

Arrefecimento Dessecante em Portugal Continental

FEUP/RGA

Gonçalo Silva Freire Leal

Relatório do Projecto Final do MIEM

Orientador na RGA: Eng. Luís Graça
Orientador na FEUP: Prof. José Luís Alexandre



**Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica**

Julho/2009

Resumo

Com o objectivo de se estudar a viabilidade técnico-económica da aplicação de um mecanismo de desumidificação do ar por agentes dessecantes e posterior arrefecimento desse mesmo ar, Arrefecimento Dessecante, em sistemas de climatização, surge este Projecto Final do MIEM, intitulado ‘ Arrefecimento Dessecante em Portugal Continental’.

De entre todos os componentes constituintes deste sistema de desumidificação e arrefecimento, a roda dessecante, onde se processa a desumidificação do ar, vai ser alvo de um estudo mais aprofundado neste projecto, uma vez que é considerada o componente que caracteriza o sistema dessecante. Desde o tipo de agente dessecante utilizado no processo, passando pela análise dos fenómenos de transferência de energia e massa, entre o ar tratado e o ar regenerativo, à influência da velocidade de rotação da roda dessecante e ainda a eficiência de desumidificação obtida, acabando numa modelização matemática do funcionamento deste componente.

Uma comparação deste sistema de arrefecimento, com o sistema convencional utilizado vulgarmente é efectuada, através de uma modelização matemática de todos os componentes existentes, quer no sistema dessecante, quer no sistema convencional.

Definindo uma tipologia de um espaço a climatizar, sala de um estabelecimento de ensino secundário, ambos os sistemas são testados para condições ambiente, nomeadamente na estação de arrefecimento, em algumas das principais cidades em Portugal Continental.

Uma comparação de potências necessárias para se obterem as condições do ar no ponto de insuflação desejadas é feita em ambos os sistemas, assim como a eficiência do sistema Dessecante para as diferentes cidades.

Após o estudo e aplicação do sistema Dessecante a um caso prático, pode concluir-se que o sistema, não representa uma solução inovadora no arrefecimento de um espaço, apresentando consumos energéticos superiores aos do sistema convencional.

Abstract

This MIEM Project report named “Desiccant Cooling in the Continental regions of Portugal” has the objective of studying technically and economically the viability of the application of a combined dehumidification of the air through desiccant material and latter cooling.

Of all the components of this system of dehumidification and cooling, the desiccant wheel is the most important and characteristic component, where the dehumidification occurs and so is going to be the target of the most detailed study during this project as it is considered the most important element. The project will approach the desiccant materials usual in this system, the mass and energy phenomena that take place between the treated air and the regenerative air, the influence of the desiccant wheel speed and the efficiency of dehumidification. This project used a mathematical model of this component.

A comparison between the desiccant system and a more usual system in the HVAC will be made using a mathematical model of all the components of both systems

Starting with a case study that represents a group of class room in a school, both systems will be tested in performing the control of internal temperature, particularly during the cooling season, in three of the major cities in Portugal.

A comparison between systems in terms of energy needed to achieve the need conditions of the supply air and the efficiency of dehumidification is done to the three cities.

This study demonstrates that, in this case study, the desiccant solution presents a worst solution in the cooling air inflated, showing higher energy consumption, when compared with the conventional system.

Agradecimentos

Em primeiro lugar quero deixar uma palavra de agradecimento especial ao Prof. José Luís Alexandre do Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto que me proporcionou a hipótese de realizar este projecto com a sua pessoa e agradecer-lhe todo o empenho, disponibilidade, paciência e conhecimento aplicado.
O meu muito obrigado!

Uma palavra também de agradecimento para o Eng. Luís Graça da empresa RGA que com todo o seu conhecimento, numa vertente prática, ajudou de forma objectiva a esclarecer um conjunto de problemas que lhe foram colocados ao longo deste projecto.

Aos meus pais que me apoiaram, compreenderam e animaram nos momentos mais complicados que atravessei ao longo deste projecto, o meu maior agradecimento.

A todos os meus verdadeiros amigos, companheiros desta maratona final de curso e não só, muito obrigado por todos os momentos!

Índice

1. Introdução	1
1.1 Empresa RGA.....	1
1.2 ‘Arrefecimento Dessecante em Portugal Continental’ na Empresa RGA.....	2
1.3 Estudo e Desenvolvimento do ‘Arrefecimento Dessecante em Portugal Continental’	3
1.4 Organização e Temas Abordados no ‘Arrefecimento Dessecante em Portugal Continental’	4
2. Caracterização do sistema de Arrefecimento Dessecante	6
2.1 Sistema de Arrefecimento Dessecante	6
2.1.1. Roda Dessecante.....	8
2.1.2 Permutador de Calor.....	13
2.1.3 Humidificador Adiabático	14
2.1.4 Aquecedor.....	17
2.2 Modelação no <i>Software EES</i> do sistema <i>Dessecante</i>	18
3. Caracterização do sistema Convencional	20
3.1 Modelo Numérico do Permutador de Calor	21
3.2 Condensador	22
3.2.1 Modelo Numérico do Condensador.....	22
3.3 Modelo Numérico do Aquecedor	23
3.4 Modelação no <i>Software EES</i> do sistema Convencional	24
4. Caso Prático.....	26
4.1 Descrição do Espaço Climatizado	26
4.2 Parâmetros Utilizados.....	28
4.3 Dia Médio Mensal	29
5. Resultados Obtidos	30
5.1 Clima	30
5.2 Análise das Características do Sistema <i>Dessecante</i>	31
5.2.1 Eficiência de Desumidificação	31
5.2.2 Aumento de Temperatura do Ar Tratado	33
5.2.3 Quantidade de Água Removida.....	34
5.2.4 Velocidade de Rotação	35
5.2.5 Aumento de Temperatura do Ar Regenerativo.....	37
5.2.6 Temperatura de Regeneração	38
5.2.7 Transferência de Energia no Permutador de Calor.....	40
5.3 Propriedades do Ar Insuflado	41

5.4 Energia Consumida	44
5.5 Fração Solar utilizada no aquecimento	47
5.6 Energia Consumida com Aproveitamento Solar.....	49
5.7 Energia Primária Consumida	50
5.8 Eficiência do Sistema Dessecante.....	52
6. Conclusões	53
7. Referências e Bibliografia.....	55
Nomenclatura	57
Anexo A	60
A.1 Transferência de Calor e Massa	60
A.2 Discretização das equações aplicadas à roda dessecante	66
Anexo B	71
B.1 Humidificador Adiabático	71
Anexo C	73
Anexo D	77
D.1. Eficiência de Desumidificação.....	77
D.2 Aumento de Temperatura do Ar Tratado	79
D.3 Quantidade de Água Removida	81
D.4 Velocidade de Rotação.....	83
D.5 Aumento de Temperatura do Ar Regenerativo	85
D.6 Temperatura de Regeneração	87
D.7 Transferência de Energia no Permutador de Calor	89
Anexo E.....	91
Anexo F.....	96
Anexo G	99
Anexo H	102
Anexo I.....	105

1. Introdução

1.1 Empresa RGA

A empresa RODRIGUES GOMES & ASSOCIADOS - CONSULTORES DE ENGENHARIA, S.A., (RGA) tem por finalidade a elaboração de projectos de instalações especiais (instalações de ar condicionado, aquecimento e ventilação, instalações eléctricas e de telecomunicações, de segurança activa e passiva, de produção de energia eléctrica, de gestão técnica, de elevadores, de escadas e tapetes rolantes, de gás, de ar comprimido, de gases especiais). Áreas como auditorias energéticas e verificação da regulamentação sobre edifícios nos diversos aspectos interdisciplinares atrás referidos, também são contemplados por esta empresa.

Tem como principais objectivos a prestação de serviços de alta qualidade técnico/científica e de serviços respeitando os cronogramas estabelecidos com os diferentes promotores em termos de tempo e investimento. O investimento contínuo na área descrita, tem permitido a formação de equipas altamente motivadas e dotadas dos meios técnicos necessários, sendo assim capazes de desenvolverem nos tempos adequados um trabalho com elevada capacidade técnico/profissional.

No sentido de otimizar os seus recursos, a empresa está organizada em equipas de projecto, responsáveis pela elaboração dos mesmos, que constituem unidades autónomas de tamanho, versatilidade e capacidade adequada à dimensão dos trabalhos atribuídos.

Possui no portfólio intervenções em aeroportos, complexos desportivos, edifícios e espaços comerciais, edifícios de habitação, edifícios de lazer e cultura, edifícios de escritórios, edifícios de ensino, edifícios bancários, edifícios de saúde e edifícios de hotelaria.

Presentemente a empresa tem estado muito envolvida no Programa de Modernização do Parque Escolar do Ensino Secundário, programa este que pretende proceder a uma efectiva reabilitação das instalações escolares, promovendo a sua modernização, de forma a dar resposta aos novos desafios que actualmente se colocam à escola.

Endereço electrónico: www.rga.pt

E-mail: rga.geral@rga.pt

Morada: Rua Brito Capelo 1023, 4450-077 Matosinhos

Telefone / Fax: 351 226 171 897 / 351 226 101 267



Figura 1 - Logótipo da empresa RGA.

1.2 'Arrefecimento Dessecante em Portugal Continental' na Empresa RGA

A RGA tem sido um dos principais parceiros da Parque Escolar, E.P.E. no Programa de Modernização das Escolas do Ensino Secundário (Resolução do Conselho de Ministros nº1/2007 de 3 de Janeiro).

Este programa tem sido implementado de forma faseada e a RGA tem estado presente desde o seu início, tendo sido responsável por um número muito significativo dos projectos das fases a decorrer e espera continuar a manter este envolvimento nas fases seguintes.

O arranque deste Programa ocorreu numa fase em que o SCE, Sistema Nacional de Certificação Energética e da Qualidade do Ar Interior nos Edifícios (DL78/2006, de 4 de Abril), estava início. Com o desenvolvimento dos projectos foi-se verificando a complexidade que a nova regulamentação trazia às instalações, nomeadamente pelo RSECE, Regulamento dos Sistemas Energéticos de Climatização em Edifícios (DL 79/2006, de 4 de Abril).

Uma das principais consequências da aplicação do RSECE tem a ver com as taxas de ventilação para garantia da qualidade do ar no interior dos espaços, sendo que a aplicação dos caudais definidos no Regulamento traduz-se num nível muito alto de renovações a que os espaços ficarão sujeitos. Por outro lado, limitações orçamentais resultaram na definição de soluções técnicas que contemplam o aquecimento ambiente mas não o seu arrefecimento.

A conjugação destes dois aspectos levará ao aparecimento de situações de desconforto térmico, em particular nos meses mais quentes.

Por outro lado, há a acrescentar as preocupações com a exploração dos edifícios, em particular com os custos de funcionamento dos sistemas mecânicos.

Obviamente, este é um aspecto que preocupa a RGA que gostaria de poder propor à Parque Escolar algumas soluções que permitissem o melhor compromisso possível entre todas as questões em jogo. Gostaria a RGA de propor à Parque Escolar uma solução que, mesmo que represente um custo de investimento inicial superior, permita o arrefecimento ambiente com custos de exploração muito baixos, viabilizando assim, o seu funcionamento dentro dos orçamentos limitados das escolas.

Sendo claro que não existem soluções milagrosas, importa procurar se de entre algumas das menos convencionais existe uma que possa ter aplicabilidade.

Importa aqui referir que o Programa de Modernização das Escolas do Ensino Secundário representa um volume de negócio que, pela sua dimensão, pode tornar algumas tecnologias que são habitualmente menos interessantes em termos de investimento em soluções viáveis. O Programa representa ainda uma oportunidade de desenvolvimento e estudo de soluções.

Aproveitando este contexto surgiu a ideia deste Projecto Final de Curso MIEM.

A hipótese estudada foi a utilização de um sistema de Arrefecimento Dessecante.

O projecto partiu de uma das escolas que está em fase de projecto de execução na RGA, para a qual há, por questões de localização, de faseamento, de orçamento e, obviamente, da equipa de projecto, algum interesse do Dono de Obra em procurar soluções inovadoras, que possam ser aplicadas nos projectos das fases seguintes.

Um dos aspectos fundamentais que deveria ser salvaguardada é a exequibilidade das soluções estudadas mas a tecnologia dessecante não se encontra difundida em Portugal, não havendo

qualquer representante de equipamentos que possua nos seus catálogos equipamentos baseados nesta tecnologia.

No entanto foram descobertos dois fabricantes europeus destes sistemas, Munters e DST, assim como alguns artigos comerciais de outros representantes. Após uma análise mais profunda, o fabricante DST tinha abandonado esta tecnologia e o fabricante Munters foi contacto inúmeras vezes. Devido à ausência de resposta na procura de parâmetros técnicos por parte deste fabricante o estudo acaba por ser feito baseado em valores teóricos obtidos na fase de pesquisa bibliográfica, sem ter havido possibilidade de os comparar com os equipamentos existentes actualmente no mercado.

1.3 Estudo e Desenvolvimento do ‘Arrefecimento Dessecante em Portugal Continental’

Nos meses de primavera/verão quando a temperatura do ar exterior é elevada o arrefecimento de um espaço é extremamente importante para todos os que nele se encontram presentes. O excesso de calor, provocado pelos ganhos internos e por vezes pela falta de renovações de ar, num determinado espaço condiciona o bem-estar e o rendimento dessas pessoas, quer em edifícios residenciais quer em edifícios de serviços.

Uma vez que o consumo de energia eléctrica aumenta nas horas de maior carga térmica, e estas horas coincidem normalmente com o trabalho a plena carga da maior parte do sector industrial, problemas no fornecimento de energia eléctrica podem vir a surgir.

É necessário explorar novas formas de processar o arrefecimento dos espaços, com o menor consumo possível de energia eléctrica. O uso de sistemas de arrefecimento sem o recurso a fluidos frigorigéneos, torna-se uma meta a atingir.

Surgem então as soluções centralizadas de tratamento de ar (UTA) que convencionalmente utilizam *Chillers* para processar o arrefecimento desejado do ar de insuflação. Este arrefecimento envolve gastos, por vezes elevados, de energia eléctrica e recorre à utilização, num dos circuitos do *Chiller* de fluidos frigorigéneos.

O sistema Dessecante, é um sistema centralizado de tratamento de ar, que possui componentes que consomem pouca energia eléctrica, permitindo ainda, um controlo não só da temperatura como também da humidade, sem recorrer a fluidos frigorigéneos.

Podendo controlar a humidade e a temperatura, associado ao controlo do caudal de ar, tem-se pleno controlo do ar que é insuflado num espaço, aumentando assim os índices de conforto.

Para este controlo total das propriedades de insuflação do ar, o sistema Dessecante efectua numa primeira fase uma desumidificação e posteriormente um arrefecimento desse mesmo ar, insuflando-o no espaço a tratar.

A utilização destes sistemas torna-se vantajosa quando lidamos com espaços com cargas latentes elevadas, pois permite manter baixos pontos de orvalho e ainda proporciona uma boa qualidade do ar interior (QAI), uma vez que os agentes dessecantes adsorvem directamente a humidade e retêm contaminantes presentes no ar, simultaneamente. Estes contaminantes

provêm do ar exterior e do ar interior do espaço climatizado, sendo este último usado na regeneração do agente dessecante.

A desumidificação é feita em ciclo aberto, com um baixo nível de ruído. A manutenção destes sistemas é simples e rápida sem comprometer o funcionamento do sistema, uma vez que os agentes dessecantes perdem poucas das suas propriedades com o número de ciclos efectuados.

Para que o agente dessecante, presente no sistema Dessecante processe a desumidificação do ar tratado há necessidade de o aquecer. Para isso é utilizado um outro fluxo de ar, fluxo de ar regenerativo, que vai passar por um aquecedor antes de entrar na roda dessecante. Para processar este aquecimento há a possibilidade de se utilizar fontes renováveis de energia, como energia solar, ou fontes de energia fóssil, amigas do ambiente como calor residual ou gás natural, uma vez que este ciclo necessita de temperaturas muito elevadas para se realizar (temperaturas entre os 70°C e os 120°C).

A desumidificação efectuada pelo sistema Dessecante, envolve fenómenos de transferência de massa e energia. Para uma total percepção destes fenómenos, num regime transiente, foram analisados vários documentos científicos, que são baseados em modelos centrados na validação física dos fenómenos mencionados, no desenvolvimento de modelos simplificados baseados em dados experimentais e ainda na caracterização da eficiência baseada em numerosas experiências em diferentes condições de operação.

Com isto pretende-se efectuar uma análise técnica do comportamento do sistema dessecante para diferentes climas ao longo de Portugal Continental. Esta análise técnica terá como termo de comparação o sistema convencional, utilizado para o mesmo fim. Caso seja energeticamente viável esta análise técnica, realizar-se-á a uma análise económica do sistema.

1.4 Organização e Temas Abordados no ‘ Arrefecimento Dessecante em Portugal Continental’

Após um enquadramento da necessidade e interesse no uso da tecnologia Dessecante feita nos pontos anteriores, este projecto encontra-se fundamentado em vários capítulos.

Capítulo 2

Neste capítulo é feita uma caracterização do sistema Dessecante, onde todos os componentes intervenientes no sistema são analisados, desde a roda dessecante ao permutador de calor passando pelos humidificadores adiabáticos e o aquecedor. São ainda tecidas considerações quanto ao tipo de agente dessecante utilizado e analisadas as evoluções a que os fluxos de ar são sujeitos. Para além disto são apresentados os modelos numéricos correspondentes à evolução dos fluxos de ar em cada um dos componentes e ainda é apresentado a modelação no *software* EES do sistema Dessecante.

Capítulo 3

Neste capítulo é caracterizado um sistema convencional destinado ao mesmo fim que o sistema Dessecante. São analisados os diferentes componentes presentes no sistema convencional, como o permutador de calor, o condensador e o aquecedor. Posteriormente são apresentados os modelos numéricos correspondentes à evolução dos fluxos de ar em cada um dos componentes e ainda é apresentado a modelação no *software* EES do sistema convencional.

Capítulo 4

Após a caracterização e modelação dos dois sistemas, neste capítulo é feita uma apresentação de um caso prático. Para isso é definido um “Espaço Climatizado”, onde são apresentados os parâmetros utilizados e fundamentais para o estudo.

Capítulo 5

Neste capítulo o caso prático é testado em diversas simulações efectuadas no *software* EES. Começa-se com uma análise das condições climatéricas de cada uma das cidades em estudo e após a simulação retiram-se e discutem-se os resultados de algumas das características e eficiência do sistema Dessecante. Faz-se uma análise às energias consumidas pelos dois sistemas.

Capítulo 6

Após obtenção dos resultados e da discussão destes, são retiradas as devidas conclusões, necessárias para responder às principais questões deste projecto: É ou não viável a aplicação do sistema Dessecante? Em que zonas de Portugal Continental seria interessante a aplicação deste sistema?

2. Caracterização do sistema de Arrefecimento Dessecante

2.1 Sistema de Arrefecimento Dessecante

O sistema Dessecante é um sistema de tratamento de ar concebido não só para arrefecer o ar, mas também o desumidificar.

A Figura 2 representa esquematicamente o sistema Dessecante, em uma das duas soluções construtivas possíveis. Esta solução é a utilizada pelo fabricante Munters [18].

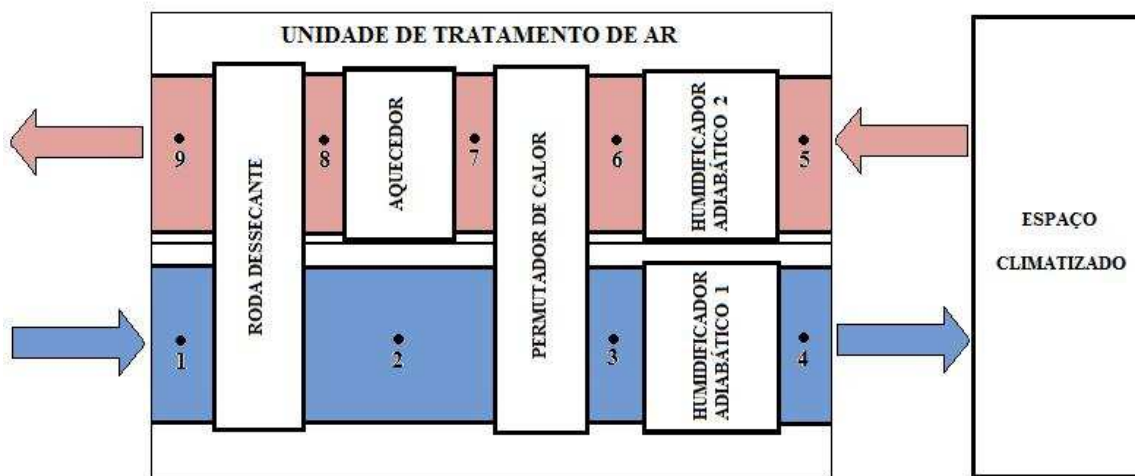


Figura 2 - Esquema do sistema Dessecante.

Para desumidificar e arrefecer o ar, o sistema Dessecante necessita dos componentes apresentados na Figura 2, segundo Höfker G. [10], onde o fluxo de ar a ser insuflado encontra-se representado na secção inferior da UTA e o fluxo de ar regenerativo na secção superior da mesma.

A desumidificação é conseguida por um componente do sistema, a roda dessecante, que possui no seu interior um agente dessecante, absorvendo assim a humidade presente no fluxo de ar (evolução entre os Pontos 1-2). Após a passagem pela roda dessecante, o fluxo de ar vai sofrer um primeiro arrefecimento no permutador de calor (evolução entre os Pontos 2-3). Para se atingirem as condições de insuflação desejadas, o fluxo de ar passa por um humidificador adiabático, que além de o arrefecer novamente, vai também humidifica-lo (evolução entre os Pontos 3-4).

Em sentido inverso vem o fluxo de ar regenerativo. Este sai do espaço climatizado, sofre um arrefecimento e consequente humidificação no humidificador adiabático 2 (evolução 5-6), passa pelo permutador de calor onde vai aquecer (evolução 6-7), sofre um novo aquecimento, desta vez mais acentuado no aquecedor (evolução 7-8) e antes de ser libertado passa na roda dessecante onde vai ser arrefecido e humidificado novamente (evolução 8-9).

Genericamente, as evoluções dos fluxos de ar, descritas no parágrafo anterior podem ser apresentadas no diagrama psicrométrico como representado na Figura 3.

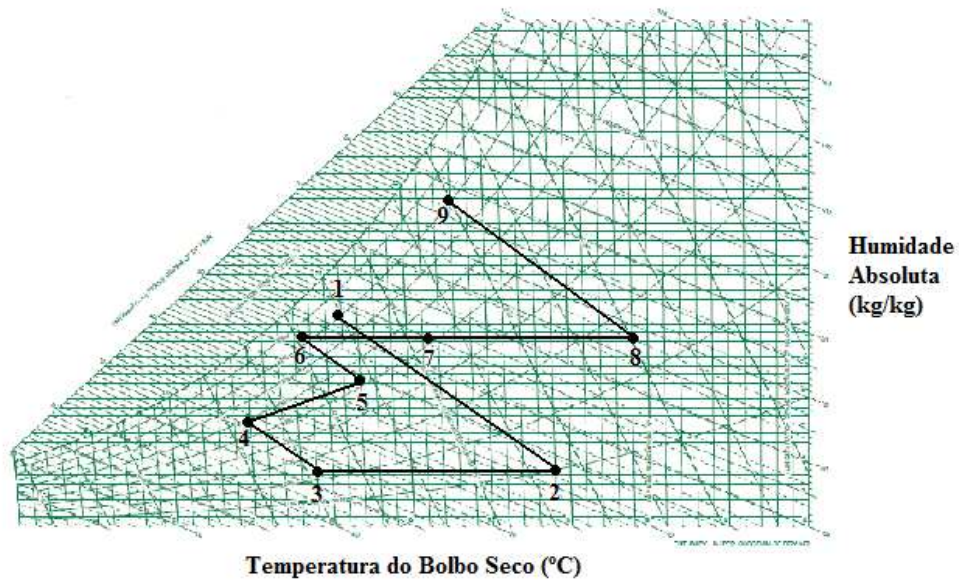


Figura 3 - Evolução dos fluxos de ar num diagrama psicrométrico. [1]

Esta tecnologia está indicada para indústrias onde níveis baixos de humidade absoluta são absolutamente necessários, uma vez que permite um rigoroso controlo do valor da humidade do ar insuflado e onde haja valores de cargas latentes elevados. No entanto, a utilização deste sistema em edifícios com cargas internas baixas ou muito altas, torna-se habitualmente inadequada, uma vez que este possui um poder de arrefecimento limitado. A utilização deste sistema está muito dependente do clima onde está instalado.



Figura 4 - Vista exterior da UTA com o sistema Dessecante.[18]

2.1.1. Roda Dessecante

A roda dessecante é o componente do sistema Dessecante que o distingue dos sistemas convencionais. Na figura seguinte encontra-se representada uma imagem de uma roda dessecante.



Figura 5 – Exemplo de uma roda dessecante.

No sistema Dessecante, a roda dessecante é geralmente constituída por duas partes iguais, uma destinada ao ar tratado e outra ao ar de regeneração, conforme indicado na Figura 6. Graças ao movimento rotacional da roda o agente dessecante no interior desta está em constante interação com ambos os fluxos de ar, o que permite a troca de propriedades entre eles.

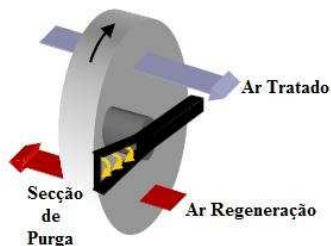


Figura 6 - Secções da roda dessecante [19].

Conforme indicado anteriormente, existem duas soluções construtivas destes sistemas. Essas soluções passam pela alteração do sentido dos fluxos de ar ao nível da roda dessecante, conforme indicado na Figura 7 e 8.

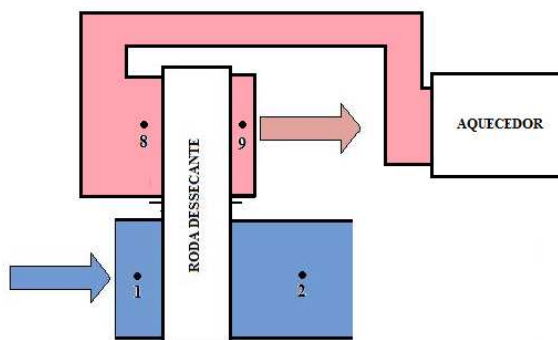


Figura 7 - Esquema da solução de fluxos paralelos.

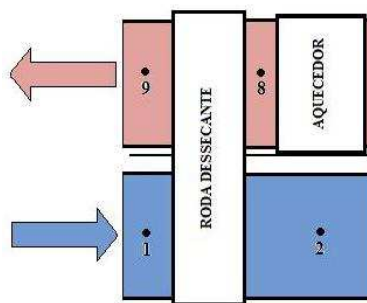


Figura 8 - Esquema da solução de fluxos cruzados.

O sentido dos fluxos de ar no interior da roda pode ser paralelo ou cruzado, conforme representado nas Figuras 7 e 8, respectivamente. O sentido de fluxos de ar cruzados é o mais utilizado pelos fabricantes uma vez que permite, quando comparado com o sentido de fluxos paralelos e para uma mesma eficiência de desumidificação, uma dimensão da roda inferior [14]. No entanto, no que diz respeito à Qualidade do Ar Interior, os fluxos de ar em sentido paralelo permitem obter uma vantagem evidente, uma vez que o ar regenerativo vai ser humidificado ao mesmo tempo que o ar tratado é desumidificado, permitindo filtrar de uma forma mais eficiente a passagem contaminantes existentes no ar regenerativo para o ar tratado.

Durante o processo de desumidificação, o vapor de água presente no agente dessecante sobe para um nível tal que este não consegue adsorver mais quantidade de água presente no ar tratado. Como consequência, uma fracção do ar tratado é utilizada para arrefecer o agente dessecante. Esta fracção de ar, para processar o arrefecimento, vai encontrar-se a uma temperatura elevada e bastante humidificada. Por esta razão, é instalada uma secção para se processar esse arrefecimento, denominada de secção de purga que geralmente é uma secção que representa 17% a 25% da área da roda e encontra-se representada na Figura 6. [19]

2.1.1.1. Agentes Dessecantes

O interior da roda dessecante contém um único produto, o agente dessecante, que se pode encontrar no estado sólido ou no estado líquido.

No caso de termos agente dessecante no estado sólido, solução actualmente utilizada pelos fabricantes desta tecnologia, o ar tratado circula através por um material poroso, onde lhe é removido a humidade por adsorção. O agente dessecante é aplicado no sistema Dessecante, no interior de uma roda em rotação. A solução de cama empacotada necessita de uma maior energia auxiliar para o accionamento do sistema e não permite ter um bom controlo da humidade transferida, sendo a segunda solução a adoptada.

Os agentes dessecantes são materiais inorgânicos, higroscópios, sendo os mais frequentes a SilicaGel, Brometo de Lítio, Cloreto de Lítio, Brometo de Cálcio, peneiras moleculares e ainda Silicato de Titânio. Existem outras possibilidades tais como polímeros orgânicos que se encontram em estudo para uma possível utilização.

A SilicaGel e Cloreto de Lítio, conforme indicado na Figura 9, são compostos que têm uma enorme capacidade de adsorção de água para qualquer valor de humidade relativa presente no ar exterior, quando comparados com outros produtos dessecantes descritos.

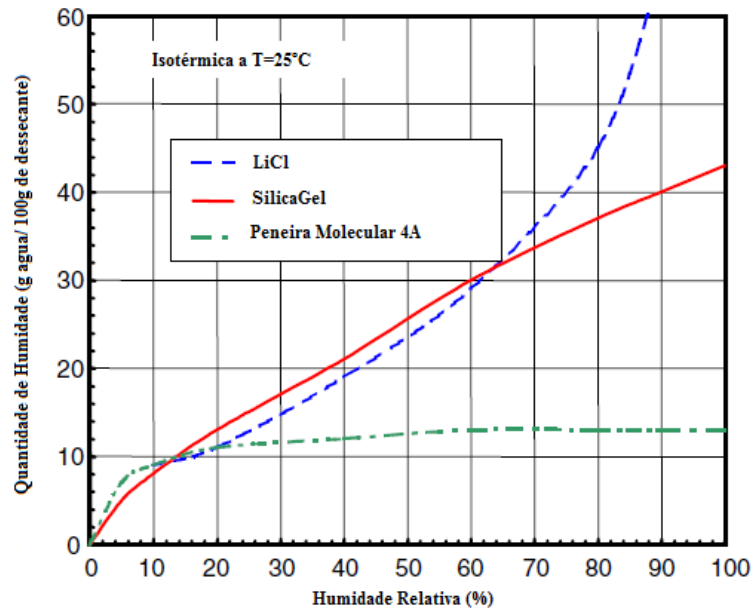


Figura 9 - Curvas Isotérmicas dos diferentes materiais [2].

Analisando a Figura 9 constata-se que a SilicaGel abrange toda a gama de humidade relativa e tendo uma baixa temperatura de reactivação (entre os 70°C e os 120°C), segundo Pesaran e Slayzak [8], acaba por ser o agente dessecante sólido mais utilizado.

As figuras seguintes apresentam o aspecto dos dois tipos de agentes dessecantes analisados.



Figura 10 – SilicaGel



Figura 11 - Cloreto de Lítio

No caso da utilização dos agentes dessecantes no estado líquido, uma solução concentrada destes é injectada em forma de spray no fluxo de ar tratado de forma a remover a humidade, por adsorção. A solução concentrada é circulada e aquecida por um fluxo de ar quente obtendo-se assim uma reconcentração do líquido dessecante.

Como exemplos de agentes dessecantes no estado líquido há o Glicol, Brometo de Lítio ou soluções de Cloreto de Cálcio em água. Com este tipo de agentes dessecantes consegue-se obter um maior grau de desumidificação do que com o agente dessecante no estado sólido, para iguais temperaturas, no entanto estes agentes dessecantes requerem uma maior manutenção quando comparados com os no estado sólido.

Face ao grau de desenvolvimento da tecnologia de agentes dessecantes líquidos ainda não ter atingido a maturidade, os sistemas Dessecantes utilizam mais frequentemente os agentes dessecantes sólidos.

2.1.2. Modelo Numérico da Roda Dessecante

Neste subcapítulo são apresentadas as equações que permitem conhecer a evolução do ar na passagem pela roda dessecante, com base na análise de fenómenos de transferência de energia e massa e na modelação ao longo da espessura da roda dessecante, descritas no Anexo A.

A figura seguinte apresenta um esquema simplificado da Figura 2 para a roda dessecante.

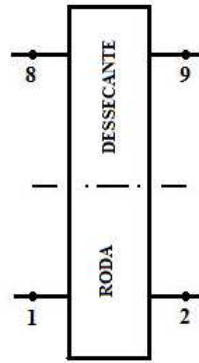


Figura 12 - Esquema simplificado da roda dessecante.

Para o fluxo de ar tratado (evolução Ponto1-Ponto2 da Figura 12), as propriedades do ar, segundo Moreira J.R.S. [13], na entrada da roda dessecante são dadas pelas condições climatéricas, do local em questão. Dessas propriedades são analisadas a temperatura e a humidade relativa para o Ponto 1:

T_1 – Temperatura exterior (°C)

ϕ_1 - Humidade Relativa exterior (%)

A evolução da humidade absoluta (kg/kg) entre o Ponto 1 e o Ponto 2 da Figura 12 é dada pelas seguintes expressões:

$$\omega_1 = \text{função}(T_1, \phi_1)$$

$$\omega_2 = \omega_1 - \frac{M_w}{m_{at}}$$

sendo M_w a transferência total de humidade (kg) e m_{at} o caudal de ar tratado (kg/s).

O cálculo da entalpia (kJ/kg), entre o Ponto 1 e o Ponto 2 da Figura 12 é dado pelas seguintes expressões:

$$H_1 = \text{função}(T_1, \phi_1)$$

$$H_2 = H_1 - \frac{Kt * S(T_1 - T_8)}{m_{at}}$$

Sendo Kt a condutividade térmica (W/m.°K) do agente dessecante e S a superfície de transferência (m).

A temperatura e humidade relativa à saída da roda dessecante, para o fluxo de ar tratado, são dadas, respectivamente, pelas expressões:

$$T_2 = \text{função}(\omega_2, H_2)$$

$$\phi_2 = \text{função}(\omega_2, H_2)$$

Para o fluxo de ar regenerativo a evolução entre o Ponto 8 e o Ponto 9 da Figura 9, as propriedades na entrada da roda são dadas por:

$$T_8 - \text{Temperatura à saída do aquecedor (°C)}$$

$$\phi_8 - \text{Humidade Relativa à saída do aquecedor (\%)}$$

A evolução da humidade absoluta (kg/kg) entre o Ponto 8 e o Ponto 9 da Figura 12 é dada pelas seguintes expressões:

$$\omega_8 = \text{função}(T_8, \phi_8)$$

$$\omega_9 = \omega_8 - \frac{M_w}{m_{ar}}$$

sendo M_w a transferência total de humidade (kg) e m_{ar} o caudal de ar regenerativo (kg/s).

O cálculo da entalpia (kJ/kg), entre o Ponto 8 e o Ponto 9 da Figura 12 é dado pelas seguintes expressões:

$$H_8 = \text{função}(T_8, \phi_8)$$

$$H_9 = H_8 - \frac{Kt * S(T_1 - T_8)}{m_{ar}}$$

Sendo Kt a condutividade térmica (W/m.°K) do agente dessecante e S a superfície de transferência (m).

A temperatura e humidade relativa à saída da roda dessecante, para o fluxo de ar regenerativo, são dadas, respectivamente, pelas expressões:

$$T_9 = \text{função}(\omega_9, H_9)$$

$$\phi_9 = \text{função}(\omega_9, H_9)$$

2.1.2 Permutador de Calor

O permutador de calor de fluxos cruzado é utilizado para um arrefecimento sensível do ar tratado e para um aquecimento sensível do ar de regeneração. A energia necessária para um primeiro arrefecimento do ar tratado é aqui retirada ao mesmo, sob a forma de calor, para o ar de regeneração. A figura seguinte representa um esquema simplificado do permutador de calor da Figura 2.

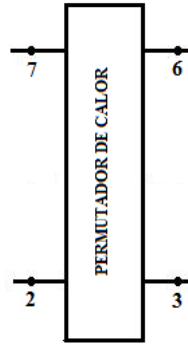


Figura 13 – Esquema simplificado do permutador de calor.

2.1.2.1. Modelo Numérico do Permutador de Calor

Neste subcapítulo é apresentada a evolução dos fluxos de ar ao nível do permutador de calor. O ar tratado é representado pela evolução entre o Ponto 2 e o Ponto 3 da Figura 13.

A energia transferida no permutador de calor entre os fluxos de ar é dada pela seguinte expressão:

$$Q_{transferida} = \eta_{pc} * (m * C_p)_{min} * \Delta T_{max}$$

onde η_{pc} é a eficiência do permutador, m o caudal de ar (kg/s), C_p a constante de calor específico (kJ/kg/°K) e ΔT a variação de temperatura (°C).

Analisando a Figura 13 são atribuídos os seguintes valores à expressão anterior:

$$Q_{transferida} = \eta_{pc} * (m_{at} * C_{p,at}) * (T_6 - T_{2,2})$$

Sendo o índice *at* correspondente ao ar tratado.

A evolução do fluxo de ar tratado (evolução do Ponto 2 para o Ponto 3) neste componente é dada pela humidade absoluta e pela temperatura, respectivamente, recorrendo às seguintes expressões:

$$\omega_3 = \omega_2$$

$$T_3 = T_2 + \frac{Q_{transferida}}{(m_{at} * C_{p,at})}$$

A propriedade humidade relativa é retirada em função da temperatura e da humidade absoluta:

$$\phi_3 = \text{função}(T_3, \omega_3)$$

Para o fluxo de ar regenerativo e utilizando a mesma expressão de transferência de energia, retiramos as propriedades de humidade absoluta e de temperatura do Ponto 7 em função do Ponto 6, segundo as seguintes expressões:

$$\omega_7 = \omega_6$$

$$T_7 = T_6 - \frac{Q_{transferida}}{(m_{ar} * C_{p,ar})}$$

A humidade relativa para o Ponto 7 é retirada em função da temperatura e da humidade absoluta calculadas, segundo a seguinte expressão:

$$\phi_7 = \text{função}(T_7, \omega_7)$$

2.1.3 Humidificador Adiabático

Os humidificadores adiabáticos, segundo CAREL [15], transferem a massa contida na evaporação directa da água para o fluxo de ar sem necessidade de energia externa, provocando uma diminuição ou aumento da temperatura do fluxo de ar, dependendo da energia entálpica com que é injectada a água no ar.

Este componente cria uma enorme interface entre o fluxo de ar e a água em estado líquido, onde uma fina camada de vapor saturado é formada, com uma pressão relativa igual à pressão de saturação correspondente à temperatura a que está o líquido.

Com este princípio em mente, o ar extraído do espaço climatizado e vai então passar por um humidificador adiabático tornando-se mais húmido e frio.

Neste projecto optou-se pelo uso de um humidificador adiabático uma vez que para além de humidificar, era necessário arrefecer o fluxo de ar.



Figura 14 – Exemplo de humidificador adiabático.

Para todos os sistemas de humificação que usem líquidos, problemas de higiene são sempre colocados uma vez que há uma permanente presença de água acumulada. Este ambiente é ideal para a reprodução de bactérias, nomeadamente a *Legionella pneumophila*. A proliferação desta bactéria é preocupante uma vez que o fluxo de ar pode transportar gotículas deste contaminante para o interior do espaço climatizado. De forma a evitar este tipo de situação, a água presente no humidificador é drenada em intervalos constantes e o sistema desinfectado.

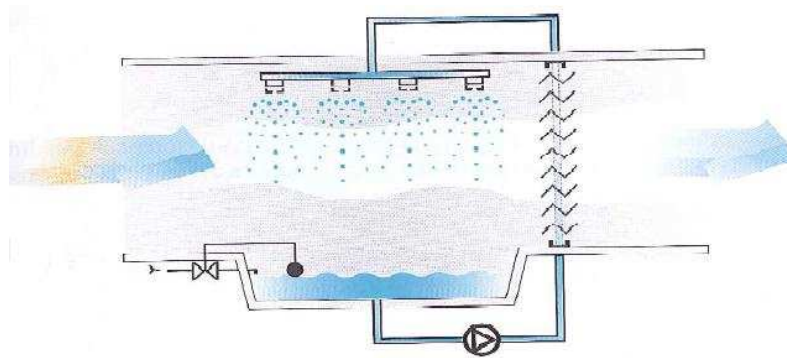


Figura 15 - Evolução do fluxo de ar no humidificador.

No que diz respeito aos consumos energéticos, regra geral a operação mecânica deste componente consome uma quantidade moderada de energia. Esta energia que é utilizada na vaporização da água é retirada directamente do próprio ar quente, proveniente do espaço climatizado. Os consumos eléctricos deste componente, regra geral, dizem respeito unicamente à bomba utilizada para circular a água que é pulverizada no fluxo de ar.

2.1.3.1. Modelo Numérico do Humidificador Adiabático

Com as condições enunciadas no Anexo B e usando a Figura 16 como um esquema simplificado da Figura 2, retiram-se agora as propriedades do fluxo de ar, na sua passagem pelo humidificador adiabático 1.

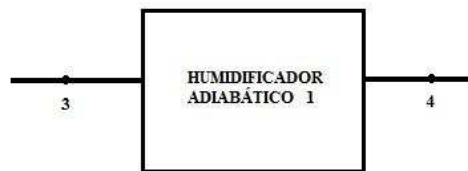


Figura 16 - Esquema simplificado do humidificador adiabático 1.

As propriedades do ar tratado são obtidas recorrendo às evoluções termodinâmicas do ar entre o Ponto 3 e no Ponto 4.

A variação da temperatura do bolbo seco é dada pela seguinte expressão:

$$T_4 = T_3 - \eta_{h1} * (T_3 - T_{wet,3})$$

sendo η_{h1} a eficiência do humidificador adiabático 1 e T_{wet} a temperatura de bolbo húmido (°C).

A variação da temperatura do bolbo húmido neste componente é nula, de onde podemos escrever a seguinte expressão:

$$T_{wet,4} = T_{wet,3}$$

A humidade relativa à saída do humidificador adiabático 1 é dada em função das propriedades anteriormente calculadas.

$$\phi_4 = função(T_4, T_{wet,4})$$

Obtêm-se assim as propriedades do ar insuflado definidas por T_4 e ϕ_4 .

Para o humidificador adiabático, o raciocínio seguido vai ser idêntico ao do humidificador adiabático 1. A Figura 17 representa um esquema simplificado da Figura 2 para o humidificador adiabático 2.



Figura 17 - Esquema simplificado do humidificador adiabático 2.

A variação da temperatura do bolbo seco é dada pela seguinte expressão:

$$T_6 = T_5 - \eta_{h2} * (T_5 - T_{wet,5})$$

A variação da temperatura do bolbo húmido, mais uma vez é nula, logo vai ser igual do Ponto 5 e no Ponto 6.

$$T_{wet,6} = T_{wet,5}$$

A humidade relativa à saída do humidificador adiabático 2 é dada pela seguinte expressão:

$$\phi_6 = função(T_6, T_{wet,6})$$

2.1.4 Aquecedor

Este componente tem a finalidade de aquecer o ar regenerativo à entrada deste para a roda dessecante. O ar quente e seco torna-se essencial para o processo de desumidificação do ar tratado.

A Figura 18 representa um esquema simplificado do aquecedor utilizado na Figura 2.

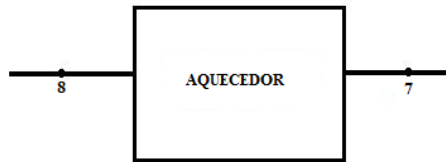


Figura 18 - Esquema simplificado do aquecedor.

2.1.4.1. Modelo Numérico do Aquecedor

Recorrendo à Figura 18 e uma vez que neste componente apenas se verifica um aquecimento sensível do ar regenerativo, temos a evolução da humidade absoluta e da entalpia, respectivamente, entre o Ponto 7 e o Ponto 8. Essas evoluções são dadas pelas seguintes expressões:

$$\omega_8 = \omega_7$$

$$H_8 = H_7 + \frac{P_{aquecimento}}{m_{ar}}$$

onde $P_{aquecimento}$ é a potência utilizada (kW) no aquecimento.

Com as propriedades anteriores, calcula-se agora a temperatura no ponto 8.

$$T_8 = função(H_8, \omega_8)$$

De igual forma a humidade relativa no ponto 8 é obtida através da entalpia e da humidade absoluta do Ponto 8.

$$\phi_8 = função(H_8, \omega_8)$$

2.2 Modelação no *Software EES* do sistema *Dessecante*

Para o estudo prático das propriedades do ar tratado e do ar regenerativo na passagem por cada um dos componentes descritos ao longo do Capítulo 2.1. foi implementada a modelação descrita para cada componente, no *Software Engineering Equation Solver (EES)*.

A modelação criada no *Software EES*, e em tudo semelhante à Fig.2, para o sistema *Dessecante* permite a alteração de vários parâmetros tais como,

- Diâmetro da roda dessecante,
- Espessura da roda dessecante,
- Velocidade de rotação da roda dessecante,
- Fracção da roda dessecante usada no processo,
- Densidade do material dessecante,
- Pressão atmosférica,
- Caudal de ar tratado,
- Caudal de ar regenerativo,
- Eficiência dos humidificadores adiabáticos,
- Eficiência do permutador de calor,
- Potência de aquecimento utilizada,
- *Setpoints* para o “Espaço Climatizado”,
- Condições do ar exterior, como a temperatura e a humidade relativa.

Desta forma é possível obter os valores óptimos para cada caso de simulação.

Após a simulação são obtidos vários parâmetros, tais como,

- Condições do ar a ser insuflado no “Espaço Climatizado”,
- Eficiência de desumidificação da roda dessecante,
- Total de água removida do ar tratado, na passagem pela roda dessecante,
- Aumento de temperatura do ar tratado, na passagem pela roda dessecante,
- Aumento de temperatura do ar regenerativo, na passagem pelo aquecedor,
- Potências utilizadas pelos humidificadores,
- Transferência de energia ao nível do permutador de calor,
- Definição das propriedades dos fluxos de ar em cada ponto da Fig.2.

Alguns destes parâmetros são analisados, como a eficiência da roda dessecante, a quantidade de água removida do ar tratado, o aumento de temperatura do ar tratado e do ar regenerativo e ainda a transferência de energia ao nível do permutador de calor. As análises em questão encontram-se descritas no Capítulo 5.

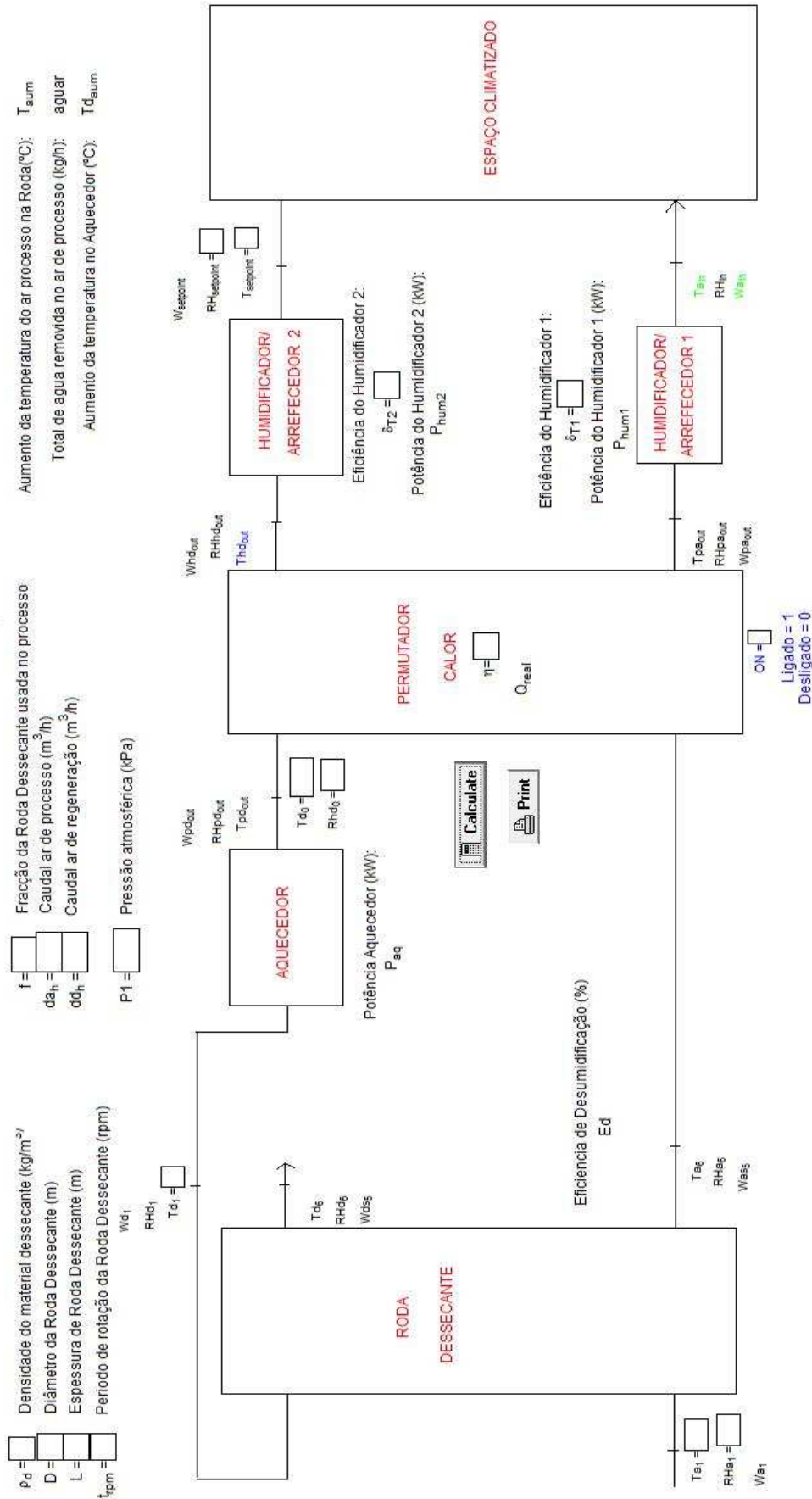


Figura 19 - Modelação do Sistema Desiccant Cooling.

3. Caracterização do sistema Convencional

O sistema convencionalmente utilizado nas UTA's para arrefecimento de um espaço é constituído por um permutador de calor, um condensador e um aquecedor. A Figura 20 representa um esquema deste tipo de sistema. É de salientar que no esquema não se encontram os ventiladores, uma vez que para comparação com o sistema Dessecante, e considerando que ambos os sistemas usam os mesmos ventiladores, estes não são considerados.

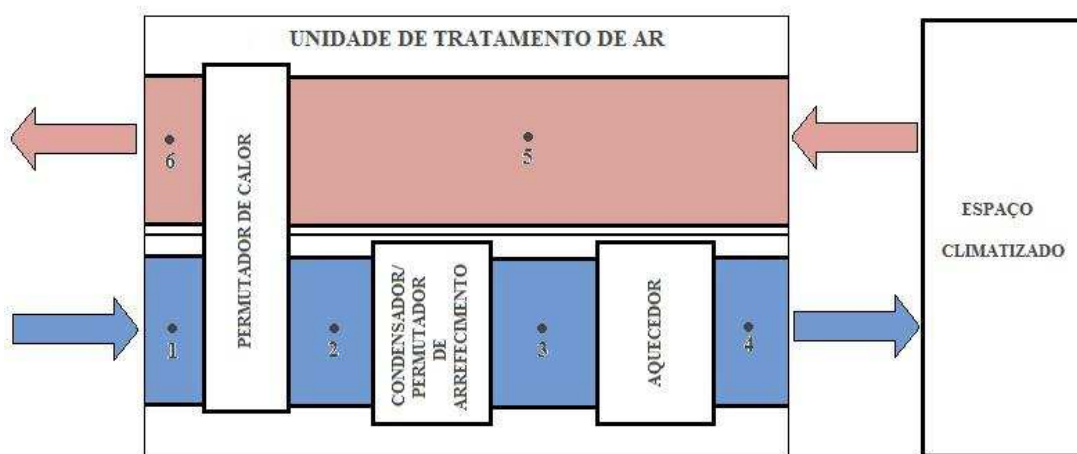


Figura 20 - Esquema do sistema Convencional.

O esquema da evolução, em termos gerais, do fluxo de ar neste sistema, em função da Figura 20 é representado na Figura 21.

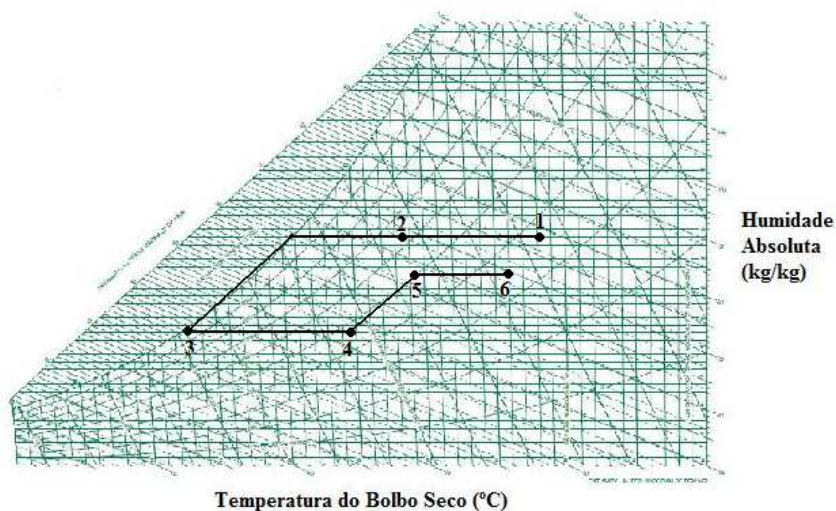


Figura 21 - Diagrama Psicométrico do sistema Convencional. [1]

Para uma melhor análise na comparação entre os dois sistemas, o permutador de calor e o aquecedor utilizados no sistema convencional são os mesmos utilizados no sistema Dessecante.

Em comparação com o sistema *Dessecante* que utiliza um humidificador adiabático para o estabelecimento da temperatura de insuflação do ar tratado, no caso do sistema convencional para se atingir essa temperatura é usado um permutador, um condensador e um aquecedor. Este sistema vai utilizar uma maior quantidade de energia para o arrefecimento do fluxo de ar, uma vez que, sendo a humidade absoluta do ar exterior, Ponto 1 (recorrendo à Figura 20), superior à do ponto de insuflação do mesmo fluxo de ar no espaço a climatizar, Ponto 4, há necessidade de se proceder a uma condensação do fluxo de ar com o objectivo de baixar o valor da humidade absoluta.

À semelhança do que acontece no sistema Dessecante, no caso de termos uma temperatura do ar exterior, Ponto 1 (recorrendo à Figura 20) inferior à temperatura de *setpoint*, Ponto 5, o permutador de calor não é activado, uma vez que iria subir a temperatura do fluxo de ar à entrada do condensador, Ponto 2, o que é de todo indesejado.

3.1 Modelo Numérico do Permutador de Calor

As condições iniciais são determinadas pelas condições do ar exterior, nomeadamente a temperatura e a humidade relativa.

T_1 – Temperatura exterior (°C)

ϕ_1 - Humidade Relativa exterior (%)

Ao nível do permutador de calor, vai haver uma transferência de energia do ar tratado para o ar regenerativo, permitindo que um dos fluxos sofra um arrefecimento e o outro fluxo um aquecimento. Por questões de uma comparação, a mais exacta possível entre o sistema Dessecante e o sistema convencional, o permutador de calor utilizado neste sistema vai ser igual ao permutador de calor utilizado no sistema Dessecante.

A expressão de transferência de energia, descrita no Capítulo 2.1.2.1, e citando a Figura 20, é dada pela seguinte expressão:

$$Q_{transferida} = \eta_{pc} * (m_{at} * C_{p,at}) * (T_5 - T_1)$$

onde η_{pc} é a eficiência do permutador, m_{at} o caudal de ar (kg/s) e C_p a constante de calor específico (kJ/kg/°K).

A evolução do fluxo de ar, do Ponto 1 para o Ponto 2, neste componente é dada pelas seguintes expressões:

$$\omega_2 = \omega_1$$

$$T_2 = T_1 + \frac{Q_{transferida}}{(m_{at} * C_{p,at})}$$

A humidade relativa é retirada em função da temperatura e da humidade absoluta, e é dada pela seguinte expressão:

$$\phi_2 = função(T_2, \omega_2)$$

De igual forma, para o fluxo de ar extraído do espaço a climatizar temos as seguintes propriedades de humidade absoluta e de temperatura.

$$\omega_6 = \omega_5$$

$$T_6 = T_5 - \frac{Q_{transferida}}{(m_{ar} * C_{p,ar})}$$

A humidade relativa é retirada em função da temperatura e da humidade absoluta, segundo a expressão:

$$\phi_6 = função(T_6, \omega_6)$$

3.2 Condensador

O condensador é utilizado para arrefecer a temperatura do ar tratado, antes de o insuflar no espaço climatizando, sendo necessário ou não, antes da insuflação, um aquecimento terminal.

Dependendo das características do ar exterior, poderá haver ou não necessidade de se proceder a uma condensação do ar exterior para que atinja as propriedades desejadas de insuflação. Caso não haja necessidade, este componente apenas faz um arrefecimento sensível do fluxo de ar.

3.2.1 Modelo Numérico do Condensador

Neste componente verifica-se um arrefecimento do ar tratado e quando necessário o valor da humidade absoluta é diminuído recorrendo a uma condensação do fluido de ar. A potência necessária para processar este arrefecimento é dada pela seguinte expressão:

$$P_{arrefecimento} = m_{at} * (-H_3 + H_2)$$

onde $P_{arrefecimento}$ é a potência eléctrica utilizada (kW), m_{at} o caudal de ar tratado (kg/s) e H a entalpia verificada nos respectivos pontos (kJ/kg).

As propriedades do ar à entrada do condensador são dadas por T_2 e ϕ_2 .

A entalpia é obtida em função das condições de entrada, recorrendo à seguinte função:

$$H_2 = função(T_2, \phi_2)$$

Caso não haja condensação, as condições seguintes verificam-se:

$$\omega_3 = \omega_2$$

$$H_3 = H_2 + \frac{P_{arrefecimento}}{m_{ar}}$$

Obtidas a humidade absoluta e a entalpia no Ponto 3 (segundo a Figura 20) a temperatura e a humidade relativa no mesmo ponto são obtidas recorrendo às seguintes funções, respectivamente:

$$T_3 = função(\omega_3, H_3)$$

$$\phi_3 = função(\omega_3, H_3)$$

3.3 Modelo Numérico do Aquecedor

Uma vez que neste componente apenas se verifica um aquecimento sensível do ar tratado,

$$\omega_4 = \omega_3$$

$$H_4 = H_3 + \frac{P_{aquecimento}}{m_{at}}$$

onde $P_{aquecimento}$ é a potência utilizada (kW) no aquecimento e m_{at} o caudal de ar tratado (kg/s). Note-se, no entanto, que o aquecimento sensível do ar tratado pretendido pode ser obtido recorrendo a um compressor que vai aproveitar energia utilizada na condensação no arrefecedor, conforme descrito no Capítulo 3.

Definindo estas propriedades, define-se a temperatura à saída do aquecedor,

$$T_4 = função(\omega_4, H_4)$$

E ainda a humidade relativa,

$$\phi_4 = função(\omega_4, H_4)$$

Estão assim encontradas as propriedades do ar a ser insuflado no espaço a climatizar.

3.4 Modelação no *Software EES* do sistema Convencional

Para o sistema convencional, a modelação criada permite a alteração de alguns parâmetros funcionais como,

- Eficiência do permutador de calor,
- Condições do ar exterior, como a temperatura e a humidade relativa,
- *Setpoints* para o “Espaço Climatizado”,
- Caudal de ar tratado
- Caudal de ar regenerado.
- Pressão atmosférica.

De forma a obter os valores óptimos para cada caso de simulação.

Após a simulação são obtidos vários parâmetros, tais como,

- Definição das propriedades dos fluxos de ar em cada ponto da Fig.13,
- Variação das temperaturas, à passagem pelo arrefecedor e aquecedor,
- Transferência de energia ao nível do permutador de calor,
- Potências de arrefecimento e aquecimento.

Da simulação são analisadas as potências de arrefecimento e de aquecimento, no Capítulo 5.

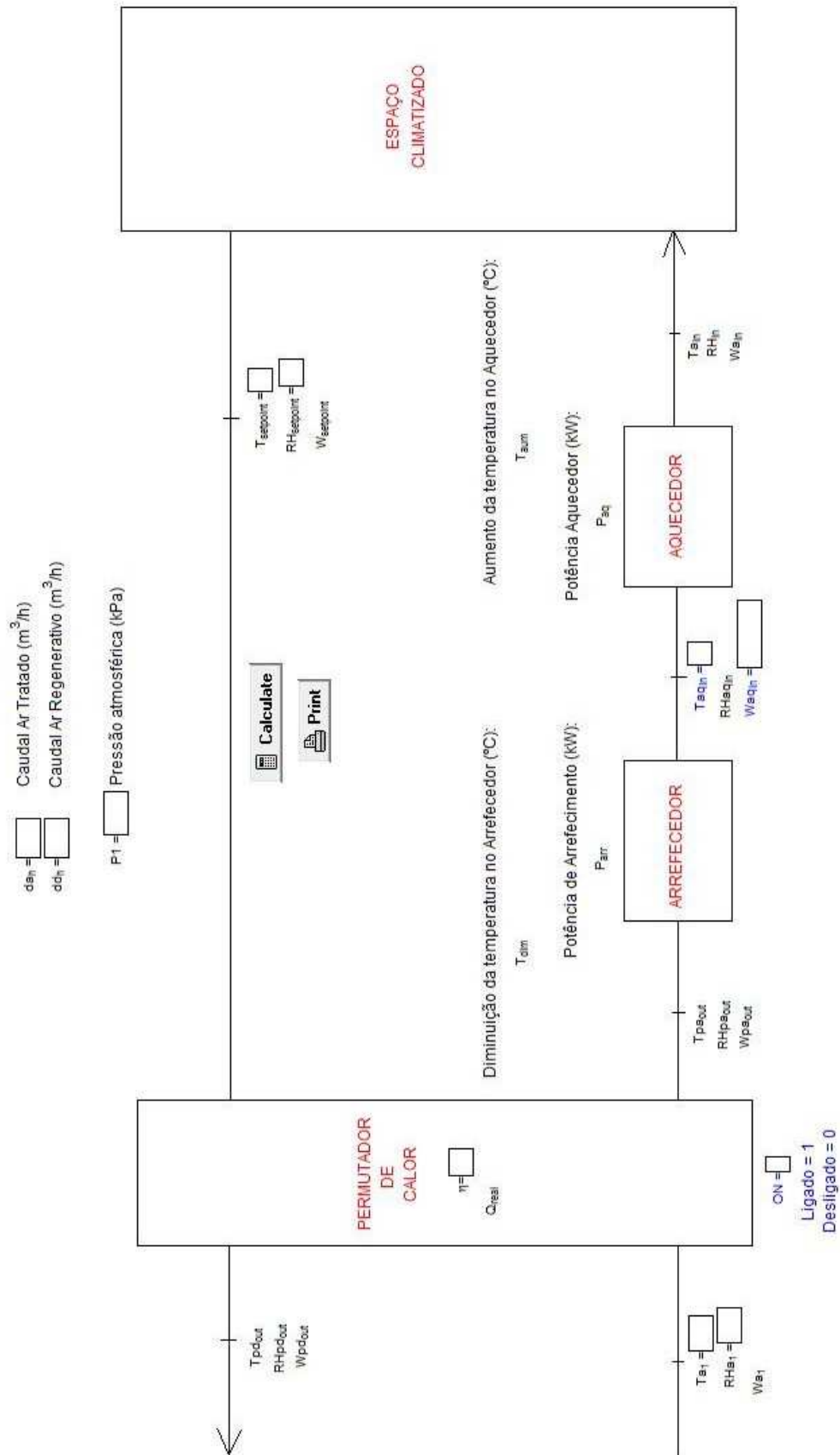


Figura 22 - Modelação do Sistema Convencional.

4. Caso Prático

Estando caracterizados, nos pontos anteriores, os dois sistemas em estudo, pretende-se agora aplicar o funcionamento de ambos a um caso prático.

Utilizando um espaço climatizado, pretende-se analisar o comportamento de ambos os sistemas as diferentes condições do ar exterior. Para isso foram definidos alguns parâmetros iniciais, como o próprio espaço climatizado e alguns parâmetros funcionais necessários.

As simulações serão feitas para as cidades de Beja, Lisboa e Porto, durante os meses de arrefecimento, meses de Maio, Junho, Julho, Agosto e Setembro. Foi utilizado o dia médio mensal e feito o estudo para um período de utilização do espaço climatizado, entre as 9h e as 19h.

4.1 Descrição do Espaço Climatizado

Era de interesse da empresa RGA estudar a possibilidade da aplicação do sistema Dessecante a uma escola onde, em projecto, está previsto um melhoramento a nível dos sistemas mecânicos de ar condicionado, com introdução de sistemas de termoventilação no caso real só com aquecimento ambiente, mas onde se gostaria que existisse também arrefecimento.

O espaço climatizado definido para este estudo vai ser tratado como um espaço único, constituído por um conjunto de três salas, localizadas num piso intermédio de um dos blocos da escola e que possuem, no seu conjunto, todo o tipo de equipamento que se poderá encontrar numa escola, como por exemplo, computadores. Esta junção de três salas tem como principais objectivos criar um espaço com uma carga térmica alta, com três frentes de envidraçados, onde se podem obter maiores flutuações térmicas ao longo do período de climatização em análise.

A figura seguinte mostra o aspecto exterior do espaço climatizado.



Figura 23 - Vista exterior do Espaço Climatizado.

O espaço anteriormente descrito, possui as seguintes características construtivas principais:

Tabela 1 - Características das envoltentes.

	Material	Espessura (m)	Condutibilidade Térmica ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
Cobertura	Roofmate	0.08	0.42
	Betão Leve	0.1	
	Reboco	0.02	
Paredes Interiores	Reboco	0.02	1.88
	Tijolo	0.11	
	Reboco	0.02	
Paredes Exteriores	Reboco	0.02	0.44
	Betão	0.18	
	EPS	0.08	
	Reboco	0.02	

Os envidraçados estão posicionados em três orientações e cada uma das orientações possui três envidraçados com caixilharia de alumínio sendo as suas características dadas pela tabela seguinte:

Tabela 2 - Envidraçados.

	Envidraçados
Orientação	Norte, Oeste e Sul
Dimensão (m)	2,4 x 1.8
Condutibilidade Térmica ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)	3.3
Factor Solar	0.75

Os restantes parâmetros necessários para a definição do espaço são dados na seguinte tabela:

Tabela 3 - Características da Sala.

Área pavimento (m^2)	174.8
Pé direito (m)	2.8
Ocupação (pessoas)	78
Iluminação (W/m^2)	15
Equipamento (W/m^2)	5

As cargas térmicas locais (sem contabilização de ar novo necessárias para o cálculo do ar a insuflar por climatização) foram retiradas da fase de estudo prévio da escola e são assumidas como válidas. A tabela seguinte apresenta os valores das cargas térmicas em questão.

Tabela 4 - Cargas térmicas.

	Carga Térmica (kW)
Sensível	33.93
Latente	5.32
Total	39.25

Para efeitos de simulação deste trabalho estabeleceu-se um *setpoint* funcional com a Temperatura de 26°C e Humidade Relativa de 50%.

Recorrendo a um Diagrama Psicométrico (Ashrae Psychrometric Chart No.1), tendo em consideração as cargas térmicas da Tabela 4, retiram-se as propriedades desejadas do ar a ser insuflado no espaço a climatizar, que estão descritas na tabela seguinte:

Tabela 5 - Propriedades de Insuflação do Ar Tratado.

Temperatura (°C)	15
Humidade Relativa (%)	91
Humidade Absoluta (kg/kg)	0.0097

Retiradas as cargas térmicas e as propriedades do ar a ser insuflado no espaço, obtêm-se os caudais em causa para ambos os sistemas, que são dados na tabela seguinte.

Tabela 6 - Caudais definidos.

Caudal de Ar Tratado (m³/h)	8940
Caudal de Ar Regenerativo (m³/h)	9850

4.2 Parâmetros Utilizados

Estando o espaço climatizado definido, é necessários ainda definir alguns parâmetros imprescindíveis para se poder fazer uma correcta simulação.

Para o sistema Dessecante, usaram-se os parâmetros definidos na tabela 7.

Tabela 7 - Valores dos parâmetros utilizados pelo sistema Dessecante.

Densidade do agente dessecante	ρ_d (kg/m³)	20
Diâmetro da roda dessecante	D (m)	1.5
Espessura da roda dessecante	L (m)	0.5
Fracção da roda utilizada	f	0.83
Eficiência do permutador de calor	η (%)	80
Eficiência dos humidificadores	ε (%)	90
Pressão atmosférica	(kPa)	101.325

Os valores de eficiência, quer do permutador de calor, quer dos humidificadores foram retirados de um catálogo de um fabricante [14].

De forma a se poder comparar o sistema Dessecante nos diferentes climas em estudo, os parâmetros definidos previamente vão ser iguais em todas as simulações efectuadas.

Na comparação entre o sistema Dessecante e o sistema convencional consideram-se que os componentes comuns aos dois sistemas assumem valores iguais. Logo, para o sistema convencional, os parâmetros usados na simulação são enunciados na tabela seguinte.

Tabela 8 - Valores dos parâmetros utilizados pelo sistema convencional.

Caudal de Ar Tratado (m³/h)	8940
Caudal de Ar Regenerativo (m³/h)	9850
η Permutador de Calor (%)	80

4.3 Dia Médio Mensal

Seria extremamente complexo e moroso efectuar as simulações para todos os dias da estação de arrefecimento, isto é, todos os dias de Maio a Setembro. Optou-se por isso, pela utilização do dia médio mensal.

O dia que melhor caracteriza o mês, em termos de temperatura e humidade relativa é considerado o dia médio mensal.

Para efeitos de cálculo foram utilizados, com base em Duffie e Beckman [16], os dias médios mensais apresentados na Tabela 9.

Tabela 9 - Dia Médio Mensal.

	Maio	Junho	Julho	Agosto	Setembro
Dia Médio Mensal	15	11	17	16	15

5. Resultados Obtidos

5.1 Clima

Para o estudo do caso prático, durante a estação de arrefecimento, foram seleccionadas três cidades, que aparentemente representam os diferentes climas verificados em Portugal Continental. As cidades seleccionadas foram o Porto, zona norte, Lisboa, zona centro, e Beja, zona sul.

Para o dia médio mensal do mês de Maio, Junho, Julho, Agosto e Setembro, durante um período de climatização das 9h às 19h, foram obtidos os valores de temperatura e de humidade relativa do ar exterior que se encontram descritos no Anexo C.

Na Tabela 10 são apresentados os valores médios da temperatura exterior, assim como da humidade relativa exterior, durante a estação de arrefecimento.

Tabela 10 - Valores médios de temperatura e humidade relativa exterior.

		Porto	Lisboa	Beja
Maio	Temp.(°C)	15.2	15.5	26.3
	H.R. (%)	61.2	53	44.4
Junho	Temp.(°C)	20.2	23.4	22
	H.R. (%)	54.1	68	39.4
Julho	Temp.(°C)	25.5	27.2	32.2
	H.R. (%)	58	49.8	16.9
Agosto	Temp.(°C)	22.5	28.9	29.7
	H.R. (%)	62.4	52	38.3
Setembro	Temp.(°C)	24.6	25.5	28.6
	H.R. (%)	50.5	50.1	26.6

Após uma análise destes resultados pode-se considerar que encontramos três climas bastante distintos, tal como era esperado.

Beja pode-se considerar como detentora de um clima muito quente e muito seco, o Porto possui um clima moderado e bastante húmido e Lisboa, durante a estação de arrefecimento, apresenta um clima quente e húmido.

Estes valores de temperatura e humidade relativa do ar exterior foram obtidos recorrendo às tabelas climáticas do *Software Solterm*.

5.2 Análise das Características do Sistema Dessecante

Para os diferentes climas mencionados no capítulo anterior, para as condições de insuflação do ar tratado descritas no Capítulo 5.1 e ainda para o período de climatização definido das 9h às 19h, são apresentados e analisados neste subcapítulo os resultados médios do comportamento de alguns parâmetros funcionais do sistema Dessecante, sendo os resultados mensais apresentados em Anexo.

É ao nível da roda dessecante que se dá o fenómeno de desumidificação do ar tratado e sendo este o fenómeno que distingue o sistema Dessecante do sistema convencional são analisadas algumas das características dessa mesma roda para os diferentes climas. A Figura 24 representa um esquema simplificado da roda dessecante, baseado na Figura 2 assim como os pontos em análise na mesma.

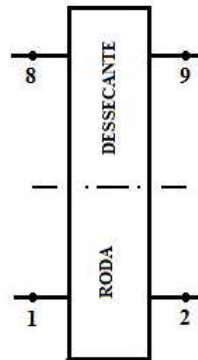


Figura 24- Esquema simplificado da roda dessecante.

5.2.1 Eficiência de Desumidificação

A eficiência de desumidificação é a capacidade que a roda dessecante tem de retirar a humidade do fluxo de ar tratado.

O valor desta eficiência consegue-se com uma análise à quantidade de humidade presente no fluxo de ar tratado à entrada e à saída da roda dessecante, pela seguinte expressão:

$$\varepsilon = \frac{(\omega_1 - \omega_2)}{\omega_1}$$

Sendo ω a humidade absoluta (kg/kg) e os índices 1 e 2 representativos do Ponto1 e do Ponto2 da Figura 24, respectivamente.

O Gráfico 1 mostra os valores médios obtidos para a estação de arrefecimento, no que diz respeito à eficiência de desumidificação do sistema Dessecante.

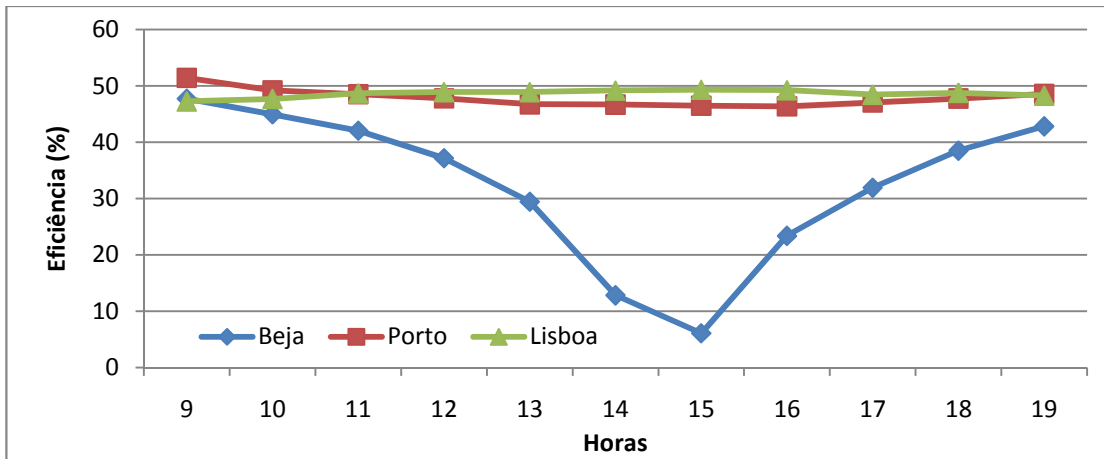


Gráfico 1- Eficiência de desumidificação média na estação de arrefecimento.

Da análise do Gráfico 1 pode-se concluir que no Porto e Lisboa, a eficiência de desumidificação é superior devido ao clima húmido presente nestas duas cidades. Em sentido contrario e uma vez que o clima é bastante seco em Beja, a eficiência de desumidificação é inferior, tendo inclusive um pico de eficiência bastante baixo às 15h. Isto deve-se aos valores da eficiência de desumidificação registados em Julho e que podem ser consultados no Gráfico seguinte:

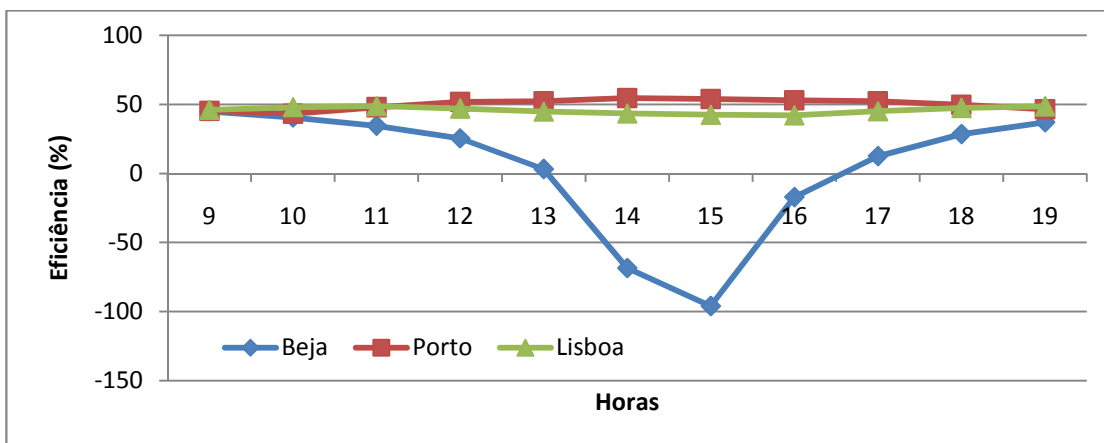


Gráfico 2 - Eficiência de desumidificação no dia médio de Julho.

Para o mês de Julho em Beja, o Gráfico 2 apresenta uma eficiência de desumidificação negativa. Isto deve-se ao facto do ar regenerativo, que supostamente deveria possuir uma humidade inferior à humidade presente no ar tratado, não a ter. O ar tratado vai fazer o papel do ar regenerativo e à passagem pela roda dessecante vai humidificar e regenerar o agente dessecante.

Sendo assim, em Beja, no mês de Julho entre as 13h e as 16h, a roda dessecante não vai processar a desumidificação do ar tratado, uma vez que a humidade relativa do ar exterior nesse período é inferior a 10%.

Os resultados mensais da eficiência de desumidificação podem ser consultados no Anexo D.1.

5.2.2 Aumento de Temperatura do Ar Tratado

Com a desumidificação, o ar tratado vai sofrer um aumento de temperatura na sua passagem pela roda dessecante.

A variação de temperatura é dada pela seguinte expressão:

$$\Delta T = T_2 - T_1$$

O Gráfico 3 mostra a variação média do aumento temperatura, para a estação de arrefecimento, entre o Ponto1 e o Ponto2 da Figura 24.

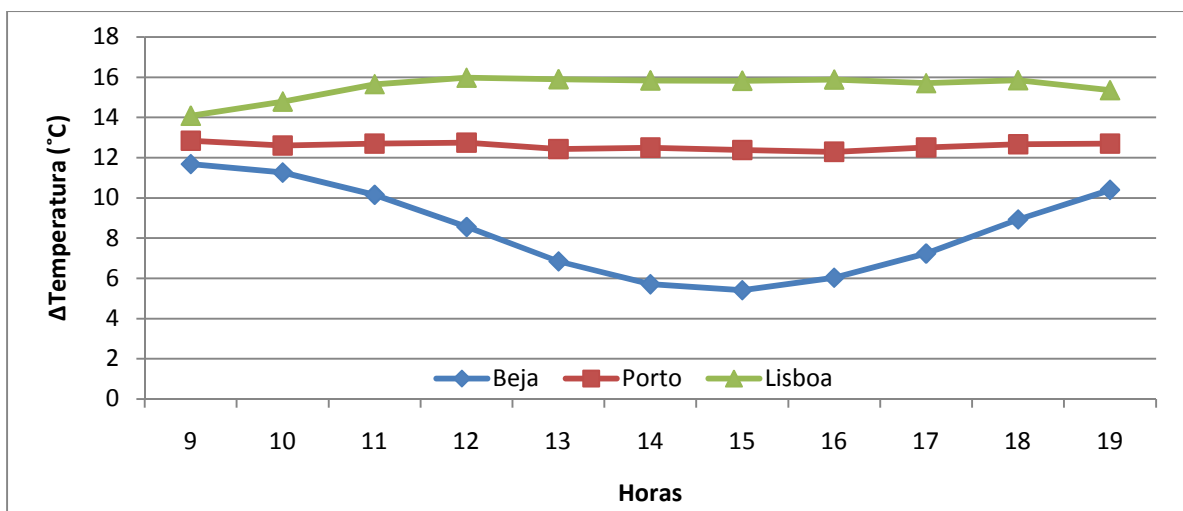


Gráfico 3 - Aumento de temperatura média do ar tratado na estação de arrefecimento.

Da observação ao Gráfico 3 verifica-se que em Beja, uma vez que a temperatura exterior é bastante elevada em comparação com as outras cidades, o aumento de temperatura do ar tratado à passagem pela roda dessecante vai ser inferior.

Para climas quentes e húmidos, o sistema Dessecante vai efectuar um aquecimento superior do ar tratado, quando comparado com os outros climas. Esta variação de temperatura ronda os 16°C para este clima. Quanto maior for esta variação de temperatura, mais elevada vai ser a temperatura do ar tratado no Ponto 2 e uma vez que este sistema é utilizado para arrefecimento, acaba por ser prejudicial à utilização do mesmo. Tendo temperaturas muito elevadas, para se conseguir atingir o ponto de insuflação desejado, despende-se, necessariamente, uma maior quantidade de energia.

Para o mês de Julho, os valores de aumento da temperatura do ar tratado foram os seguintes:

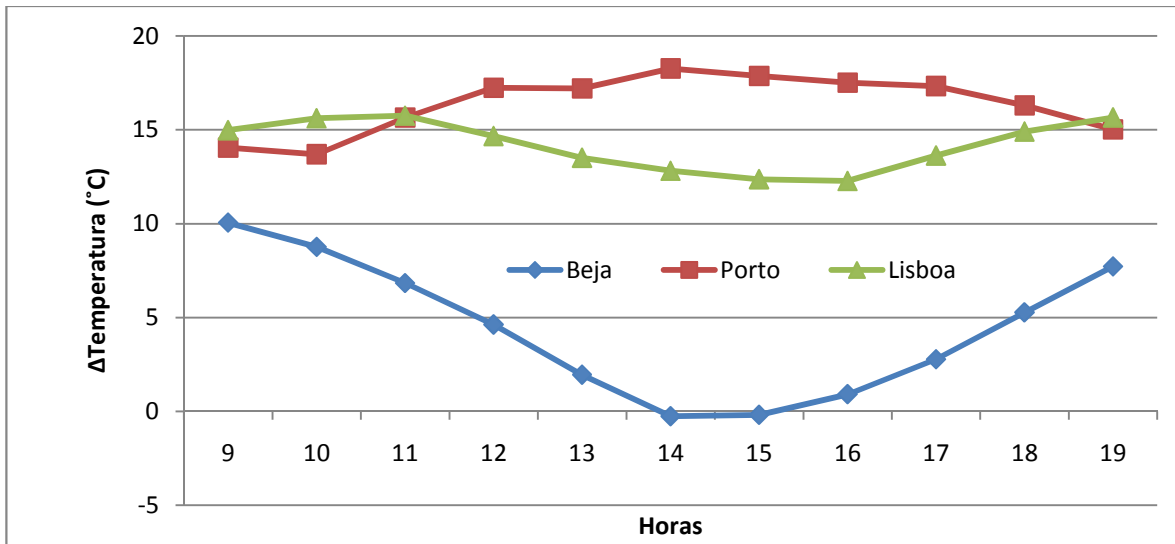


Gráfico 4 - Aumento de temperatura do ar tratado no dia médio do mês de Julho.

Uma vez que a temperatura exterior no mês de Julho em Beja é extremamente alta, e a humidade relativa exterior é inferior a 10%, como visto anteriormente, o sistema não vai desumidificar o ar tratado, logo não o vai aquecer, daí o valor nulo entre as 14h e as 15h para esta cidade.

Os resultados mensais do aumento de temperatura do ar tratado podem ser consultados no Anexo D.2.

5.2.3 Quantidade de Água Removida

Ainda na roda dessecante analisa-se agora a quantidade de água removida na passagem do ar tratado, entre o Ponto 1 e Ponto 2 da Figura 24, para os diferentes climas. Este valor pode ser obtido recorrendo à seguinte expressão:

$$\dot{Q}_{\text{água removida}} = m_{at} * (\omega_2 - \omega_1)$$

Sendo m_{at} o caudal de ar tratado.

O gráfico seguinte mostra os valores médios da quantidade de água removida do ar tratado para a estação de arrefecimento.

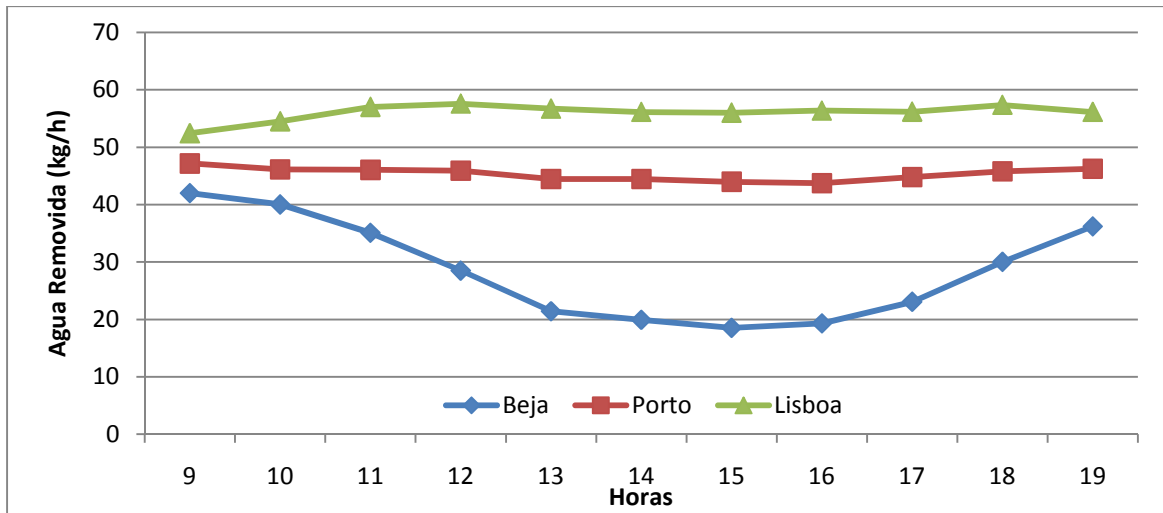


Gráfico 5 - Quantidade média de água removida na estação de arrefecimento.

A análise do Gráfico 5 acaba por comprovar os resultados obtidos no estudo dos dois parâmetros anteriores. Uma vez que a eficiência de desumidificação e o aumento de temperatura do ar tratado à saída da roda dessecante é superior para climas quentes e húmidos, a quantidade de água removida acaba por ser superior também. Para estes climas, o valor de remoção de quantidade de água do ar tratado pode chegar aos 80 kg/h, como é o caso no mês de Agosto.

Os resultados mensais da quantidade de água removida podem ser consultados no Anexo D.3.

5.2.4 Velocidade de Rotação

Para se aumentar a eficiência do sistema, a velocidade de rotação da roda dessecante deve ser variável em função da quantidade de humidade que se pretende retirar do ar tratado.

O Gráfico 6 apresenta os valores médios otimizados da velocidade de rotação da roda dessecante, para a estação de arrefecimento.

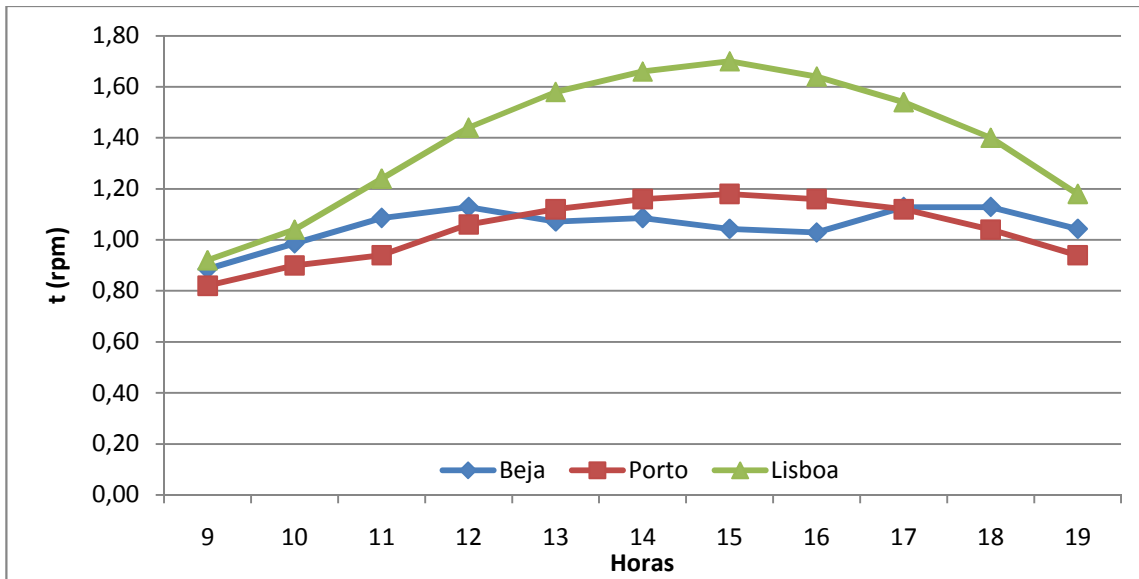


Gráfico 6 - Velocidade de rotação média otimizada da roda dessecante na estação de arrefecimento.

Durante a pesquisa bibliográfica em sistemas Dessecantes, e recorrendo ao Gráfico 6, confirma-se que a velocidade de rotação da roda dessecante é muito baixa, uma vez que os fluxos de ar têm de atravessar a espessura total da roda impregnada com o agente dessecante de forma a aproveitar ao máximo as suas características quer de adsorção de humidade, para o ar tratado, quer de desadsorção de humidade, para o ar regenerativo. Estas velocidades, segundo os valores obtidos variam entre 0,5 e 2,7 rpm.

Esta velocidade óptima de rotação, regista o seu pico por volta das 15h, onde, em cada local, se regista o maior valor da temperatura exterior.

Para o mês de Julho, os resultados obtidos foram os seguintes:

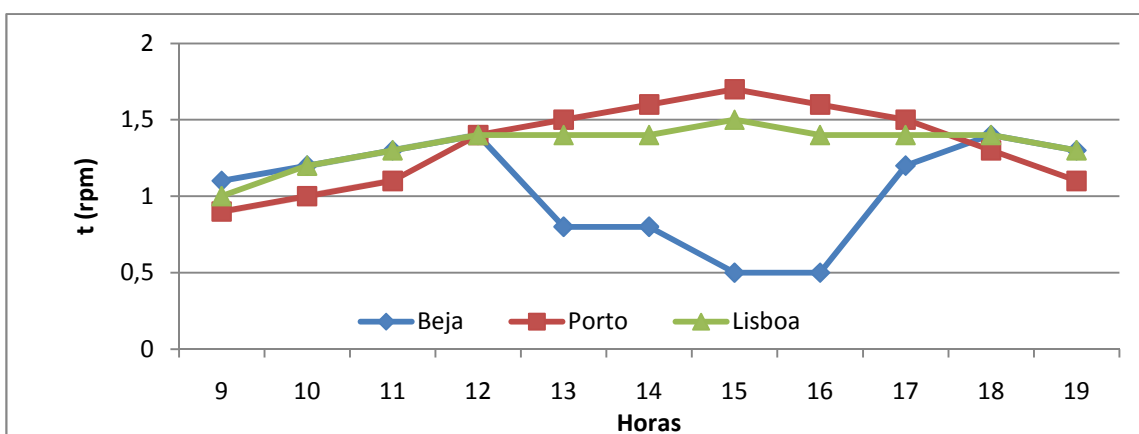


Gráfico 7 - Velocidade de rotação da roda dessecante no dia médio mensal do mês de Julho.

Como Beja possui o clima mais quente e mais seco dos climas em análise, para o mês de Julho que é um dos meses mais quentes, as velocidades de rotação da roda dessecante são substancialmente inferiores, quando comparadas com os outros climas.

Os resultados mensais da velocidade de rotação podem ser consultado no Anexo D.4

5.2.5 Aumento de Temperatura do Ar Regenerativo

Deixando agora a roda dessecante mas não o sistema Dessecante, vamos analisar o que se passa ao nível do aquecedor. Para isso, a Figura 25 apresenta um esquema simplificado, baseado na Figura 2, deste componente.

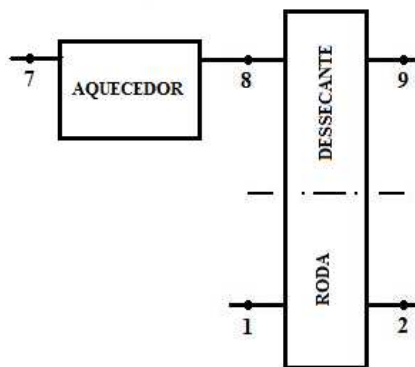


Figura 25 - Esquema do aquecedor mais roda dessecante.

É ao nível do aquecedor que se dá aumento de temperatura do ar regenerativo antes da entrada deste na roda dessecante. O valor deste aumento de temperatura torna-se de importante análise caso haja necessidade de se processar o aquecimento do ar regenerativo recorrendo a fontes renováveis de energia, nomeadamente a energia solar. Este valor é dado pela seguinte expressão:

$$\Delta T = T_8 - T_7$$

O Gráfico 8 mostra os resultados médios obtidos do aumento de temperatura do ar regenerativo, durante a estação de arrefecimento, para as cidades em análise.

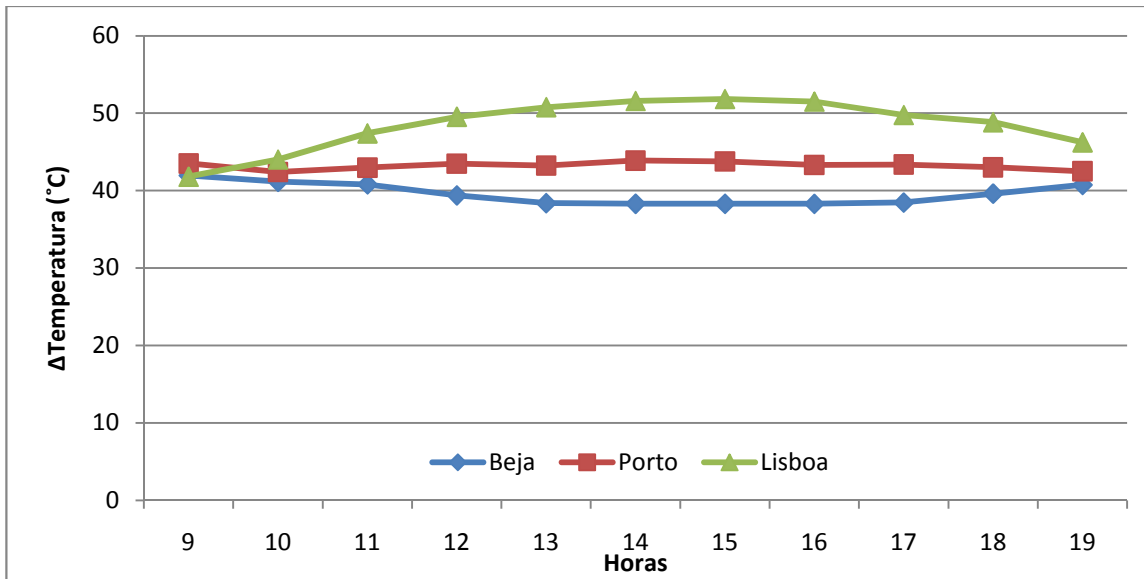


Gráfico 8 – Valores médios do aumento de temperatura do ar regenerativo, na estação de arrefecimento.

Para climas quentes e muito secos o aumento de temperatura no aquecedor é inferior, aproveitando assim as condições do clima exterior.

Nos meses da estação de arrefecimento analisados, os climas húmidos necessitam de um maior aumento de temperatura à entrada da roda dessecante para se processar a regeneração do agente dessecante.

Para o clima típico de Lisboa, o aumento de temperatura do ar regenerativo pode chegar aos 80°C como se pode verificar nos resultados mensais que podem ser consultado no Anexo D.5.

5.2.6 Temperatura de Regeneração

A temperatura de regeneração é a temperatura à qual o ar regenerativo tem de entrar na roda dessecante para que se verifique a regeneração do agente dessecante, isto é, esta temperatura é essencial para secar o agente dessecante.

No entanto, como já referido anteriormente, há um valor mínimo para essa temperatura de regeneração que é 70°C. Abaixo dessa temperatura, o agente dessecante não se consegue regenerar e torna-se incapaz de processar a adsorção de humidade desejada no ar tratado.

O Gráfico 9 apresenta os valores da temperatura média de regeneração na estação de arrefecimento, para o período de climatização em análise.

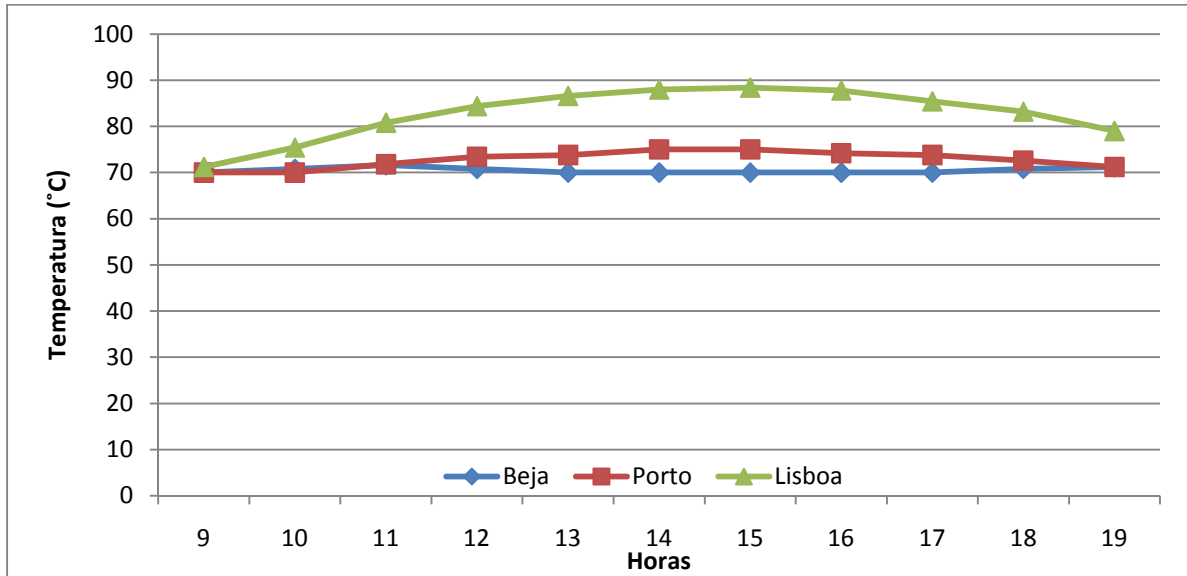


Gráfico 9 - Temperatura média de regeneração na estação de arrefecimento.

Analisando o Gráfico 9, a temperatura de regeneração é, em média, mais elevada para climas quentes e húmidos, isto implica necessariamente um maior consumo de energia por parte do sistema para a obtenção desta mesma temperatura.

Para os meses de Maio e Setembro, as temperaturas de regeneração obtidas, foram as seguintes:

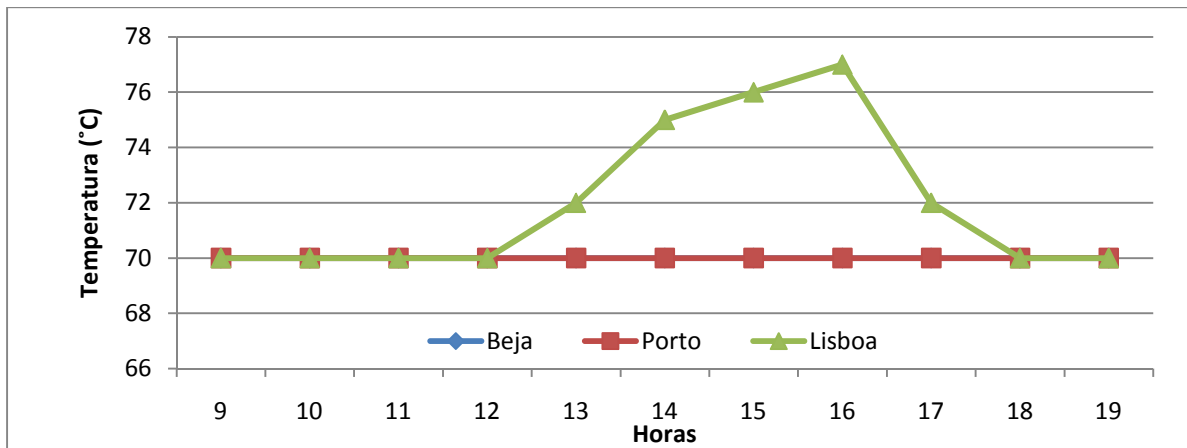


Gráfico 10 - Temperatura de regeneração no dia médio do mês de Maio.

A temperatura de regeneração para a cidade de Beja, coincide com a temperatura de regeneração para a cidade do Porto, daí não estar visível no Gráfico 10 e posteriormente no Gráfico 11.

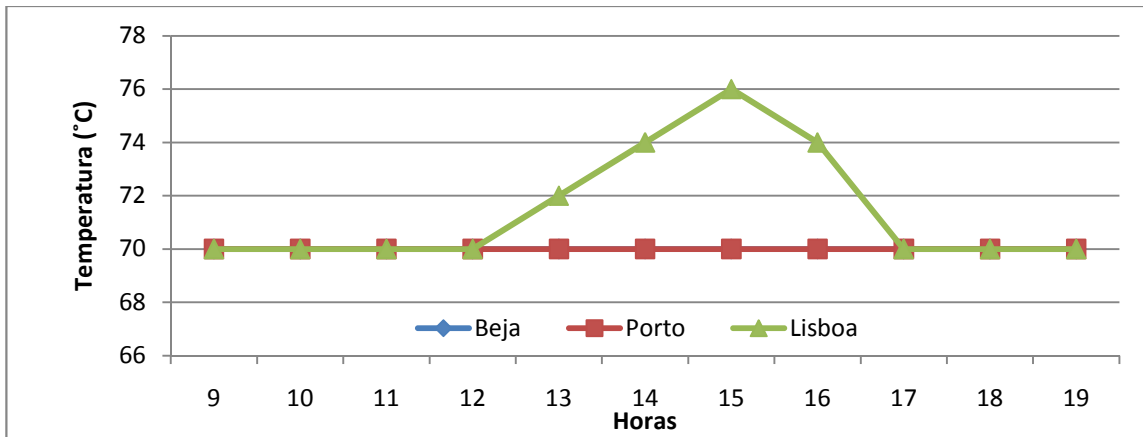


Gráfico 11 - Temperatura de regeneração no dia médio do mês de Setembro.

Analisado o Gráfico 10 e o Gráfico 11, note-se que os valores de temperatura de regeneração para a cidade de Lisboa, nos meses de início e fim de estação de arrefecimento, são substancialmente superiores aos valores obtidos para as cidades de Beja e Porto.

Os resultados mensais podem ser consultados no Anexo D.6.

5.2.7 Transferência de Energia no Permutador de Calor

O ar tratado quando abandona a roda dessecante vai sofrer um primeiro arrefecimento num permutador de calor de fluxos cruzados. A Figura 26 representa um esquema simplificado do permutador de calor, baseado na Figura 2, assim como os pontos em análise no mesmo.

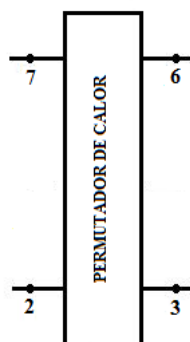


Figura 26 - Esquema do permutador de calor.

Os fluxos de ar que passam no permutador de calor vão trocar energia entre si. Essa energia é dada pela expressão:

$$Q = m * C_p * \Delta T$$

Onde C_p é o calor específico (kJ/kg/K) do fluxo de ar.

Os valores médios da quantidade de energia transferida na estação de arrefecimento, são dados pelo Gráfico 12.

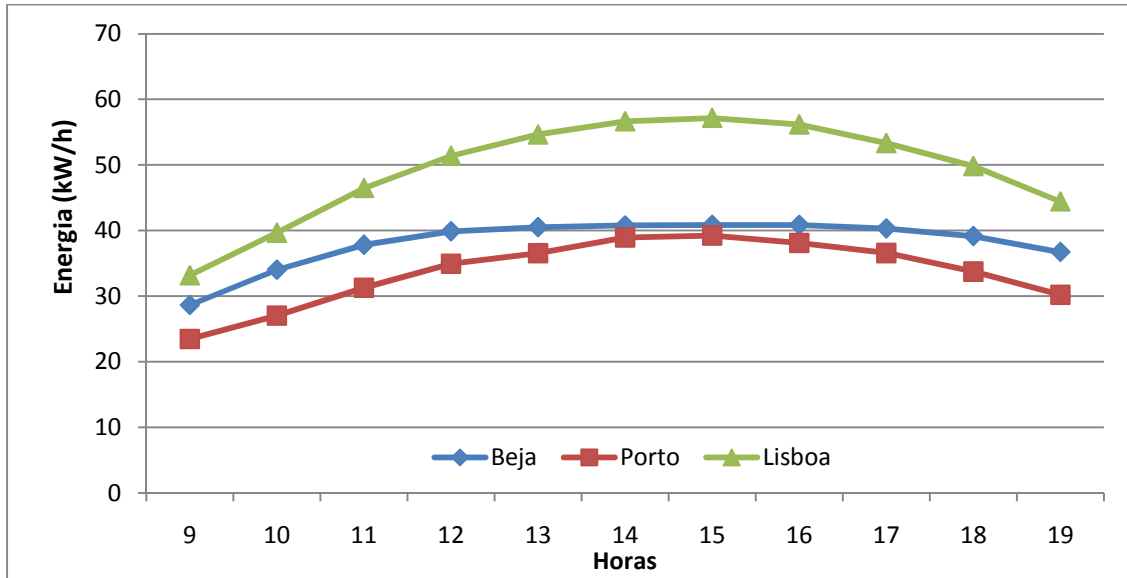


Gráfico 12 - Quantidade de energia média transferida

A energia transferida no permutador de calor é superior na hora mais quente do dia, isto é, às 15h.

Uma vez que o clima quente e húmido exige uma maior quantidade de energia nos componentes analisados previamente, é também neste tipo de clima que se verifica uma maior transferência de energia, podendo atingir os 80 kW.h. conforme pode ser consultado nos valores mensais presentes no Anexo D.7.

5.3 Propriedades do Ar Insuflado

Como já mencionado anteriormente, a simulação dos dois sistemas no software EES permite obter os valores das propriedades do ar tratado que é insuflado no espaço climatizado, nomeadamente, propriedades como a temperatura e a humidade relativa.

Neste subcapítulo são analisadas essas temperaturas e humidades relativas, fazendo-se uma comparação com os dois sistemas, tendo sempre em atenção as condições impostas no Capítulo 4.1.

Os valores médios da temperatura insuflação, durante a estação de arrefecimento, registados para Beja, Lisboa e Porto, respectivamente, são dados pelos gráficos seguintes.

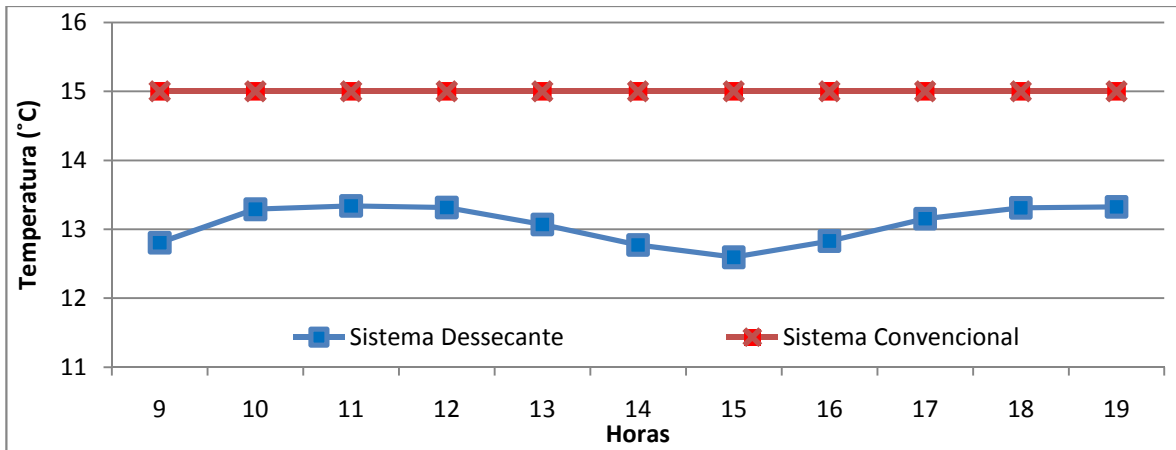


Gráfico 13 – Temperatura média do ar insuflado durante a estação de arrefecimento para Beja.

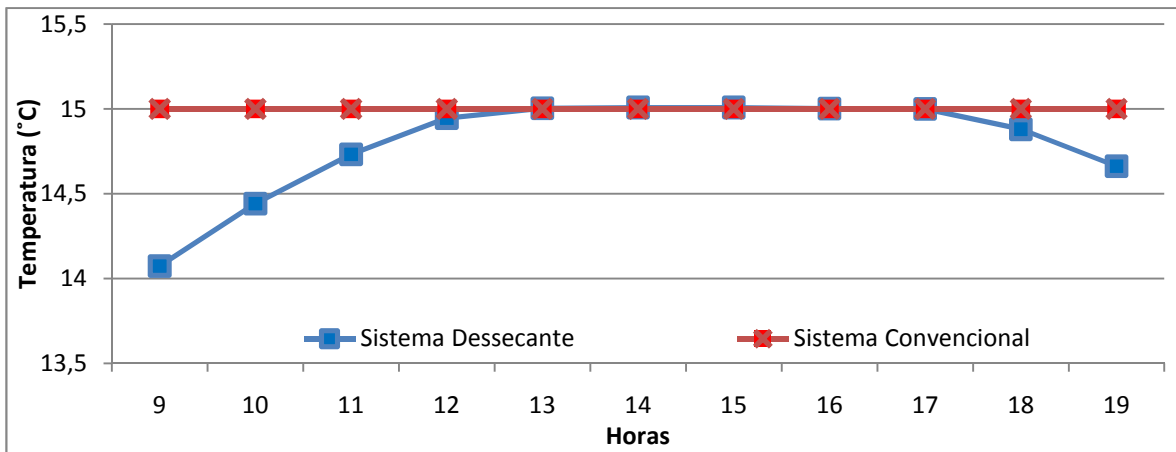


Gráfico 14 - Temperatura média do ar insuflado durante a estação de arrefecimento para Lisboa.

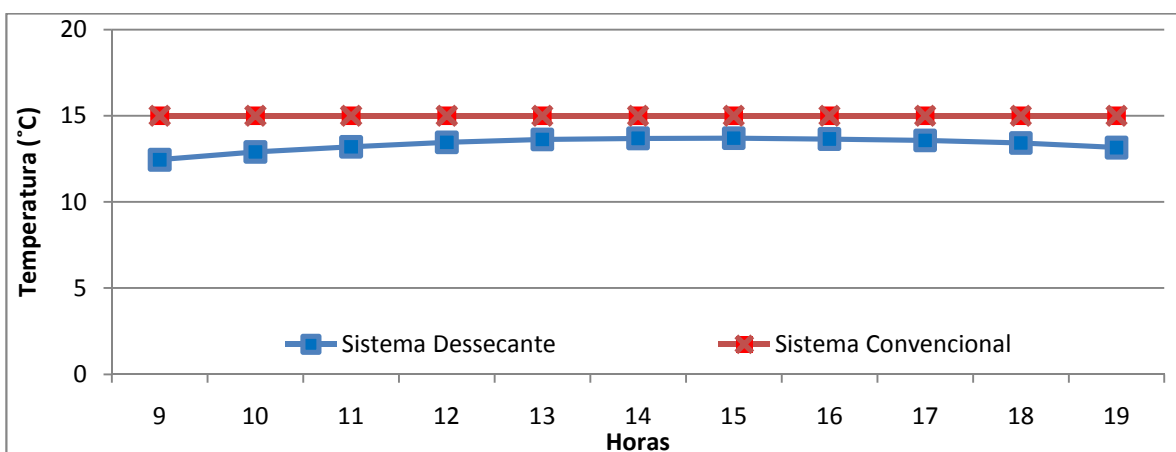


Gráfico 15 - Temperatura média do ar insuflado durante a estação de arrefecimento para o Porto.

O sistema convencional é um sistema mais reactivo, isto é, a acção de controlo da temperatura do ar é feita imediatamente antes de este entrar no espaço climatizado, permitindo assim estabilizar a temperatura de insuflação em 15°C. O sistema Dessecante, excepto para Lisboa das 13h às 17h, vai insuflar o ar tratado abaixo da temperatura desejada. Isto deve-se ao facto do fluxo de ar tratado sair da roda dessecante com uma humidade absoluta muito baixa e depois de ser arrefecido e humidificado no humidificador adiabático, acaba por ser insuflado com uma temperatura abaixo da desejada. Isto implica necessariamente maiores gastos de energia em comparação com o sistema convencional.

Poderia-se obter o valor desejado da temperatura de insuflação, mas isso implicaria modificar constantemente o humidificador adiabático, algo que na prática não é viável. Para as simulações em causa, utilizou-se um humidificador adiabático óptimo, que como consequência, em alguns casos vai insuflar o ar abaixo da temperatura desejada.

No que diz respeito à humidade relativa, os resultados médios obtidos do ar insuflado, durante a estação de arrefecimento, para Beja, Lisboa e Porto, são os seguintes:

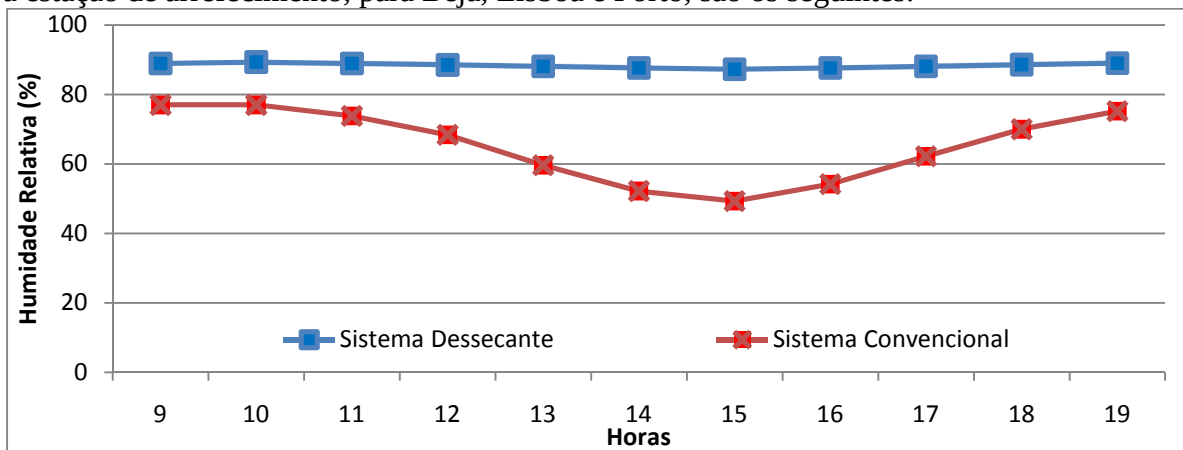


Gráfico 16 - Humidade Relativa média do ar insuflado durante a estação de arrefecimento para Beja.

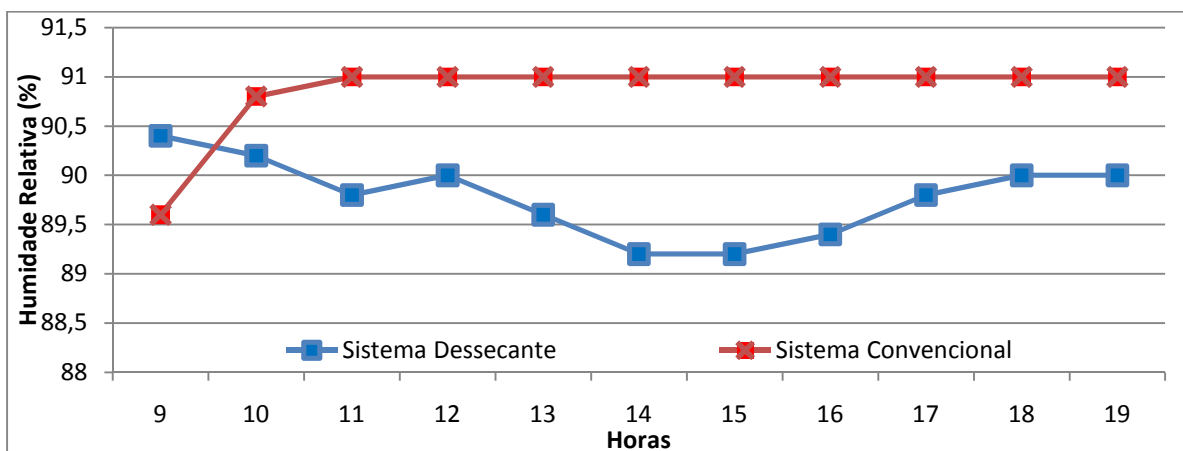


Gráfico 17 - Humidade Relativa média do ar insuflado durante a estação de arrefecimento para Lisboa.

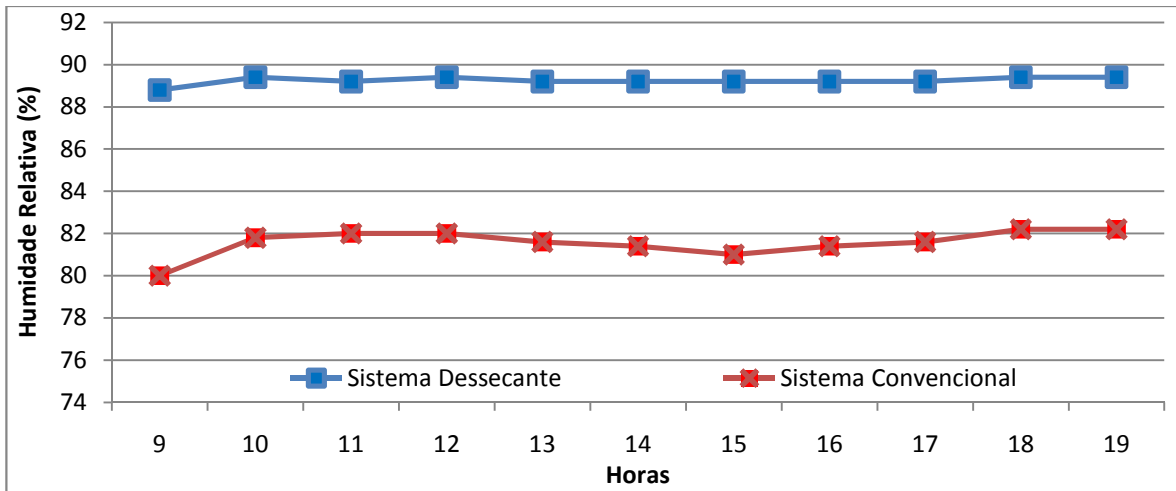


Gráfico 18 - Humidade Relativa média do ar insuflado durante a estação de arrefecimento para o Porto.

Da análise dos Gráficos 16 a 18, para as cidades em estudo, está bem notório o controlo de humidade efectuado pelo sistema Dessecante, mantendo a humidade praticamente constante ao longo do período de climatização, excepto para a cidade de Lisboa que apresenta uma ligeira oscilação (perto de 1,3%) dos valores de humidade. Este controlo deve-se à passagem do fluxo pelo humidificador adiabático.

Por outro lado, o sistema convencional apenas faz um “controlo” de humidade como consequência da condensação sofrida pelo ar, durante o seu tratamento. Um exemplo bem notório desse controlo aparente, é dado no Gráfico 17, isto é, em climas quentes e húmidos.

Para o clima muito quente e seco, note-se pelo Gráfico 16, a dificuldade do sistema convencional em controlar a humidade do ar.

Os valores das propriedades do ar insuflado podem ser consultados no Anexo E.

5.4 Energia Consumida

Depois de uma análise aos diferentes parâmetros funcionais do sistema Dessecante, e da análise às condições do ar insuflado pelos dois sistemas, vai-se agora analisar os consumos energéticos de ambos os sistemas.

A energia consumida no sistema Dessecante contempla a energia consumida pelo aquecedor, a energia consumida pelo motor da roda dessecante e a energia consumida pelos humidificadores adiabáticos.

A energia consumida pelo sistema convencional é a energia consumida pelo condensador e pelo aquecedor.

Há outros componentes que constituem os dois sistemas que não são englobados nesta análise, uma vez que são comuns aos dois sistemas. Componentes esses como são o caso dos ventiladores necessários para a circulação do ar.

Os valores totais médios obtidos dos consumos energéticos durante a estação de arrefecimento, encontram-se descritos nos gráficos seguintes, para as cidades de Beja, Lisboa e Porto.

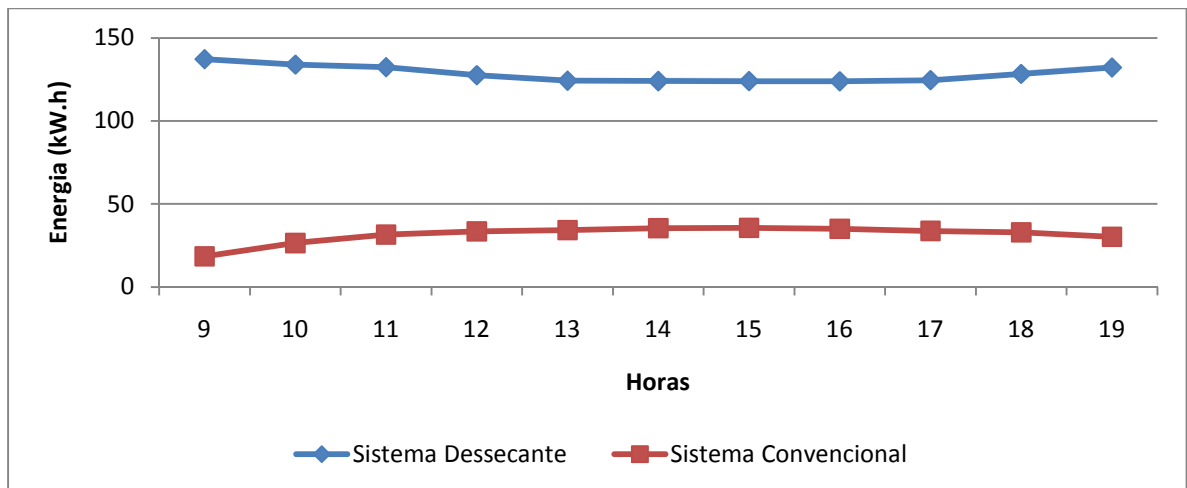


Gráfico 19 - Energia total média consumida, durante estação de arrefecimento, para cidade de Beja.

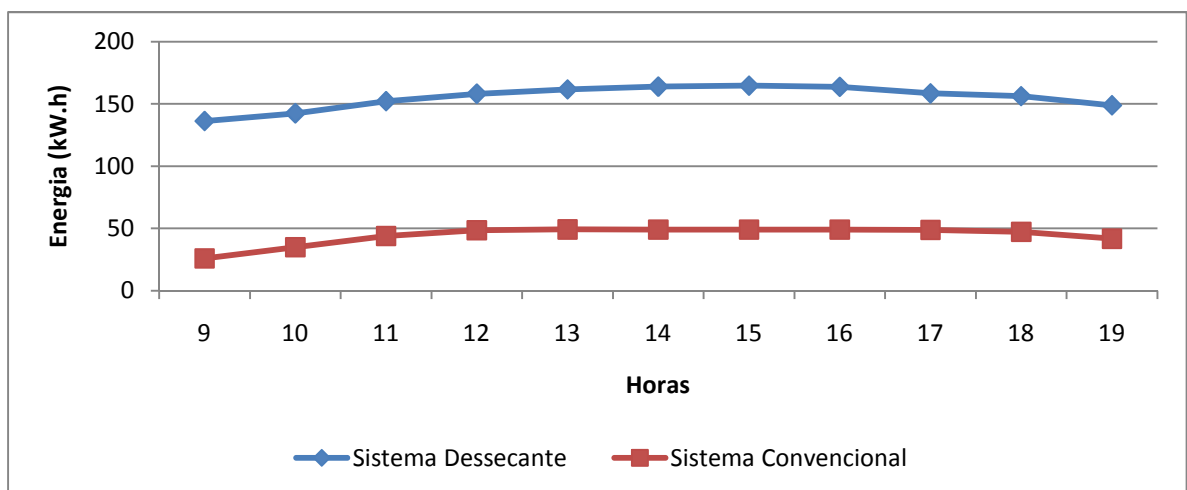


Gráfico 20 - Energia total média consumida, durante estação de arrefecimento, para cidade de Lisboa.

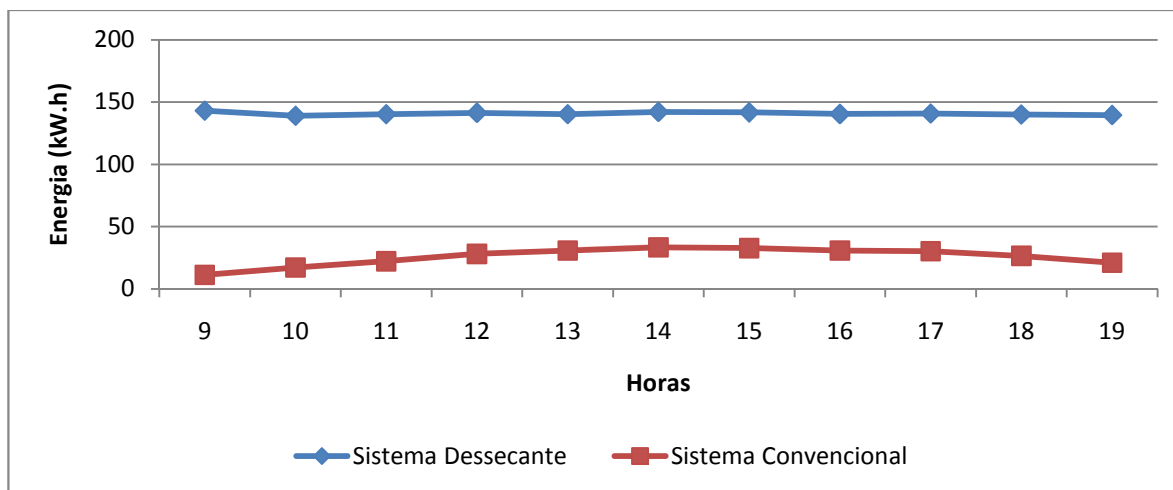


Gráfico 21 - Energia total média consumida, durante estação de arrefecimento, para cidade do Porto.

Como se pode verificar, o sistema Dessecante consome uma maior quantidade de energia, para as três cidades analisadas, quando comparado com o sistema convencional. Isto deve-se principalmente à potência utilizada no aquecimento do ar regenerativo ao nível do aquecedor, que representa perto de 98% do total de energia gasta, prejudicando significativamente os consumos deste sistema.

O Gráfico 22 mostra os consumos médios diários de cada um dos sistemas, durante a estação de arrefecimento.

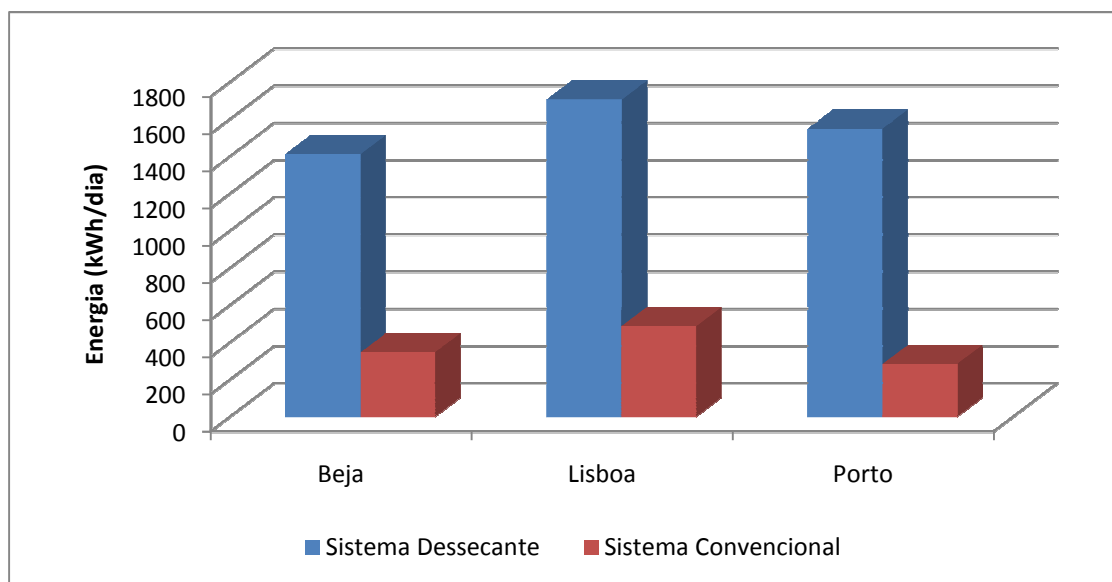


Gráfico 22- Consumos médios diários de energia, durante a estação de arrefecimento.

Aparentemente a solução Dessecante não tem grande vantagem em ser implementada em qualquer destas cidades.

No entanto, a energia gasta no aquecimento do ar regenerativo é responsável quase pela totalidade dos consumos do sistema Dessecante pode efectuar-se, pelo menos parcialmente, recorrendo a fontes renováveis de energia, nomeadamente à energia solar.

Os valores de energia dispendida por cada um dos meses de arrefecimento, em cada um dos sistemas podem ser consultados no Anexo F, onde a sigla D.C. representa o Sistema Dessecante e S.C. o Sistema Convencional.

5.5 Fracção Solar utilizada no aquecimento

Como o objectivo de se baixar os consumos do sistema Dessecante, principalmente ao nível do aquecedor, utilizaram-se colectores solares de vácuo para processarem o aquecimento do ar regenerativo e com isto, tentar baixar os consumos energéticos do sistema. Esta opção prende-se com o facto de ser necessário chegar a valores de temperatura do ar que só este tipo de colectores permite.

Parte do aquecimento vai ser processado pelos colectores solares e a restante parcela, por um sistema de apoio, constituído por uma caldeira a gás natural.

Recorrendo ao *software* Solterm, simulou-se um sistema idêntico ao representado na Figura 27.

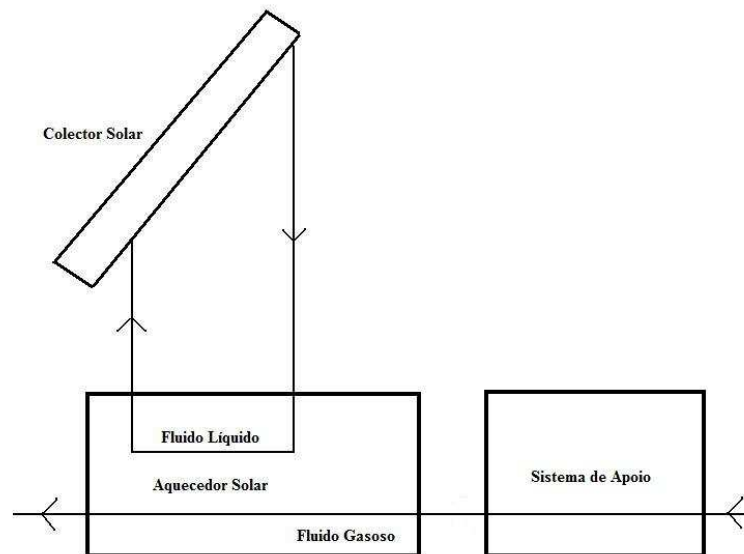


Figura 27 - Circuito de aquecimento solar do sistema *Dessecante*.

O *software* utiliza um fluido líquido, quer para o circuito solar, quer para o circuito de consumo. No caso do sistema Dessecante, o circuito solar funciona com um fluido líquido e o circuito de consumo com fluido de ar.

Recorrendo a um balanço termodinâmico ao nível do aquecedor solar, e após se retirar a energia transferida entre os dois fluidos, consegue-se adaptar o caudal de fluido líquido em caudal de fluido gasoso, através da equação,

$$Q = m * C_p * \Delta T$$

onde Q é a energia transferida e $\dot{m}$ é a mesma entre fluido líquido / fluido líquido e fluido líquido / fluido gasoso. C_p a constante de calor específico (kJ/kg/K) de cada um dos fluidos e $\dot{m}$ o caudal (kg/s) circulante no aquecedor solar.

Considerou-se a montagem do sistema com os seguintes componentes,

Colector Solar:

- Colector Solar tubos de vácuo Roca AR30
- Eficiência: 83%,
- Área de colector: $3,02 \text{ m}^2$
- Número de colectores: 50
- Inclinação: 25° Sul

Permutador de Calor:

- Eficiência: 75%

Sistema de Apoio:

- Caldeira a Gás Natural

Após a simulação obteve-se uma fracção solar que é a percentagem de energia solar que pode ser aproveitada para processar o aquecimento, e ainda uma percentagem de energia desperdiçada, isto é, energia recolhida pelos colectores solares que não é aproveitada.

Os valores de fracção solar obtida e energia desperdiçada, são apresentados nas tabelas seguintes para as cidades de Beja, Lisboa e Porto, respectivamente.

Tabela 11 - Aproveitamento Solar para cidade de Beja.

	Fracção Solar (%)	Energia Desperdiçada (%)
Maio	61.9	10
Junho	61.9	10
Julho	61.9	10
Agosto	67.1	10.5
Setembro	61.9	10

Tabela 12 - Aproveitamento Solar para cidade de Lisboa.

	Fracção Solar (%)	Energia Desperdiçada (%)
Maio	57.4	8.8
Junho	49.3	2.2
Julho	62.5	6.1
Agosto	46	1.5
Setembro	57.4	8.8

Tabela 13 - Aproveitamento Solar para cidade do Porto.

	Fracção Solar (%)	Energia Desperdiçada (%)
Maio	50.2	3.6
Junho	50.2	3.6
Julho	45.3	0.88
Agosto	58.9	9.5
Setembro	50.2	3.6

O número de colectores solares utilizado foi definido até ao ponto onde a adição de mais um colector iria implicar um desperdício de energia. Na tentativa de tornar este sistema o mais homogéneo possível, utilizou-se esse número de colectores para todas as cidades em estudo.

Pela análise das tabelas pode-se verificar que a montagem dos 50 colectores solares implica alguma energia solar desperdiçada. Para as cidades do Porto e Lisboa, a redução do número de colectores iria implicar um não aproveitamento total do recurso no mês de Julho e no mês de Agosto, respectivamente.

Na cidade de Beja a energia desperdiçada é superior. No entanto, como é possível verificar, no mês de Julho e no mês de Agosto, a diferença de energia desperdiçada é de 0.5%, mas implica um aproveitamento de 5.2% de fracção solar. Contudo é sugerido que este excesso de 10% de energia seja aproveitado para outros fins, como aquecimento de AQS.

5.6 Energia Consumida com Aproveitamento Solar

Após o cálculo da fracção solar disponível, em cada mês e para cada cidade, são obtidas novos valores de energia média consumida diariamente pelo sistema Dessecante, em comparação com o sistema convencional, assumindo que a fracção solar é idêntica para o período de climatização em análise.

O gráfico seguinte apresenta os valores médios de energia consumida com aproveitamento solar, durante a estação de arrefecimento.

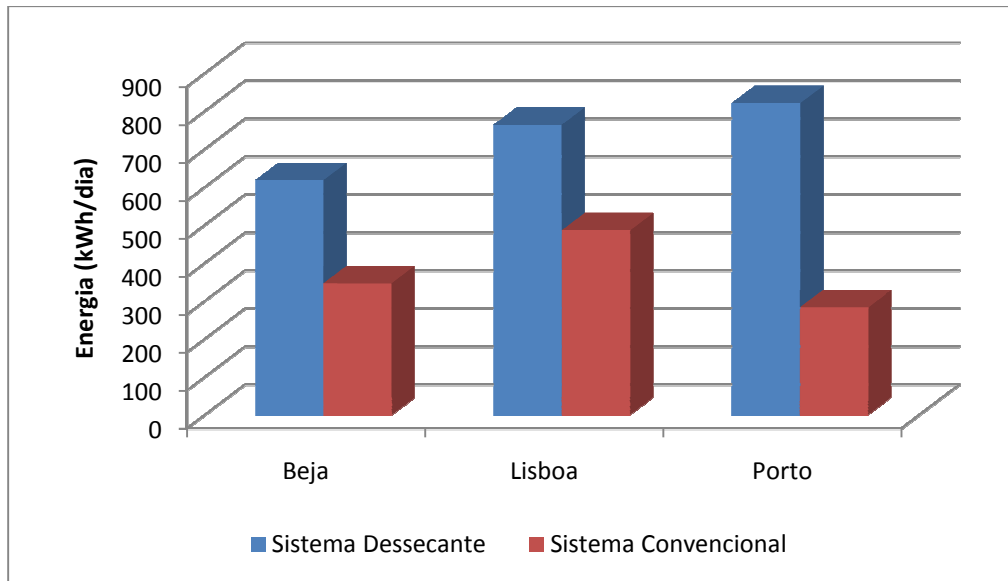


Gráfico 23 – Energia média consumida com aproveitamento solar, durante a estação de arrefecimento.

De onde se pode concluir que para Beja, devido a uma maior fracção solar, os consumos do sistema Dessecante aproximam-se dos consumos do sistema convencional.

Por outro lado, em climas muito húmidos e moderados, o uso deste sistema não tem interesse, uma vez que os consumos são mais de o dobro dos consumos do sistema convencional, conforme se pode observar para as cidades de Lisboa e Porto.

No Anexo G estão apresentados os valores mensais da energia consumida com aproveitamento solar, onde a sigla D.C. representa o Sistema Dessecante e S.C. o Sistema Convencional.

5.7 Energia Primária Consumida

O valor da quantidade de energia consumida pelo sistema de apoio do sistema Dessecante e sendo esta responsável por quase 98% do consumo total do sistema, não é a mesma em termos quantitativos, do que a consumida pelo arrefecimento no sistema convencional, conforme foi verificado nos subcapítulos anteriores.

Em termos qualitativos, essa energia provem de fontes completamente distintas. Isto é, no sistema convencional, o condensador está ligado a um *Chiller*, que é accionado electricamente, e o aquecimento efectuado pelo sistema de apoio no sistema Dessecante, recorre a uma caldeira a gás natural, isto é, a um combustível gasoso.

Para que se possa efectuar esta conversão da energia consumida em energia primária atribuíram-se as seguintes características dos componentes:

COP (*Coefficient Of Performance*) do *Chiller*: 3

Rendimento da Caldeira a Gás Natural: 90%

Os valores atribuídos correspondem a *performances* correntes na gama de equipamentos existentes no mercado.

Factores de conversão:

Electricidade – 0.290 Kgep/kWh

Combustíveis gasosos – 0.086 Kgep/Kwh

Usando estes factores de conversão entre energia útil e energia primária, e os rendimentos considerados obtêm-se os valores de consumo energético médio diário em energia primária para ambos os sistemas, e que é apresentado no gráfico seguinte.

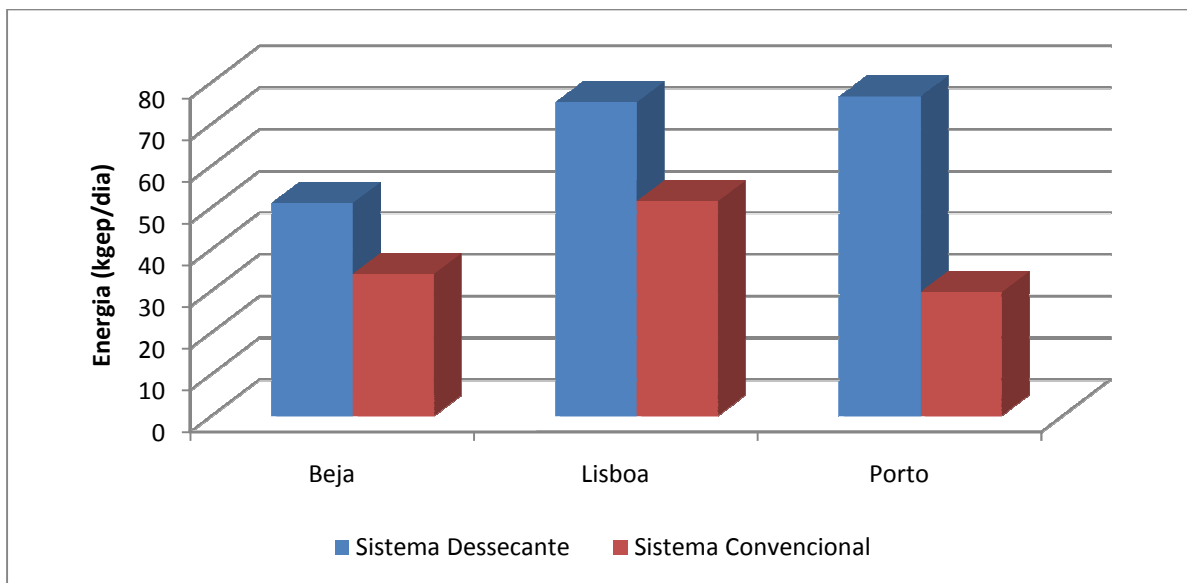


Gráfico 24 – Valores médios de energia primária consumida durante estação de arrefecimento.

Apesar do factor de conversão do Gás Natural ser substancialmente inferior ao factor de conversão de Electricidade em termos de energia primária, o rendimento dos componentes em análise de cada um dos sistemas favorece claramente o sistema convencional. O sistema Dessecante é visivelmente um maior consumidor de energia primária em todos os climas estudados.

Os valores mensais de consumo de energia primária destes dois sistemas podem ser consultados no Anexo H, onde a sigla D.C. representa o Sistema Dessecante e S.C. o Sistema Convencional.

5.8 Eficiência do Sistema Dessecante

A eficiência de um sistema é a razão entre a energia consumida pelo espaço a climatizar e a energia fornecida ao fluxo de ar de forma a trata-lo até às condições exigidas de insuflação.

Para o sistema Dessecante analisou-se a sua eficiência para os meses de arrefecimento nas diferentes localidades, e os valores obtidos são dados pelo gráfico seguinte.

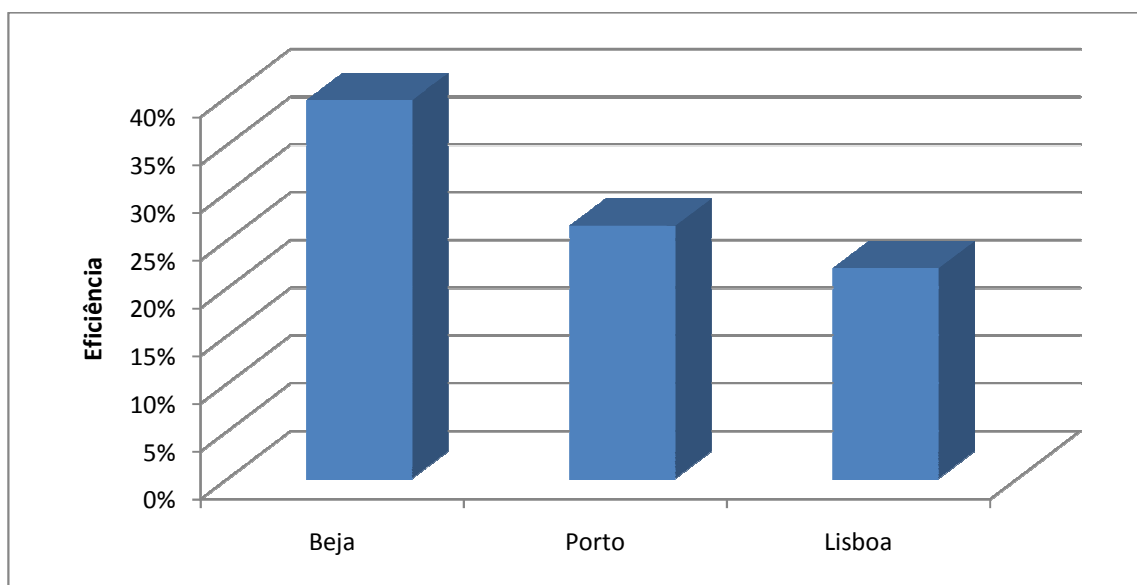


Gráfico 25 - Eficiência média do sistema Dessecante, durante a estação de arrefecimento.

Analisando a Gráfico 25, pode-se observar baixa eficiência do sistema Dessecante para os climas quentes e húmidos, atingindo a fasquia média dos 20%. Para climas moderados e muito húmidos, na totalidade dos meses de arrefecimento, o sistema possui uma eficiência média de 25%. O sistema apresenta valores próximos dos 40% para climas quentes e muito secos, sendo este, o clima mais favorável.

Em qualquer uso, este sistema apresenta valores muito baixos de eficiência.

No Anexo I, estão apresentadas as eficiências mensais do sistema Dessecante.

6. Conclusões

Como é possível verificar da análise ao consumo energético em termos de energia primária, para a estação de arrefecimento considerada e para os climas descritos, o sistema Dessecante consome uma maior quantidade de energia primária quando comparado com o sistema convencional, e apresenta ainda eficiências bastante baixas para um sistema de climatização.

Associado a isto estão as limitações existentes. O sistema Dessecante não desumidifica em climas com humidades relativas do ar exterior abaixo dos 10% e necessita de uma temperatura de regeneração acima dos 70°C, o que penaliza bastante os consumos energéticos. Por outro lado, o sistema Dessecante é um sistema “amigo” do ambiente uma vez que usa uma quantidade mínima de energia eléctrica e não utiliza fluidos frigorigéneos, quando comparado com o sistema convencional.

A complexidade do sistema Dessecante, quando comparada com a do sistema convencional, é bastante superior, obrigando assim a um maior investimento inicial no sistema que, pelos resultados obtidos, não é amortizado com o seu uso. Exemplo desse investimento é o sistema de colectores solares de vácuo utilizado pelo sistema Dessecante.

O facto de não haver um representante em Portugal Continental de sistemas Dessecantes, considera-se também como um aspecto penalizador. Em sentido contrário o sistema convencional é utilizado frequentemente por vários representantes.

Para o espaço climatizado utilizado nas simulações, isto é, uma sala de aula, o uso deste sistema torna-se inadequado. Uma vez que o sistema Dessecante permite um controlo rigoroso de humidade presente no ar que é insuflação do espaço, pode ser interessante a aplicação deste sistema em indústrias onde esse controlo seja fundamental.

Da análise técnica, como já referido anteriormente, o sistema não é energeticamente viável, logo, a análise económica não foi efectuada.

Uma vez que os consumos associados ao aquecimento do ar regenerativo são os principais responsáveis pelos elevados consumos globais do sistema, a solução Arrefecimento Dessecante tornar-se-ia interessante caso se encontra-se um agente dessecante que regenerasse a uma temperatura próxima da temperatura ambiente. Numa perspectiva de optimização do sistema e caso houvesse um agente dessecante como o descrito anteriormente, a Figura 28 mostra as zonas do território nacional onde seria interessante implementar o sistema.

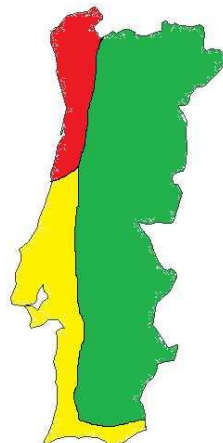


Figura 28 - Mapeamento de possíveis zonas para implementação do sistema Dessecante.

Na figura anterior a verde encontram-se representadas as zonas mais favoráveis à possível aplicação do sistema Dessecante. Estas zonas tornam-se interessantes uma vez que, durante a estação de arrefecimento, o valor da humidade presente no ar exterior é muito baixo. Na cor amarela, as zonas que, apesar de serem mais húmidas, graças ao aproveitamento solar podem tornar a solução Dessecante passível de ser implementada e a vermelho as zonas muito húmidas, onde o sistema Dessecante não é aconselhável a ser instalado.

Como sugestão para trabalhos futuros, sugeria utilizar outras cidades para esta comparação entre sistemas, assim como outras tipologias de espaços a climatizar. Efectuar simulações para todos os dias dos meses de arrefecimento, de forma a se obter resultados mais precisos da variação do comportamento de ambos os sistemas. Seria interessante, alterar o sistema Dessecante, introduzindo novos componentes que fizessem com que os consumos deste sistema baixassem substancialmente, e fazer ainda uma análise económica associada à aquisição dos componentes deste sistema.

Outra sugestão ainda, seria estudar o comportamento deste sistema na estação de aquecimento, uma vez que o sistema Dessecante está dotado de componentes capazes de realizar aquecimento de um espaço. Uma vez que Portugal Continental é caracterizado pelo seu elevado nível de radiação solar incidente ao longo de todo o ano, quando comparado com outros países Europeus, o sistema de colectores solares instalado no sistema Dessecante poderá ser uma vantagem no uso deste.

7. Referências e Bibliografia

- [1] IEA Annex 28, 1995, Low Energy Cooling – Review of Low Energy Cooling Technologies
- [2] Amesbury USA, 1992, Desiccant Rotors. MUNTERS Dehumidification
- [3] Majumbar P., 1998, Solar Energy
- [4] Simonson C.J. and Besant R.W., 1999, Int. J. Heat Mass Transfer
- [5] San J.Y. and Hsian S.C., 1993, Int. J. Heat Mass Transfer
- [6] Pesaran A.A. and Mills A.F., 1987, Int. J. Heat Mass Transfer
- [7] Pesaran A.A. and Mills A.F., 1992, Moisture Transport in Silica Gel Packed Beds, II
- [8] Pesaran A.A. and Slayzak S.J., 2002, Experimental Evaluation of Commercial Desiccant Dehumidifier Wheels
- [9] Bullock C.E. and Threlkeld J.L., 1966, Dehumidification of Moist Air by Adiabatic Adsorption
- [10] Höfker G., 2001, Desiccant Cooling with Solar Energy
- [11] Mathiprakasam B., 1980, Performance Predictions for Adiabatic Desiccant Dehumidifiers using Linear Solutions
- [12] Zhang L.Z. and Niu J.L., 1993, Numerical Heat Transfer, Part A
- [13] Moreira J.R.S., 1999, Fundamentos e Aplicações de Psicometria
- [14] MUNTERS, 1999, Sistema de Ventilação com Resfriamento do Ar através do Processo Natural de Evaporação da Água
- [15] CAREL, 2004, Air Humidification

- [16] Duffie and Beckman, 2006, Solar Engineering of Thermal Processes
- [17] Decreto-lei nº80/2006, Artigo 18º
- [18] Munters, 2003, Munters POPcool™ – die Premiümlösung für Raumklimatisierung
- [19] Pascal Stabat and Dominique Marchio, 2007, Heat and mass transfer modeling in rotary desiccant dehumidifiers

Nomenclatura

a	Raio do poro de material dessecante (m)
$aguar$	Quantidade de água removida (kg/h)
C_p	Calor específico (kJ/kg/°K)
C_{tot}	Capacidade térmica total do dessecante
COP	<i>Coefficient Of Performance</i>
D_{ao}	Difusão Ordinária
D_{ak}	Difusão de Knudsen
D_o	Constante de difusão de superfície.
d	Caudal (m^3/s)
de	Diâmetro hidráulico (m)
EER	<i>Energy Efficiency Ratio</i>
G_{ev}	Quantidade de água evaporada
G_{in}	Quantidade total de água introduzida no humidificador
h	Coeficiente de transferência de calor ($kW/m^2\text{°K}$)
h_m	Coeficiente de transferência de massa (kW/m^2s)
M	Caudal (kg/s)
M_m	Peso molecular da água
K	Condutividade térmica ($kW/m.\text{°K}$)
Pa	Pressão atmosférica (atm)
P_{vs}	Pressão de saturação da água
P_v	Pressão relativa do vapor de água
$Q_{condensação}$	Energia de condensação (J)
$Q_{evaporação}$	Energia de evaporação (J)
q_{st}	Calor de adsorção (kJ/kg)
t	Tempo (s)
x	Coordenada axial (m)
y	Coordenada na espessura (m)
w	Quantidade de água contida no dessecante (kg/kg)
$W_{compressor}$	Trabalho do compressor (J)

Numeros Adimensionais

- Le Número de Lewis
 Re Número de Reynolds
 Bi Número de Biot para transferência de calor
 Bi_m Número de Biot para transferência de massa

Propriedades Termodinâmicas

- ω Humidade Absoluta ($kg_{agua}/kg_{ar seco}$)
 T Temperatura ($^{\circ}C$)
 H Entalpia (kJ/kg)
 v Volume Especifico ($m^3/kg_{ar seco}$)
 ϕ Humidade Relativa (%)
 T_{wet} Temperatura do bolbo húmido ($^{\circ}C$)

Propriedades da Roda Dessecante

- D Diametro (m)
 L Espessura (m)
 f fracção da roda utilizada no processo
 N velocidade de rotação (rpm)
 M_s Massa total

Discretização da Roda em camadas sucessivas

- Z Número de camadas
 $M_{w,u}$ Transferência de humidade unitária durante uma revolução da roda dessecante (kg)
 M_z A transferência de humidade em todas as Z^{esimas} camadas, durante uma revolução (kg)
 $M_{w,z}$ Transferência total de humidade em todas as Z^{esimas} camadas (kg/min)
 LF Factor de carga ($kg_{agua}/kg_{material}$)
 $C1, C2$ Coeficientes constantes

Letras Gregas

μ	Velocidade (m/s)
ε_t	Porosidade total do dessecante
ε_d	Eficiência de desumidificação (%)
ε_h	Razão de absorção do humidificador
ζ	Factor de tortuosidade
ρ	Densidade (kg/m^3)
η	Eficiência de saturação (%)

Índices

g	fluxo de ar
s	superfície dessecante
d	agente dessecante
wl	água líquida
at	ar tratado
ar	ar regenerativo
h	humidificador

Anexo A

A.1 Transferência de Calor e Massa

Para uma melhor compreensão dos fenómenos de transferência de calor e massa, a roda dessecante foi aproximada a um canal, com as paredes constituídas de material dessecante, por onde passa o fluxo de ar.

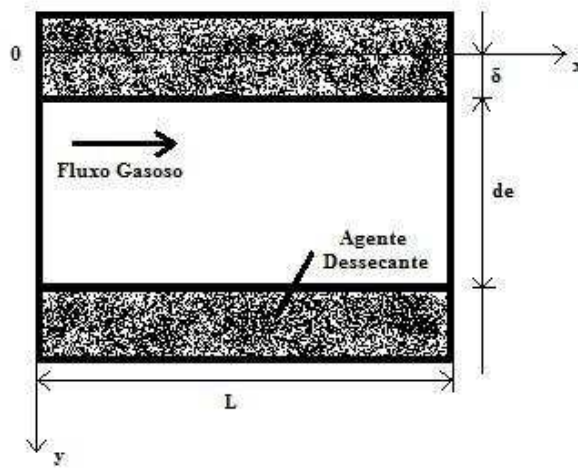


Figura 29 – Modelo simplificado de um canal para dessecar o ar.

Este canal é constituído por material homogeneamente distribuído, com uma quantidade de dessecante (f_d) na ordem dos 70% a 80%. O modelo utilizado para descrever estes fenómenos é um modelo bidimensional em regime transiente.

Para o fluxo de ar, segundo Simonson and Besant [4], que atravessa o material dessecante, a conservação de energia é dado por,

$$\frac{1}{\mu_g} * \frac{\partial T_g}{\partial t} + \frac{\partial T_g}{\partial x} = \frac{4h}{de * \mu_g * \rho_g * Cp_g} * (T_s - T_g) \quad (2)$$

e a conservação de massa é dada por,

$$\frac{1}{\mu_g} * \frac{\partial \omega_g}{\partial t} + \frac{\partial \omega_g}{\partial x} = \frac{4hm}{de * \mu_g * \rho_g} * (\omega_s - \omega_g) \quad (3)$$

Onde,

μ_g é a velocidade do fluxo de ar (m/s),

T e ω são a temperatura (°C) e a humidade (kg/kg) respectivamente,

t é o tempo (s),

x é uma coordenada axial (m),

d_e é o diâmetro hidráulico do canal (m),

ρ_g é a densidade do fluxo de ar (kg/m^3) e

Cp_g é o calor específico ($\text{kJ/kg}^\circ\text{K}$),

h e hm são os coeficientes de transferência de calor ($\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K})$) e transferência de massa ($\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$), respectivamente, entre o fluxo de ar e a superfície sólida.

Nas equações (2) e (3), os índices “g” e “s” dizem respeito a “fluxo de ar” e “superfície”, respectivamente.

Usando a analogia de transferência de calor e massa, a relação entre h e hm podem ser expressas por,

$$hm = \frac{h}{Cp_g * Le} \quad (4)$$

onde Le representa o numero de Lewis de um fluxo de ar, que é aproximadamente 1.

Estes coeficientes podem ainda ser numericamente determinados recorrendo às correlações desenvolvidas por Bullock e Threlkeld [9], para a adsorção de vapor de água na SilicaGel,

$$h = 0,671 * \rho_g * \mu_g * Cp_g * Re^{-0,51} \quad (5)$$

$$hm = 0,704 * \rho_g * \mu_g * Re^{-0,51} \quad (6)$$

O fluxo de ar ao longo do canal é considerado um fluxo laminar totalmente desenvolvido.

Fazendo uma análise agora destes fenómenos ao nível do agente dessecante, podemos obter a conservação de energia neste,

$$\rho_d * C_{tot} * \frac{\partial T_d}{\partial t} = kd \left(\frac{\partial^2 T_d}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_d}{\partial y^2} \right) + qst * \rho_d * \frac{\partial w}{\partial t} \quad (7)$$

onde ρ_d é a densidade do dessecante (kg/m^3), kd é a condutividade térmica do dessecante ($\text{kW}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{K})$), w a quantidade de água contida no dessecante (kg/kg), y a coordenada na espessura (m), qst o calor de adsorção (kJ/kg), C_{tot} a capacidade térmica total do dessecante húmido que inclui duas partes, uma corresponde ao dessecante seco e outra parte corresponde à quantidade de água adsorvida e é calculada por,

$$C_{tot} = Cp_d + w * Cp_{wl} \quad (8)$$

onde Cp_d e Cp_{wl} são os calores específicos ($\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$) do dessecante e da água líquida, respectivamente.

Duas fases distintas de água, nomeadamente, gasosa e adsorvida, co-existem e difundem-se nos poros do dessecante.

Existem três mecanismos dominantes de difusão [6]; a difusão na superfície, a difusão ordinária e a difusão de Knudsen. A primeira difusão dá-se na fase de água adsorvida e as ultimas duas na fase de água gasosa.

Com isto, estabelece-se, baseado na lei de Fick para difusões dinâmicas, a equação da conservação da massa no agente dessecante,

$$\varepsilon t * \rho g \frac{\partial \omega}{\partial t} + \rho d \frac{\partial w}{\partial t} = \rho g \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(D_a \frac{\partial \omega}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(D_a \frac{\partial \omega}{\partial y} \right) \right] + \rho d \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(D_s \frac{\partial \omega}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(D_s \frac{\partial \omega}{\partial y} \right) \right] \quad (9)$$

onde εt é a porosidade total do dessecante. Na parte direita da equação (9), o primeiro termo diz respeito à massa transferida no fluxo de ar (difusão ordinária e de Knudsen combinadas) e o segundo termo ocorre na fase de adsorção, nomeadamente, difusão na superfície. D_a e D_s são as difusões efectivas (m^2/s) da combinação entre a difusão ordinária e a de Knudsen e a difusão na superfície, respectivamente, que são obtidas através das seguintes equações [6 e 4],

$$D_a = \frac{\varepsilon t}{\zeta} \left(\frac{1}{D_{ao}} + \frac{1}{D_{ak}} \right)^{-1} \quad (10)$$

$$D_s = \frac{1}{\zeta} * D_o^{(-0,974 * 10^{-3} * \frac{qst}{Td})} \quad (11)$$

$$D_{ao} = 1,735 * 10^{-9} * \frac{Td^{1,685}}{Pa} \quad (12)$$

$$D_{ak} = 97 * a * \left(\frac{Td}{M_m} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (13)$$

onde ζ é o factor de tortuosidade que é tomado em conta à medida que a difusão se processa ao longo do comprimento do canal devido à tortuosidade existente nos poros reais, D_{ao} é a difusão ordinária, D_{ak} é a difusão de Knudsen, D_o é uma constante para o calculo da difusão de superfície [7], normalmente na ordem dos $0,8 * 10^{-6}$ (m^2/s), a é o raio do agente dessecante (m), Pa é a pressão atmosférica (N/m^2), Td em K e M_m é o peso molecular da água.

Quantidade de água contida no dessecante é dada pela equação geral da sorção isotérmica,

$$w = \frac{f * w_{max}}{1 - C + \frac{C}{\phi}} \quad (14)$$

onde w_{max} é a quantidade máxima de água contida no dessecante (kg/kg), C é a constante que determina a forma isotérmica e ϕ é a humidade relativa.

Ao seleccionarmos T e ω como variáveis independentes, uma forma diferencial de adsorção pode ser escrita em termos de humidade e temperatura,

$$dw = \psi * d\omega + \varphi * dT \quad (15)$$

onde,

$$\psi = \left(\frac{\partial w}{\partial \omega} \right)_T \quad (16)$$

$$\varphi = \left(\frac{\partial w}{\partial T} \right)_\omega \quad (17)$$

Usando equação de Clapeyron para representar a pressão de saturação do vapor e assumindo uma pressão atmosférica de 101,325 KPa, a relação entre a humidade relativa e a humidade absoluta é dada por [4],

$$\frac{\phi}{\omega} = 10^{-6} * e^{\frac{5294}{T}} - 1,61 * \phi \quad (18)$$

onde T é em K. O termo $(1,61 * \phi)$ pode ser negligenciado uma vez que tem uma contribuição inferior a 5% no efeito. Temos então:

$$\psi = 10^{-6} * e^{\frac{5294}{T}} * \frac{f * wmax * C}{(1 - C + \frac{C}{\phi})^2 * \phi^2} \quad (19)$$

$$\varphi = -\frac{5294 * \phi}{T^2} * \frac{f * wmax * C}{(1 - C + \frac{C}{\phi})^2 * \phi^2} \quad (20)$$

Onde o parâmetro ψ indica a variação de w em ω , e é uma variável adimensional. O parâmetro φ indica a variação de w em T , e é dada em K^{-1} .

Para a desumidificação do ar, quanto maior for o parâmetro ϕ , melhor a eficiência da roda dessecante.

Introduzindo agora umas variáveis adimensionais de forma a reescrever as equações de conservação de energia e de conservação de massa, temos:

Uma temperatura adimensional,

$$\theta = \frac{T - T_{ci}}{T_{hi} - T_{ci}} \quad (21)$$

onde T_{ci} diz respeito à temperatura do ar tratado à entrada do canal e T_{hi} indica a temperatura do ar de regeneração à entrada do canal.

Um tempo adimensional,

$$\tau = \frac{t * N}{60} \quad (22)$$

onde N é a velocidade de rotação da roda dessecante em rpm.

Assim como umas coordenadas adimensionais,

$$x^* = \frac{x}{L} \quad (23)$$

$$y^* = \frac{y}{\delta} \quad (24)$$

Utilizando estes parâmetros adimensionais a equação de conservação de energia (7), no agente dessecante, pode ser normalizada da seguinte forma,

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} = k_x^* * \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^{*2}} + k_y^* * \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^{*2}} + qst^* \frac{\partial \omega}{\partial \tau} \quad (25)$$

onde,

$$k_x^* = \frac{60 * kd}{N * L^2 * \rho d * (C_{tot} - qst * \varphi)} \quad (26)$$

$$k_y^* = \frac{60 * kd}{N * \delta^2 * \rho d * (C_{tot} - qst * \varphi)} \quad (27)$$

$$qst^* = \frac{qst * \rho d * \psi}{\rho d * (C_{tot} - qst * \varphi) * (Thi - Tci)} \quad (28)$$

E a equação de conservação de massa (9), no agente dessecante, pode ser normalizada da seguinte forma,

$$\frac{\partial \omega}{\partial \tau} + \beta_0^* \frac{\partial \theta}{\partial \tau} = \beta_x \frac{\partial}{\partial x^*} \left(\lambda_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x^*} + \lambda_T \frac{\partial \theta}{\partial x^*} \right) + \beta_y \frac{\partial}{\partial y^*} \left(\lambda_\omega \frac{\partial \omega}{\partial y^*} + \lambda_T \frac{\partial \theta}{\partial y^*} \right) \quad (29)$$

onde

$$\beta_0^* = \frac{\rho d * \varphi * (Thi - Tci)}{\varepsilon t * \rho g + \psi * \rho d} \quad (30)$$

$$\lambda_\omega = \rho g * Da + \rho d * Ds * \psi \quad (31)$$

$$\lambda_T = \rho d * Dd * \varphi * (Thi - Tci) \quad (32)$$

$$\beta_x = \frac{60}{N * L^2 * (\varepsilon t * \rho g + \psi * \rho d)} \quad (33)$$

$$\beta_y = \frac{60}{N * \delta^2 * (\varepsilon t * \rho g + \psi * \rho d)} \quad (34)$$

Condições de fronteira aplicadas,

$$\left(\frac{\partial \theta}{\partial y^*}\right) \text{ para } y^* = 0; \left(\frac{\partial \theta}{\partial x^*}\right) \text{ para } x^* = 0; \left(\frac{\partial \theta}{\partial x^*}\right) \text{ para } x^* = 1) = 0 \quad (35)$$

$$\left(\frac{\partial \omega}{\partial y^*}\right) \text{ para } y^* = 0; \left(\frac{\partial \omega}{\partial x^*}\right) \text{ para } x^* = 0; \left(\frac{\partial \omega}{\partial x^*}\right) \text{ para } x^* = 1) = 0 \quad (36)$$

$$\left(-\frac{\partial \theta}{\partial y^*}\right) \text{ para } y^* = 1) = Bi(\theta - \theta_g) \quad (37)$$

$$\left(-\frac{\partial \omega}{\partial y^*}\right) \text{ para } y^* = 1) - \frac{\lambda_r}{\lambda_\omega} \left(\frac{\partial \theta}{\partial y^*}\right) \text{ para } y^* = 1) = Bi_m(\omega - \omega_g) \quad (38)$$

onde, Bi é o número de Biot para transferência de calor,

$$Bi = \frac{h * \delta}{kd} \quad (39)$$

E Bi_m é o número de Biot para transferência de massa,

$$Bi_m = \frac{h_m * \delta}{\lambda_\omega} \quad (40)$$

Para os fluxos de ar que atravessam a roda dessecante as equações de conservação de energia e massa podem ser normalizadas [5 e 12], respectivamente,

$$c_1 \frac{\partial \theta_g}{\partial \tau} + \frac{\partial \theta_g}{\partial x^*} = NTU(\theta_s - \theta_g) \quad (41)$$

$$c_1 \frac{\partial \omega_g}{\partial \tau} + \frac{\partial \omega_g}{\partial x^*} = NTU_m(\omega_s - \omega_g) \quad (42)$$

onde,

$$c_1 = \frac{N * L}{60 * \mu g}$$

$$NTU = \frac{h * As}{\dot{m}g * Cp_g}$$

$$NTU_m = \frac{h_m * As}{\dot{m}g}$$

A.2 Discretização das equações aplicadas à roda dessecante

Para a modelação dos fenómenos descritos no ponto anterior, a roda dessecante foi dividida em Z camadas, segundo modelo de elementos discretos. Segundo [1], a seguinte modelação está baseada na Fig.2.

As propriedades termodinâmicas dos fluxos de ar são determinadas recorrendo às seguintes funções,

$$\omega = \text{função}(T, \phi) \quad (43)$$

$$T = \text{função}(H, \omega) \quad (44)$$

$$H = \text{função}(T, \omega) \quad (45)$$

$$v = \text{função}(T, \omega) \quad (46)$$

$$\phi = \text{função}(T, H) \quad (47)$$

onde ω é a humidade absoluta (kg/kg), T a temperatura ($^{\circ}\text{C}$), H a entalpia (kJ/kg), v o volume específico (m^3/kg) e ϕ é a humidade relativa (%).

A discretização da roda dessecante em Z camadas, é dada por,

$$M_{ar,z} = \frac{Ms_d}{Z} \quad (48)$$

Sendo Ms_d a massa total de dessecante existente na roda (kg) e o índice ar referente ao ar regenerativo.

Para cada camada Z da roda, as propriedades do ar tratado (índice at) são dadas pelas equações (45), (47) e (46), respectivamente:

$$H_{at,z} = H(T_{at,z}, \omega_{at,z}) \quad (49)$$

$$\phi_{at,z} = \phi(T_{at,z}, H_{at,z}) \quad (50)$$

$$v_{at,z} = v(T_{at,z}, \omega_{at,z}) \quad (51)$$

E o caudal de ar tratado em cada camada Z , é dado por,

$$m_{at,z} = \frac{d_{at}}{v_{at,z}} \quad (52)$$

Onde d_{at} , é o caudal de ar tratado em (m^3/s).

Para cada camada Z da roda, as propriedades do ar regenerativo são dadas pelas equações (49), (50) e (51), só que desta vez para o fluxo de ar regenerativo.

O caudal de ar regenerativo em cada camada Z, é dado por,

$$m_{ar,z} = \frac{d_{ar}}{v_{ar,z}} \quad (53)$$

Onde d_{ar} , é o caudal de ar regenerativo em (m^3/s).

A temperatura média do agente dessecante em equilíbrio com o ar tratado é dada por,

$$T_{mat,z} \approx T_{at,z} \quad (54)$$

A temperatura média do agente dessecante em equilíbrio com o ar regenerativo é dada por,

$$T_{mar,z} \approx T_{ar,z} \quad (55)$$

A humidade absoluta média do ar tratado em equilíbrio com o agente dessecante é dada por,

$$\omega_{mat,z} \approx \omega_{at,z} \quad (56)$$

Com a equação (47), a humidade relativa média é obtida por,

$$\phi_{mat,z} = \phi(T_{at,z}, \omega_{at,z}) \quad (58)$$

A humidade absoluta média do ar regenerativo em equilíbrio com o agente dessecante é dada por,

$$\omega_{mar,z} \approx \omega_{ar,z} \quad (59)$$

Com a equação (47), a humidade relativa média é obtida por,

$$\phi_{mar,z} = \phi(T_{ar,z}, \omega_{ar,z}) \quad (60)$$

Factor de carga em cada camada Z

Os fabricantes de agentes dessecantes consideram frequentemente estes como materiais isotérmicos e atribuem a quantidade de água removida por estes a um factor de carga, LF , expresso em $\text{kg}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{material}}$, em equilíbrio com o fluxo de ar a uma determinada humidade absoluta para uma temperatura fixa. A hipótese do fenómeno de desumidificação decorrer sem histerese, isto é, as relações de equilíbrio são as mesmas para a adsorção como para a desadsorção, permite descrever o material como isotérmico. Existem muitas expressões para o cálculo deste factor de carga. Neste estudo optou-se pela seguinte expressão polinomial de segundo grau, dada por [11],

$$\phi = C_1 * LF + C_2 * LF^2 \quad (61)$$

onde, ϕ é a humidade relativa do fluxo de ar em equilíbrio com o material, C_1 e C_2 como coeficientes constantes atribuídos pelos fabricantes, através de simulações efectuadas,

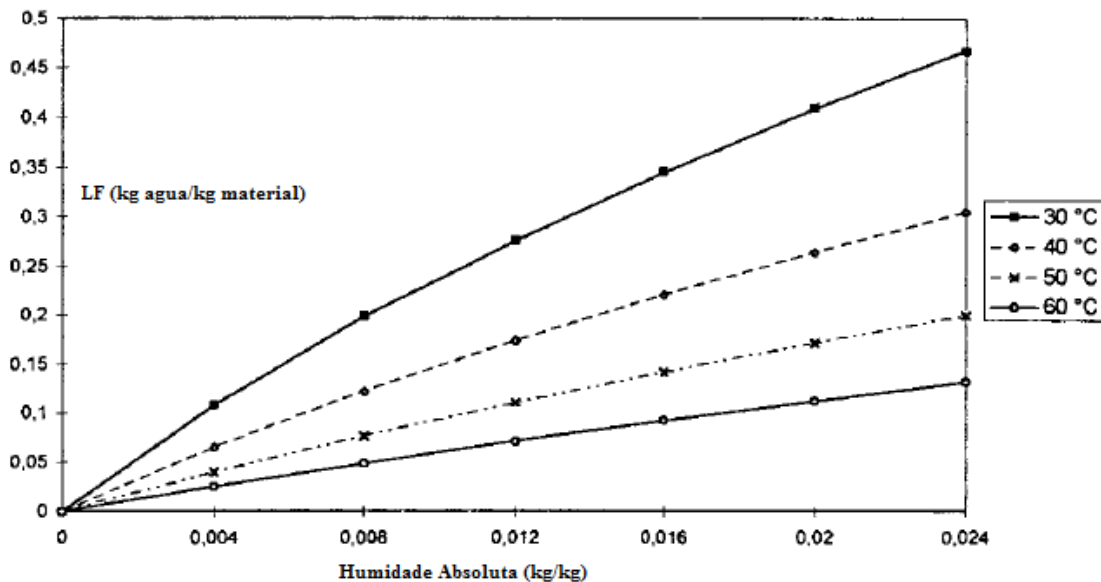


Gráfico 26 - Relação de equilíbrio para a SilicaGel

De onde retiramos os valores para SilicaGel de $C_1=124,218$ e $C_2=237,624$.

A equação (63) supõe que a temperatura não influencia o factor de carga. Por outras palavras, sabendo a humidade absoluta do fluxo de ar em equilíbrio com o agente dessecante, o factor de carga é a raiz quadrada da equação de segundo grau em ordem a LF .

Voltando à modelação, LF_{at} é o factor de carga do agente dessecante durante a adsorção e pode ser definido pela quantidade média de água contida no próprio agente. De igual forma LF_{ar} , o factor de carga durante a desadsorção pode ser definido. Assumindo que o equilíbrio é efectivamente atingido em ambos os fluxos de ar, $f(LF_{at} - LF_{ar})$ representa a quantidade unitária de água transferida do ar tratado para o ar regenerativo, sendo f a fracção correspondente à utilização roda dessecante no processo de desumidificação.

Para a fracção da roda dessecante em contacto com o ar tratado (adsorção),

$$LF_{at} = \frac{-C_1 + \sqrt{(C_1^2 + 4 * \phi_{mat,z} * C_2)}}{2 * C_2} \quad (62)$$

Para a fracção da roda dessecante em contacto com o ar regenerativo (desadsorção),

$$LF_{ar} = \frac{-C_1 + \sqrt{(C_1^2 + 4 * \phi_{mar,z} * C_2)}}{2 * C_2} \quad (63)$$

Transferência de massa:

Transferência de humidade unitária durante uma revolução da roda dessecante,

$$M_{w,u} = f * (LF_{at,z} - LF_{ar,z}) \quad (64)$$

A transferência de humidade em todas as camadas Z, durante uma revolução da roda dessecante,

$$M_z = M_{w,u} * M_{ar,z} \quad (65)$$

Transferência total de humidade em todas as camadas Z,

$$M_{w,z} = M_z * N \quad (66)$$

sendo N o numero de revoluções da roda em rpm.

A humidade absoluta de ambos os fluxos de ar que saem da camada Z,

$$\omega_{at,z+1} = \omega_{at,z} - \frac{M_{w,z}}{m_{at,z}} \quad (67)$$

$$\omega_{ar,z+1} = \omega_{ar,z} + \frac{M_{w,z}}{m_{ar,z}} \quad (68)$$

Trocas por condução entre o ar tratado e o ar regenerado (evolução dos fluxos de ar é não isentálpica),

$$m_{at}(H_{at,z+1} - H_{at,z}) = -Kt * S(T_{at,z} - T_{ar,z}) \quad (69)$$

$$m_{ar}(H_{ar,z+1} - H_{ar,z}) = Kt * S(T_{at,z} - T_{ar,z}) \quad (70)$$

com,

$$S = \frac{D * L}{Z} \quad (71)$$

onde D é o diâmetro da roda dessecante, L a espessura da roda dessecante e Kt a condutividade térmica da SilicaGel (W/m.°K)

A entalpia de ambos os fluxos de ar que saem da camada Z é então dada por,

$$H_{at,z+1} = H_{at,z} - \frac{Kt * S(T_{at,z} - T_{ar,z})}{m_{at,z}} \quad (72)$$

$$H_{ar,z+1} = H_{ar,z} + \frac{Kt * S(T_{at,z} - T_{ar,z})}{m_{ar,z}} \quad (73)$$

Com as propriedades, entalpia e humidade absolutas definidas para a camada seguinte ($Z+1$), retiramos as restantes propriedades:

Temperaturas (com a equação (44)),

$$T_{at,z+1} = T(H_{at,z+1}, \omega_{at,z+1}) \quad (74)$$

$$T_{ar,z+1} = T(H_{ar,z+1}, \omega_{ar,z+1}) \quad (75)$$

Humidades relativas (com a equação (47)),

$$\phi_{at,z+1} = \phi(H_{at,z+1}, \omega_{at,z+1}) \quad (76)$$

$$\phi_{ar,z+1} = \phi(H_{ar,z+1}, \omega_{ar,z+1}) \quad (77)$$

Uma vez considerado o fluxo paralelo do ar tratado e do ar regenerativo na roda dessecante, para a resolução das equações descritas até este ponto, são necessárias as seguintes condições iniciais,

$$T_{at,z} = T_{ponto1} \quad (78)$$

$$\omega_{at,z} = \omega_{ponto1} \quad (79)$$

$$T_{ar,z} = T_{ponto8} \quad (80)$$

$$\omega_{ar,z} = \omega_{ponto8} \quad (81)$$

E assim o problema pode ser resolvido em todas as camadas sucessivas até ao número estabelecido em Z .

Foi com base nesta discretização que a modelação da roda dessecante foi feita, no software EES, e é apresentada no subcapítulo 2.2.

Anexo B

B.1 Humidificador Adiabático

Evolução do Fluxo De ar

Quantidade de água evaporada do fluxo de ar ao nível do humidificador adiabático [15], G_{ev} :

$$G_{ev} = (h + hm) \times Si \times (P_{vs}(T_{\text{água}}) - P_v) \quad (82)$$

$(h + hm)$ – Coeficientes transferência de massa e calor.

Si – Superfície de interface.

$P_{vs}(T_{\text{água}})$ – Pressão de saturação da água a uma temperatura ($T_{\text{água}}$).

P_v – Pressão relativa do vapor de água existente no ar.

A pressão pode ser relacionada com a humidade absoluta e a equação (93) pode ser reescrita substituindo a pressão P_v pela humidade absoluta, ω , do ar que está a ser humidificado e $P_{vs}(T_{\text{água}})$ por $\omega_s(T_{\text{água}})$ que é a humidade absoluta, na curva de saturação, à temperatura da água. Obtemos assim:

$$G_{ev} = (h + hm) \times S \times (\omega_s(T_{\text{água}}) - \omega) \quad (82)$$

Condições de utilização do humidificador:

A equação 82 indica especificamente que a evaporação não pode ocorrer quando o ar está saturado, $(\omega_s(T_{\text{água}}) = \omega)$, uma vez que não haveria gradiente de humidade absoluta ($\Delta\omega = 0$).

A evaporação também não pode ocorrer se a temperatura da água é inferior ao ponto de orvalho do ar. Apenas se a troca de calor entre o ar e a água aumentar a temperatura desta, poderá se obter alguma evaporação.

A temperatura da água pode diferir muito da temperatura do ar e ambos os fluxos são recirculados e continuamente refrescados, por razões de higiene. Isto implica que, para certas condições de entrada do fluxo de ar, não é pratico modificar o gradiente de humidade absoluta $(\omega_s(T_{\text{água}}) - \omega)$ com o objectivo de se obter um aumento de agua evaporada G_{ev} transferida.

Para isso é aconselhável uma modificação do coeficiente de transferência de massa e calor k' , que aumenta à medida que a velocidade do ar também aumenta, a uma razão que diminui até estabilizar numa velocidade relativa entre o ar e a água de mais de 3m/s. Uma modificação da superfície Si , promove também esta mesma transferência e pode ser feita por dois métodos. O primeiro envolve a introdução de água sob a forma de gotículas no ar a ser humidificado, num processo conhecido por nebulização, pulverização ou atomização. O segundo método é baseado na utilização de um suporte sólido adequado que, devido à sua configuração

geométrica extensa e estrutura microscópica altamente porosa, expõem o ar a uma área maior que, se mantida molhada, actua como uma enorme superfície de interface entre o ar e a água.

De forma a avaliar as características de um humidificador adiabático, tem-se que ter em conta dois parâmetros.

Um diz respeito à eficiência de saturação, η_h , que mede a capacidade deste em atingir as condições próximas de saturação do ar que é humidificado.

$$\eta_h = \frac{\omega_{saída} - \omega_{entrada}}{\omega_{wet} - \omega_{entrada}} \quad (95)$$

sendo $\omega_{entrada}$, $\omega_{saída}$ e ω_{wet} a representar a humidade absoluta do ar à entrada, do ar à saída e a pressão de saturação, respectivamente. É obvio que o valor deste parâmetro aumenta à medida que a humidade relativa do ar que está a ser humidificado se aproxima dos 100%.

O outro parâmetro avalia a razão de absorção ou dispersão, ϵ_h , do humidificador. Parte da água introduzida no humidificador vai ser evaporada, a restante permanece no estado líquido e ou é drenada ou é recirculada. A razão de absorção é a razão entre a quantidade de água efectivamente evaporada, G_{ev} , e a quantidade total de água introduzida no humidificador, G_{in} ,

$$\epsilon_h = \frac{G_{ev}}{G_{in}} \quad (96)$$

Logicamente, se a totalidade de água introduzida no humidificador for absorvida, este parâmetro toma o valor de 100%.

Anexo C

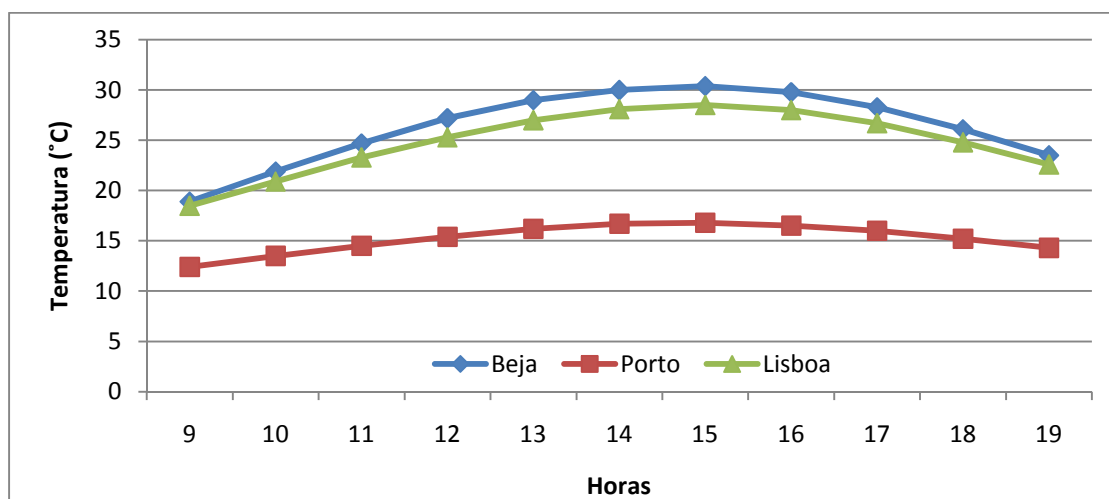


Gráfico 27- Temperatura média do mês de Maio.

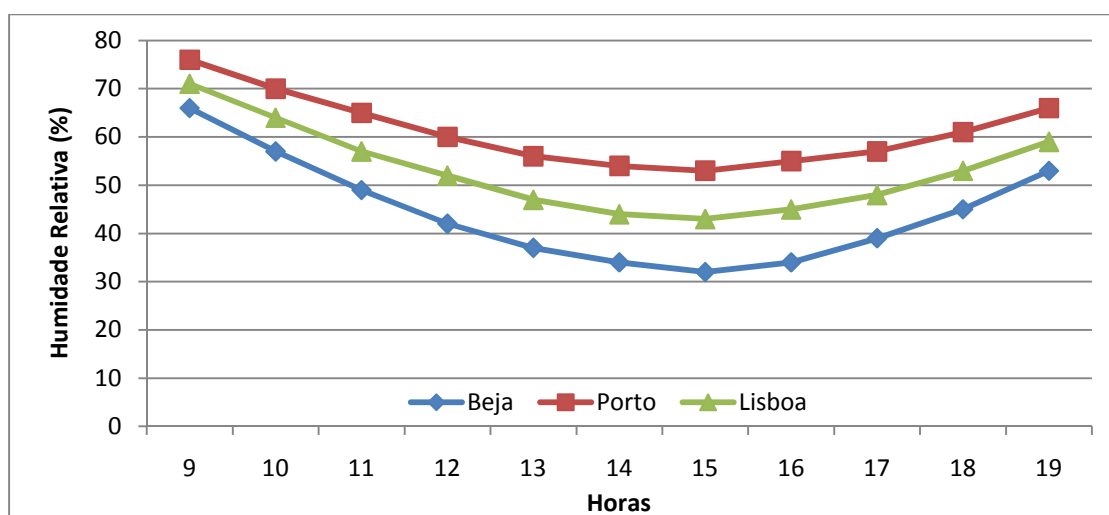


Gráfico 28 - Humidade Relativa média do mês de Maio.

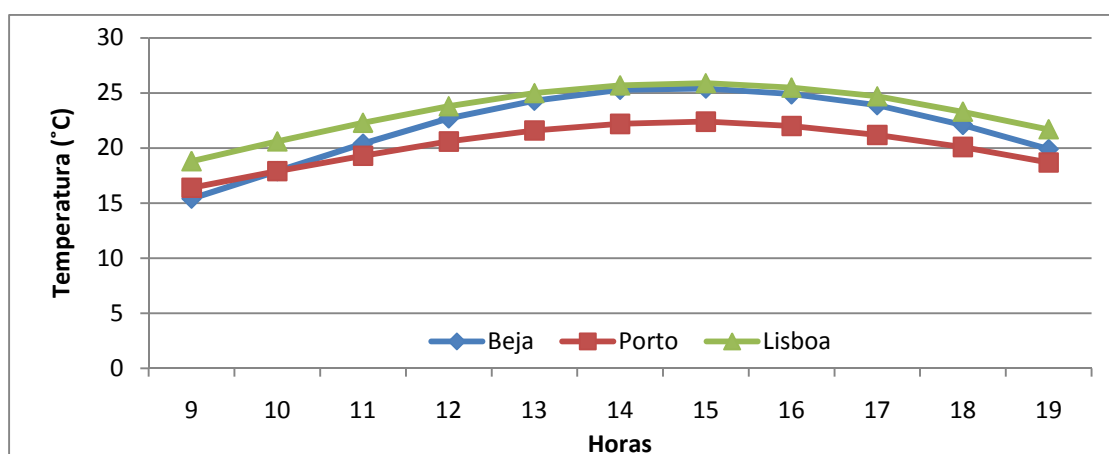


Gráfico 29 - Temperatura média do mês de Junho.

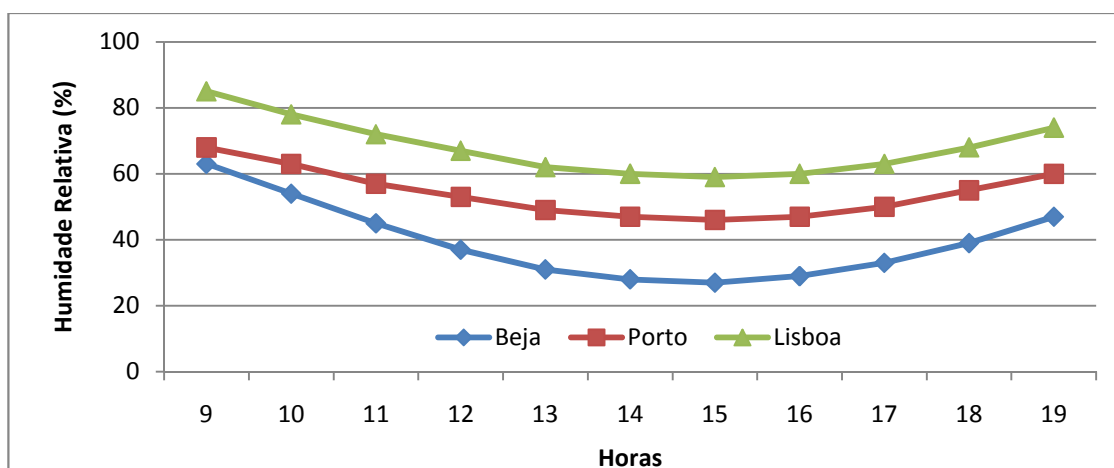


Gráfico 30 - Humidade Relativa média do mês de Junho.

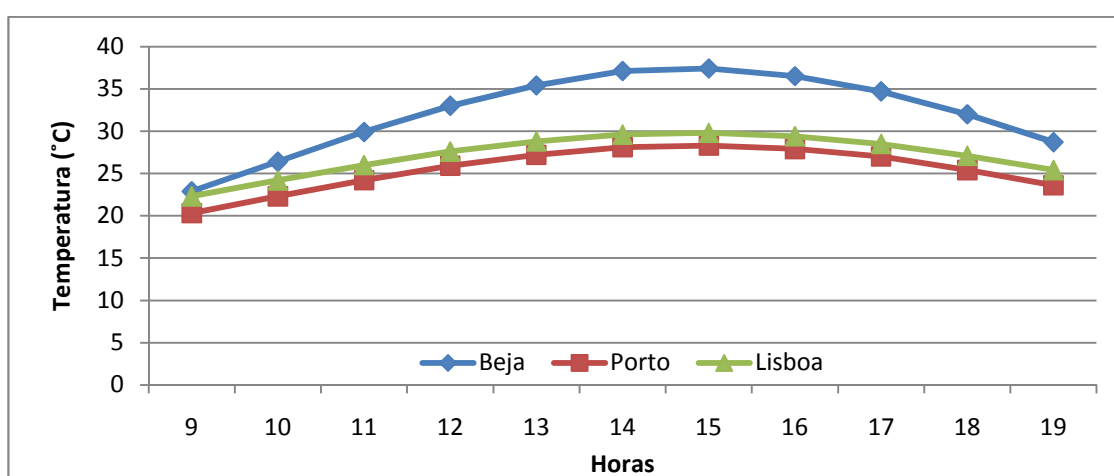


Gráfico 31 - Temperatura média do mês de Julho.

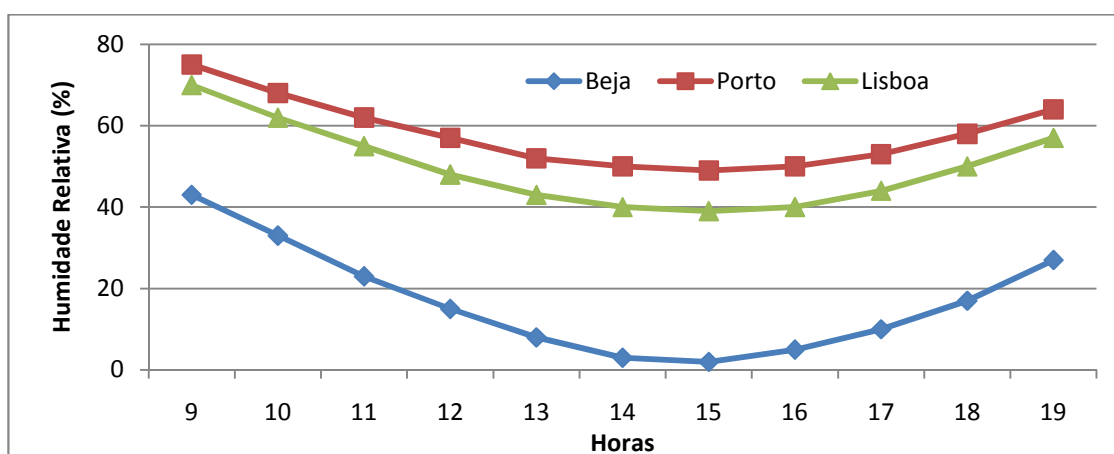


Gráfico 32 - Humidade Relativa média do mês de Julho.

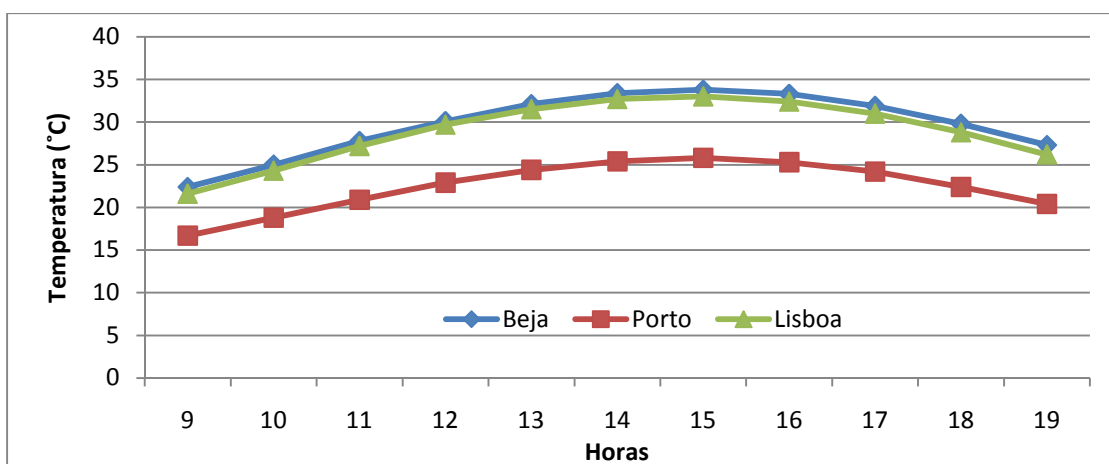


Gráfico 33 - Temperatura média do mês de Agosto.

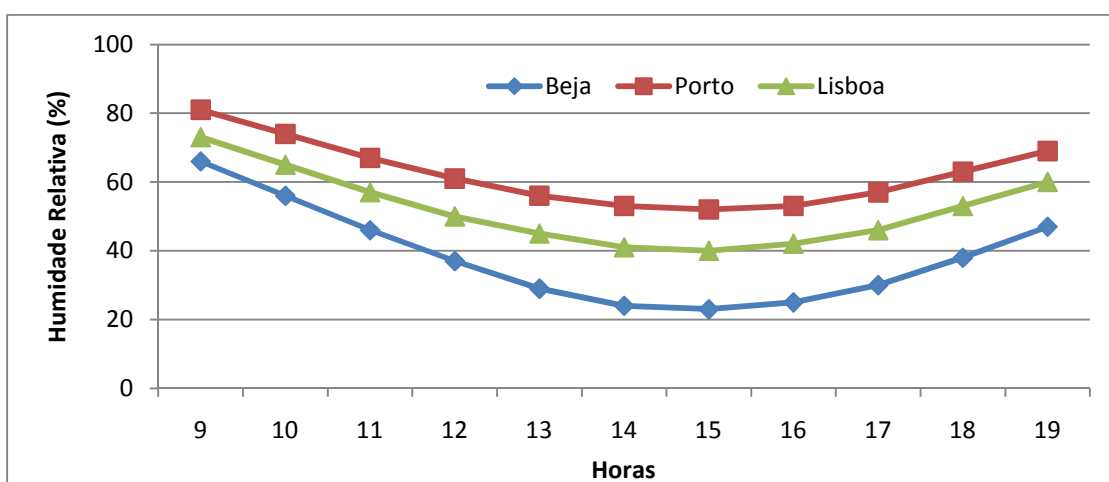


Gráfico 34 - Humidade Relativa média do mês de Agosto.

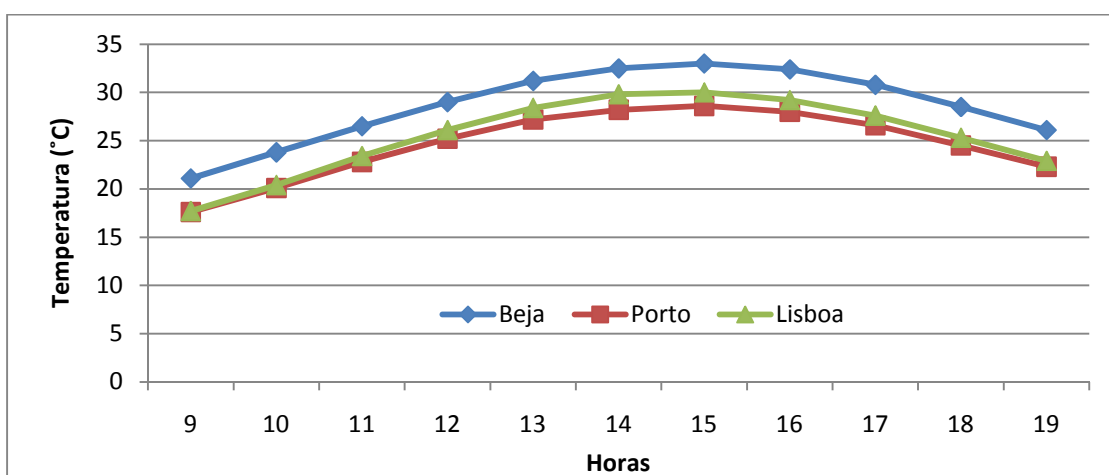


Gráfico 35 - Temperatura média do mês de Setembro.

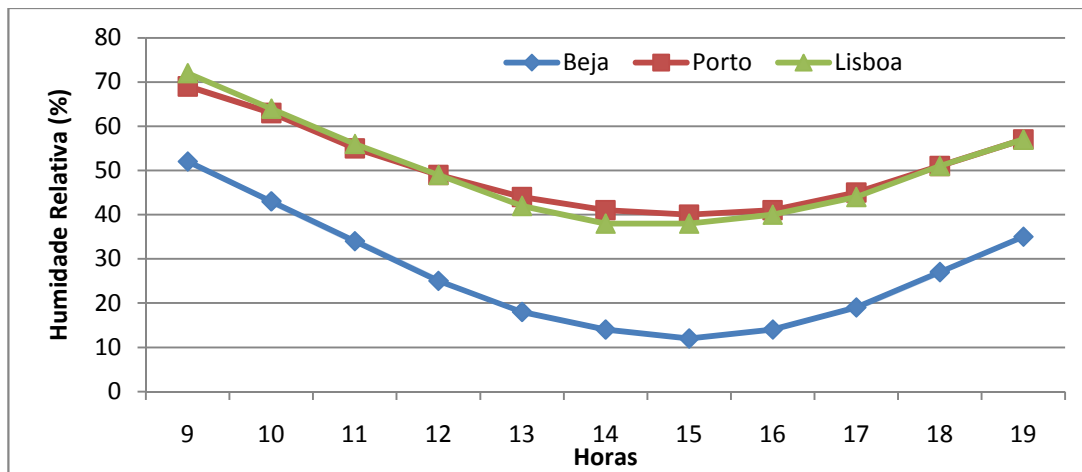


Gráfico 36 - Humidade Relativa média do mês de Setembro.

Anexo D

D.1. Eficiência de Desumidificação

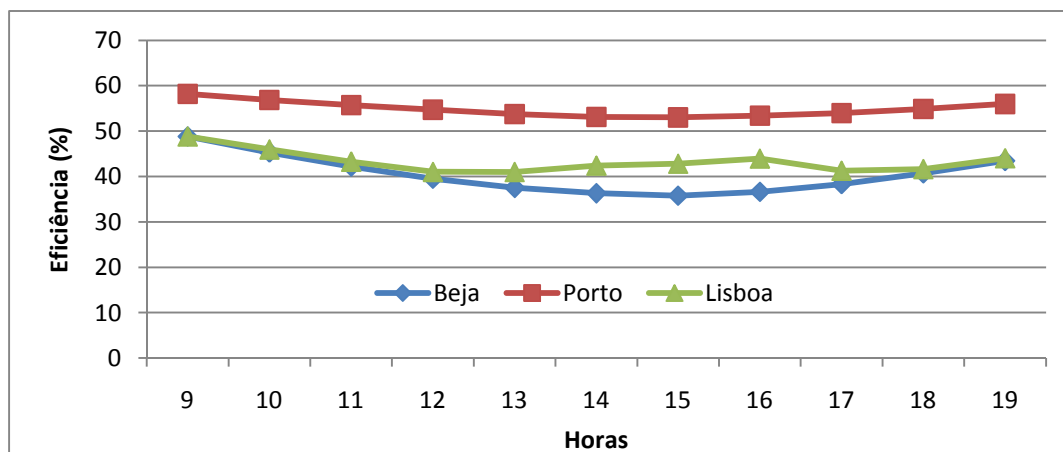


Gráfico 37 - Eficiência de Desumidificação em Maio.

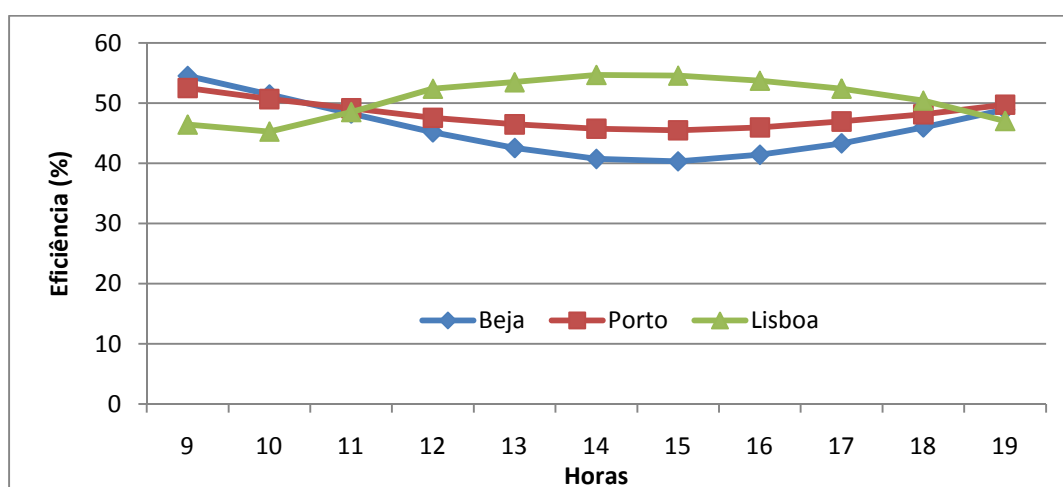


Gráfico 38 - Eficiência de Desumidificação em Junho.

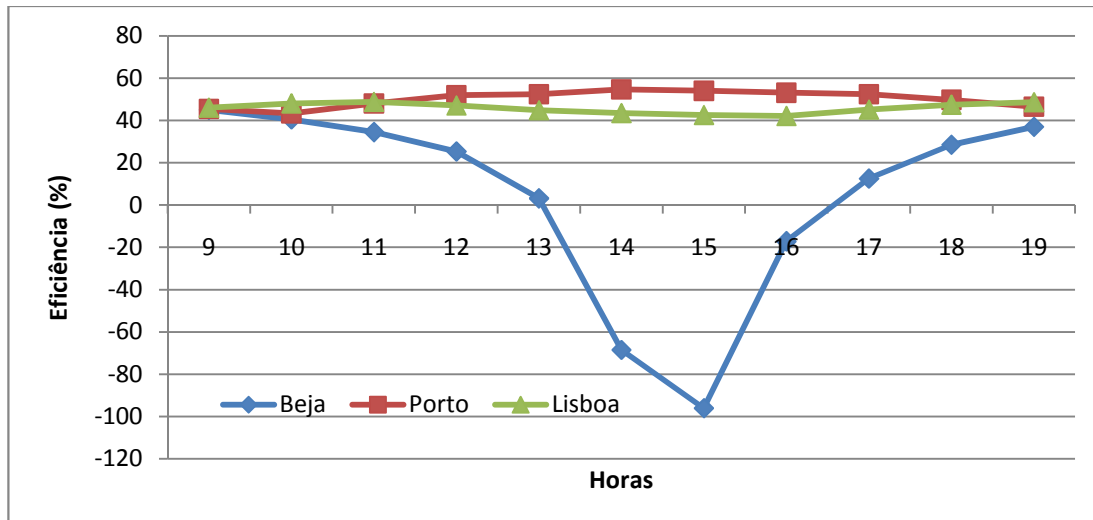


Gráfico 39 - Eficiência de Desumidificação em Julho.

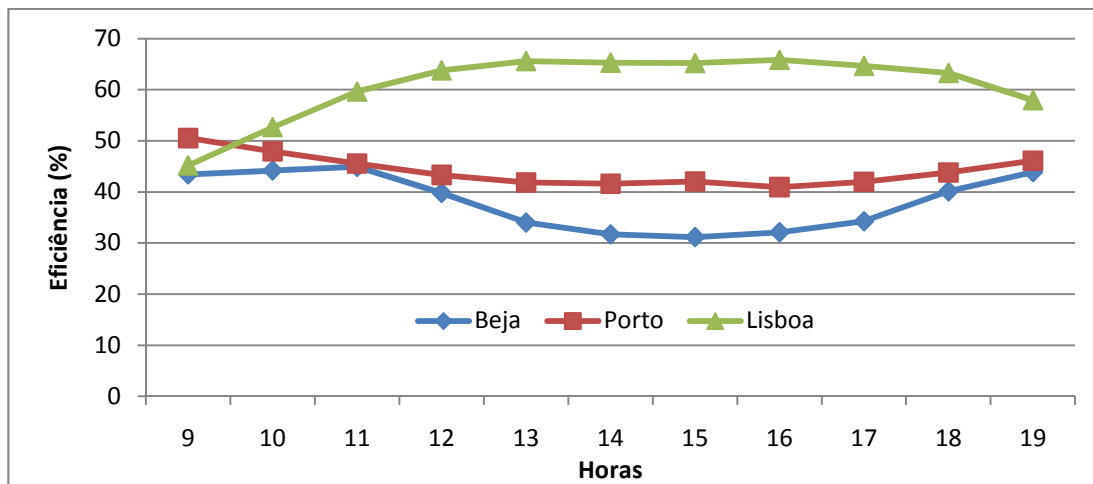


Gráfico 40 - Eficiência de Desumidificação em Agosto.

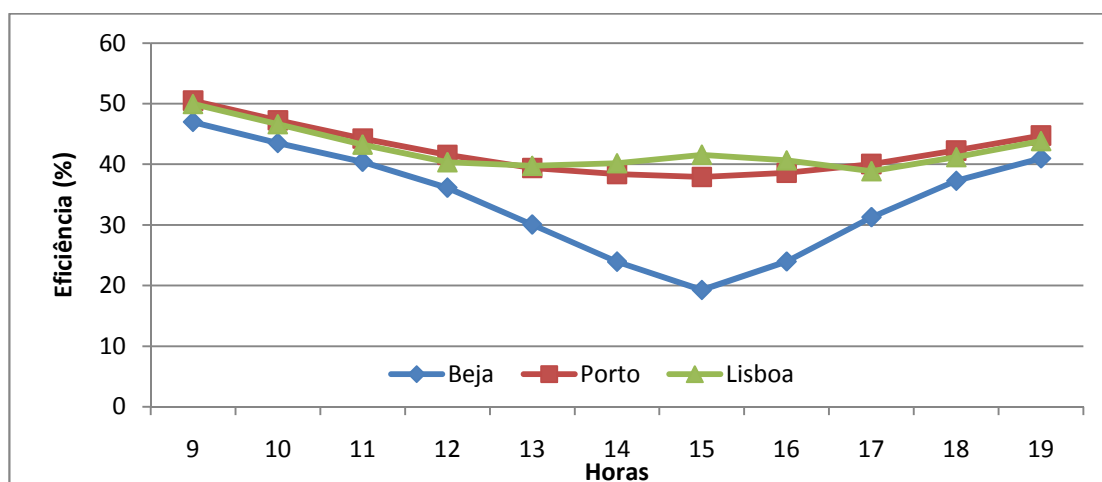


Gráfico 41 - Eficiência de Desumidificação em Setembro.

D.2 Aumento de Temperatura do Ar Tratado

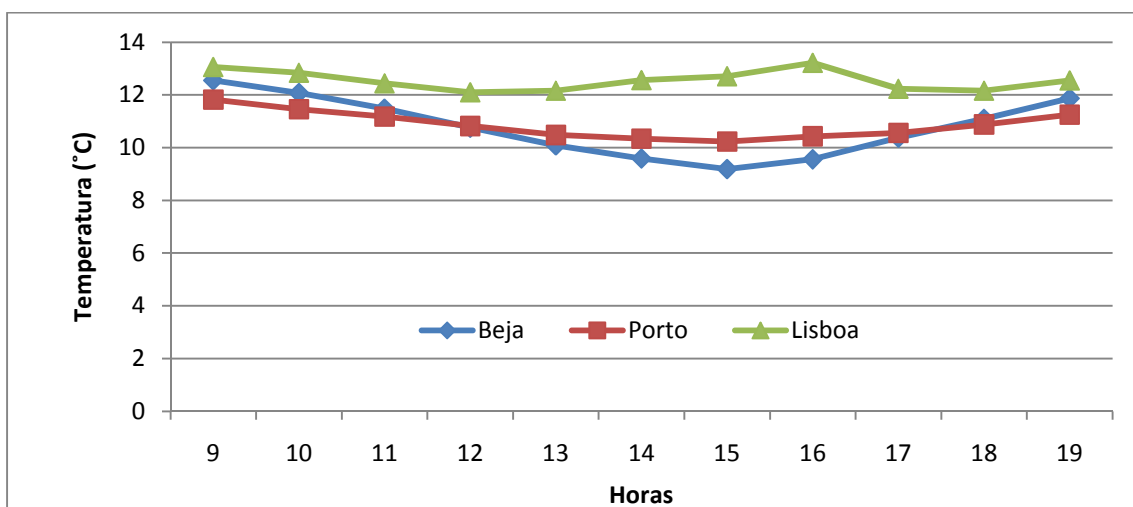


Gráfico 42 - Aumento de temperatura do ar tratado no mês de Maio.

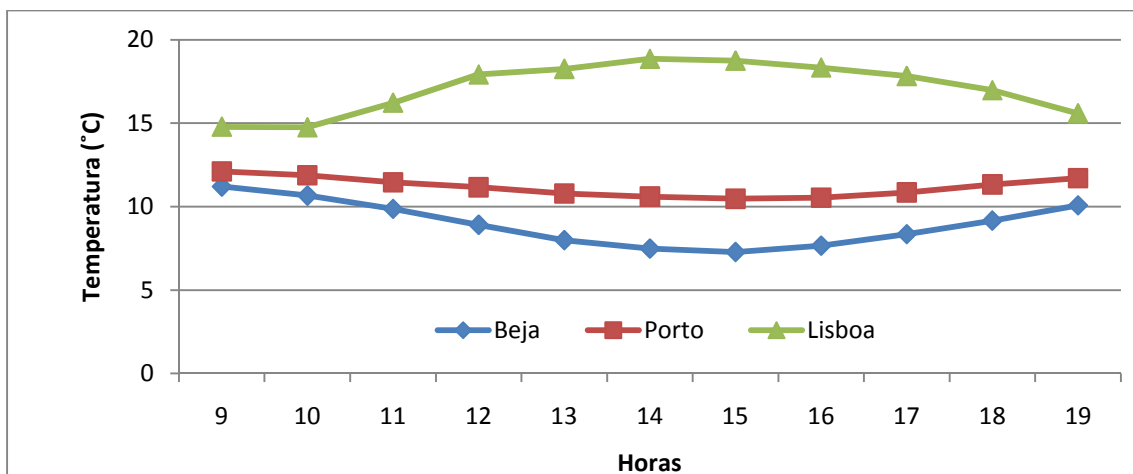


Gráfico 43 - Aumento de temperatura do ar tratado no mês de Junho.

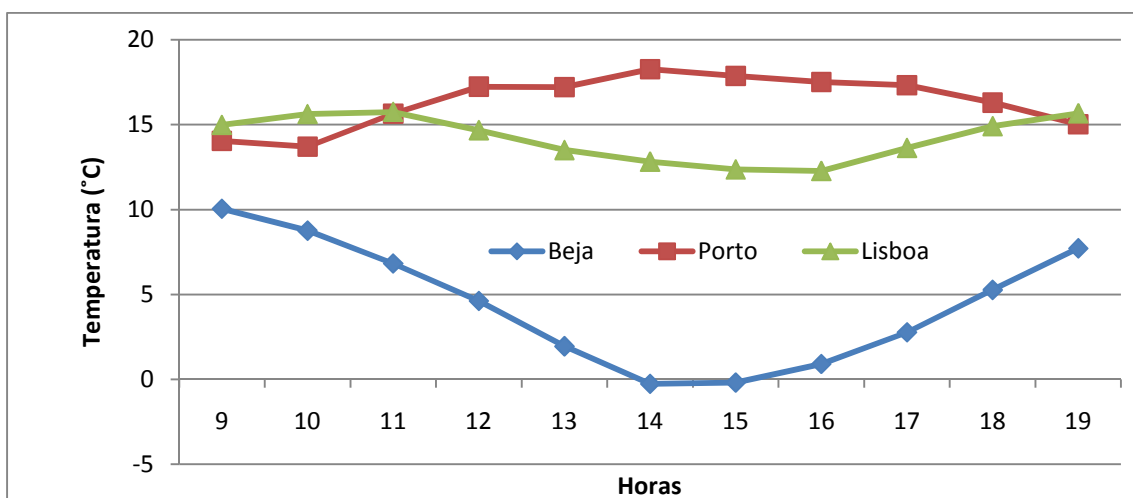


Gráfico 44 - Aumento de temperatura do ar tratado no mês de Julho.

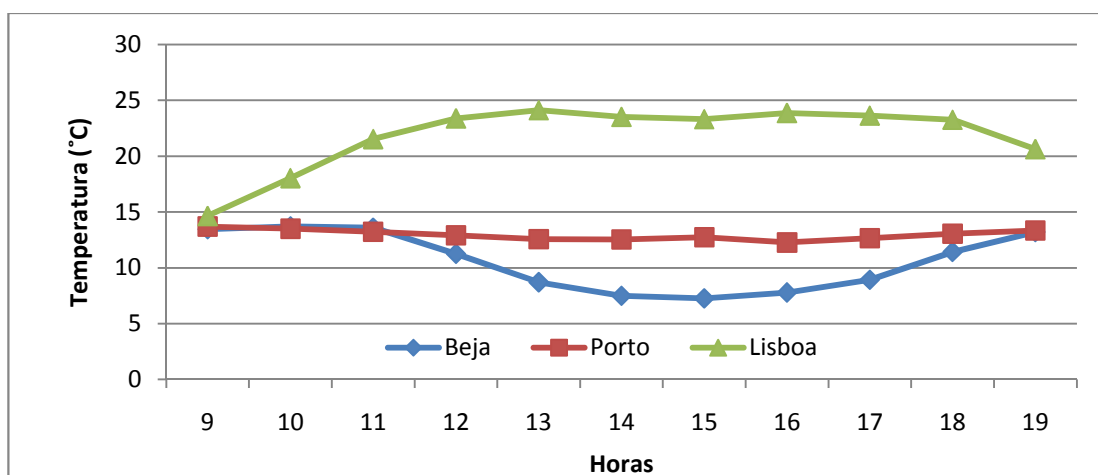


Gráfico 45 - Aumento de temperatura do ar tratado no mês de Agosto.

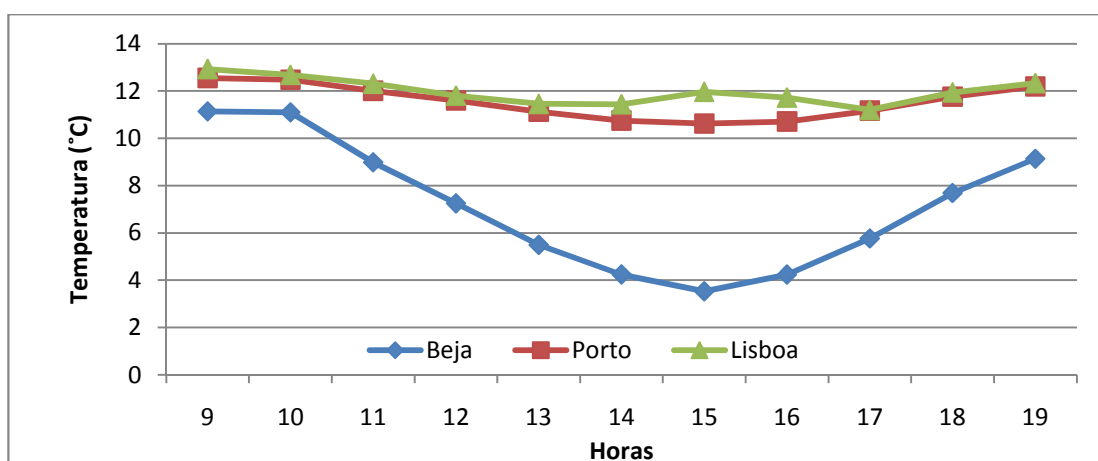


Gráfico 46 - Aumento de temperatura do ar tratado no mês de Setembro.

D.3 Quantidade de Água Removida

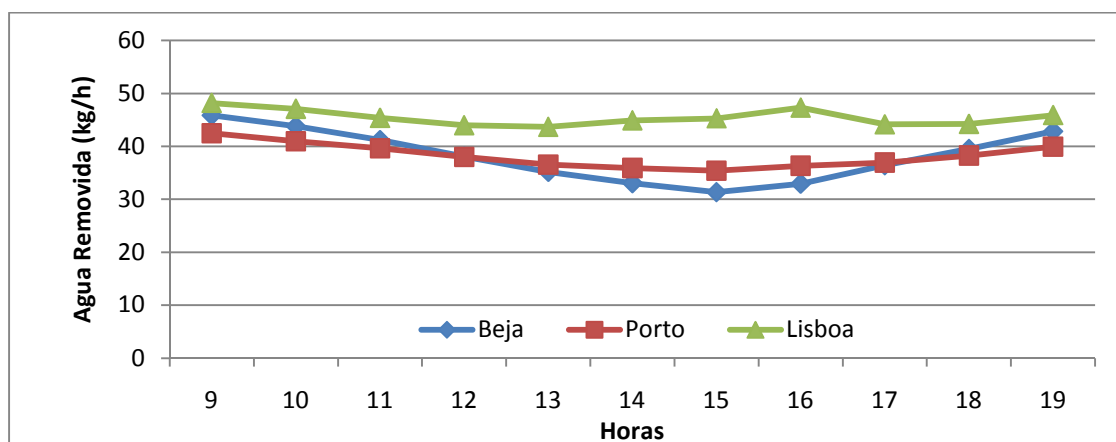


Gráfico 47 - Quantidade de água removida no mês de Maio.

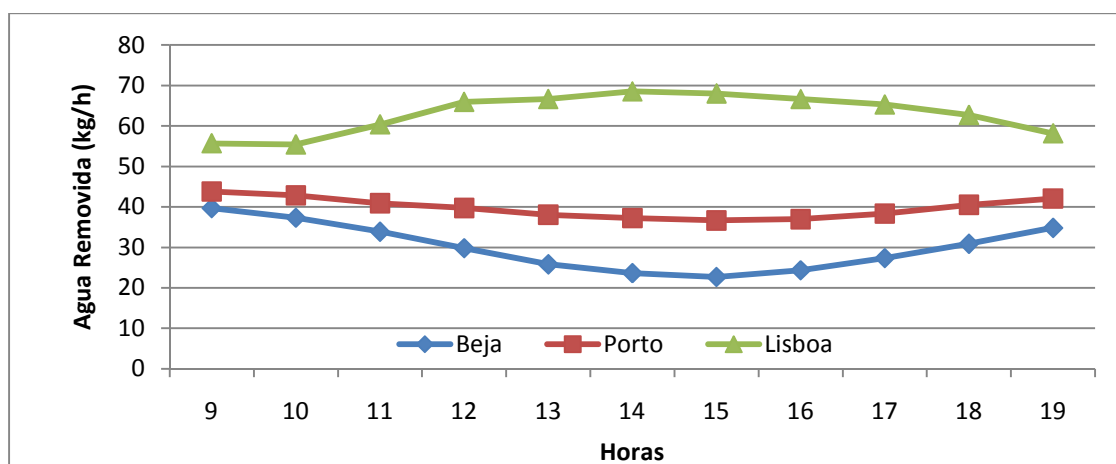


Gráfico 48 - Quantidade de água removida no mês de Junho.

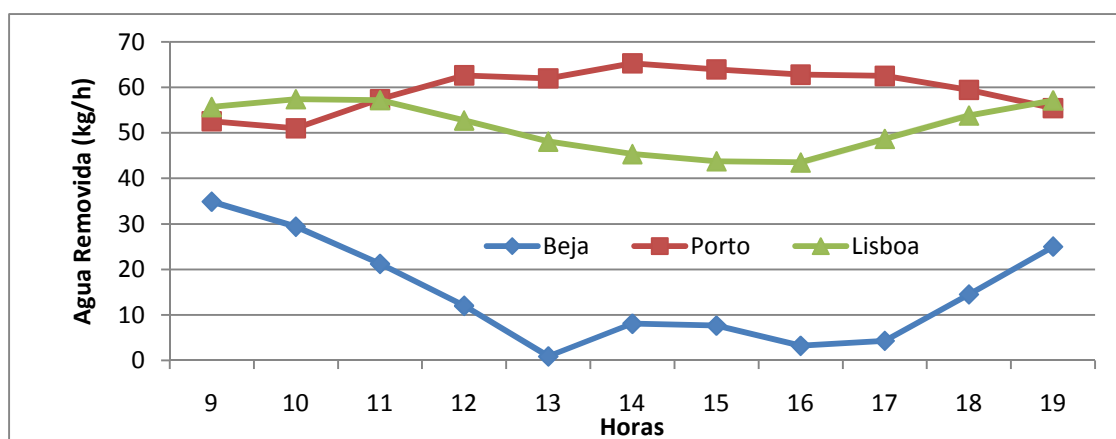


Gráfico 49 - Quantidade de água removida no mês de Julho.

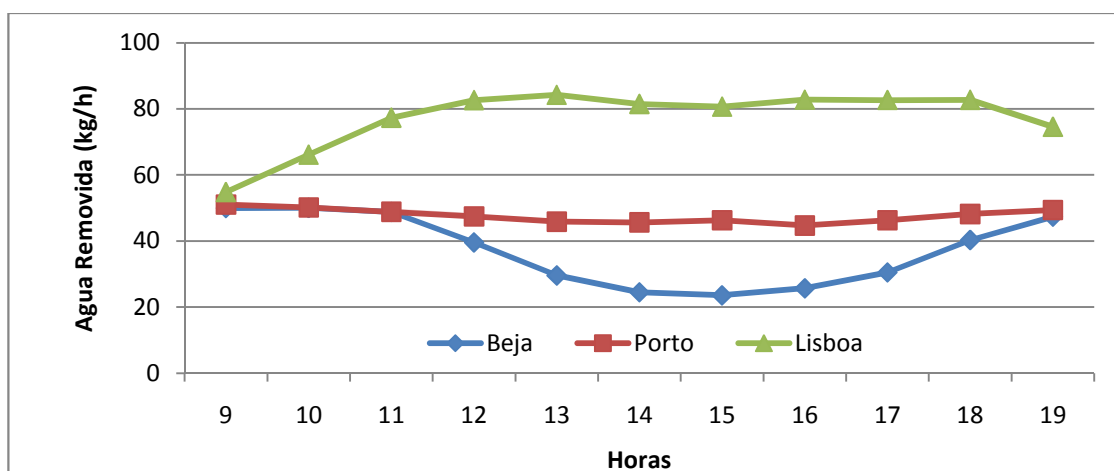


Gráfico 50 - Quantidade de água removida no mês de Agosto.

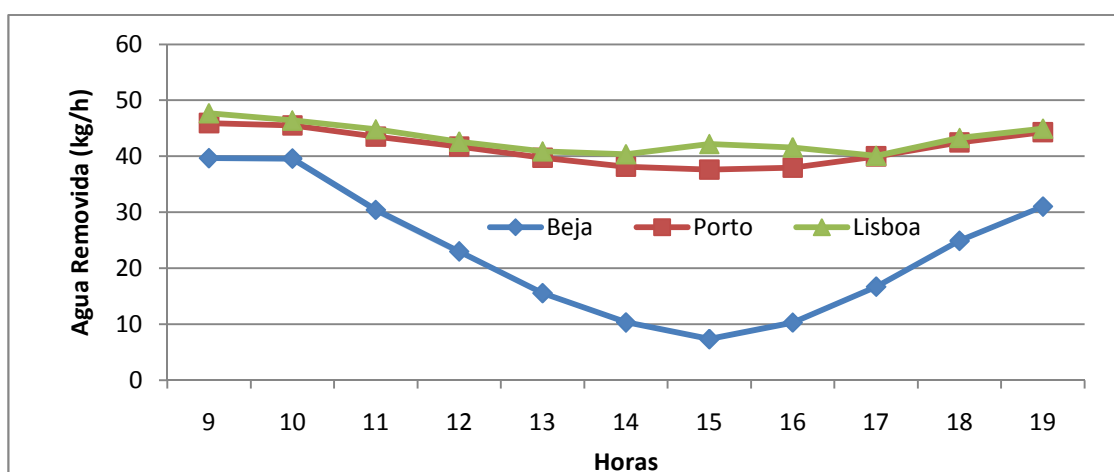


Gráfico 51 - Quantidade de água removida no mês de Setembro.

D.4 Velocidade de Rotação

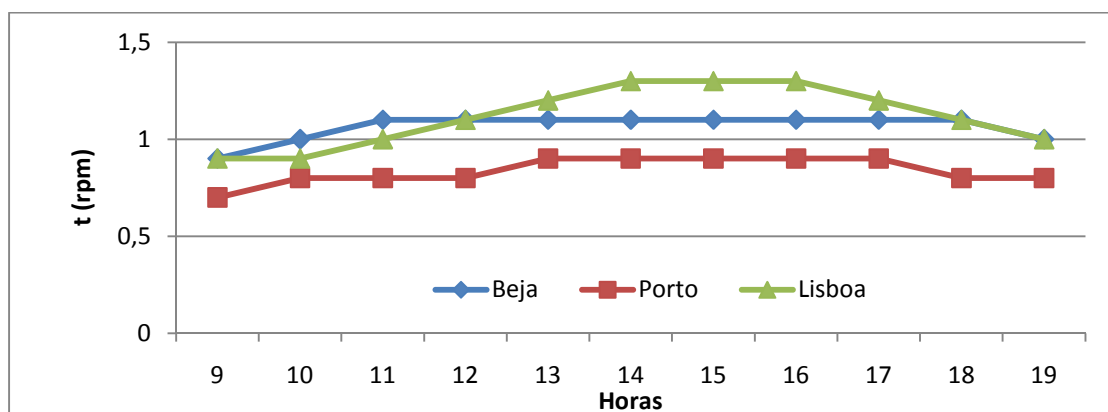


Gráfico 52 - Velocidade de rotação da roda dessecante no mês de Maio.

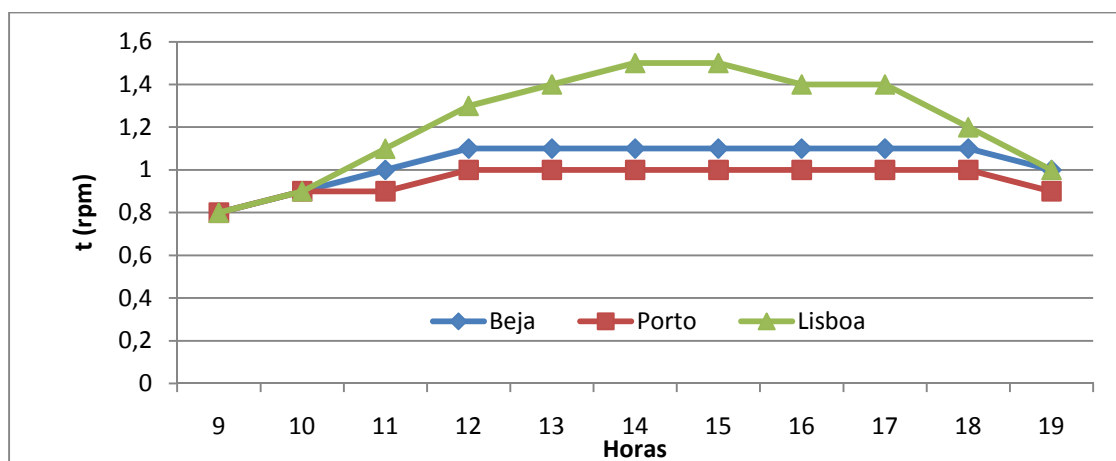


Gráfico 53 - Velocidade de rotação da roda dessecante no mês de Junho.

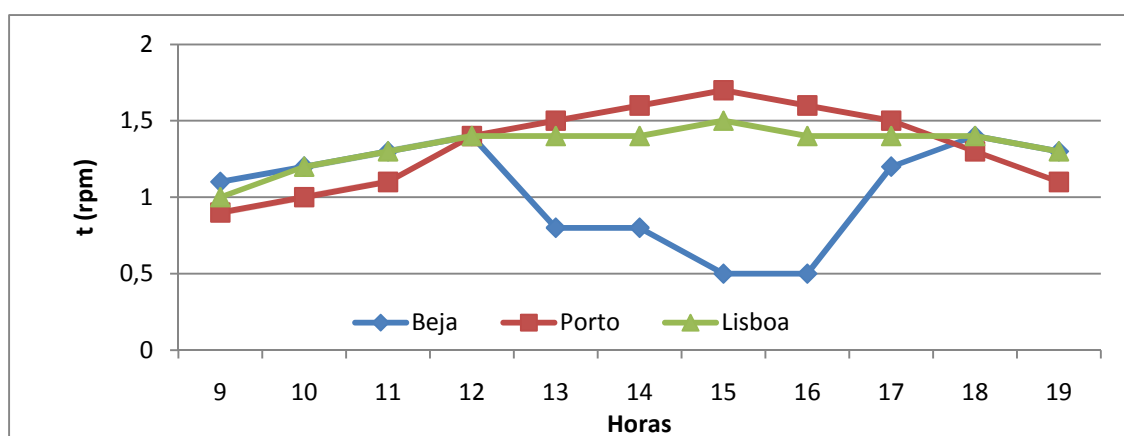


Gráfico 54 - Velocidade de rotação da roda dessecante no mês de Julho.

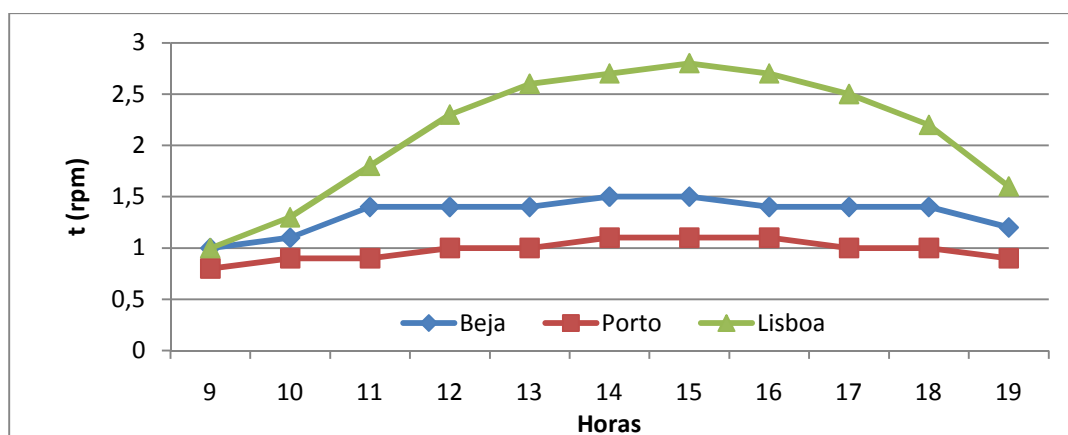


Gráfico 55 - Velocidade de rotação da roda dessecante no mês de Agosto.

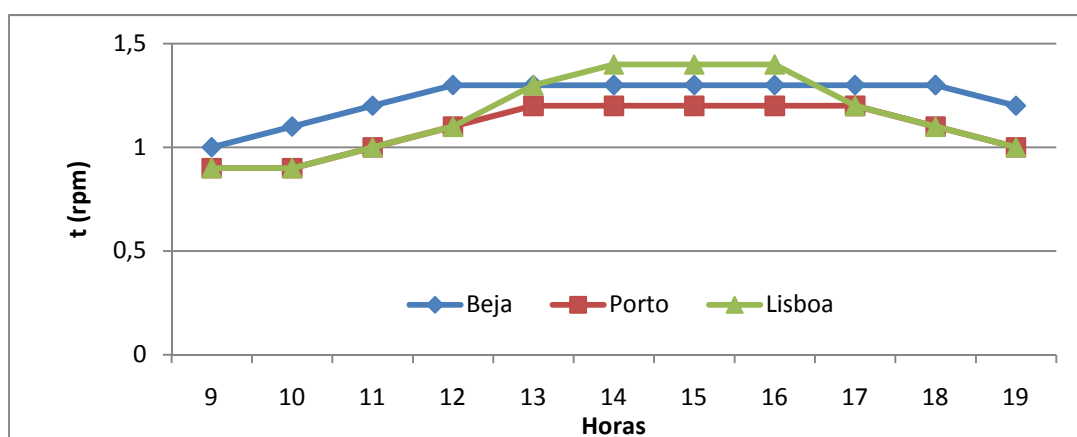


Gráfico 56 - Velocidade de rotação da roda dessecante no mês de Setembro.

D.5 Aumento de Temperatura do Ar Regenerativo

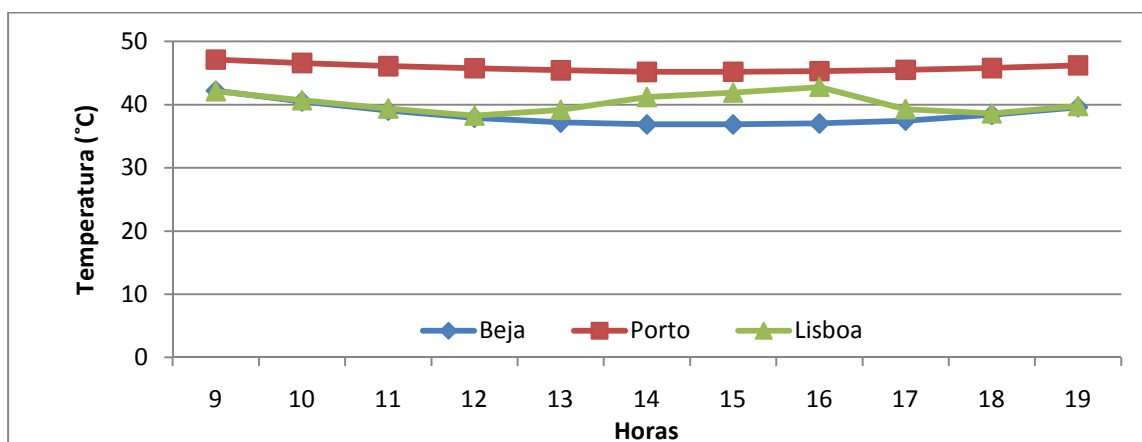


Gráfico 57 - Aumento de temperatura do ar regenerativo no mês de Maio.

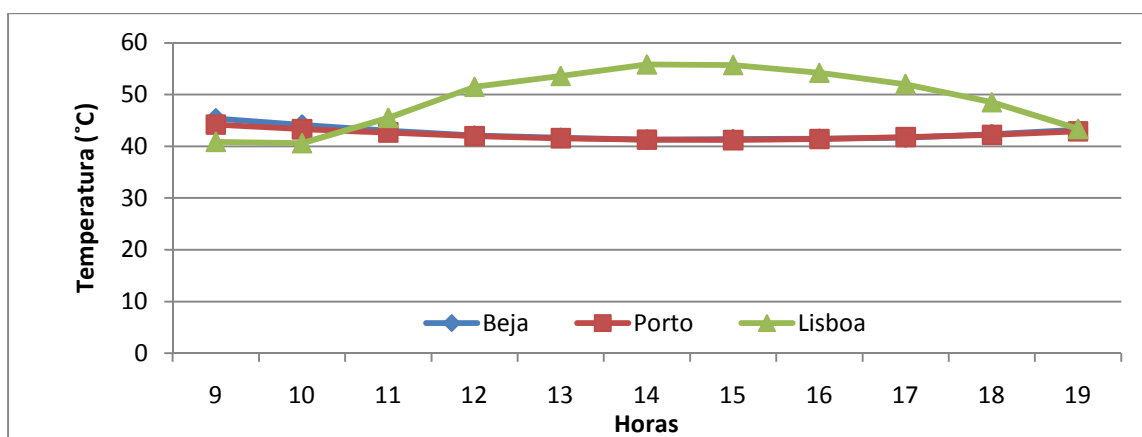


Gráfico 58 - Aumento de temperatura do ar regenerativo no mês de Junho.

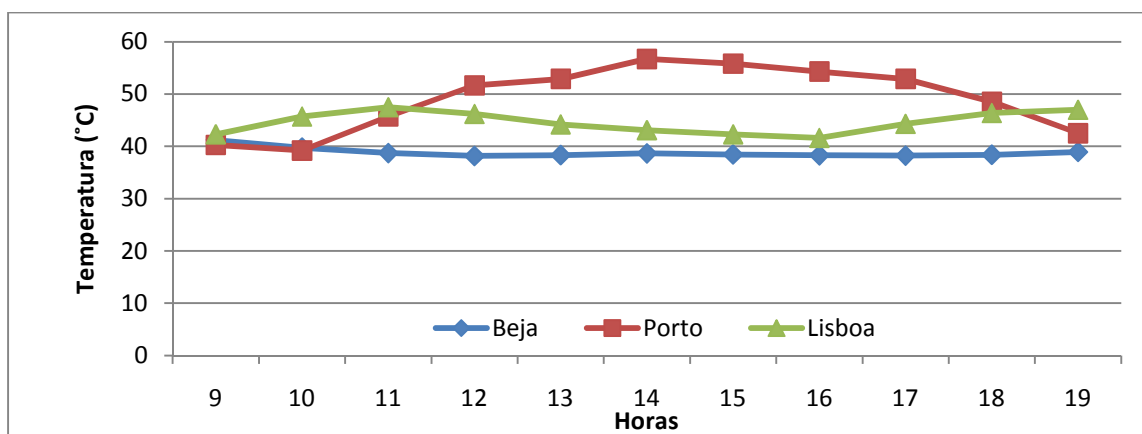


Gráfico 59 - Aumento de temperatura do ar regenerativo no mês de Julho.

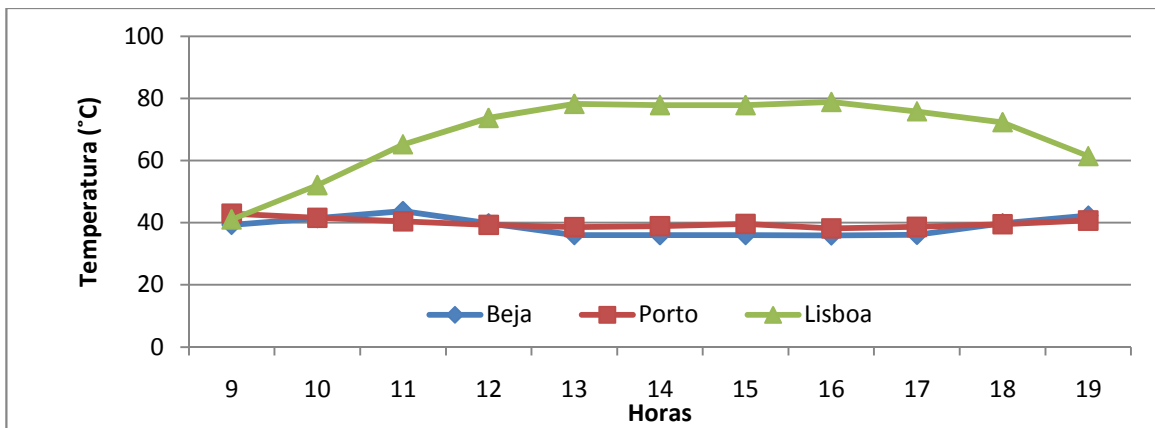


Gráfico 60 - Aumento de temperatura do ar regenerativo no mês de Agosto.

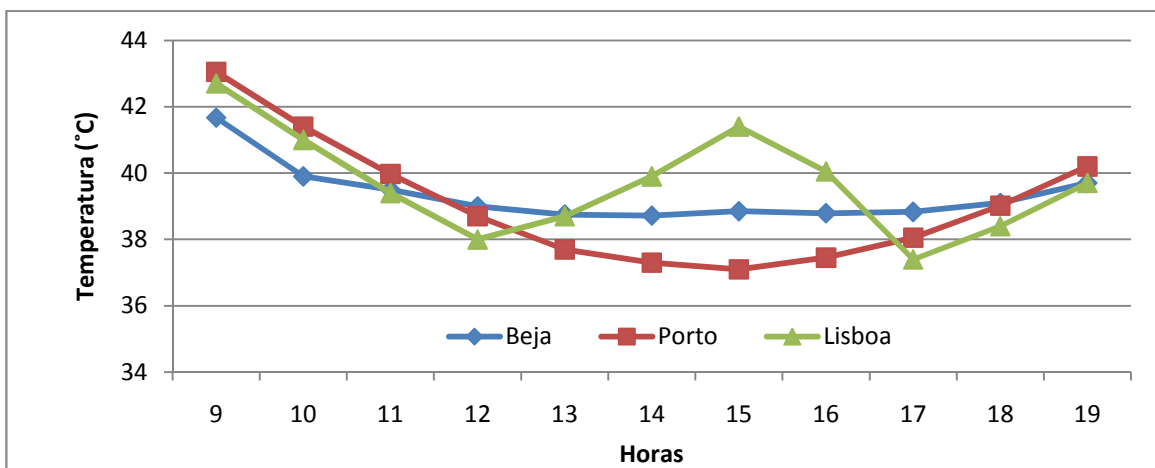


Gráfico 61 - Aumento de temperatura do ar regenerativo no mês de Setembro.

D.6 Temperatura de Regeneração

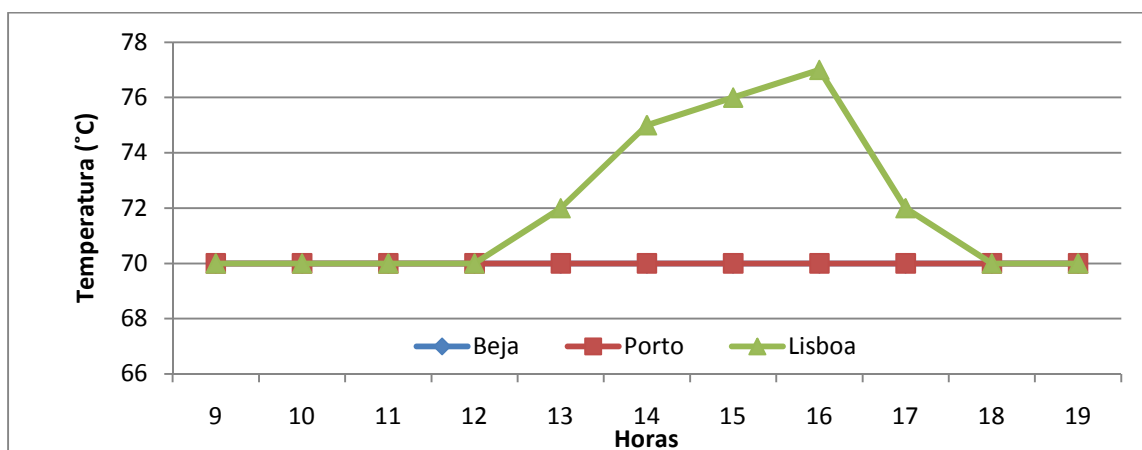


Gráfico 62 - Temperatura de regeneração no mês de Maio.

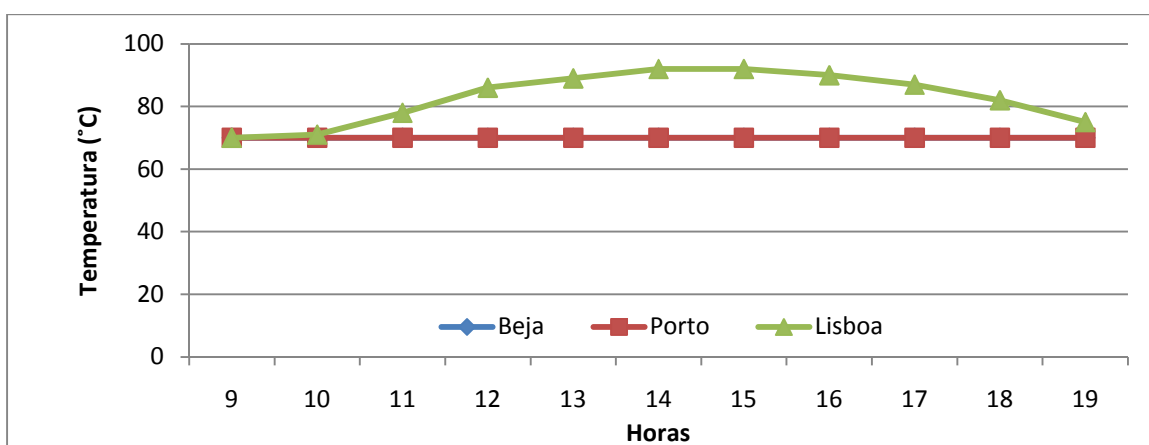


Gráfico 63 - Temperatura de regeneração no mês de Junho.

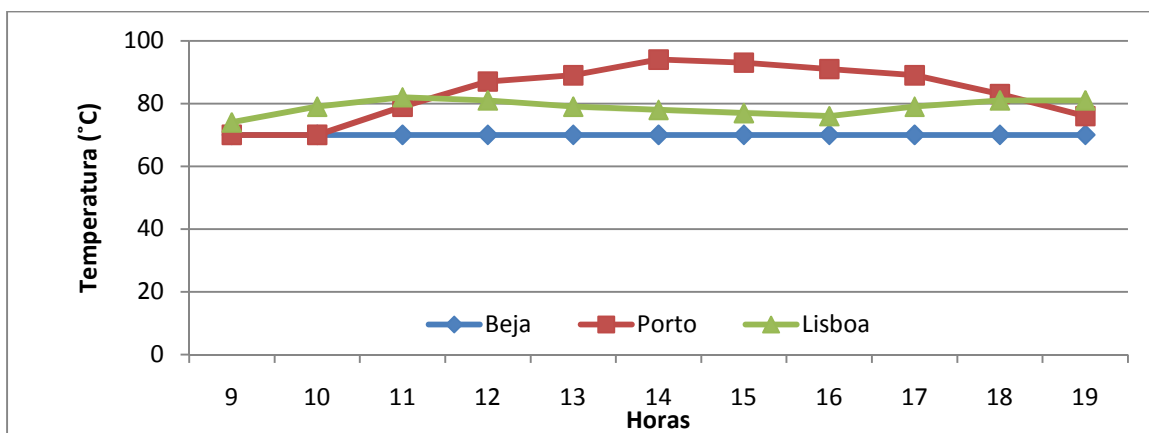


Gráfico 64 - Temperatura de regeneração no mês de Julho.

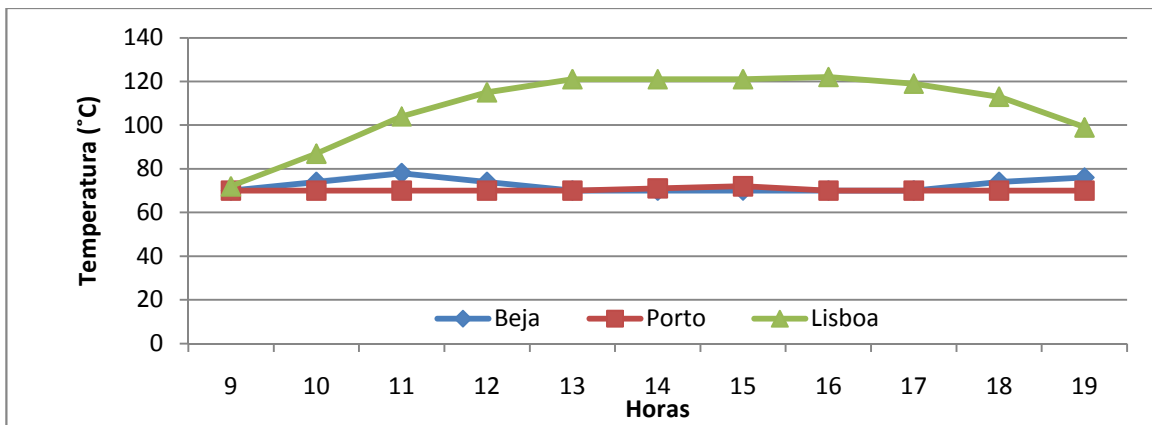


Gráfico 65 - Temperatura de regeneração no mês de Agosto.

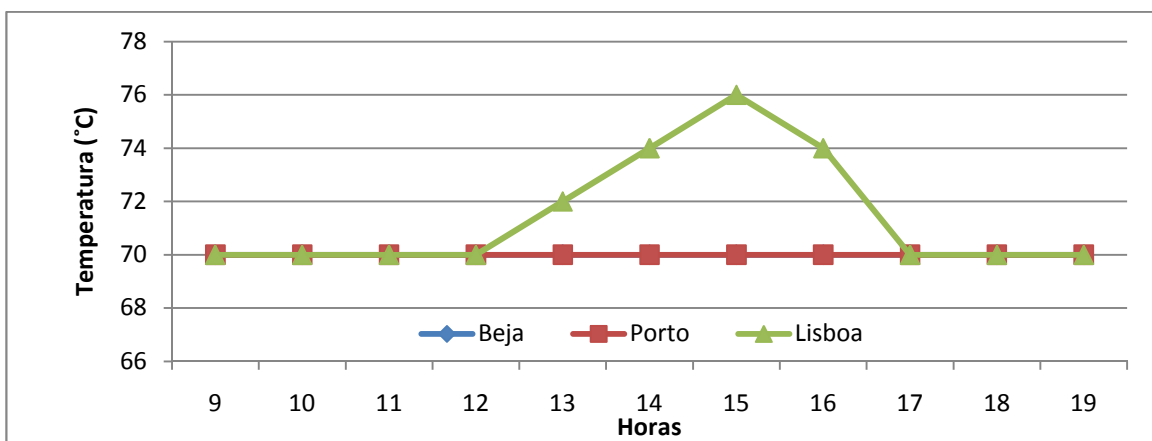


Gráfico 66 - Temperatura de regeneração no mês de Setembro.

D.7 Transferência de Energia no Permutador de Calor

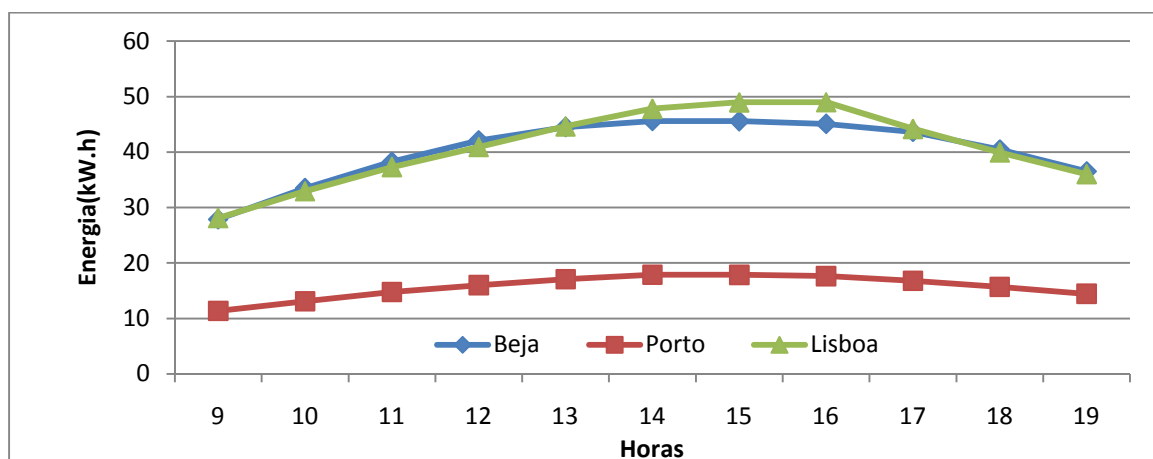


Gráfico 67 - Energia transferida no mês de Maio.

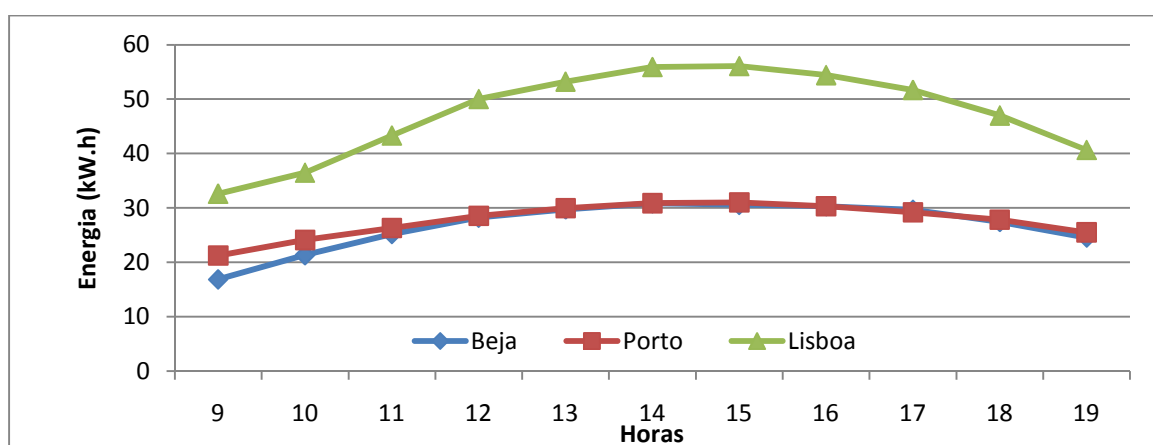


Gráfico 68 - Energia transferida no mês de Junho.

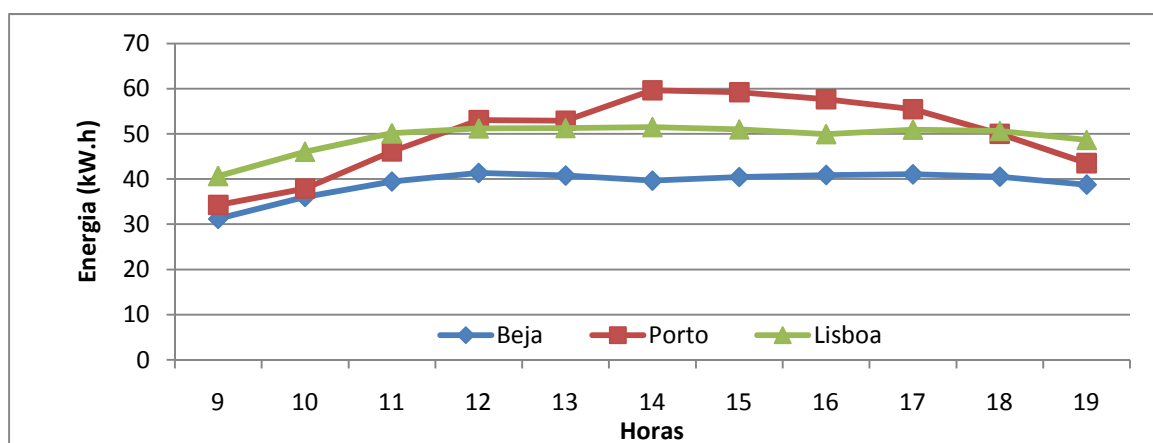


Gráfico 69 - Energia transferida no mês de Julho.

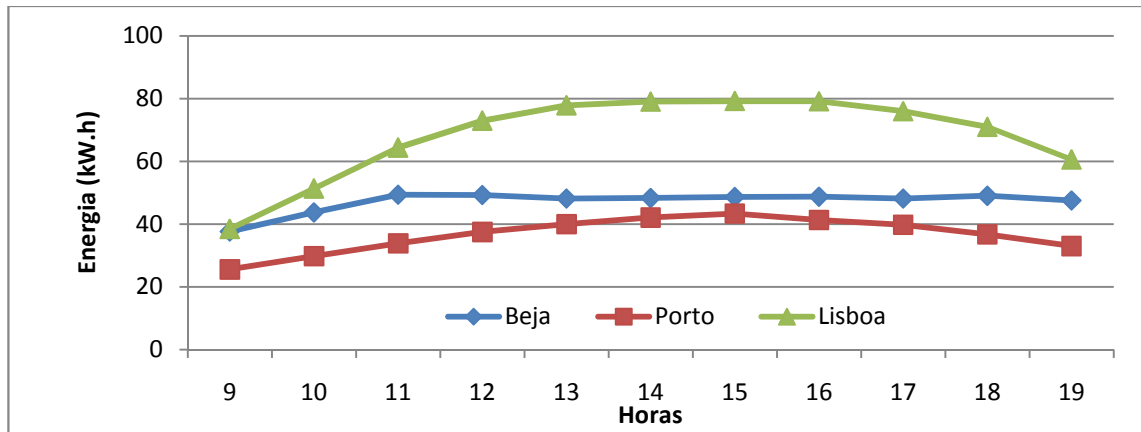


Gráfico 70 - Energia transferida no mês de Agosto.

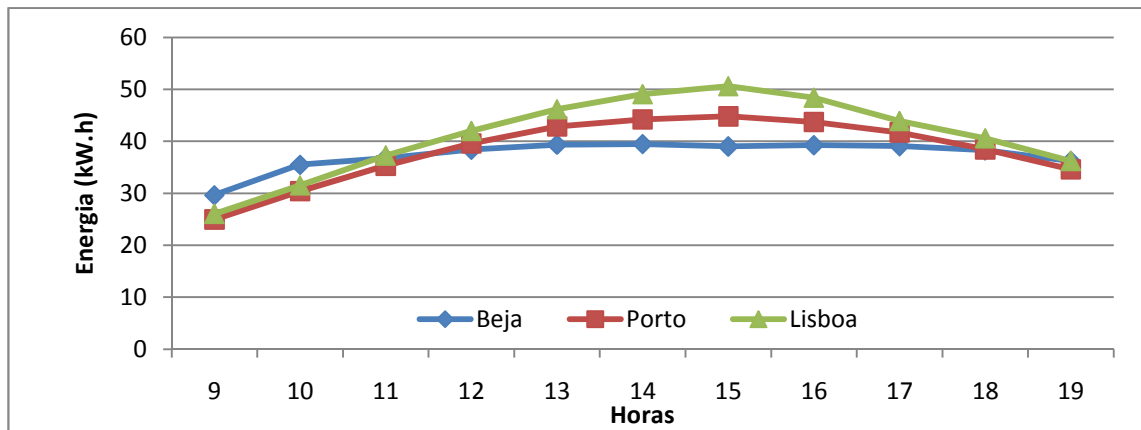


Gráfico 71 - Energia transferida no mês de Setembro.

Anexo E

BEJA:

Maio						
Horas	Sistema Dessecante			Sistema Convencional		
	Temp.(°C)	HR (%)	w (kg/kg)	Temp.(°C)	HR (%)	w (kg/kg)
9	12.9	89	0.00802	15	84	0.00898
10	13.6	90	0.00818	15	88	0.00934
11	14.14	90	0.00808	15	89	0.00951
12	14.5	90	0.00783	15	89	0.00945
13	14.65	90	0.00736	15	87	0.00924
14	14.66	90	0.00686	15	85	0.00899
15	14.51	90	0.00662	15	82	0.00865
16	14.56	90	0.00703	15	84	0.00887
17	14.61	90	0.00752	15	88	0.00935
18	14.35	90	0.00787	15	89	0.00949
19	14	90	0.0082	15	90	0.00957

Junho						
Horas	Sistema Dessecante			Sistema Convencional		
	Temp.(°C)	HR (%)	w (kg/kg)	Temp.(°C)	HR (%)	w (kg/kg)
9	11.01	87.5	0.00714	15	64	0.00684
10	11.43	87.7	0.00736	15	65	0.00688
11	11.72	87.7	0.00751	15	63	0.00669
12	11.86	87.6	0.00757	15	60	0.00633
13	11.81	87.4	0.00753	15	55	0.00584
14	11.82	87.3	0.00752	15	53	0.0056
15	11.74	87.2	0.00747	15	51	0.00543
16	11.8	87.3	0.00751	15	54	0.00566
17	11.89	87.5	0.00758	15	57	0.00607
18	11.83	87.7	0.00756	15	61	0.00644
19	11.69	87.8	0.00749	15	64	0.00678

Julho						
Horas	Sistema Dessecante			Sistema Convencional		
	Temp.(°C)	HR (%)	w (kg/kg)	Temp.(°C)	HR (%)	w (kg/kg)
9	12.59	88	0.00802	15	70	0.00746
10	12.88	88	0.00818	15	67	0.00706
11	12.79	88	0.00808	15	57	0.00602
12	12.45	87	0.00783	15	44	0.00467
13	11.72	86	0.00736	15	27	0.00284
14	10.9	85	0.00686	15	11	0.00117
15	10.51	84	0.00662	15	7.5	0.00079
16	11.19	85	0.00703	15	18	0.00188
17	11.97	86	0.00752	15	33	0.00342
18	12.5	87.3	0.00787	15	47	0.005
19	12.96	88.2	0.0082	15	62	0.00659

Agosto						
Horas	Sistema Dessecante			Sistema Convencional		
	Temp.(°C)	HR (%)	w (kg/kg)	Temp.(°C)	HR (%)	w (kg/kg)
9	14.83	91	0.00958	15	91	0.0097
10	14.97	91	0.00962	15	91	0.0097
11	14.98	90	0.00957	15	91	0.0097
12	14.99	90	0.00957	15	91	0.0097
13	14.74	90	0.00939	15	81	0.00864
14	14.36	89	0.0091	15	72	0.00768
15	14.31	89	0.00907	15	71	0.00752
16	14.51	89	0.00921	15	75	0.00796
17	14.84	90	0.00947	15	83	0.00884
18	15	90	0.00958	15	91	0.0097
19	14.96	90	0.00957	15	91	0.0097

Setembro						
Horas	Sistema Dessecante			Sistema Convencional		
	Temp.(°C)	HR (%)	w (kg/kg)	Temp.(°C)	HR (%)	w (kg/kg)
9	12.69	89	0.00811	15	76	0.00809
10	13.57	90	0.00866	15	74	0.00789
11	13.06	89	0.00829	15	69	0.00732
12	12.77	88	0.00808	15	58	0.00621
13	12.42	87	0.00783	15	48	0.00507
14	12.12	87	0.00763	15	40	0.00424
15	11.9	86	0.00749	15	35	0.00373
16	12.09	87	0.00761	15	40	0.00421
17	12.45	87	0.00785	15	50	0.00523
18	12.88	88	0.00815	15	62	0.00652
19	13.02	89	0.00827	15	69	0.00736

LISBOA:

Maio						
Horas	Sistema Dessecante			Sistema Convencional		
	Temp.(°C)	HR (%)	w (kg/kg)	Temp.(°C)	HR (%)	w (kg/kg)
9	13.11	90	0.00842	15	89	0.00943
10	13.78	90	0.00884	15	91	0.0097
11	14.35	90	0.00921	15	91	0.0097
12	14.84	91	0.00955	15	91	0.0097
13	15	91	0.00963	15	91	0.0097
14	15	90	0.00959	15	91	0.0097
15	15.01	90	0.00959	15	91	0.0097
16	15	90	0.00958	15	91	0.0097
17	14.97	91	0.00962	15	91	0.0097
18	14.69	91	0.00944	15	91	0.0097
19	14.19	90	0.00911	15	91	0.0097

Junho						
Horas	Sistema Dessecante			Sistema Convencional		
	Temp.(°C)	HR (%)	w (kg/kg)	Temp.(°C)	HR (%)	w (kg/kg)
9	14.5	91	0.00938	15	91	0.0097
10	14.92	91	0.00966	15	91	0.0097
11	15.01	91	0.00965	15	91	0.0097
12	14.99	90	0.00956	15	91	0.0097
13	14.98	90	0.00952	15	91	0.0097
14	15.01	89	0.00952	15	91	0.0097
15	15.01	89	0.00951	15	91	0.0097
16	14.99	90	0.00952	15	91	0.0097
17	15.01	90	0.00957	15	91	0.0097
18	14.98	90	0.00959	15	91	0.0097
19	15	91	0.00967	15	91	0.0097

Julho						
Horas	Sistema Dessecante			Sistema Convencional		
	Temp.(°C)	HR (%)	w (kg/kg)	Temp.(°C)	HR (%)	w (kg/kg)
9	15	91	0.00968	15	91	0.0097
10	14.99	90	0.00961	15	91	0.0097
11	15.01	90	0.00958	15	91	0.0097
12	15.01	90	0.00957	15	91	0.0097
13	15.01	90	0.00958	15	91	0.0097
14	15.01	90	0.00957	15	91	0.0097
15	15.01	90	0.00957	15	91	0.0097
16	15.01	90	0.00958	15	91	0.0097
17	15.01	90	0.00957	15	91	0.0097
18	15.01	90	0.00957	15	91	0.0097
19	14.98	90	0.00961	15	91	0.0097

Agosto						
Horas	Sistema Dessecante			Sistema Convencional		
	Temp.(°C)	HR (%)	w (kg/kg)	Temp.(°C)	HR (%)	w (kg/kg)
9	14.99	91	0.00969	15	91	0.0097
10	15.01	90	0.00957	15	91	0.0097
11	15	88	0.0094	15	91	0.0097
12	15.01	88	0.00932	15	91	0.0097
13	15.02	87	0.00927	15	91	0.0097
14	15.02	87	0.00926	15	91	0.0097
15	15.01	87	0.00924	15	91	0.0097
16	15	87	0.00923	15	91	0.0097
17	15.02	87	0.00928	15	91	0.0097
18	15.01	88	0.00934	15	91	0.0097
19	15.01	89	0.00946	15	91	0.0097

Horas	Setembro					
	Sistema Dessecante			Sistema Convencional		
	Temp.(°C)	HR (%)	w (kg/kg)	Temp.(°C)	HR (%)	w (kg/kg)
9	12.77	89	0.0082	15	86	0.00909
10	13.51	90	0.00866	15	90	0.00957
11	14.29	90	0.00917	15	91	0.0097
12	14.88	91	0.00957	15	91	0.0097
13	15.01	90	0.00962	15	91	0.0097
14	15	90	0.00958	15	91	0.0097
15	15	90	0.00957	15	91	0.0097
16	15.01	90	0.0096	15	91	0.0097
17	14.99	91	0.00963	15	91	0.0097
18	14.71	91	0.00946	15	91	0.0097
19	14.13	90	0.00906	15	91	0.0097

PORTO:

Horas	Maio					
	Sistema Dessecante			Sistema Convencional		
	Temp.(°C)	HR (%)	w (kg/kg)	Temp.(°C)	HR (%)	w (kg/kg)
9	10.5	87	0.006877	15	64	0.00679
10	10.6	87	0.006942	15	64	0.00672
11	10.8	87	0.007002	15	63	0.00666
12	10.8	87	0.007025	15	62	0.00651
13	10.9	87	0.00705	15	61	0.0064
14	10.93	87	0.00708	15	60	0.006369
15	10.9	87	0.007061	15	59	0.00629
16	10.92	87	0.007075	15	61	0.00641
17	10.86	87	0.007044	15	61	0.00643
18	10.8	87	0.007019	15	62	0.00654
19	10.7	87	0.00699	15	63	0.00668

Horas	Junho					
	Sistema Dessecante			Sistema Convencional		
	Temp.(°C)	HR (%)	w (kg/kg)	Temp.(°C)	HR (%)	w (kg/kg)
9	11.82	88	0.007608	15	74	0.00789
10	12.15	89	0.007797	15	76	0.00804
11	12.31	89	0.007883	15	75	0.00794
12	12.55	89	0.008026	15	75	0.008
13	12.63	89	0.008062	15	74	0.00786
14	12.7	89	0.008101	15	74	0.00782
15	12.69	89	0.008092	15	73	0.00775
16	12.61	89	0.008047	15	73	0.00773
17	12.54	89	0.008012	15	74	0.00783
18	12.51	89	0.008	15	76	0.00805
19	12.28	89	0.00787	15	76	0.00805

Julho						
Horas	Sistema Dessecante			Sistema Convencional		
	Temp.(°C)	HR (%)	w (kg/kg)	Temp.(°C)	HR (%)	w (kg/kg)
9	14.5	91	9362	15	91	0.0097
10	14.99	91	97	15	91	0.0097
11	14.99	90	961	15	91	0.0097
12	14.98	90	9525	15	91	0.0097
13	14.98	89	9489	15	91	0.0097
14	14.98	89	9448	15	91	0.0097
15	14.99	89	9459	15	91	0.0097
16	15	89	9484	15	91	0.0097
17	15	89	951	15	91	0.0097
18	15.01	90	9581	15	91	0.0097
19	15.01	91	9654	15	91	0.0097

Agosto						
Horas	Sistema Dessecante			Sistema Convencional		
	Temp.(°C)	HR (%)	w (kg/kg)	Temp.(°C)	HR (%)	w (kg/kg)
9	12.94	89	0.00832	15	90	0.0096
10	13.54	90	0.00869	15	91	0.0097
11	14.07	90	0.00905	15	91	0.0097
12	14.58	91	0.00938	15	91	0.0097
13	14.84	91	0.00956	15	91	0.0097
14	14.98	91	0.00964	15	91	0.0097
15	15.01	91	0.00966	15	91	0.0097
16	14.97	91	0.00965	15	91	0.0097
17	14.85	91	0.00957	15	91	0.0097
18	14.51	91	0.00934	15	91	0.0097
19	13.98	90	0.00899	15	91	0.0097

Setembro						
Horas	Sistema Dessecante			Sistema Convencional		
	Temp.(°C)	HR (%)	w (kg/kg)	Temp.(°C)	HR (%)	w (kg/kg)
9	12.48	89	0.00801	15	81	0.00865
10	13.25	90	0.00849	15	87	0.00924
11	13.85	90	0.00887	15	90	0.00952
12	14.4	90	0.00923	15	91	0.0097
13	14.78	90	0.00948	15	91	0.0097
14	14.86	90	0.00953	15	91	0.0097
15	14.91	90	0.00956	15	91	0.0097
16	14.76	90	0.00945	15	91	0.00967
17	14.61	90	0.00936	15	91	0.0097
18	14.28	90	0.00915	15	91	0.0097
19	13.81	90	0.00884	15	90	0.00957

Anexo F

Energia Consumida

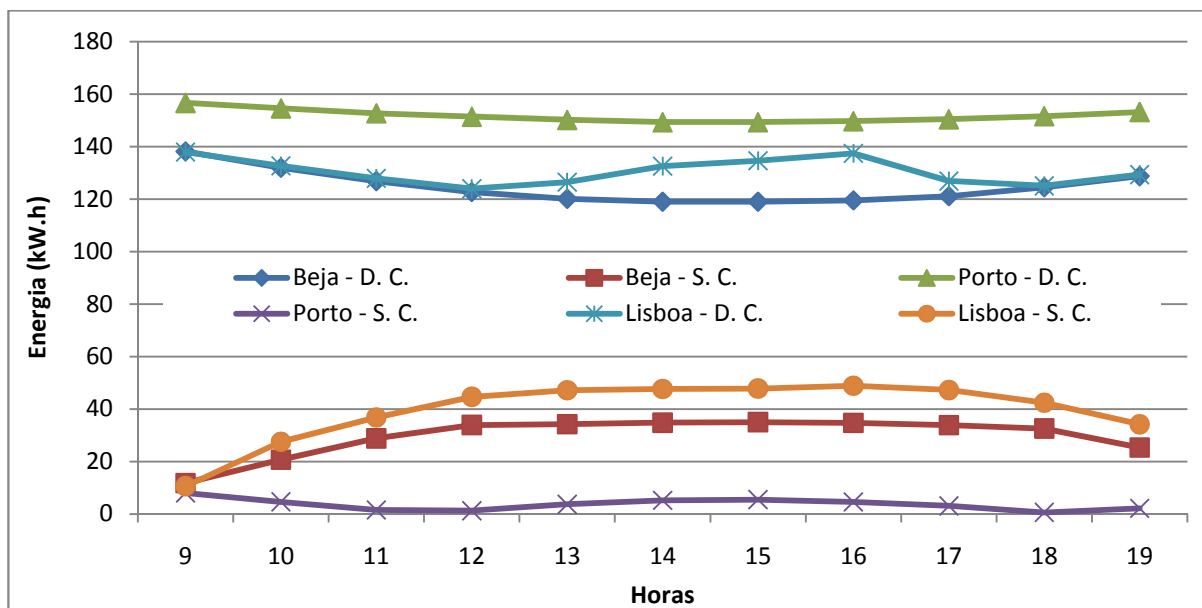


Gráfico 72 - Energia consumida no mês de Maio.

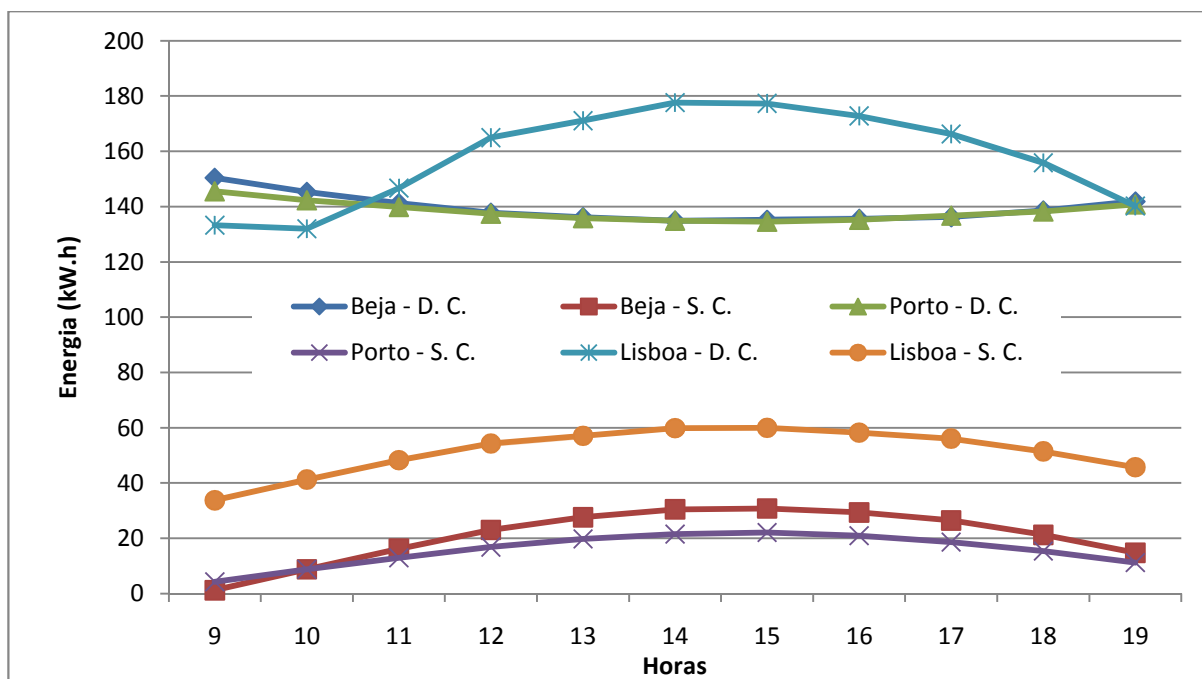


Gráfico 73 - Energia consumida no mês de Junho.

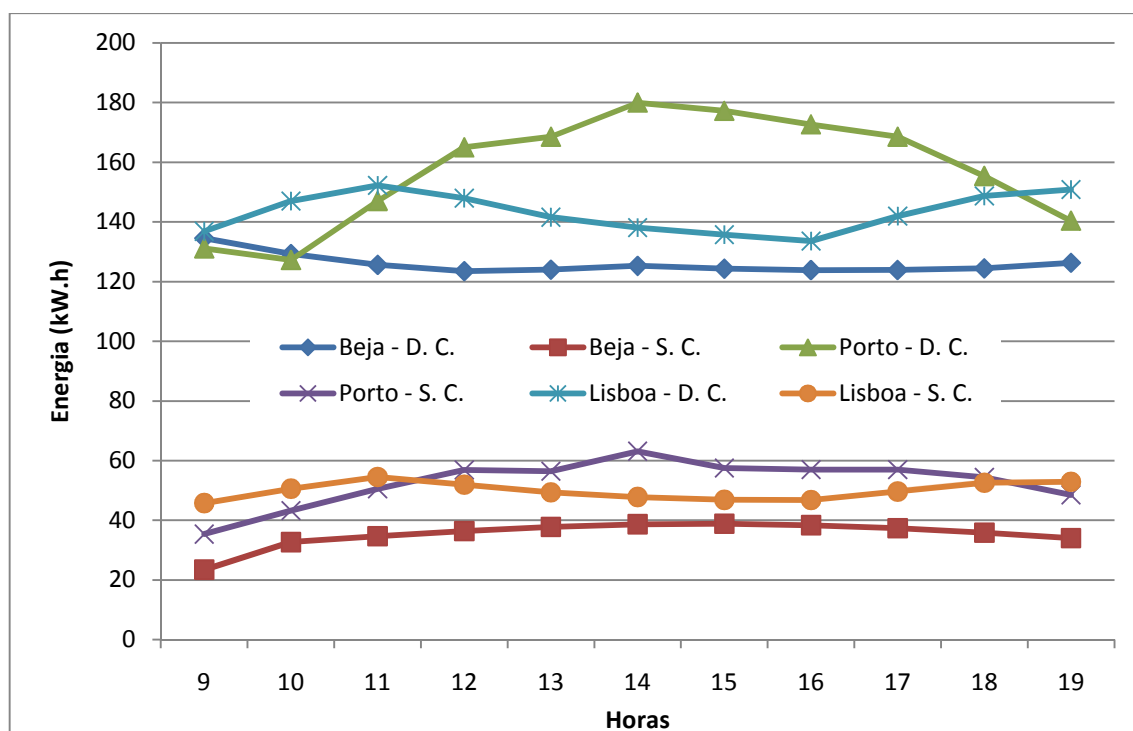


Gráfico 74 - Energia consumida no mês de Julho.

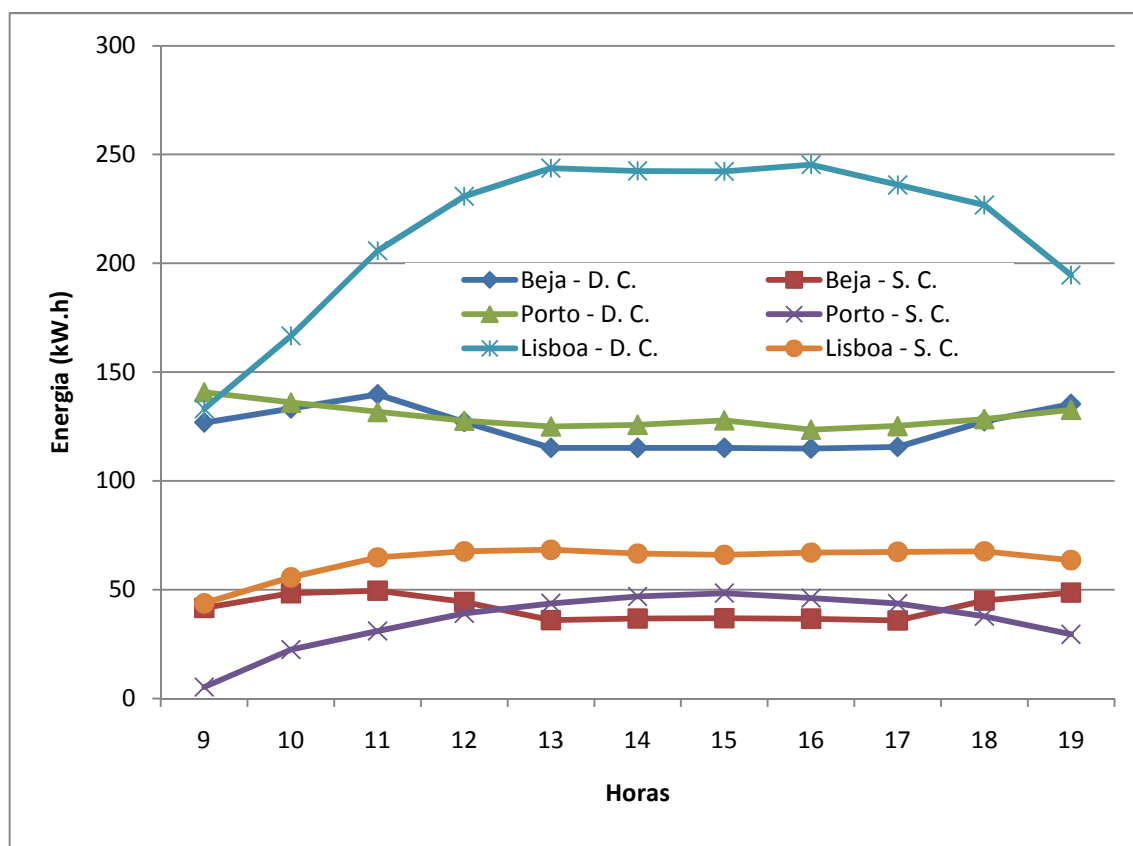


Gráfico 75 - Energia consumida no mês de Agosto.

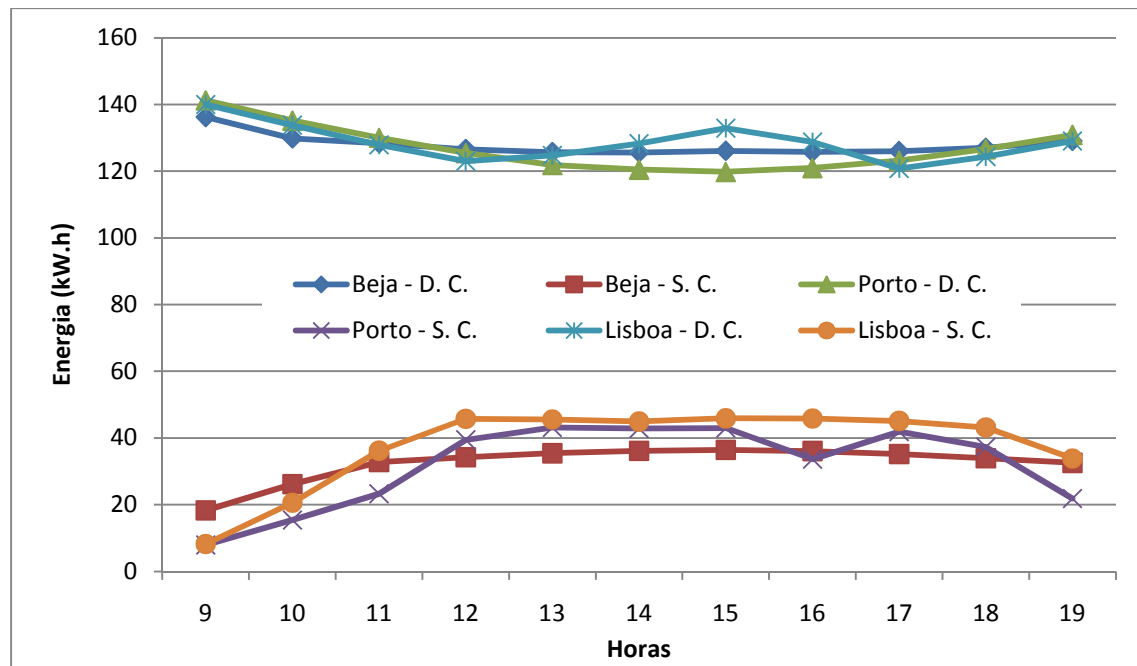


Gráfico 76 - Energia consumida no mês de Setembro.

Anexo G

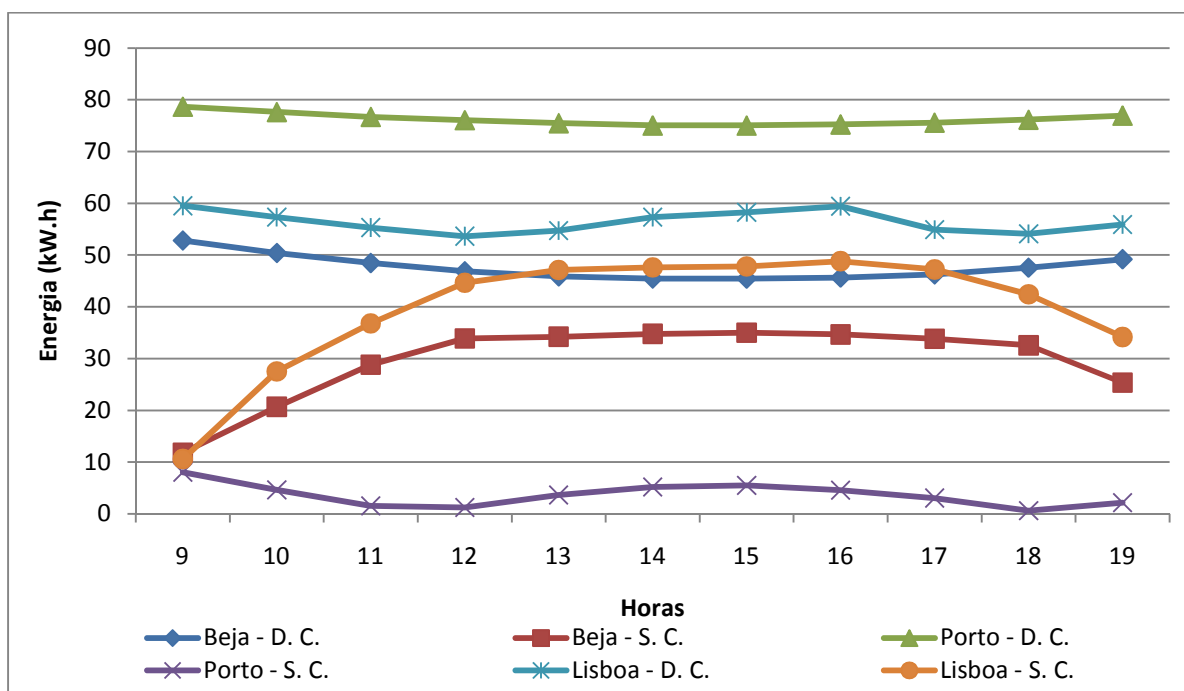


Gráfico 77 - Energia consumida no mês de Maio, com aproveitamento solar.

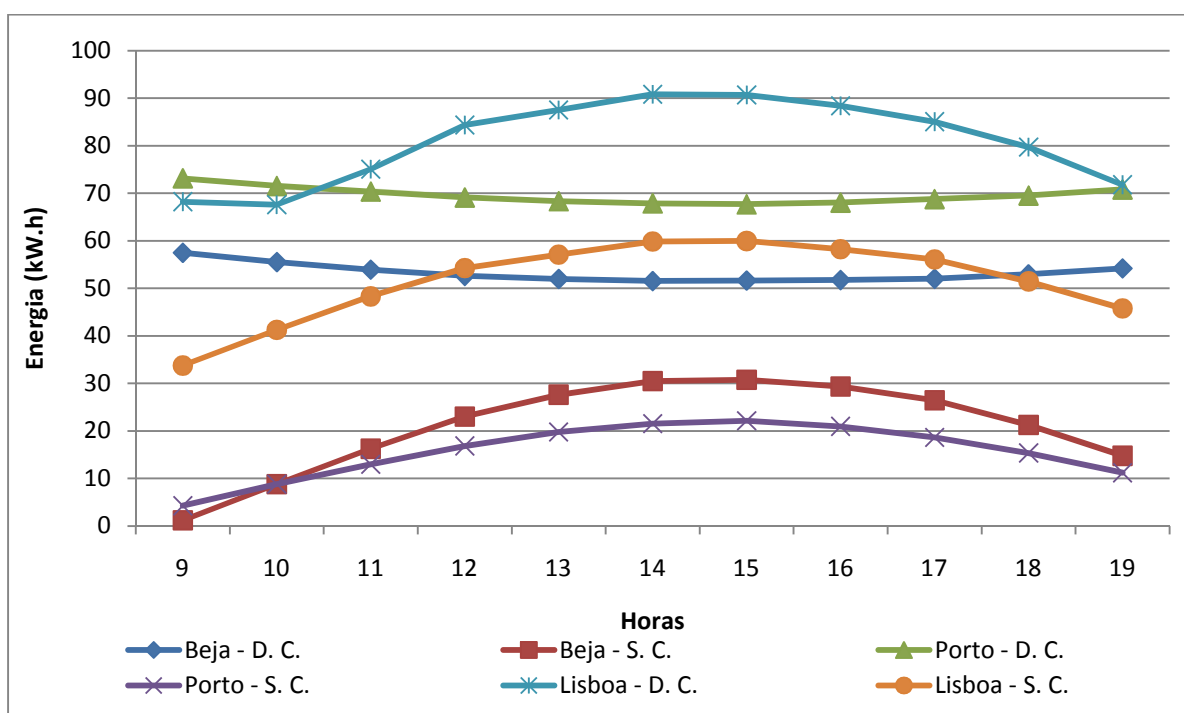


Gráfico 78 - Energia consumida no mês de Junho, com aproveitamento solar.

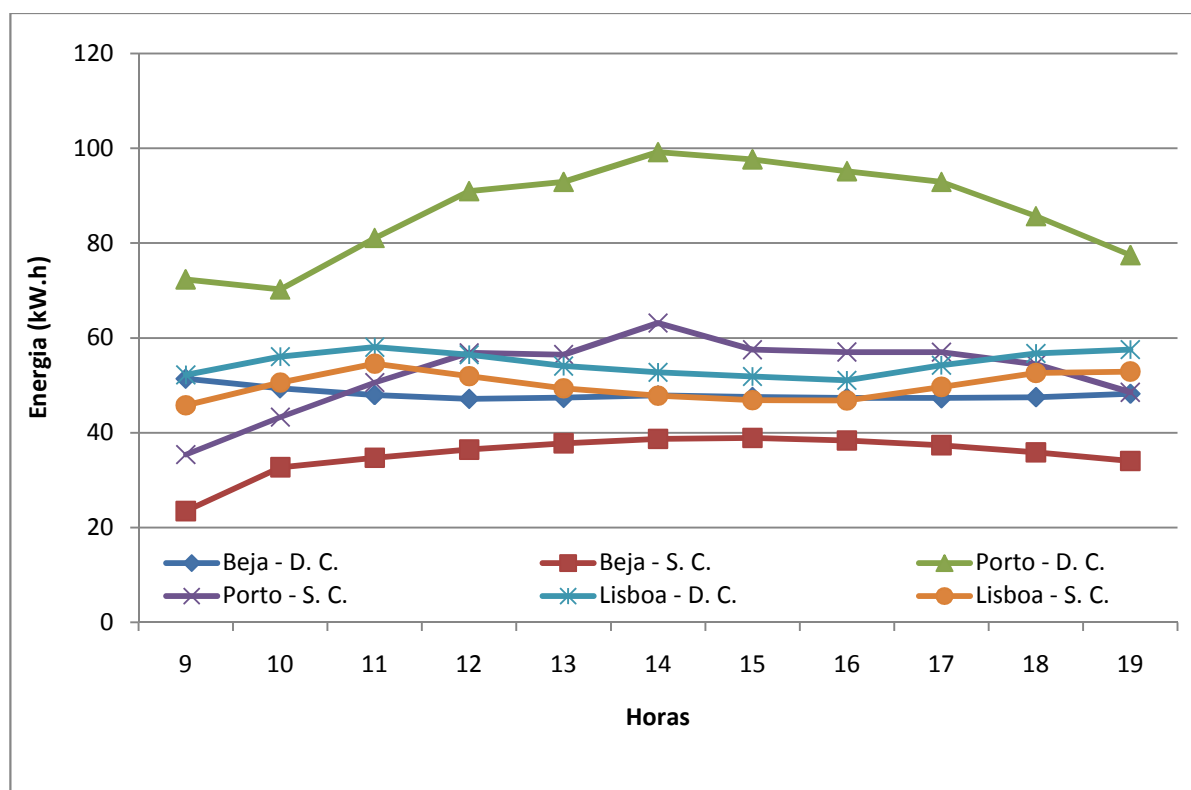


Gráfico 79 - Energia consumida no mês de Julho, com aproveitamento solar.

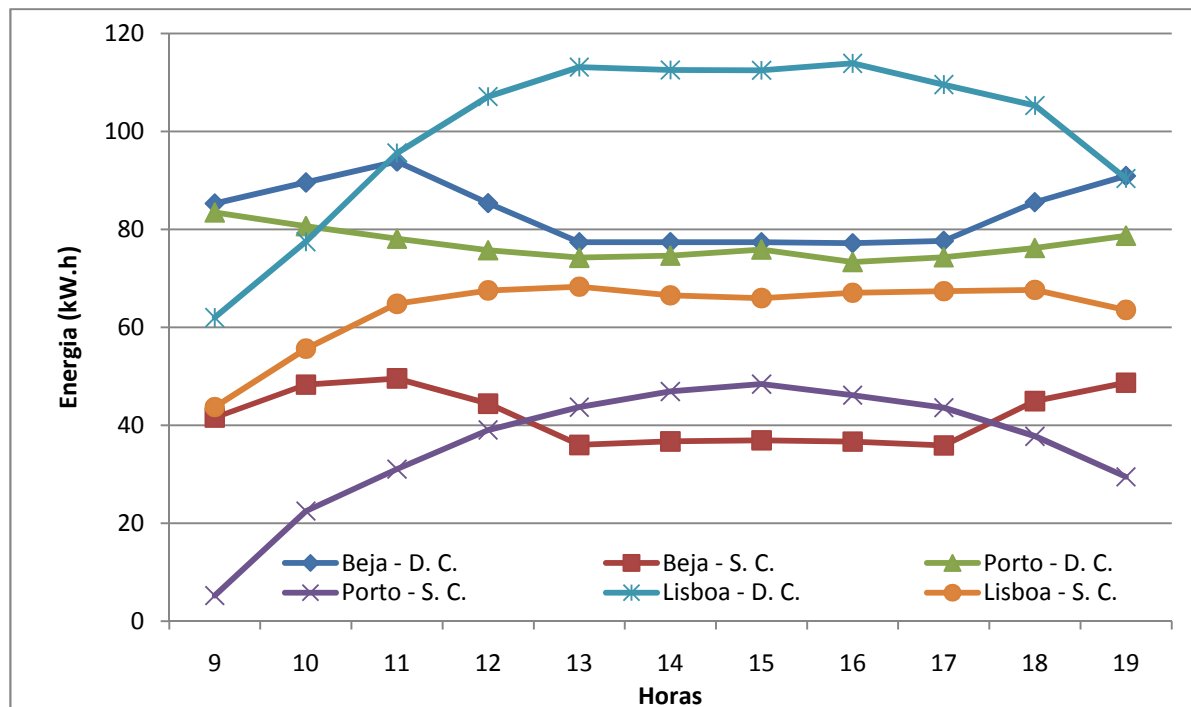


Gráfico 80 - Energia consumida no mês de Agosto, com aproveitamento solar.

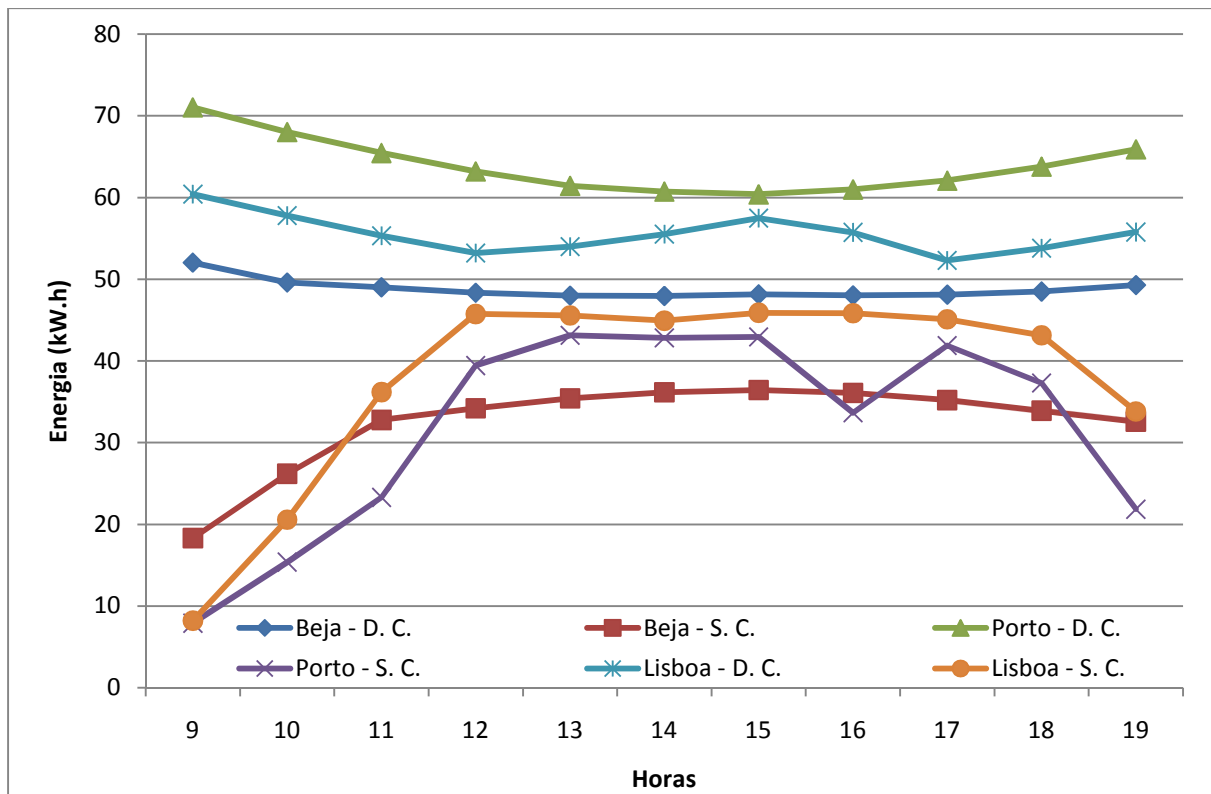


Gráfico 81 - Energia consumida no mês de Setembro, com aproveitamento solar.

Anexo H

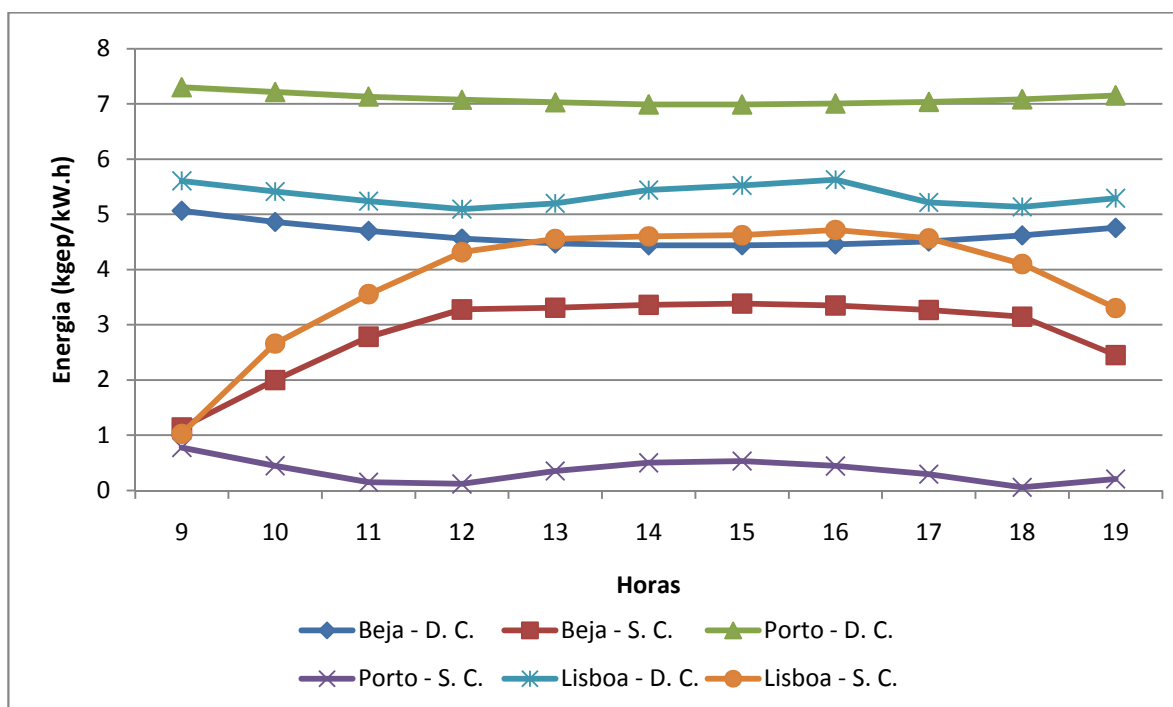


Gráfico 82 - Energia primária consumida no mês de Maio.

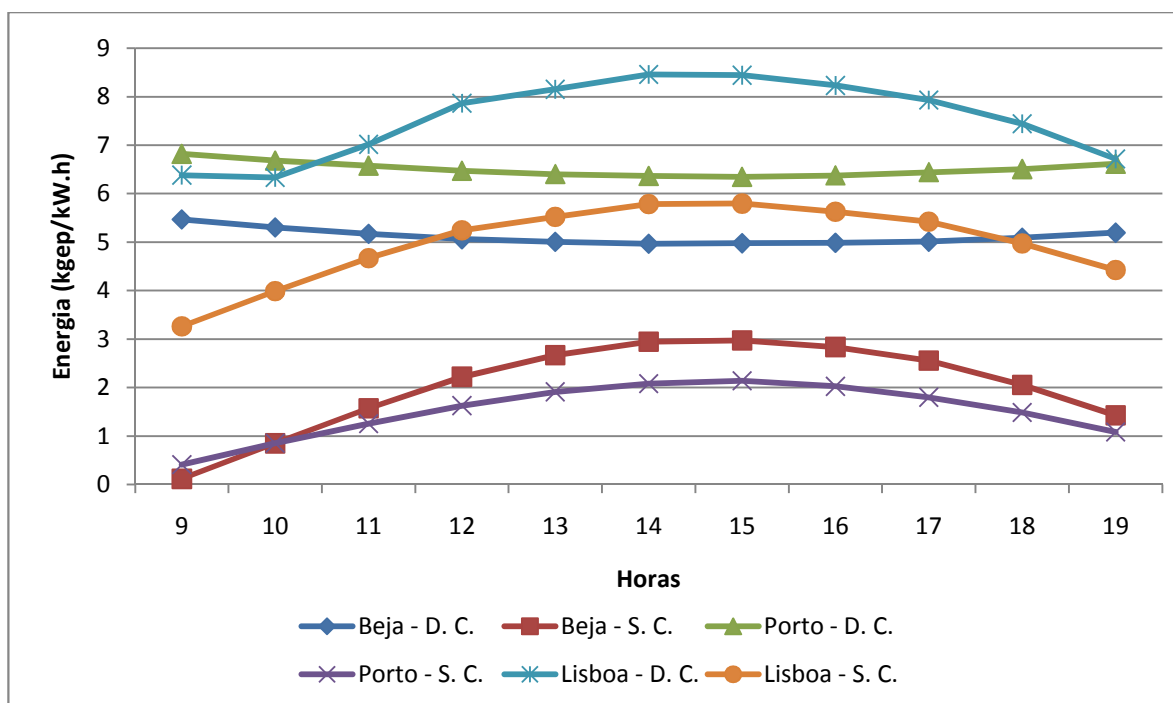


Gráfico 83 - Energia primária consumida no mês de Junho.

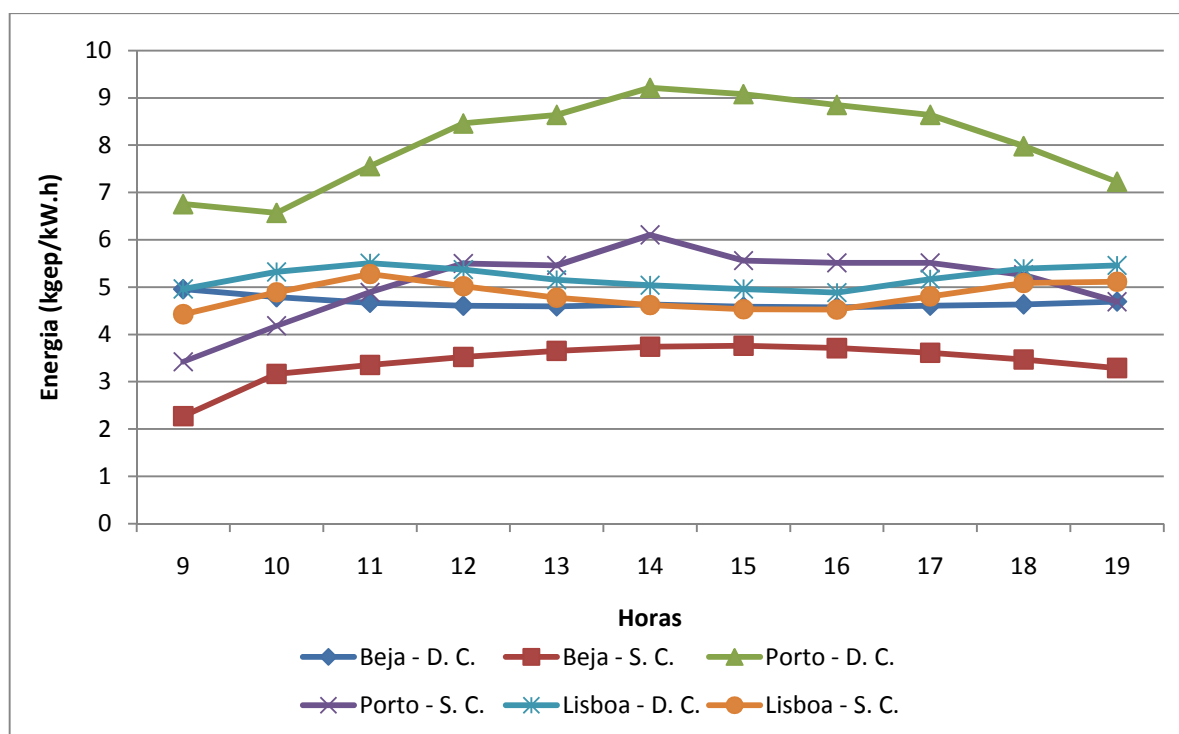


Gráfico 84 - Energia primária consumida no mês de Julho.

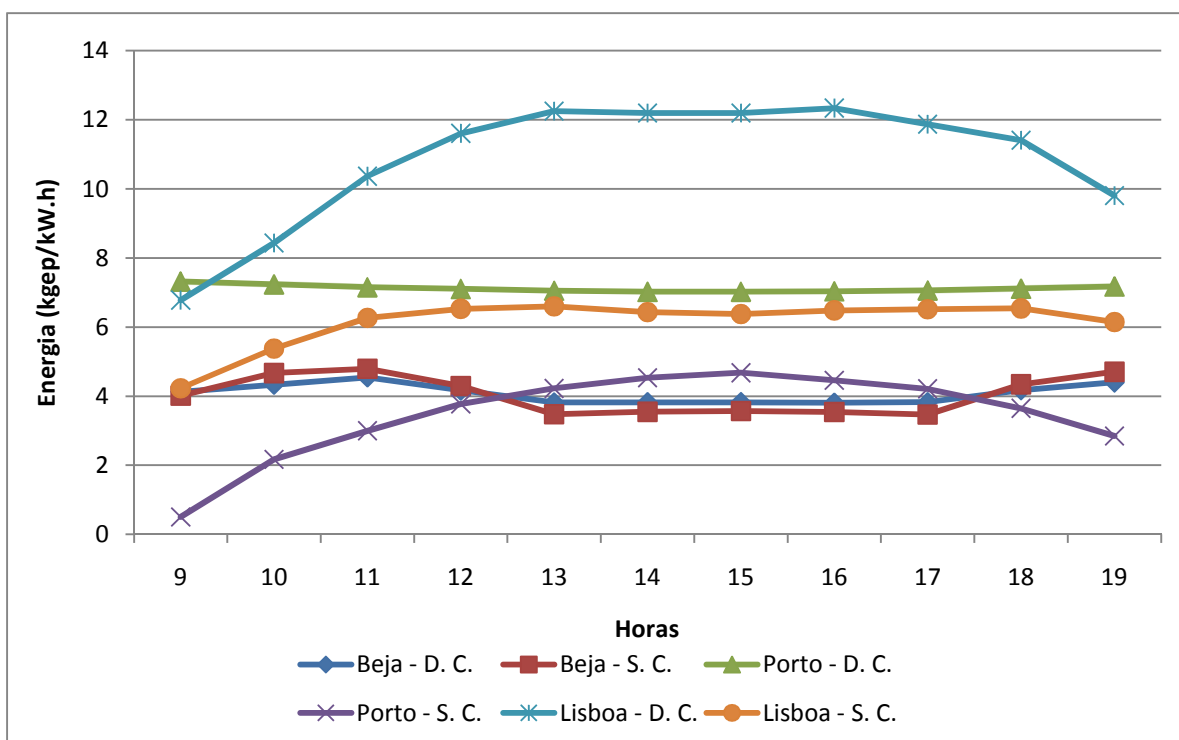


Gráfico 85 - Energia primária consumida no mês de Agosto.

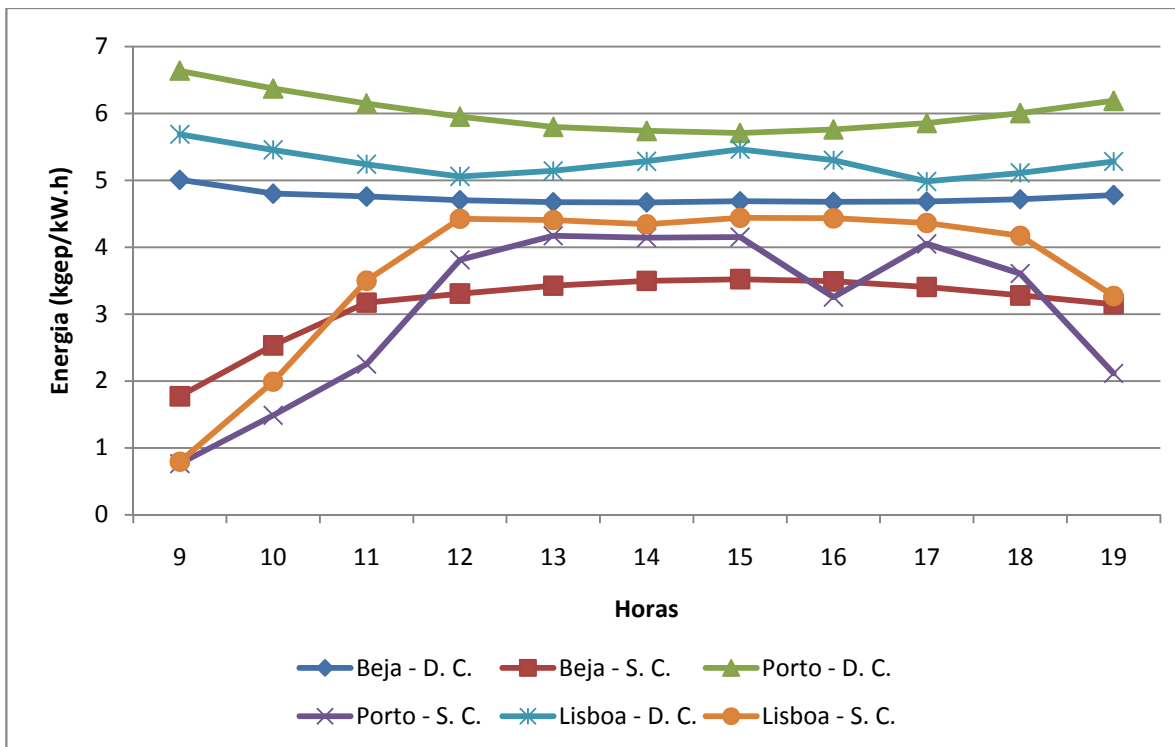


Gráfico 86 - Energia primária consumida no mês de Setembro.

Anexo I

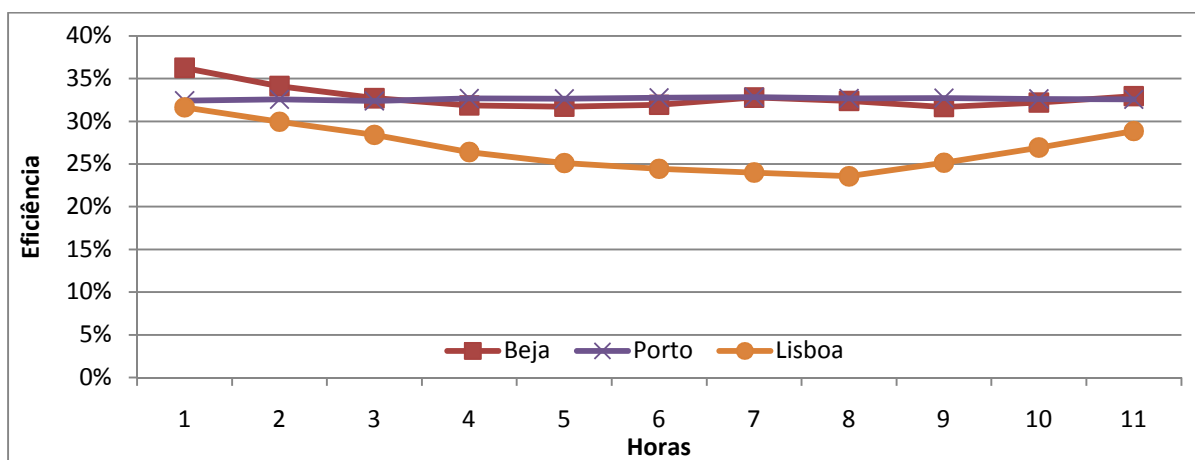


Gráfico 87 - Eficiência do sistema Dessecante para o mês de Maio.

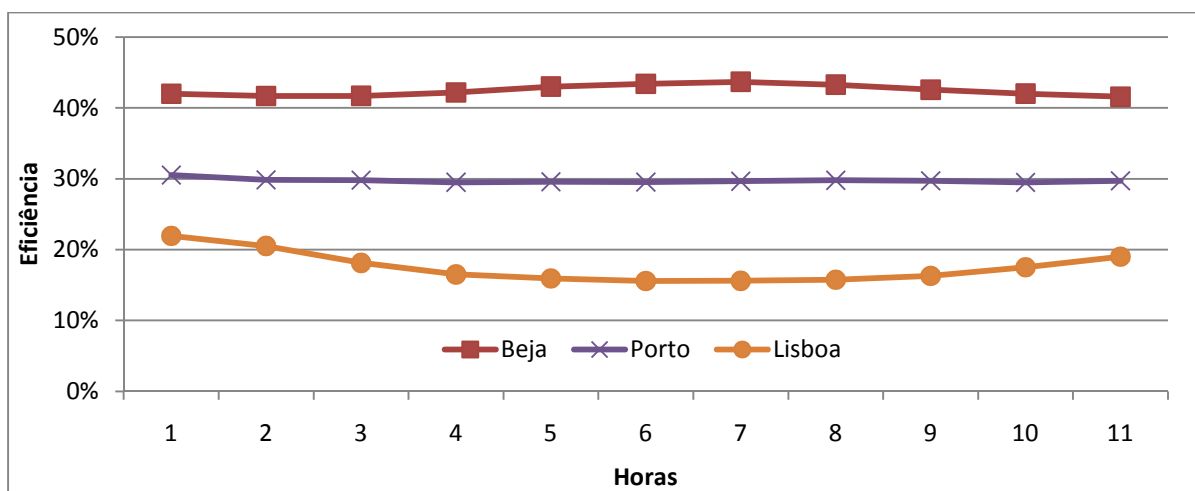


Gráfico 88 - Eficiência do sistema Dessecante para o mês de Junho.

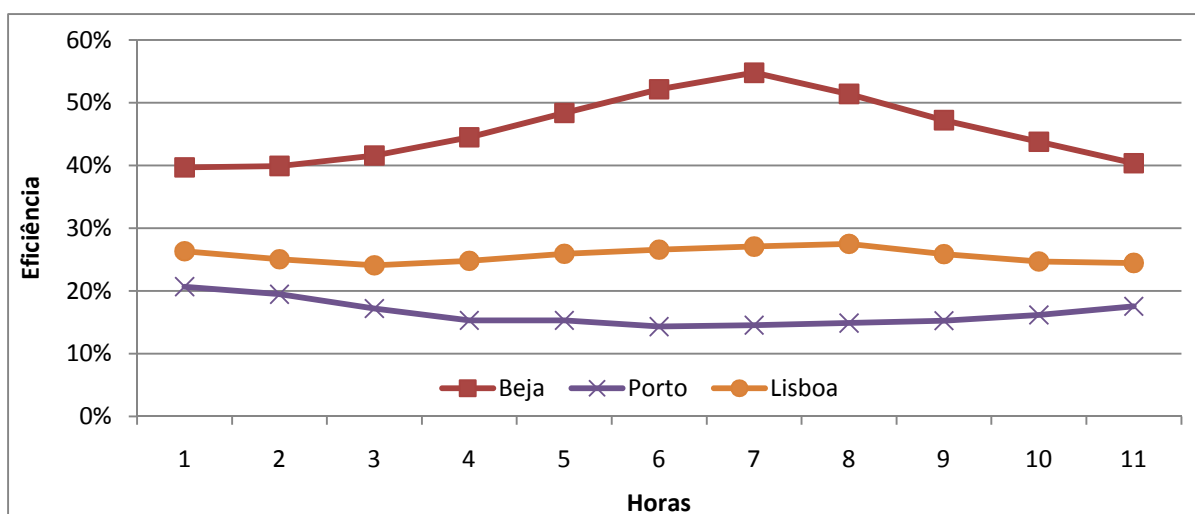


Gráfico 89 - Eficiência do sistema Dessecante para o mês de Julho.

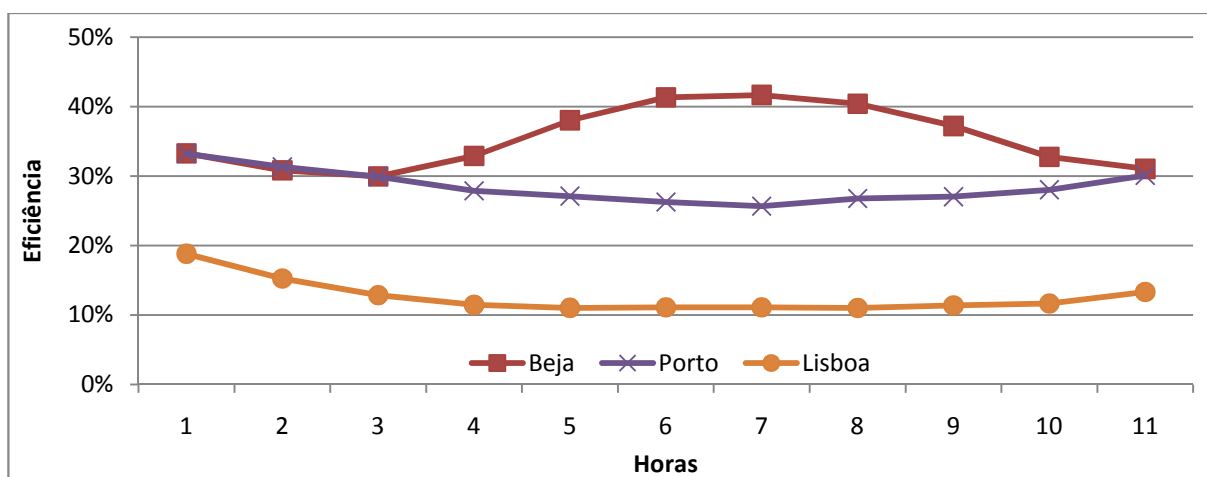


Gráfico 90 - Eficiência do sistema Dessecante para o mês de Agosto.

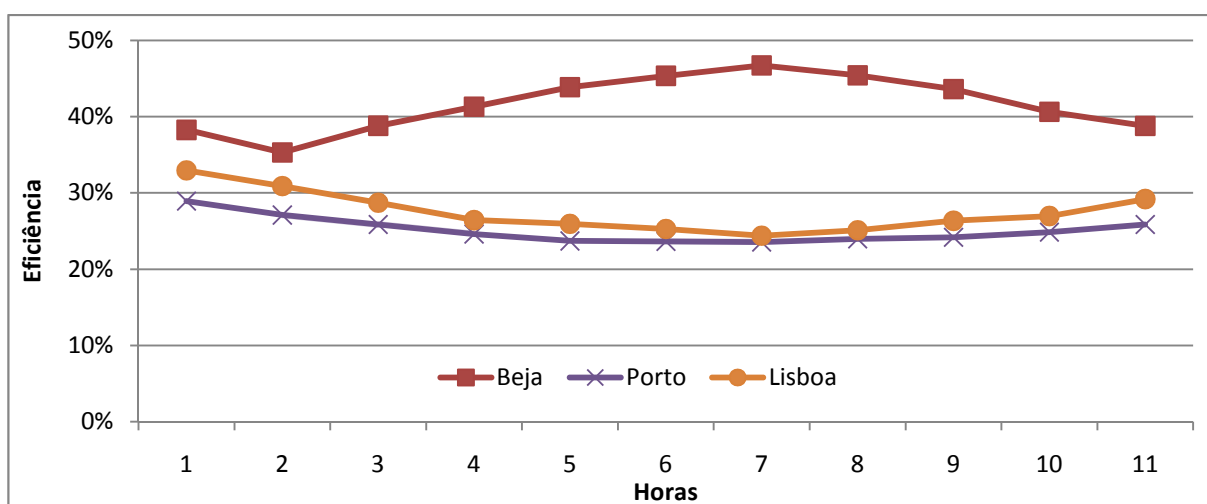


Gráfico 91 - Eficiência do sistema Dessecante para o mês de Setembro.