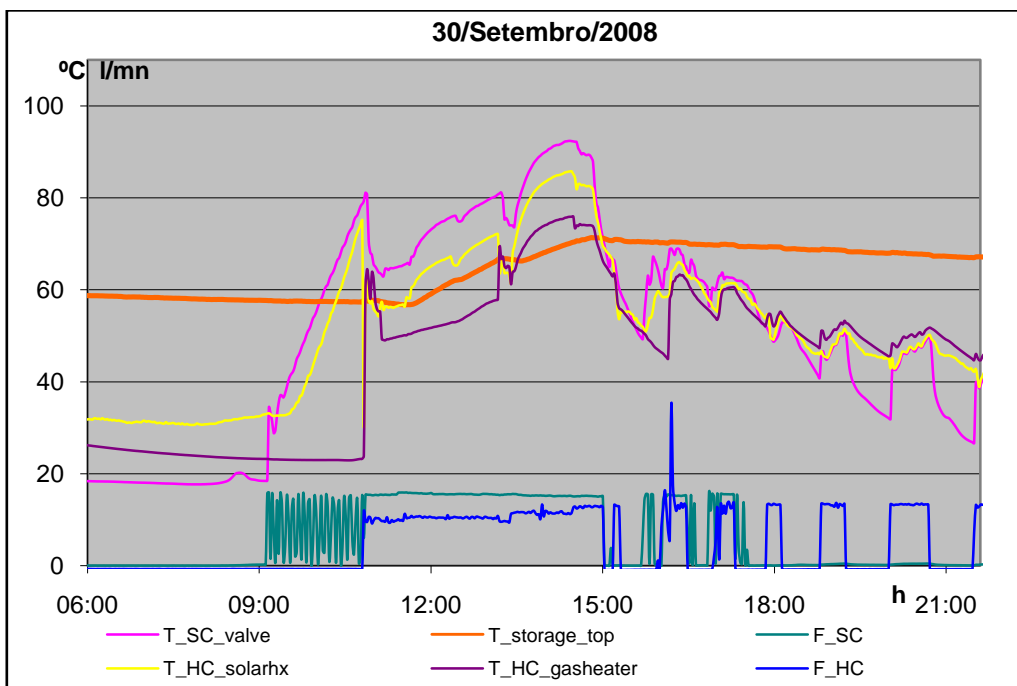


Gráfico 3.10. Valores de temperatura e caudal presentes nos dois circuitos

A temperatura que é registada no topo do depósito acumulador vai aumentando ao longo do dia. As variações rodam os 15°C

Nos dois gráficos seguintes, comparam-se as condições de humidade em diversos pontos significativos da UTA, verificando-se que o humidificador alterou significativamente as condições de humidade do ar que antes da sua insuflação nos gabinetes.

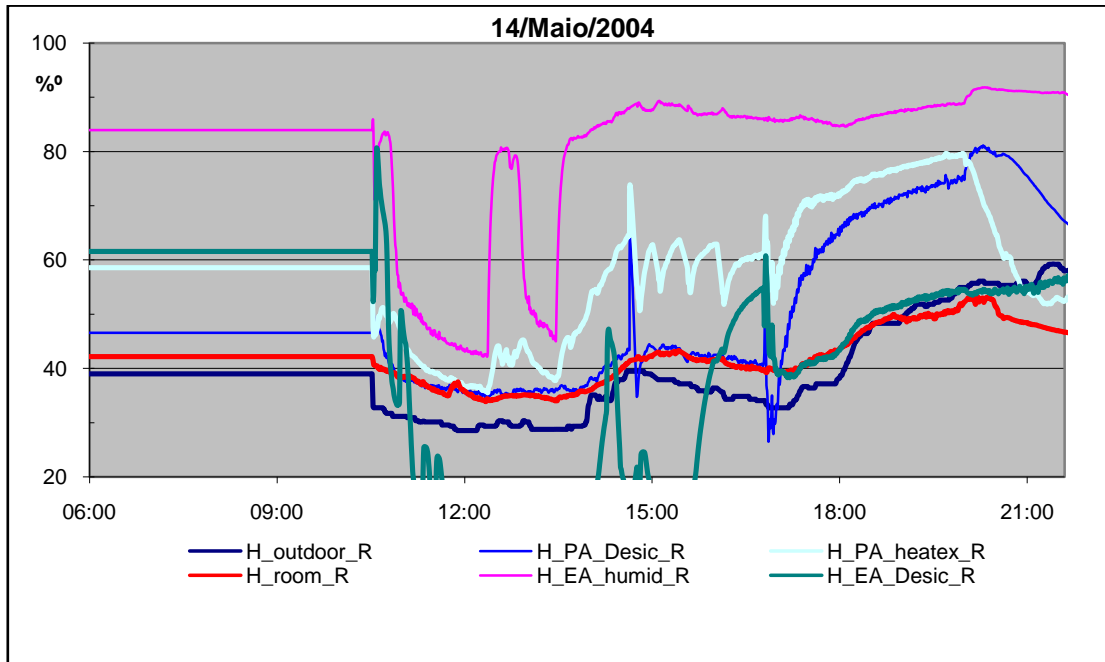


Gráfico 3.11. Evolução da humidade na UTA no dia 14 de Maio de 2004 (sem humidificador no final da condução de admissão)

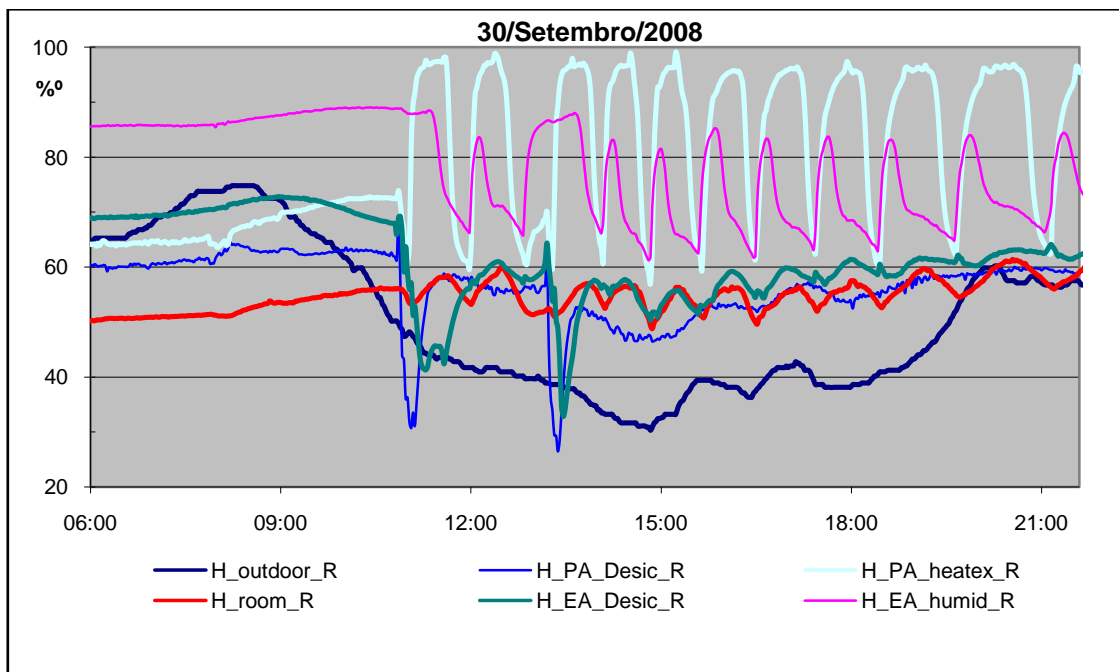


Gráfico 3.12. Evolução da humidade na UTA no dia 30 de Setembro de 2008 (com humidificador no final da condução de admissão)

3.2. Período de Inverno

Em modo de aquecimento, a UTA apresenta um comportamento semelhante ao da fase anterior uma vez que a este nível não houve alteração no equipamento instalado. No dia seleccionado há uma forte componente da energia de apoio fornecida pela caldeira, sendo possível verificar o correcto funcionamento do esquema de controlo instalado que permite tirar partido da energia disponível e injectar o ar tratado nas condições óptimas para proporcionar as condições de conforto requeridas.

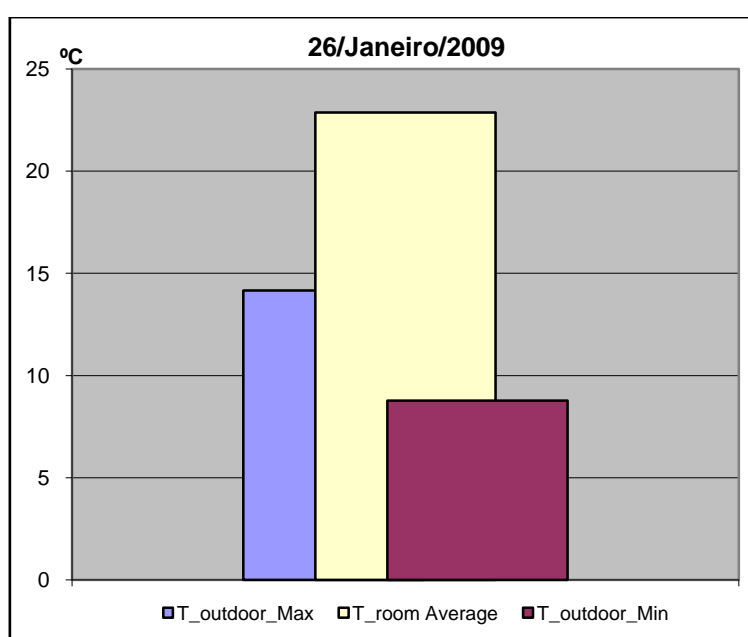


Gráfico 3.13. Temperatura interior versus condições externas.

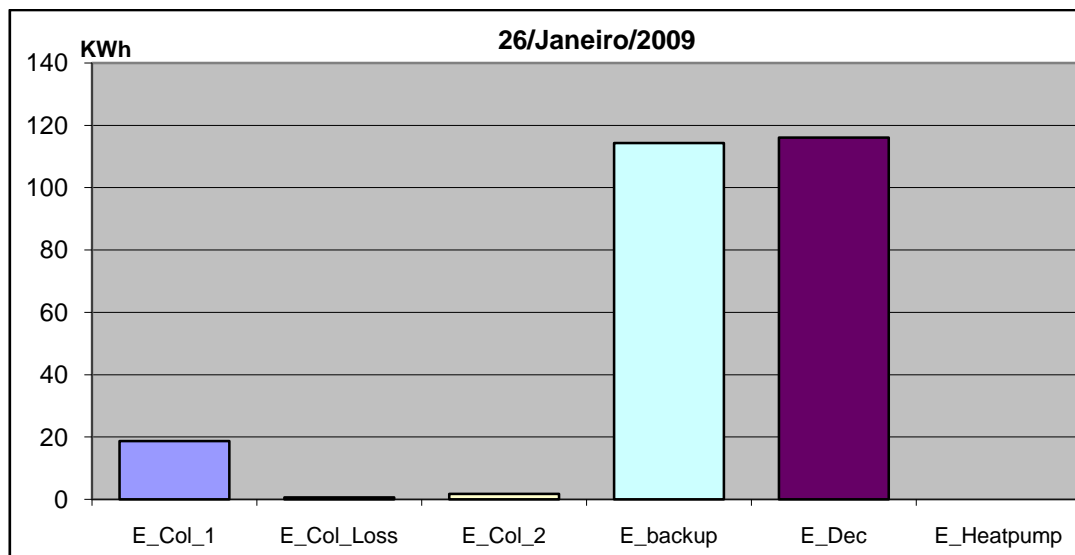


Gráfico 3.14. Energia diária fornecida e consumida pelo sistema

No gráfico 3.14, verifica-se que na situação de Inverno (período em que o céu a maior parte está nublado), a energia utilizada na unidade provem em grande parte da caldeira mural.

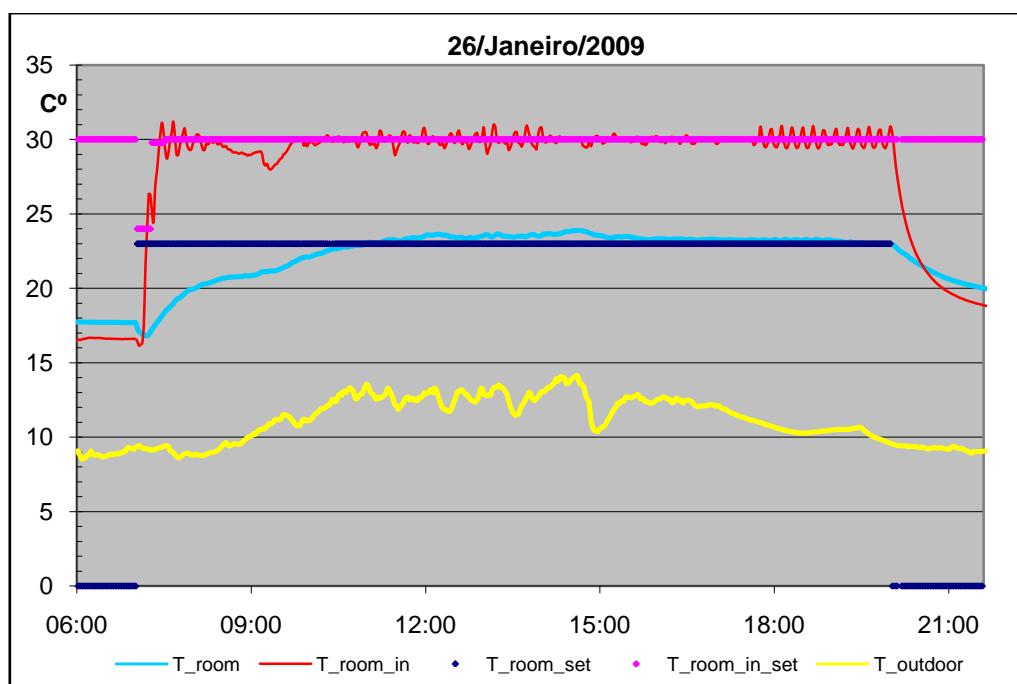


Gráfico 3.15. Temperaturas, ambiente, UTA e gabinete.

A temperatura interior dos gabinetes manteve-se estável (23°C) apesar de no exterior os valores rondarem os 13°C.

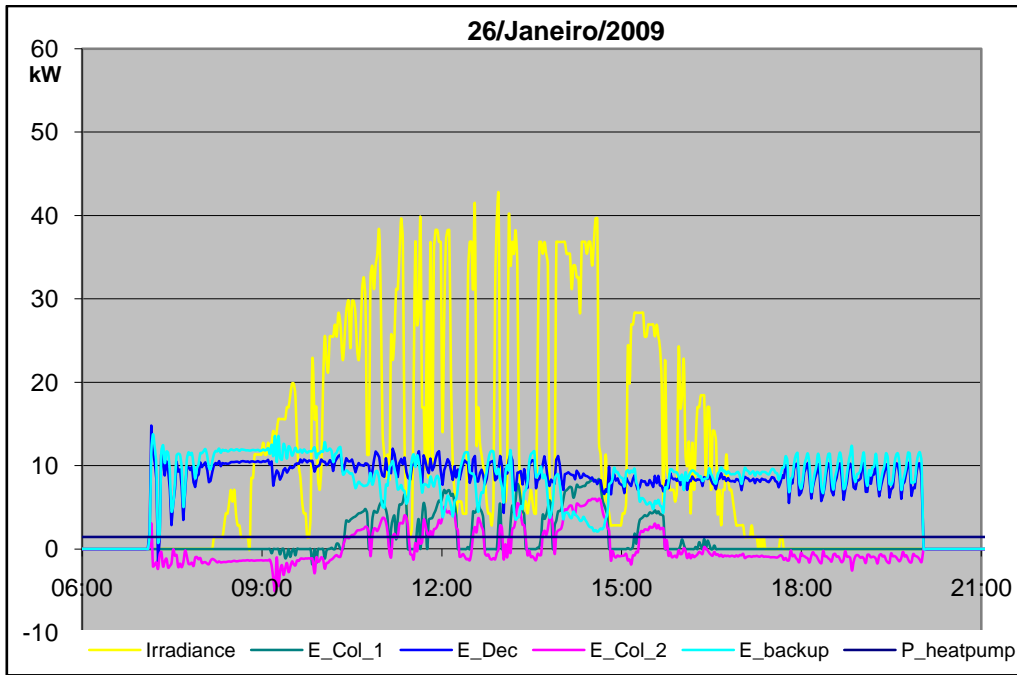


Gráfico 3.16. Evolução diária das diversas potências em jogo

Apesar de no dia em causa os níveis de radiação terem sido satisfatórios, a energia cedida pelos colectores não ultrapassou os 8kW. Mais uma vez a caldeira mural desempenhou um papel fundamental para o incremento da temperatura interior.

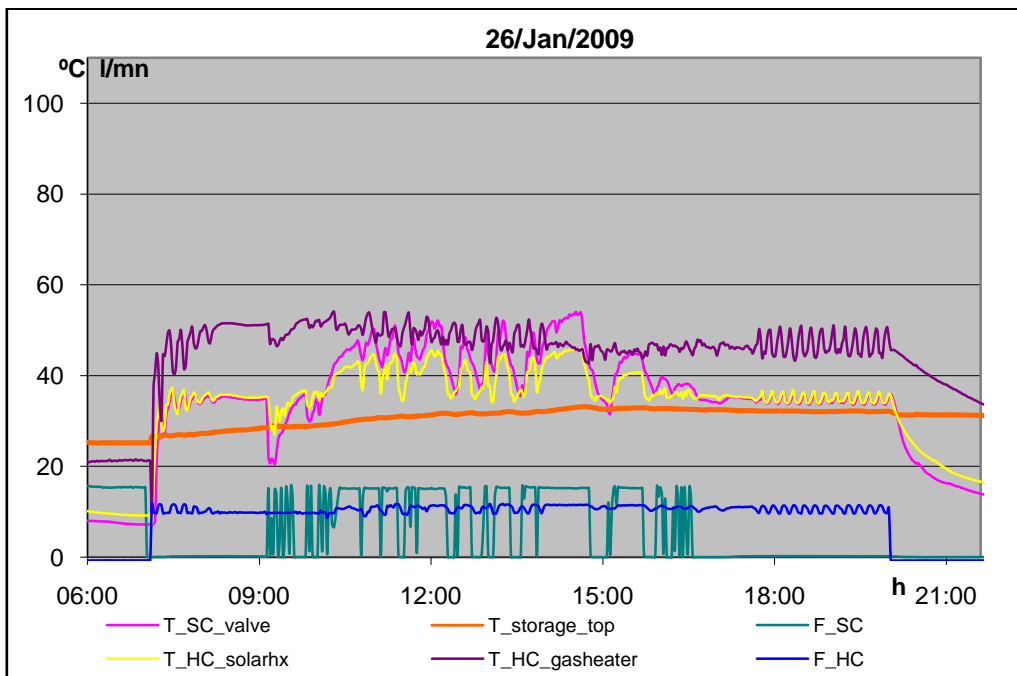


Gráfico 3.17. Valores de temperatura e caudal presentes nos dois circuitos.

No gráfico 3.17, verifica-se que o caudal na parte do circuito primário é quase constante, concluindo-se que a energia transferida para o depósito acumulador é contínua.

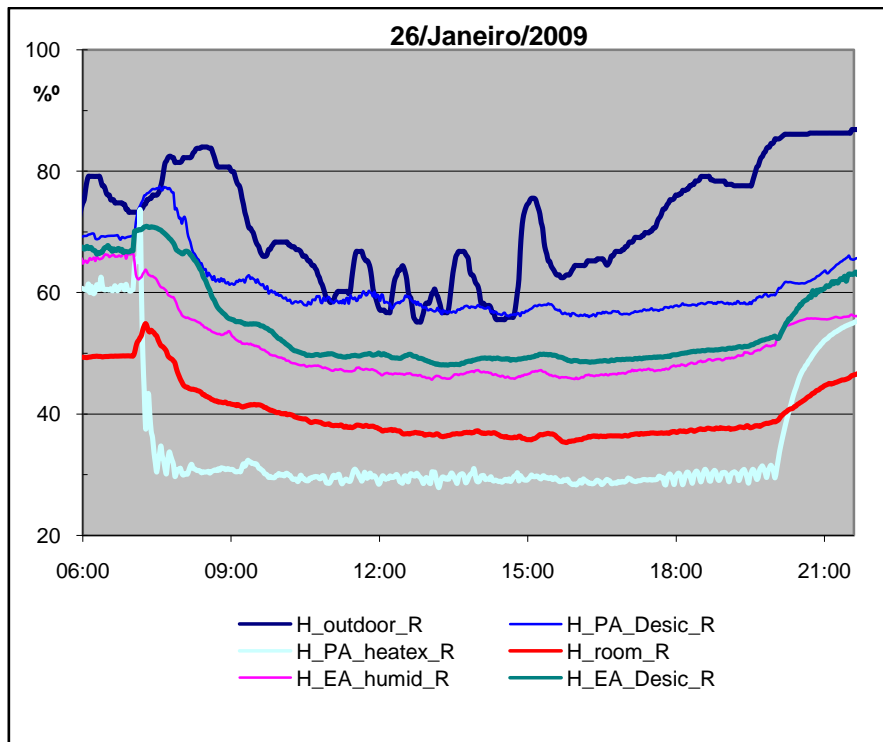


Gráfico 3.18. Valores das diferentes humidades no dia 26 de Janeiro de 2009

Nesta altura do ano os níveis de humidade apresentam maioritariamente valores elevados, contudo no interior dos gabinetes o ar encontrava-se um pouco seco. Esta situação poderá provocar o desconforto dos utentes dos espaços climatizados.

3.3. Avaria no humidificador na secção de extracção na situação de Verão

Apresentam-se nos gráficos seguintes o comportamento do sistema numa situação atípica de funcionamento (o não funcionamento do humidificador da conduta de extracção). O gráfico resumo 3.19. mostra claramente o comportamento aceitável em termos da temperatura média obtida nos gabinetes, mas já o 3.20. dá uma ideia da dificuldade da UTA de insuflar ar a temperatura inferior, uma vez que a permuta de energia térmica não é tão eficiente com a anomalia em causa.

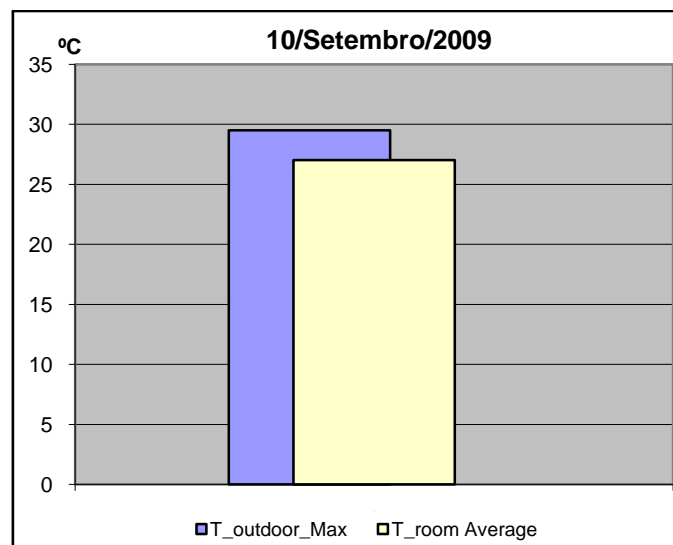


Gráfico 3.19. Temperatura interior *versus* condições externas.

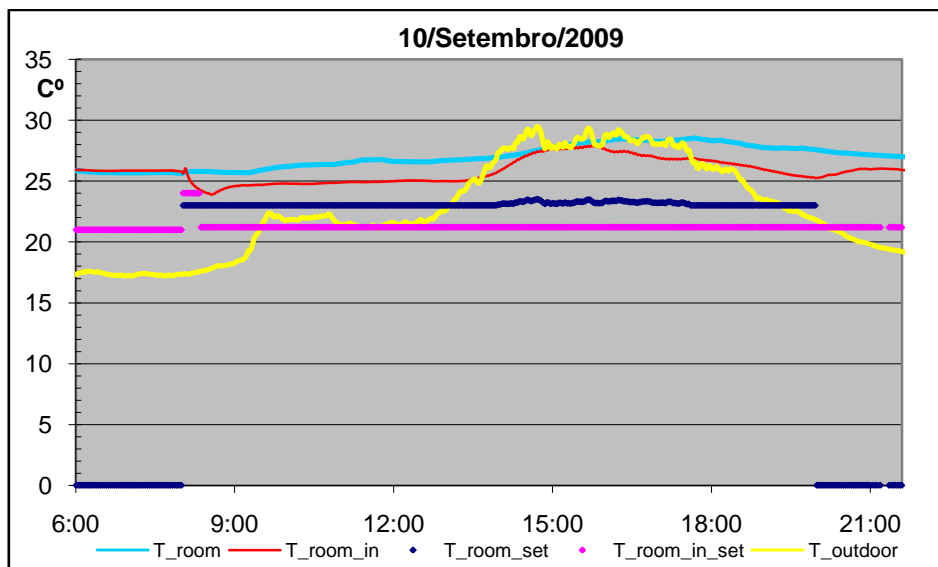


Gráfico 3.20. Temperaturas, ambiente, UTA e gabinete.

Com a análise deste gráfico, facilmente percebe-se a diferença do não funcionamento do humidificador na conduta de insuflação. Os valores de temperatura interior subiram cerca de 4°C do que era de esperar.

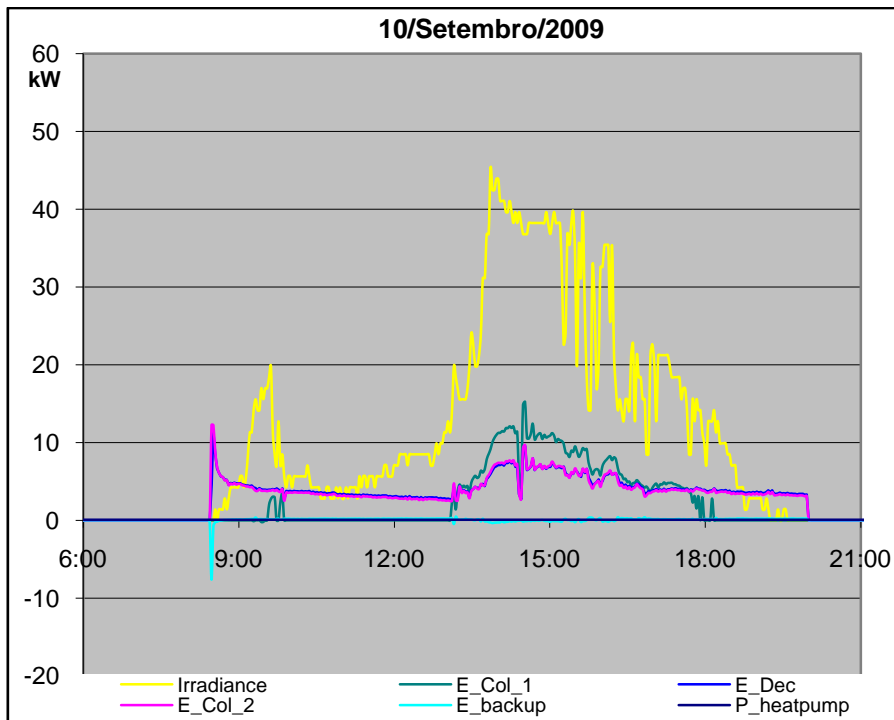


Gráfico 3.21. Evolução diária das diversas potências em jogo

Mais uma vez devido à abundância de energia solar, o conjunto de colectores solares “aproveitou” da melhor forma essa mesma energia, armazenando-a em forma de água quente.

Nos dois gráficos seguintes, comparam-se as condições de humidade em diversos pontos significativos da UTA, verificando-se que o não funcionamento do humidificador na condução de extracção alterou significativamente as condições de humidade do ar.

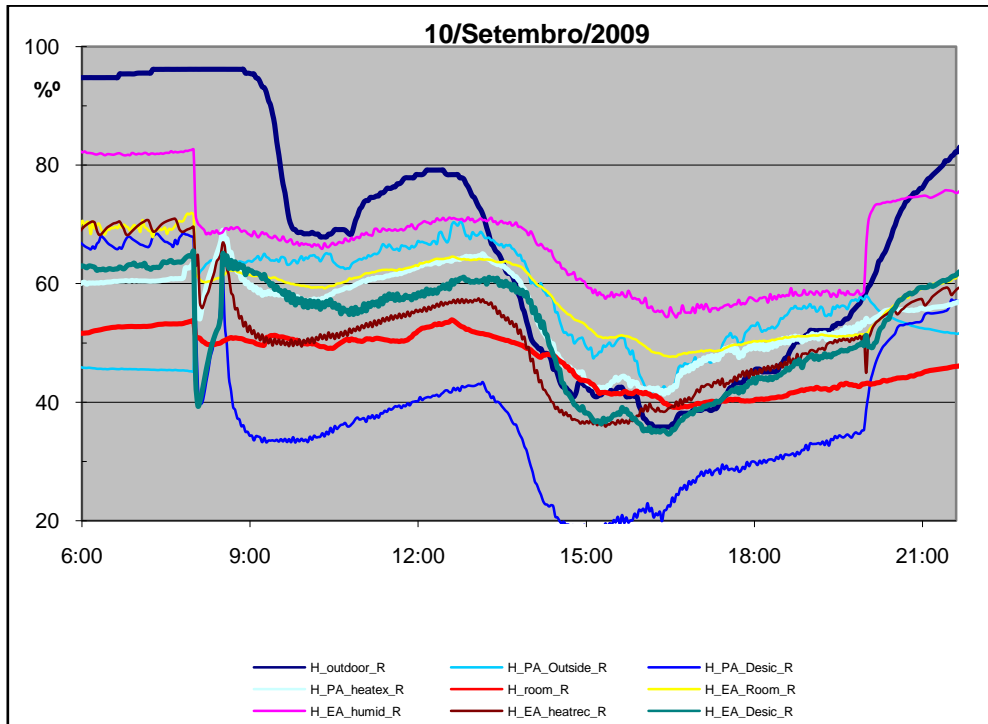


Gráfico 3.22. Evolução da humidade na UTA no dia 10 de Setembro de 2009 (sem humidificador na condução de extracção)

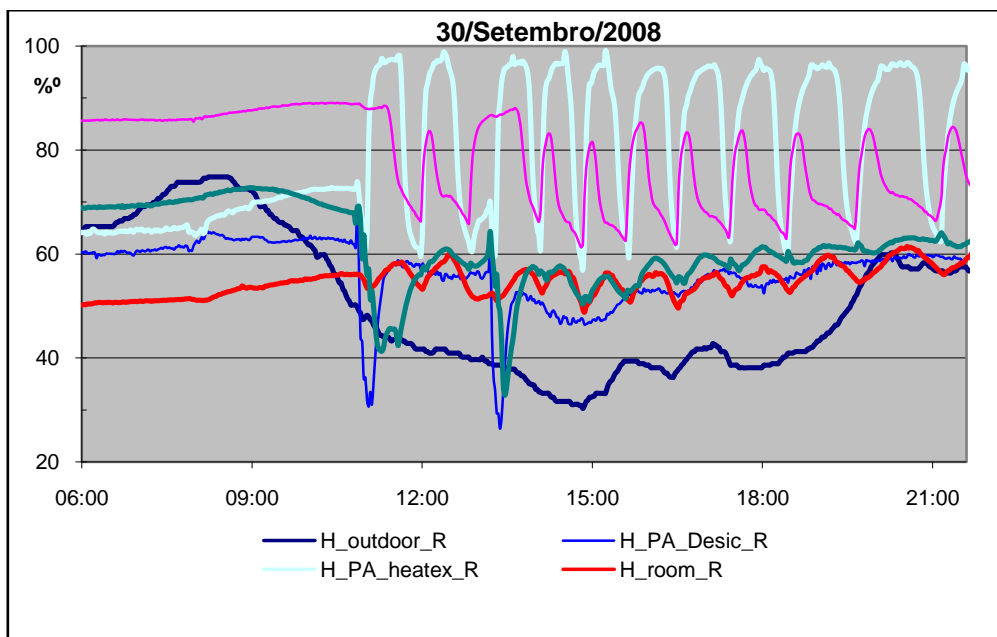


Gráfico 3.23. Evolução da humidade na UTA no dia 30 de Setembro de 2008 (com humidificador no final da condução de admissão)

3.4. Qualidade do AR interior – Aspectos Gerais

✓ Projectos de sistemas de Ar Condicionado

A norma UNE 100-011-88, especifica as concentrações máximas de poluentes e os caudais mínimos de ventilação requeridos em diferentes situações.

A Norma ASHRAE 62-1989 recomenda que só se introduza ar em condições aceitáveis, situando a entrada de ar fresco num lugar apropriado e especifica o volume mínimo aceitável, em pés cúbicos por pessoa, que deve ser administrado a áreas do edifício sempre que se encontrem ocupadas.

Contudo, a ASHRAE questiona o facto de unicamente se usar a temperatura como indicador de variações no funcionamento do sistema e considera que os mesmos devem responder às solicitações de qualidade do ar interior. Em conjunto com essas solicitações devem ser controladas as emissões de máquinas e equipamentos que possam encontra-se dentro dos edifícios, tais como fotocopiadoras e impressoras que produzem elementos tóxicos. O ideal seria dispor de uma extracção directa para o exterior.

✓ Economia de Energia e Qualidade Ambiental

Existem diferentes modos de economizar energia num sistema de Ar Condicionado.

Um dos habituais modos consiste em fechar hermeticamente o edifício, levando desta forma o aparecimento de diversos problemas, tais como:

O ar interior vicia-se constantemente pelas emissões dos produtos e actividades, ficando todos os agentes poluidores concentrados por não se dispor de ar exterior suficiente para os diluir;

O edifício acaba por trabalhar em pressão negativa em relação ao ar exterior, e se os andares inferiores são por exemplo garagens, os produtos derivados das combustões tendem a ser aspirados até ao interior. Geralmente aumenta a infiltração permitindo a passagem do ar sem a devida filtragem nem tratamento.

Para melhor compreender o processo de poupança de energia de um sistema exsicante com duas rodas, será feita uma comparação entre este sistema e o convencional, aquando do arrefecimento e desumidificação. Parte-se do princípio que ambos os sistemas insuflam 100% de ar novo à entrada (ver gráficos 3.24 e 3.25).

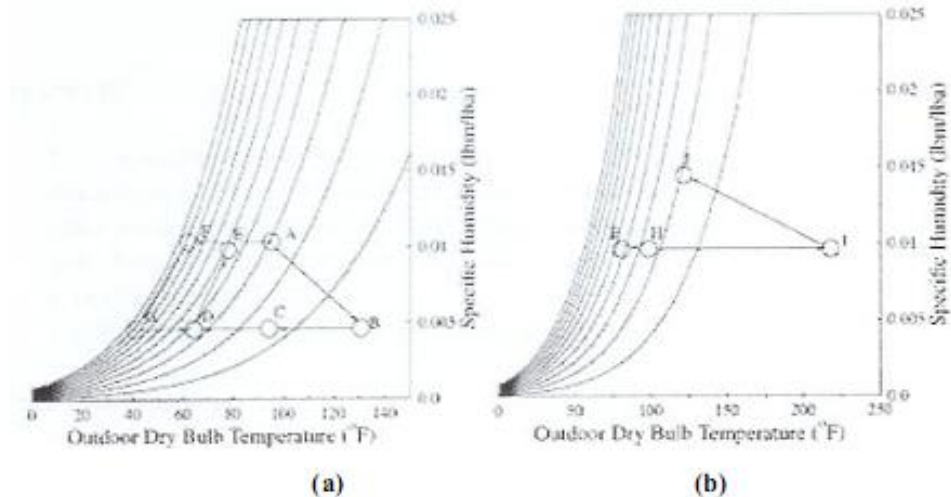


Gráfico 3.24. (a) Comparação de um sistema excicante com um sistema convencional; (b) Processo de regeneração do excicante. Fonte: http://www.pnl.gov/fta/8_tdd.htm

4. Sistema excicante

Desumidificação

- **A: Entrada de ar novo** – Ar quente e húmido entra na roda excicante (ponto A no diagrama psicrométrico).
- **A-B: Desumidificação** – À medida que a humidade é removida, o calor gerado quando a água é “adsorvida” (processo semelhante á condensação) passa para o fluxo de ar, aumentando a sua carga sensível. No entanto B, o ar quente e seco não pode ser directamente usado para o acondicionamento dos espaços.

Arrefecimento

- **B-C: Perda de calor ou pós arrefecimento** – O ar, agora desumidificado, passa pela roda permutadora de calor onde troca energia com o ar de extracção (retorno) oriundo do espaço condicionado, arrefecendo-o.
- **C-D: Arrefecimento suplementar** – O ar que deixa a roda permutadora precisa de sofrer uma nova redução de temperatura. Para isso, utiliza-se, por exemplo, um sistema convencional de compressão de vapor.
- **D-E:** O ar de exaustão que deixa o espaço condicionado encontra-se no estado E.

Regeneração

- E-H: **Recuperação de calor** – O ar de extracção entra na roda permutadora onde troca calor com o ar quente e seco proveniente da roda exsicante. Parte do calor perdido no passo B-C é recuperada neste processo.
- H-I: **Adição de calor** – O ar de extracção é aquecido para que a pressão de vapor no exsicante aumente.
- I-J: **Reactivação** – O fluxo de ar quente seca e reactiva o exsicante saturado.

➤ Sistema convencional

Arrefecimento sensível

- A: Entrada de ar novo – Ar fresco, quente e húmido entra nas serpentinas do evaporador de um sistema convencional de compressão de vapor (ponto A no diagrama psicrométrico).
- A-F: Arrefecimento sensível – O ar é arrefecido até ficar saturado. Como tal, não pode ser injectado no espaço a condicionar apesar de a temperatura ser suficientemente baixa. Por isso, é necessário remover humidade; isso consegue-se reduzindo ainda mais a temperatura do ar, abaixo do seu ponto d orvalho.

Arrefecimento latente (desumidificação) e reaquecimento

- F-G: **Desumidificação** – O evaporador continua a arrefecer o ar e isso provoca a condensação da humidade. Se o ambiente pretendido for seco (menos de 5,71 g/kG de ar seco), o ar tem que ser arrefecido a menos de 6,11°C (43°F). Claro que neste estado está demasiado frio para circular no espaço condicionado.
- G-D: **Reaquecimento** – O ar frio e seco é misturado com ar quente ou reaquecido à temperatura desejada (ponto D).
- D-E: O ar de exaustão que deixa o espaço condicionado encontra-se no estado E.

Nos gráficos 3.24 e 3.25, podem contemplar-se as diferenças entre os dois sistemas no que respeita à forma como é feita a desumidificação. A quantidade de energia poupada depende sobretudo da capacidade do sistema híbrido transferir parte da carga de desumidificação para a fonte térmica regeneradora e de eliminar o reaquecimento (G-D).

✓ Manutenção Higiénica

Aquando da instalação dos sistemas de AVAC bem como as redes de condutas, estes têm uma capacidade inerente de absorver pó e sujidade.

A rapidez com que estes elementos se acumulam depende da quantidade de sujidade que se encontram nas condutas ao serem instaladas, da eficácia dos filtros na entrada do sistema e da quantidade de elementos poluidores que entram no sistema em zonas a jusante dos filtros.

A Norma 62-1989 AHRAE reconhece especificamente que muitos dos problemas do ar interior são derivados da falta de manutenção ou manutenção higiénica inadequada e recomenda que os interiores dos sistemas AVAC sejam inspeccionados e limpos de acordo com o programa pré-estabelecido.

✓ Controlo dos Níveis de Dióxido de Carbono

➤ Fontes

A única fonte importante de emissões de CO₂ em espaços interiores, são as próprias pessoas. No processo de respiração inala-se O₂ e exala-se CO₂.

O dióxido de carbono não se considera um poluente propriamente dito, mas que a muito altos níveis, difíceis de alcançar, serve como indicador muito útil dos níveis de ventilação necessários, devido à grande variação de concentrações no exterior e interior.

O nível exterior médio de CO₂ é da ordem de 300-350 ppm, enquanto em interiores é comum encontrarem-se concentrações de 400 a 1000 ppm.

Se o edifício se mantiver fechado hermeticamente, a concentração de CO₂ incrementa-se progressivamente com os níveis de todos os poluentes que se geram constantemente pela actividade e pelos materiais interiores.

O dióxido de carbono não é um poluente grave, é um asfixiante simples, mas necessita de concentrações elevadíssimas para manifestar os seus efeitos.

No entanto, com níveis altos no interior, podem-se observar certos efeitos prejudiciais sobre a população exposta.

Quando os níveis de dióxido de carbono excedem de 800 a 1000 ppm nas áreas interiores, muitas pessoas começam a sentir-se incomodadas com dores de cabeça, cansaço e apatia geral.

➤ Limites máximos recomendados

Historicamente, o limite máximo aceitável para o dióxido de carbono foi proposto pelos organismos de Higiene e Segurança no Trabalho.

Nos EUA a Conferência Americana de Higienistas Industriais Governamentais (ACGIH) estipula um máximo de 5000 ppm TWA (média de tempo compensado) para um dia normal de oito horas de trabalho.

Valor que se reflecte na Norma Espanhola do Ministério da Indústria, para níveis permitidos em interiores de ambientes sujeitos a ar condicionado.

No entanto, este limite actualmente considera-se obsoleto. A associação norte-americana ASHRAE adoptou um limite de 1000 ppm, elevando a proporção mínima necessária de ventilação para os edifícios de escritório (norma ASHRAE 62-89).

✓ Conforto Termo higrométrico

Um dos propósitos dos sistemas de aquecimento, ventilação e ar condicionado é administrar ar nas áreas ocupadas do edifício de forma a conseguir uma temperatura ambiente que seja confortável para a maioria dos utentes. A maior parte das normas internacionais entende que é normal que exista certa percentagem de pessoas insatisfeitas, considerando-se habitualmente aceitável desde que haja satisfação em 80% dos ocupantes:

É de grande importância salientar que as condições térmicas de um determinado ambiente são influenciadas por diversos factores:

Factores Pessoais: Actividade metabólica das pessoas, o que depende da sua constituição e do tipo de actividade que realizam; Tipo de vestuário, que normalmente muda no Verão e Inverno.

Factores Ambientais: Temperatura Seca. É a temperatura medida em termómetros de bolbo seco;

Temperatura Radiante. Só existe quando há diferença de temperatura entre diversos pontos. Quando as diferenças de temperatura são baixas o seu efeito é pouco apreciável. A incidência do Sol é praticamente o único factor que afecta neste sentido o ambiente dos escritórios;

Velocidade do Ar. Logicamente, a velocidade do ar tem pouco efeito directo sobre o conforto térmico ao aumentar a capacidade de permuta de calor, tanto sensível como

latente por sudação. Em, escritórios, consideram-se normais velocidades abaixo de 0,15 m/s;

Humidade Relativa: Uma humidade relativa inferior a 20% seca os olhos a mucosa nasal e a garganta, aumentando a possibilidade de infecções microbiológicas destes órgãos, causando particular incomodo aos utente com lentes contacto. Contudo, uma humidade relativa igual ou superior a 70% pode originar condensações em superfícies frias. Isto pode originar uma película de água condensada que permite a multiplicação de microrganismos, tais como fungos, bactérias que se encontram sempre presentes e que desagregam os seus esporos, células vegetativas, e diversos subprodutos no ar que respiram os utentes do edifício.

A Norma internacional ASHRAE recomenda como temperaturas e humidades confortáveis as seguintes: Para inverno temperaturas entre 20 a 24°C e 30 a 60% de humidade relativa e para o Verão temperaturas entre 23 a 26°C e 40 a 50% de humidade relativa.

Capítulo 4

Conclusões e Trabalho Futuro

A unidade de tratamento de ar com sistema evaporativo exsiccante tem vindo a ser analisada e avaliada desde o início da sua entrada em funcionamento (ano 2000), com base na monitorização detalhada que o conjunto de sensores e outro equipamento de medida implantados permite levar a cabo. Essa avaliação mostra que em termos globais o sistema tem vindo a permitir a climatização dos espaços de gabinete inicialmente previstos, com resultados satisfatórios dado o grau de satisfação dos respectivos utentes.

No entanto tem sido igualmente possível a detecção de algumas incorrecções que têm vindo a ser corrigidas, dadas as características de demonstração que este sistema possui, pela sua localização no DER e pelas possibilidades de análise de que dispõe. As alterações introduzidas dizem respeito tanto ao *hardware* como ao *software* de análise e controle. Este último foi alterado ainda numa fase inicial de modo a conferir-lhe características de código aberto que não possuía, possibilitando dessa forma as alterações aos diversos modos de funcionamento, que a experiência foi aconselhando, tendo em vista a maximização do comportamento térmico da UTA.

Ultimamente foi alterado o desenho inicial da UTA com a introdução do humidificador na secção de entrada que não possuía, com a consequente alteração no esquema básico de funcionamento, por forma a minimizar o tempo de funcionamento da bomba de calor e a maximizar a fracção solar. O *software* de controle foi alterado em consonância e os resultados foram satisfatórios no essencial, isto é, em termos globais do conforto conseguido nos gabinetes climatizados. Foram no entanto detectadas algumas situações menos conseguidas que se espera possam ser ultrapassadas na próxima época de arrefecimento, através de um conjunto de ajustes ao nível do controle, e principalmente nos modos de funcionamento onde intervém o novo humidificador.

Também a análise de resultados irá ser ajustada ao esquema de análise que foi acordado ao nível da Task 38 do Programa Solar Heating and Cooling da AIE, por forma a serem obtidos os indicadores de performance acordados com base num tratamento de dados standardizado. Também a este nível se espera evoluir e ultrapassar a dispersão na apresentação de resultados que, aos anos iniciais correspondentes à introdução da tecnologia necessariamente acarreta, tornando mais fácil e mais correcta a comparação entre as diferentes soluções.

O conjunto de medidas em curso irá permitir pôr a máquina a funcionar de acordo com as expectativas iniciais, juntando ao grau de satisfação das pessoas que já existe, um bom desempenho em termos energéticos.

Dado que se trata de um dos primeiros sistemas deste tipo instalados em Portugal e dada a sua localização no INETI, o sistema tem vindo a ser largamente visitado por técnicos interessados, a quem são explicados os princípios de funcionamento e os resultados já obtidos; desta forma o carácter de demonstração desta unidade tem vindo a ser cumprido.

Durante o acompanhamento da UTA, surgiram algumas situações que fizeram com que toda a unidade tivesse de ser parada. Na fase inicial, necessitou-se de verificar a veracidade dos valores lidos pelas sondas, uma vez que esses dados revelaram-se muito importantes para a compressão do funcionamento. Posteriormente, a electrobomba do humidificador de extracção avariou, no entanto, rapidamente se adjudicou uma semelhante e instalou-se. Por volta do mês de Fevereiro de 2009 o permutador de placas que faz a permuta de energia térmica entre o circuito primário e o circuito secundário rompeu-se devido á corrosão interna que mais tarde, com uma análise pormenorizada, se veio a descobrir. Por último, durante o mês de Setembro, a electrobomba da conduta de insuflação acabou por avariar também, fazendo com que o sistema apresente um funcionamento semelhante ao que tinha, anteriormente á instalação deste componente.

Concluiu-se assim, que para as estações intermédias (Primavera e Outono) o sistema de arrefecimento instalado no Departamento de Energias Renováveis funciona com alguma fiabilidade. A bomba de calor, funcionou apenas nos dias mais críticos da temporada de Verão, de forma a colmatar a necessidade de energia de arrefecimento a insuflar para os gabinetes. O calor rejeitado deste dispositivo (no condensador) representa uma grande fatia de energia que é fornecida para a regeneração da roda.

Em relação ao sistema de controlo, concluo que tem de ser melhor afinado, uma vez que, apesar da grande disponibilidade energética solar, a máquina requeria os “serviços” da caldeira em vez de ir buscar energia ao depósito solar. No Inverno, o mesmo problema no controlo fez com que muitas vezes só a caldeira a gás natural funcionasse, sendo que a parte solar era pouco utilizada.

Sugestões:

- ❖ Revisão de grande parte do sistema de controlo do equipamento;
- ❖ Continuação da elaboração do relatório referente à Task 38 que de futuro irá ser uma importante ferramenta para partilhar com colegas de outras instituições, quer nacionais, quer internacionais.

Referências Bibliográficas

- ✓ Projecto POSAC : Contrato RENA - CT94 - 0017 (CEC DGXII) .
- ✓ Projecto CODEC : Contrato JOR3 - CT95 - 0003 (EU DGXII) .
- ✓ Henning, Hans-Martin, 2004, “Solar-Assisted Air Conditioning in Buildings – A Handbook for Planners”, editado por Springer-Verlag/Wien no âmbito da Task 25 SHC IEA.
- ✓ Çengel, A Y – Termodinâmica – versão traduzida, McGraw-Hill, 2001
- ✓ H.M. Henning, T. Erpenbeck, C. Hindenburg, I. S. Santamaria – “The potential of solar
- ✓ Hartley, G. James – Thermodynamic SI version, third edition, 1995
- ✓ Çengel, A. Y, Boley, A. M. – Thermodynamics – Na Engineering Approach, third edition, 1998
- ✓ Energy use in desiccant cooling cycles” – Workshop on Solar Cooling, Task 25 of SH&CP of AIE, Palermo, September 1998.
- ✓ J. P. Holman, Thermodynamics, McGraw-Hill, Inc., 1988
- ✓ Borel, L – Thermodynamique et Energetique, troisieme edition, 1991
- ✓ George O. G. Lof – “Desiccant Systems in Solar Air Conditioning and Refrigeration” – Pergamon Press, Oxford, England.
- ✓ Palz, Wolfgang, 1994, “Role of new and renewable energies in future energy systems”, Journal of Solar Energy, Vol. 14, pp 127-140.
- ✓ <http://pt.wikipedia.org/wiki/Termodin%C3%A2mica>
- ✓ Ramalho, Francisco, Ferraro, Nicolau G.; Soares, Paulo António T. 6ª ed. SP: Modena, v2, p.173-208, 1995

- ✓ Clausius, Rudolf (1850). On the Motive Power of Heat, and on the Laws which can be deduced from it for the Theory of Heat. Poggendorff's Annalen der Physick, LXXIX (Dover Reprint). ISBN 0-486-59065-8.
- ✓ Perrot, Pierre (1998). A to Z of Thermodynamics. Oxford University Press. ISBN 0-19-856552-6.
- ✓ Jain S, Dhar PL. Evaluation of solid desiccant-based evaporative cooling cycles for typical hot and humid climates. Int. J Refrig 1995; 18(5):287-96
- ✓ Archibald J. New desiccant evaporative cooling cycle for solar air conditioning and water heating American Solar Roofing Company, 8703 Chipperndale Court Annandale, Va. 22003
- ✓ Clark, John, O.E. (2004). *The Essential Dictionary of Science*. Barnes & Noble Books. ISBN 0-7607-4616-8.
- ✓ Novosel D. 1996. Advances in Desiccant Technologies. Energy Engineers, 1993
- ✓ Van Ness, H.C. (1969). Understanding Thermodynamics. Dover Publications, Inc.. ISBN 0-486-63277-6.
- ✓ Smith, J.M., Van Ness, H.C., Abbott, M.M. (2005). Introduction to Chemical Engineering Thermodynamics. McGraw Hill. ISBN 0-07-310445-0.
- ✓ Haynie, Donald, T. (2001). Biological Thermodynamics. Cambridge University Press. ISBN 0-521-79549-4.

Apêndices

Apêndice 1 - Visualização da folha em Excel que evidencia todos os dados captados pelas sondas

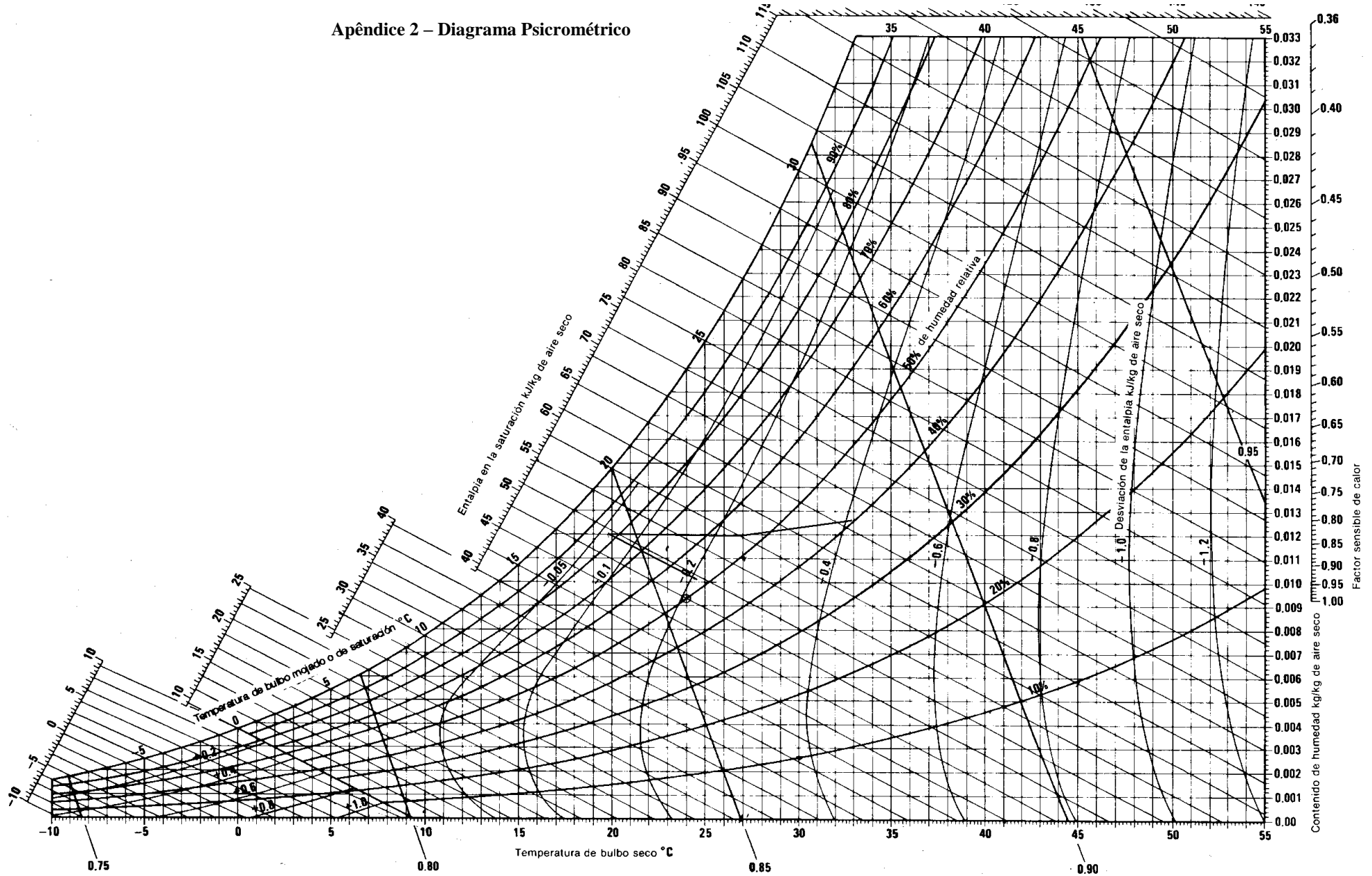
Voltagar	Time	T_PA_outside	T_PA_desic	T_PA_heatrec	T_PA_evap	T_room_in	T_room	T_EA_room	T_EA_humid	T_EA_heatrec	T_EA_cond	T_EA_regenhx	T_EA_desic
28/Sep/2008	0:00:58	24,00699997	35,87646484	21,73126125	21,65010071	21,21479607	23,9472065	23,63961411	19,98162079	28,17824745	26,83963108	43,77482986	29,03962517
28/Sep/2008	0:02:17	23,9472065	34,67639923	22,16646576	21,98728752	21,30849838	23,93857765	23,63961411	19,95162487	28,74276733	27,68796635	45,71619034	29,45777321
28/Sep/2008	0:03:34	23,96405983	34,34212112	22,0171833	22,13235474	21,6158905	23,93857765	23,63098717	19,92182827	28,22529888	27,98642921	46,54787254	29,90140343
28/Sep/2008	0:04:58	24,09247398	37,57434082	21,91043949	21,95729065	21,53904152	23,92995071	23,6225605	19,88340473	29,26043606	28,23803997	45,57453346	29,47502899
28/Sep/2008	0:06:08	24,11815834	36,87107468	22,28173637	22,11530018	21,47082329	23,92995071	23,61393166	19,86213589	30,00915051	28,82653809	46,85235405	29,79044533
28/Sep/2008	0:07:18	23,88741302	36,02213669	22,41416359	22,38005352	21,77801323	23,92995071	23,61393166	19,84096813	29,94062996	29,26585293	49,07431793	30,36228943
28/Sep/2008	0:08:29	24,0238553	38,45779037	22,11951351	22,29457855	21,87211609	23,92152405	23,60550499	19,8024435	29,7824192	29,34681511	46,97244072	30,1487999
28/Sep/2008	0:09:59	24,08364677	38,83540726	22,28183651	22,17930698	21,69273758	23,92152405	23,60550499	19,7767601	30,84785461	29,71379852	46,80078697	29,9268856
28/Sep/2008	0:11:10	24,14343834	38,99853134	22,5976553	22,46964264	21,88054276	23,92152405	23,60550499	19,73833656	31,09194088	30,19163799	49,24165726	30,45619202
28/Sep/2008	0:12:20	24,20323181	37,55708313	22,39269447	22,53786278	22,06834793	23,9128952	23,60550499	19,69569874	30,56975746	30,30249596	48,10890579	30,90002251
28/Sep/2008	0:13:32	24,15226746	39,92512131	22,17077923	22,29889202	22,0001297	23,9128952	23,59687614	19,66168976	31,00636578	30,22996235	46,88656235	30,31975174
28/Sep/2008	0:15:02	23,98131561	38,62091446	22,550704	22,42269039	22,11971474	23,9128952	23,59687614	19,61473846	31,68264484	30,69937515	47,33681488	30,39639854
28/Sep/2008	0:16:12	24,15226746	37,17103958	22,58501434	22,62755203	18,97918892	23,90426826	23,59687614	19,59768295	31,30593109	30,86149788	46,65070343	30,80611992
28/Sep/2008	0:17:23	24,06679153	38,37211227	22,3488617	22,46111488	18,03253746	23,90426826	23,59687614	19,56778717	30,88657856	30,60547256	44,83755684	30,720644
28/Sep/2008	0:18:34	24,08364677	38,26055145	22,26056862	22,29036522	17,65732765	23,8958416	23,58844948	19,55504608	31,15183449	30,51578331	44,1989975	30,20859337
28/Sep/2008	0:20:03	24,0581646	36,7681427	22,57628632	22,52933502	17,52088737	23,87878609	23,56276703	19,56357384	31,22035503	30,69516182	42,19433594	30,38797188
28/Sep/2008	0:21:13	23,83604813	33,41693878	22,44416046	22,59785652	17,5549984	23,87015724	23,54551125	19,55925941	29,73948002	30,20879364	37,94493484	31,13879204
28/Sep/2008	0:22:23	24,04953575	31,57559967	22,14941025	22,39700794	17,64027214	23,86173058	23,52002907	19,55925941	28,52466488	29,27869606	33,96570587	31,48892021
28/Sep/2008	0:23:34	24,0238553	30,2828331	21,91043949	22,14519691	17,75123024	23,84467506	23,49454689	19,55504608	27,67362022	28,43417263	31,35659504	32,18054962
28/Sep/2008	0:24:47	24,16069412	29,19612885	21,72694874	21,94033623	17,81945038	23,83604813	23,46886444	19,55926037	26,94677639	27,6964941	29,66243267	32,67574692
28/Sep/2008	0:26:07	24,20323181	28,22098541	21,5518837	21,75253105	17,85355949	23,82762146	23,44318199	19,54641819	26,24160385	26,98449898	28,38722134	32,82944107
28/Sep/2008	0:27:18	23,72509003	27,44267654	21,41534328	21,60304928	17,88767052	23,81036568	23,42592621	19,56778717	25,68159771	26,4176712	27,55152702	32,64163589
28/Sep/2008	0:28:29	24,12658501	26,86982918	21,33418179	21,49630547	17,92177963	23,8019371	23,41749763	19,55925941	25,19884205	25,89779568	26,88648224	32,25719833
28/Sep/2008	0:29:39	23,97288895	26,39951324	21,43249893	21,45376778	17,90452385	23,79331017	23,40044403	19,57210159	24,67776108	25,47603512	26,33670998	31,78768349

Voltagar	H_PA_outside	H_PA_desic	H_PA_heatrec	H_PA_heatrec	H_EA_room	H_EA_humid	H_EA_heatrec	H_EA_desic	H_room	T_in_gas_heatrec	P_PA_fan	P_EA_fan	P_heatpump	P_overall	dp_sc	p_hc
28/Sep/2008	10,77749977	12,92298565	9,53173854	11,137493	11,8189	13,445018	15,00311	16,045901	10,6393937	46,80582275	0,32544	0,39237	1,4386649	54,783	-0,01	2,097
28/Sep/2008	10,67726406	12,20003439	9,68534091	11,155331	11,80012	13,41132	14,69983224	16,478104	10,5963807	46,99674072	0,31583	0,42879	1,4389942	54,783	-0	2,099
28/Sep/2008	10,78573178	12,19647103	9,71809131	11,291611	11,7642	13,380451	14,1239231	16,772721	10,5737899	46,82111206	0,32877	0,44299	1,438547	54,784	-0	2,091
28/Sep/2008	10,78351308	13,36396762	8,92090003	10,760682	11,73086	13,345658	14,9326102	16,417094	10,4954958	47,69316406	0,32619	0,3912	1,4387586	54,783	-0	2,09
28/Sep/2008	10,77393577	11,94453163	8,95687725	10,545106	11,68292	13,340263	14,9577746	16,820417	10,4792962	47,83935547	0,32134	0,42107	1,4389006	54,784	-0	2,097
28/Sep/2008	10,72221867	11,99824238	9,12948408	10,752397	11,64881	13,312005	14,3627367	17,379773	10,4550224	47,39239502	0,31563	0,40606	1,4392301	54,783	-0	2,087
28/Sep/2008	10,73213926	11,20661087	8,46572675	10,369869	11,44474	13,150091	14,1956853	16,758658	10,2257649	48,08881836	0,33665	0,4401	1,439348	54,783	-0	2,082
28/Sep/2008	10,7010099	11,80623112	7,96392275	10,001807	11,40819	13,132157	14,6633733	16,167517	10,1617852	48,98389893	0,34402	0,46577	1,4389942	54,783	-0	2,081
28/Sep/2008	10,55832345	11,16251736	8,19940865	11,855738	11,36359	13,093626	14,5945872	16,355197	10,1099245	48,51154785	0,35342	0,45027	1,4392543	54,784	-0	2,079
28/Sep/2008	10,67968811	11,12238804	8,36946065	10,39548	11,34829	13,071187	14,06433	16,330617	10,0690474	48,23618164	0,33175	0,4203	1,4388765	54,783	-0	2,084
28/Sep/2008	10,50894545	10,85787358	7,85216026	10,899281	11,31037	13,031401	13,902867	15,65596	10,0244003	48,48850708	0,34761	0,43102	1,4389006	54,784	-0	2,078
28/Sep/2008	10,71944292	10,53802387	7,9238263	11,06532	11,34287	13,049663	14,1385793	15,488437	10,0838696	48,25316772	0,34796	0,46394	1,4387343	54,783	0	2,073
28/Sep/2008	10,68648838	10,26816304	8,44195451	11,449298	11,35419	13,054367	13,7192853	16,011356	10,086492	47,60721436	0,32805	0,43914	1,4386164	54,782	-0	2,13
28/Sep/2008	10,52269117	9,52421403	8,56378831	11,69799	11,36566	13,059116	12,8373357	14,511754	10,0818798	47,40131836	0,35366	0,43308	1,4387343	54,783	0	2,129
28/Sep/2008	10,73715933	9,475341223	8,95381703	11,956655	11,37652	13,0643	12,4839772	13,013422	10,1001864	46,96645508	0,35074	0,46632	1,4388765	54,783	-0	2,128
28/Sep/2008	10,72803971	9,603919886	9,14653549	12,151389	11,38037	13,056734	12,3722971	12,158719	10,1071056	46,78881836	0,35529	0,42505	1,4385227	54,783	-0	2,129
28/Sep/2008	10,76073581	9,710537662	9,46051483	12,295878	11,38467	13,075647	12,3634423	11,59288	10,1408835	46,62011719	0,3468	0,47173	1,4391122	54,783	-0	2,129
28/Sep/2008	10,71621417	9,84070609	9,71881032	12,356171	11,40128	13,05731	12,3513377	11,195274	10,1666755	46,4072937	0,3565	0,44061	1,4388765	54,783	-0	2,129
28/Sep/2008	10,63538823	9,874511285	9,76480189	12,406394	11,43019	13,101044	12,3400764	10,952373	10,1759534	46,21350098	0,35407	0,47526	1,4387586	54,783	-0	2,128
28/Sep/2008	10,72930929	10,22487488	10,0093823	12,481021	11,45409	13,103779	12,3490737	10,836887	10,2308368	46,02980957	0,35154	0,44444	1,4389701	54,783	0	2,128
28/Sep/2008	10,68757493	10,27412965	10,2110796	12,482509	11,47145	13,114074	12,246884	10,763551	10,2486012	45,82189331	0,35458	0,48426	1,4387586	54,783	-0	2,128
28/Sep/2008	10,74331525	10,46581426	11,6557258	12,586577	11,49809	13,144854	11,0328878	10,686095	10,2833315	45,55946655	0,357	0,47026	1,4390879	54,782	-0	2,128
28/Sep/2008	10,72210982	10,58955407	11,5473781	13,011529	11,53786	13,021756	11,1521088	10,447306	10,2850253	45,33540039	0,3563	0,44839	1,4386406	54,783	-0	2,128
28/Sep/2008	10,71614743	10,69308176	10,1472932	13,371046	11,56762	13,041447	12,4811151	10,296175	10,3402747	45,08508911	0,35745	0,46839	1,4390879	54,783	0	2,128
28/Sep/2008	10,83129349	10,77089205	9,91079584	13,270591	11,57815	13,057131	13,2185114	10,199811	10,378852	44,89420776	0,35619	0,41918	1,4389701	54,783	0	2,128
28/Sep/2008	10,77615731	10,9608079	10,4148824	13,085762	11,63655	13,105152	12,8977543	10,406143	10,4158749	44,66835327	0,3524	0,47308	1,4388522	54,783	0	2,127
28/Sep/2008	10,74497445	10,96339164	10,6331661	13,030166	11,66464	13,109172	12,7533614	10,608801	10,4503266	44,44204102	0,3422	0,4506	1,4387343	54,783	0	2,126

Apêndice 2 - Cálculo de diversos parâmetros na folha de cálculo em Excel

Voltar	KW								KWh-acumulado			SC=0,HC_pump=1										
	intervalo (s)	Irradiance	E_EX	E_Col_1	E_Col_Loss	E_Col_2	E_backup	E_Dec	Irradiance	E_EX	E_Col_1	E_Col_Loss	E_Col_2	E_backup	E_Dec	E_Heatpump	E_Fans	E_Total	T_room	Operating	T_outdoor	Operating
				SC,HC_pu	SC=0,HC_pump=1				180,82	21,81	19,13	-1,76	9,89	6,10	15,98	34,51	27,43	####				
60									0	0	0	0	0	0	0	0	0	0				
137	77	0	0	0	-0,254179	6,27585	5,06443	11,3403	0,00	0,00	0,00	-0,01	0,13	0,11	0,24	0,03	0,02	1,17			23,94	18,10
214	77	0	0	0	-0,426493	5,43563	3,29931	8,73494	0,00	0,00	0,00	-0,01	0,25	0,18	0,43	0,06	0,03	2,34			23,94	18,17
298	84	0	0	0	-0,394748	5,3641	2,6266	7,9907	0,00	0,00	0,00	-0,02	0,38	0,24	0,62	0,10	0,05	3,62			23,93	18,22
368	70	0	0	0	-0,332721	5,5306	7,22279	12,7534	0,00	0,00	0,00	-0,03	0,48	0,38	0,86	0,12	0,06	4,69			23,93	18,28
438	70	0	0	0	-0,39308	5,33484	4,39995	9,7348	0,00	0,00	0,00	-0,04	0,59	0,47	1,05	0,15	0,08	5,75			23,93	18,31
509	71	0	0	0	-0,551119	4,13604	3,45466	7,5907	0,00	0,00	0,00	-0,05	0,67	0,53	1,20	0,18	0,09	6,83			23,92	18,31
599	90	0	0	0	-0,336082	5,53172	5,82876	11,3605	0,00	0,00	0,00	-0,06	0,81	0,68	1,49	0,22	0,11	8,20			23,92	18,30
670	71	0	0	0	-0,432267	5,11396	5,49484	10,6088	0,00	0,00	0,00	-0,07	0,91	0,79	1,70	0,24	0,13	9,28			23,92	18,30
740	70	0	0	0	-0,635976	4,43674	3,51413	7,95087	0,00	0,00	0,00	-0,08	0,99	0,86	1,85	0,27	0,14	10,35			23,91	18,32
812	72	0	0	0	-0,465228	4,72903	2,33944	7,06848	0,00	0,00	0,00	-0,09	1,09	0,90	1,99	0,30	0,16	11,44			23,91	18,33
902	90	0	0	0	-0,409643	5,34552	2,81092	8,15644	0,00	0,00	0,00	-0,10	1,22	0,97	2,20	0,34	0,18	12,81			23,91	18,42
972	70	0	0	0	-0,478817	5,022	1,34536	6,36737	0,00	0,00	0,00	-0,11	1,32	1,00	2,32	0,36	0,19	13,88			23,90	18,45
1043	71	0	0	0	-0,423348	5,02668	0,2865	5,31318	0,00	0,00	0,00	-0,12	1,42	1,01	2,42	0,39	0,21	14,96			23,90	18,42
1114	71	0	0	0	-0,338106	6,05988	0,45054	6,51042	0,00	0,00	0,00	-0,12	1,54	1,01	2,55	0,42	0,22	16,04			23,90	18,44
1203	89	0	0	0	0	0	0	0	0,00	0,00	0,00	-0,12	1,54	1,01	2,55	0,46	0,24	17,39			23,88	18,42
1273	70	0	0	0	0	0	0	0	0,00	0,00	0,00	-0,12	1,54	1,01	2,55	0,48	0,26	18,46			23,87	18,41
1343	70	0	0	0	0	0	0	0	0,00	0,00	0,00	-0,12	1,54	1,01	2,55	0,51	0,27	19,52			23,86	18,38
1414	71	0	0	0	0	0	0	0	0,00	0,00	0,00	-0,12	1,54	1,01	2,55	0,54	0,29	20,60			23,84	18,35
1487	73	0	0	0	0	0	0	0	0,00	0,00	0,00	-0,12	1,54	1,01	2,55	0,57	0,31	21,72			23,84	18,32
1567	80	0	0	0	0	0	0	0	0,00	0,00	0,00	-0,12	1,54	1,01	2,55	0,60	0,32	22,93			23,83	18,28
1638	71	0	0	0	0	0	0	0	0,00	0,00	0,00	-0,12	1,54	1,01	2,55	0,63	0,34	24,01			23,81	18,25
1709	71	0	0	0	0	0	0	0	0,00	0,00	0,00	-0,12	1,54	1,01	2,55	0,66	0,36	25,09			23,80	18,21
1779	70	0	0	0	0	0	0	0	0,00	0,00	0,00	-0,12	1,54	1,01	2,55	0,69	0,37	26,16			23,79	18,21
1869	90	0	0	0	0	0	0	0	0,00	0,00	0,00	-0,12	1,54	1,01	2,55	0,72	0,39	27,53			23,77	18,14
1940	71	0	0	0	0	0	0	0	0,00	0,00	0,00	-0,12	1,54	1,01	2,55	0,75	0,41	28,61			23,77	18,10
2013	73	0	0	0	0	0	0	0	0,00	0,00	0,00	-0,12	1,54	1,01	2,55	0,78	0,42	29,72			23,75	18,06
2085	72	0	0	0	0	0	0	0	0,00	0,00	0,00	-0,12	1,54	1,01	2,55	0,81	0,44	30,82			23,75	18,05
2175	90	0	0	0	0	0	0	0	0,00	0,00	0,00	-0,12	1,54	1,01	2,55	0,85	0,46	32,19			23,74	18,02
2245	70	0	0	0	0	0	0	0	0,00	0,00	0,00	-0,12	1,54	1,01	2,55	0,87	0,48	33,25			23,73	18,01
2316	71	0	0	0	0	0	0	0	0,00	0,00	0,00	-0,12	1,54	1,01	2,55	0,90	0,49	34,33			23,73	17,98
2388	72	0	0	0	0	0	0	0	0,00	0,00	0,00	-0,12	1,54	1,01	2,55	0,93	0,51	35,43			23,73	17,96
2479	91	0	0	0	0	0	0	0	0,00	0,00	0,00	-0,12	1,54	1,01	2,55	0,97	0,53	36,81			23,72	17,91
2550	71	0	0	0	0	0	0	0	0,00	0,00	0,00	-0,12	1,54	1,01	2,55	1,00	0,55	37,89			23,70	17,87

Apéndice 2 – Diagrama Psicrométrico



Por debajo de 0° C las propiedades y las líneas de desviación de entalpia son para el hielo

Volumen m³/kg de aire seco

Apêndice 4 – Temperaturas nos diversos pontos do sistema

Para o dia 15 de Outubro - temperatura exterior máxima - funcionamento no modo DEC (Without Heat Pump)

15h02m

T_PA_outsid e	T_PA_desi c	T_PA_heatre c	T_PA_evap	T_room_in	T_room	T_EA_room	T_EA_humi d	T_EA_heatre c	T_EA_con d	T_EA_regenh x	T_EA_desi c
26,6	30,1	22,7	22,8	23,6	25,0	24,3	19,8	26,9	27,1	35,1	32,8
°c											
H_PA_outsid e	H_PA_desi c	H_PA_heatre c	H_PA_heate x	H_EA_roo m	H_EA_humi d	H_EA_heatre c	H_EA_desic	H_room			
10,4	10,0	9,4	9,6	10,3	12,0	11,9	12,5	8,6			
g/Kg											
T_outdoor	H_outdoor										
29,0	8,8										

Para o dia 15 de Setembro - temperatura exterior máxima - funcionamento com auxílio da bomba de calor

14h44m

T_PA_outsid e	T_PA_desi c	T_PA_heatre c	T_PA_evap	T_room_in	T_room	T_EA_room	T_EA_humi d	T_EA_heatre c	T_EA_con d	T_EA_regenh x	T_EA_desi c
27,5	29,5	22,1	22,3	22,2	24,5	24,3	19,5	25,9	26,8	34,3	35,5
°c											
H_PA_outsid e	H_PA_desi c	H_PA_heatre c	H_PA_heate x	H_EA_roo m	H_EA_humi d	H_EA_heatre c	H_EA_desic	H_room			
9,8	9,8	9,2	9,7	9,6	11,7	10,7	11,0	8,2			
g/Kg											
T_outdoor	H_outdoor										
28,8	8,7										

Para o dia 15 de Dezembro - temperatura exterior máxima - funcionamento em modo de aquecimento (Without Heat Pump)

14h06m

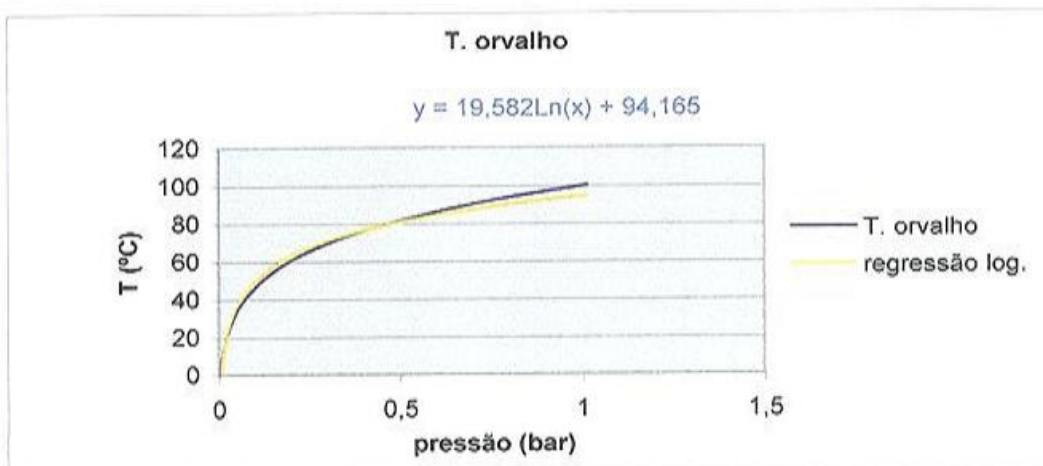
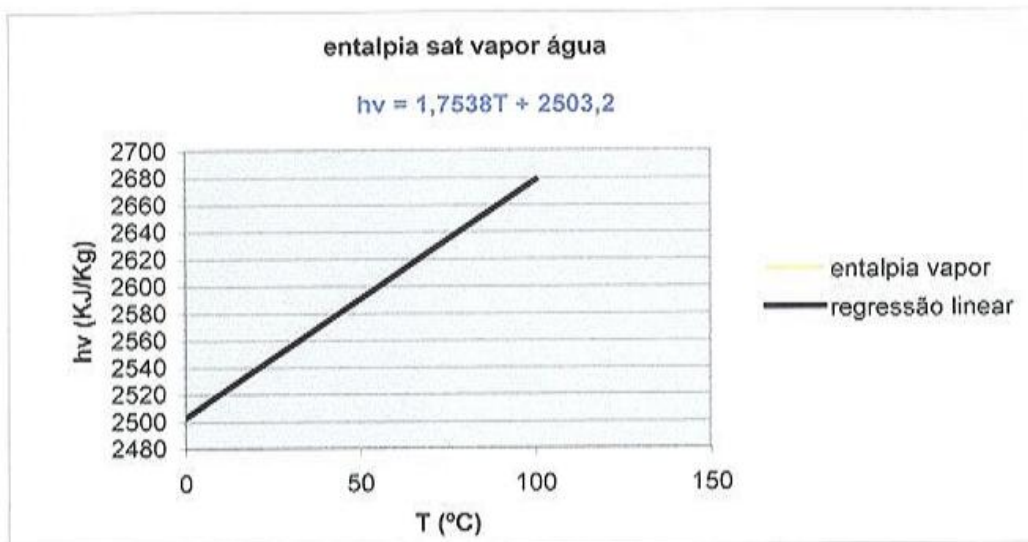
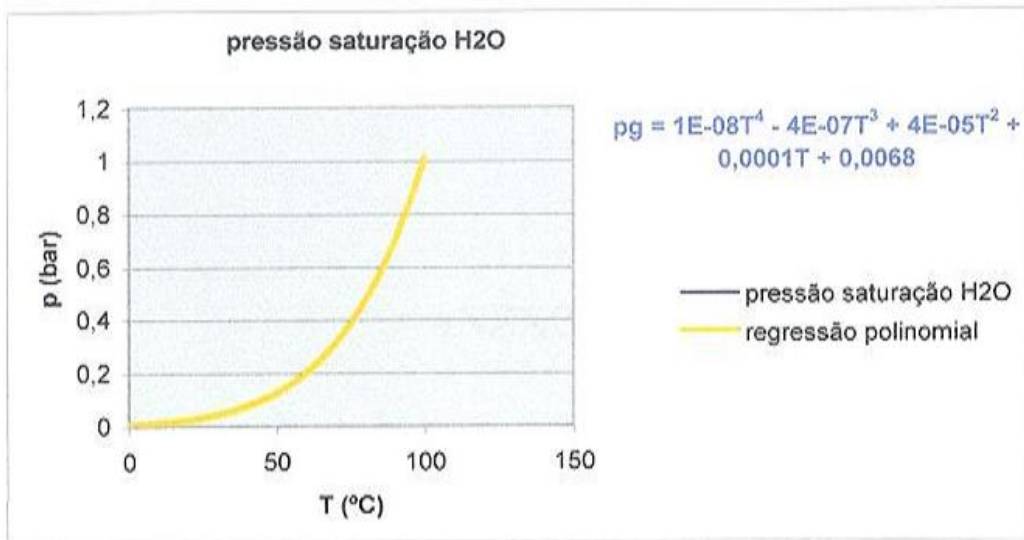
T_PA_outside	T_PA_desired	T_PA_heatre	T_PA_evap	T_room_in	T_room	T_EA_room	T_EA_humidity	T_EA_heatre	T_EA_cond	T_EA_regenh	T_EA_desired
16,2	16,0	19,1	19,3	25,4	24,4	20,0	19,6	17,1	17,1	16,9	17,4
°C											
H_PA_outside	H_PA_desired	H_PA_heatre	H_PA_heate	H_EA_roo	H_EA_humi	H_EA_heatre	H_EA_desic	H_room			
5,5	5,7	5,8	6,5	6,1	6,2	6,0	6,1	5,6			
g/Kg											
T_outdoor	H_outdoor										
12,2	4,5										

Apêndice 5 – Tabela com valores de saturação de pressão e entalpia de vapor

A baixas pressões o vapor de água comporta-se quase como um gás ideal. Nesse caso, a entalpia depende essencialmente da temperatura.

Com vista ao cálculo das entalpias de mistura e tendo em conta que se dispõe de duas medidas – temperatura e humidade relativa – é necessário para o efeito esboçar as curvas de saturação da pressão e entalpia de vapor. Na tabela seguinte apresentam-se as três regressões que permitem encontrar o que se pretende.

T (°C)	pg saturação (bar)	hv (entalpia sat. Vapor) (KJ/Kg)
0	0,00611	2501,3
5	0,00872	2510,6
10	0,01228	2519,8
15	0,01705	2528,9
20	0,02339	2538,1
25	0,03169	2547,2
30	0,04246	2556,3
35	0,05628	2565,3
40	0,07384	2574,3
45	0,09593	2583,2
50	0,1235	2592,1
55	0,1576	2600,9
60	0,1994	2609,6
65	0,2503	2618,3
70	0,3119	2626,8
75	0,3858	2635,3
80	0,4739	2643,7
85	0,5783	2651,9
90	0,7014	2660,1
95	0,8455	2668,1
100	1,014	2676,1



Apêndice 6 – Factores de conversão

Avogadro's number	$N_0 = 6.022\,045 \times 10^{23}$ molecules/kg mol
Universal gas constant	$\mathcal{R} = 1545.35$ ft·lbf/lbm·mol·°R $= 8314.41$ J/kg mol·K $= 1.986$ Btu/lbm·mol·°R $= 1.986$ kcal/kg mol·K
Planck's constant	$h = 6.626\,176 \times 10^{-34}$ J
Boltzmann's constant	$k = 1.380\,662 \times 10^{-23}$ J/molecule·K $= 8.6173 \times 10^{-5}$ eV/molecule·K
Speed of light in vacuum	$c = 2.997\,925 \times 10^8$ m/s
Standard gravitational acceleration	$g = 32.174$ ft/s ² $= 9.806\,65$ m/s ²
Electron mass	$m_e = 9.1095 \times 10^{-31}$ kg
Charge on the electron	$e = 1.602\,189 \times 10^{-19}$ C
Stefan-Boltzmann constant	$\sigma = 0.1714 \times 10^{-8}$ Btu/h·ft ² ·K ⁴ $= 5.670\,32 \times 10^{-8}$ W/m ² ·K ⁴

Length	1 cm	$= 0.3937$ in $= 10^4 \mu\text{m} = 10^8 \text{Å}$
	1 in	$= 2.540$ cm
	1 ft	$= 0.3048$ m
Mass	1 lbm	$= 0.453\,592\,37$ kg
	1 slug	$= 32.174$ lbm
Force	1 N	$= 10^5$ dyn
	1 lbf	$= 444\,822$ dyn $= 4.44822$ N
	1 kgf	$= 9.806\,65$ N $= 1.0$ kilopond
Pressure	1 Pa	$= 1$ N/m ²
	1 lbf/in ²	$= 2.036$ inHg at 32°F $= 6894.76$ Pa
	1 inHg	$= 33\,864$ dyn/cm ² $= 0.0334$ atm $= 0.491$ lbf/in ²
	1 atm	$= 14.695\,95$ lbf/in ² $= 760$ mmHg at 32°F $= 29.92$ inHg at 32°F $= 2116.21$ lbf/ft ² $= 1.013\,25 \times 10^5$ Pa $= 9.806\,65 \times 10^4$ Pa
Volume	1 kgf/cm ²	$= 10^5$ N/m ² $= 0.986\,92$ atm
	1 bar	$= 0.2642$ gal $= 0.0353$ ft ³ $= 61.03$ in ³
	1 liter	$= 231$ in ³
	1 gal	$= 28.3168$ liters $= 7.4805$ gal $= 0.028\,316\,8$ m ³
	1 ft ³	$= 16.387$ cm ³
Energy	1 Btu	$= 778.16$ ft·lbf $= 252.16$ cal $= 1055.04$ J
	1 ft·lbf	$= 1.3558$ J
	1 erg	$= 1$ dyn·cm
	1 J	$= 1$ N·m $= 10^7$ ergs
	1 cal	$= 4.1854$ J (thermochemical)
Power	1 W	$= 1$ J/s $= 860.13$ cal/h $= 3.413$ Btu/h
	1 hp	$= 746$ W (electric) $= 550$ ft·lbf/s (mechanical) $= 2545$ Btu/h
Temperature	°F	$= 1.8^\circ\text{C} + 32$
	°R	$= ^\circ\text{F} + 459.67$
	K	$= ^\circ\text{C} + 273.15$
	°R	$= 1.8$ K
Miscellaneous	1 Btu/lbm·°F	$= 4186.8$ J/kg·°C
	1 Btu/lbm	$= 0.5559$ cal/g $= 2326$ J/kg
	1 ft ³ /lbm	$= 0.062\,427$ m ³ /kg