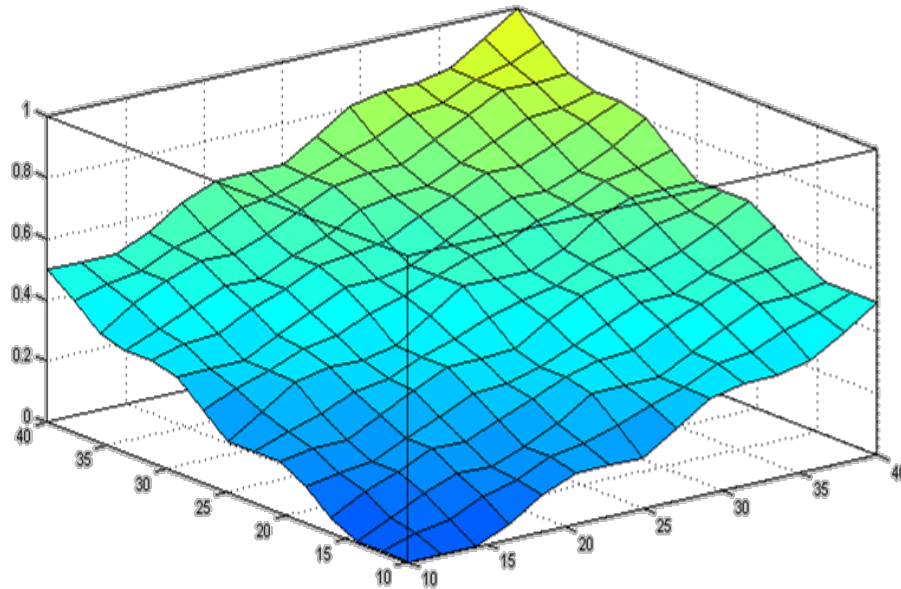




**INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA**  
**Área Departamental de Engenharia Mecânica**

**ISEL**



## **Controlo e Optimização de Sistemas AVAC Recorrendo a Técnicas de Inteligência Artificial**

**JOÃO DUARTE BARQUEIRO PEREIRA MARQUES**  
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

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

Orientadores:

Doutor Pedro Miguel Abreu e Silva  
Doutor Mário José Gonçalves Cavaco Mendes

Júri:

Presidente: Doutor Rui Pedro Chedas de Sampaio  
Vogais: Doutora Cláudia Sofia Séneca da Luz Casaca  
Doutor Pedro Miguel Abreu e Silva

**Março 2015**



# Agradecimentos

Naturalmente que todo o tempo de estudo despendido na elaboração desta dissertação é resultado de um percurso académico com inúmeros intervenientes que contribuíram positivamente para a minha formação académica e pessoal.

Agradeço,

Aos meus orientadores, Doutor Pedro Miguel Abreu e Silva e Doutor Mário José Gonçalves Cavaco Mendes, toda a disponibilidade e auxílio ao longo da construção deste trabalho.

Aos meus pais e irmã toda a ajuda e apoio incondicional.

À Susana que, para além da ajuda e apoio incondicional prestados em todo o meu percurso académico, foi sem dúvida fundamental com a sua atitude positiva nos momentos menos bons.



# Resumo

O controlo de unidades de tratamento de ar (UTA) é historicamente realizado por controladores industriais, sendo que a presente dissertação apresenta uma alternativa a válida para esse controlo. É através da inteligência artificial que se propõe controlar uma UTA. Sendo a inteligência artificial um tema bastante abrangente foi-se tomando opções do percurso a seguir ao longo do trabalho que culminaram no controlo do sistema através de algoritmos *fuzzy*, com o motor de inferência de Takagi-Sugeno.

É de notar que as UTA's podem ter diversas configurações, contudo, com vista a manter o modelo de simulação simples e com poucas variáveis utilizou-se uma unidade com 100% de ar novo e uma bateria de arrefecimento. Para além disso, foi criado um espaço fictício com as características construtivas e ambientais internas e externas definidas com base em documentos oficiais e aceites pela comunidade científica.

O processo de simulação da acção de controlo bem como da concepção do controlador foi realizado utilizando o *Simulink* do *software Matlab*<sup>®</sup>. Foram concebidas cinco simulações (A, B, C, D e E) sendo que as simulações A, B, C e D representam a acção de controlo para um caudal de ar novo correspondente ao mínimo imposto por lei, a 50%, 75% e 100% do caudal permitido pelo equipamento. Por fim, a simulação E, retrata a acção de controlo de um controlador industrial PID com 100% do caudal máximo permitido pela UTA, permitindo uma comparação entre o controlo *fuzzy* e o controlador industrial PID.

Nas simulações B, C e D, verifica-se uma acção coerente do sistema, com uma resposta positiva face aos objectivos, sendo que os melhores resultados foram obtidos com a simulação D. A simulação A, regista um grande período de saturação, pelo que ficou claro a insuficiência de caudal nesse caso em concreto. A última simulação (E) revelou vantagens no controlo *fuzzy* face ao controlo clássico, nomeadamente nos períodos de utilização do *freecooling*.

## **Palavras-Chave:**

Inteligência Artificial; Lógica *Fuzzy*; Controlo; Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado; Unidade de Tratamento de Ar.



# Abstract

Historically the control of air handling units (AHU) is realized by industrial controllers, and in this dissertation is presented a valid alternative to that. It is through artificial intelligence that is proposed to control the AHU. The artificial intelligence is an extensive topic so during the study there was necessity to make some options to trail a path that ended in a control system based on fuzzy algorithms with a Takagi-Sugeno inference engine.

The AHU's can have a several configurations; however with the objective to keep a simple model with few variables was used a unity with an insufflation of 100% outside air and a cooling coil. Although there was created a fictional room with characteristics of construction and internal and external environment based in official documents and other accepted by the scientific community.

There was used the Matlab<sup>®</sup> Simulink software to concept the controller and the control action. There was realized five simulations (A, B, C, D e E) that simulation A represents the system with the minimum input airflow allowed by law and simulation D test the model with the maximum input airflow allowed by the equipment specifications. Meanwhile, were made two simulations with airflows between maximum and minimum, B and C, respectively, 50 and 75% of the maximum airflow allowed by the equipment. To conclude, the E simulation shows the control action of a PID controller with an 100% output air flow, that allows a comparison between the fuzzy controller and the PID.

The B, C and D simulations results were consistent with a positive answer to the objectives with the better results achieved in the D simulation. In the first simulation (A), there was a great saturation time of the system, so there is no doubt that the airflow was insufficient to face the requirements. The fuzzy control demonstrates benefits when compared to the PID in E simulation, one of those, the freecooling period.

## **Keywords:**

Artificial Intelligence; Fuzzy Logic; Control; HVAC: Heating, Ventilation and Air Conditioning; Air Handling Unit.



# Índice

<b>Agradecimentos</b> .....	<b><i>i</i></b>
<b>Resumo</b> .....	<b><i>iii</i></b>
<b>Abstract</b> .....	<b><i>v</i></b>
<b>Índice</b> .....	<b><i>vii</i></b>
<b>Índice de Figuras</b> .....	<b><i>ix</i></b>
<b>Índice de Tabelas</b> .....	<b><i>xv</i></b>
<b>Abreviaturas</b> .....	<b><i>xvii</i></b>
<b>1. Introdução</b> .....	<b><i>1</i></b>
1.1. Estado da Arte .....	<b><i>4</i></b>
<b>2. Controlo Automático de Sistemas</b> .....	<b><i>7</i></b>
2.1. Controlo Clássico .....	<b><i>7</i></b>
2.1.1. Sistemas de controlo em anel aberto e anel fechado .....	<b><i>7</i></b>
2.1.2. Concepção de Controlo Automático de Sistema .....	<b><i>8</i></b>
2.1.3. Função de Transferência .....	<b><i>11</i></b>
2.1.4. Resolução de Equações Diferenciais .....	<b><i>12</i></b>
2.1.5. Estabilidade .....	<b><i>15</i></b>
2.1.6. Controladores Industriais .....	<b><i>17</i></b>
2.2. Inteligência Artificial .....	<b><i>23</i></b>
2.2.1. Lógica <i>Fuzzy</i> .....	<b><i>24</i></b>
2.2.2. Controlo <i>Fuzzy</i> .....	<b><i>28</i></b>
2.2.2.1. Fuzificação do sinal de entrada .....	<b><i>28</i></b>
2.2.2.2. Motor de Inferência .....	<b><i>29</i></b>
2.2.2.3. Desfuzificação do sinal de saída .....	<b><i>34</i></b>
2.2.2.4. Estabilidade dos sistemas <i>fuzzy</i> .....	<b><i>35</i></b>
<b>3. Implementação do Sistema</b> .....	<b><i>37</i></b>
3.1. Caracterização do espaço, ambiente e equipamentos .....	<b><i>37</i></b>
3.1.1. Característica da carga interna .....	<b><i>37</i></b>
3.1.2. Características do ambiente interno .....	<b><i>39</i></b>

3.1.3.	Características construtivas da fronteira com o exterior .....	40
3.1.4.	Características do ambiente externo.....	42
3.1.5.	Características dos equipamentos de AVAC.....	45
3.1.5.1.	Caracterização da UTA .....	46
<b>3.2.</b>	<b>Modelação e Controlo do Sistema.....</b>	<b>48</b>
3.2.1.	Subsistema da sala.....	50
3.2.2.	Subsistema da bateria de frio.....	52
3.2.3.	Controlador Fuzzy.....	53
<b>4.</b>	<b>Apresentação de Resultados .....</b>	<b>61</b>
4.1.1.	Simulação A – Controlador <i>fuzzy</i> com caudal de ar novo 20 l/s.....	61
4.1.2.	Simulação B – Controlador <i>fuzzy</i> com caudal de ar novo 150 l/s.....	68
4.1.3.	Simulação C – Controlador <i>fuzzy</i> com caudal de ar novo 225 l/s.....	76
4.1.4.	Simulação D – Controlador <i>fuzzy</i> com caudal de ar novo 300 l/s.....	84
4.1.5.	Simulação E - Controlador PID com caudal de ar novo 300 l/s.....	93
<b>5.</b>	<b>Conclusões e desenvolvimentos futuros.....</b>	<b>103</b>
	<b>Referências Bibliográficas.....</b>	<b>105</b>
	<b>Anexos .....</b>	<b>109</b>

# Índice de Figuras

Figura 1 – Exemplo de sistema em anel aberto [21].	8
Figura 2 – Exemplo de sistema em anel fechado [21].	8
Figura 3 – Organograma do processo de controlo de um sistema [21].	9
Figura 4 – Exemplo de um sistema linear [22].	10
Figura 5 - Exemplo de diferentes tipos de sistemas não lineares [20].	11
Figura 6 – Representação de um sistema mecânico de primeira ordem: massa, mola e amortecedor com excitação externa [21].	13
Figura 7 – Diagrama de corpo livre do sistema representado na Figura 6 [21].	13
Figura 8 – Representação em <i>Matlab</i> ® da expressão (3).	14
Figura 9 – Representação gráfica da função transferência (5).	16
Figura 10 – Representação gráfica da função transferência (6).	16
Figura 11 – a) representação de um controlador <i>on-off</i> [20]; b) representação de um controlador <i>on-off</i> com intervalo diferencial [20].	17
Figura 12 – Curva de resposta em forma de S [20].	20
Figura 13 – Sistema de controlo em anel fechado do sistema mecânico $G(s)$ apresentado em (6).	21
Figura 14 – Gráficos das funções de pertinça para a variável de entrada temperatura do ar exterior: “temp.ar.ext”.	25
Figura 15 – União de duas funções de pertinça A e B [11].	26
Figura 16 – Intersecção de duas funções de pertinça A e B [11].	26
Figura 17 – Representação do complementar da função de pertinça A [11].	27
Figura 18 – Representação da lei da contradição em relação à função de pertinça A [11].	27
Figura 19 – Representação da lei da exclusão do centro em relação à função de pertinça A [11].	28
Figura 20 – Cadeia de acontecimentos num controlador <i>fuzzy</i> [11].	28

Figura 21 – Representação de um conjunto <i>fuzzy</i> cuja função de pertença é triangular. ....	29
Figura 22 – Processo de fuzificação, aplicação do operador e de implicação do motor de inferência [29].....	30
Figura 23 – Exemplificação da agregação dos resultados de diferentes processos de fuzificação, aplicação do operador e implicação [29]. ....	31
Figura 24 - Exemplificação de todo o processo de controlo <i>fuzzy</i> através de um modelo TS [29]. ....	33
Figura 25 – Exemplo gráfico da aplicação do método do centro de gravidade como método de desfuzificação do exemplo apresentado na Figura 23 [29]. ....	34
Figura 26 – Figura ilustrativa da constituição da parede, camada por camada. ....	41
Figura 27 – Perfil anual de temperaturas para a cidade de Lisboa. ....	44
Figura 28 – Perfil de temperaturas para o 1º de Janeiro em Lisboa. ....	44
Figura 29 – UTA SDM 01 com configuração 1, Anexo IX. ....	47
Figura 30 – Dinâmica do sistema em estudo com controlo <i>fuzzy</i> .....	49
Figura 31 – Amostra das regras que compõem o controlador Fuzzy. ....	50
Figura 32 – Dinâmica da sala. ....	52
Figura 33 – Menu de regulação dos parâmetros de funcionamento do controlador <i>fuzzy</i> . ....	54
Figura 34 – Superfície de acção da válvula de água fria em função das temperaturas da sala e exterior.....	54
Figura 35 – Superfície de acção da válvula de água fria em função do caudal de ar e da temperatura da sala. ....	55
Figura 36 – Superfície de acção da válvula de água fria em função do caudal de ar e da temperatura exterior.....	55
Figura 37 – Superfície de acção da válvula de água fria em função do caudal de ar e do <i>setpoint</i> . ....	56
Figura 38 – Superfície de acção da válvula de água fria em função da temperatura exterior e do <i>setpoint</i> . ....	56

Figura 39 – Representação das funções de pertinência que representam a variável de entrada “caudal.ar”.....	57
Figura 40 – Representação das funções de pertinência que representam a variável de entrada “temp.ar.ext”.....	58
Figura 41 - Representação da função de pertinência que representa a variável de entrada “setpoint”.....	58
Figura 42 - Representação das funções de pertinência que representam o sinal de saída “caudal.agua”.....	59
Figura 43 – Temperatura da sala e de insuflação, simulação A. ....	65
Figura 44 – Pormenor do pico máximo da temperatura exterior, de insuflação e da sala, para um dia de Fevereiro, simulação A. ....	66
Figura 45 – Dinâmica anual do funcionamento da válvula, simulação A.....	67
Figura 46 – Visão anual da temperatura da sala, simulação B.....	71
Figura 47 – Funcionamento da válvula da bateria de arrefecimento ao longo do ano, simulação B. ....	72
Figura 48 – Dinâmica do funcionamento da válvula de água fria no primeiro trimestre do ano com pormenor de dois dias de Fevereiro, simulação B.....	73
Figura 49 – a) Evolução da temperatura exterior no mês de Julho, simulação B; b)Evolução da temperatura da sala no mês de Julho, simulação B.....	74
Figura 50 - a) Evolução da temperatura de insuflação no mês de Julho, simulação B; b)Dinâmica da válvula no mês de Julho, simulação B. ....	75
Figura 51 - Visão anual da temperatura da sala, simulação C.....	79
Figura 52 - Funcionamento da válvula da bateria de arrefecimento ao longo do ano, simulação C. ....	80
Figura 53 - Dinâmica do funcionamento da válvula de água fria no primeiro trimestre do ano com pormenor de dois dias de Fevereiro, simulação C.....	81
Figura 54 - a) Evolução da temperatura exterior no mês de Julho, simulação C; b)Evolução da temperatura da sala no mês de Julho, simulação C.....	82

Figura 55 - a) Evolução da temperatura de insuflação no mês de Julho, simulação C; b)Dinâmica da válvula no mês de Julho, simulação C. ....	83
Figura 56 – Visão anual da temperatura da sala, simulação D.....	87
Figura 57 - Funcionamento da válvula da bateria de arrefecimento ao longo do ano, simulação D. ....	88
Figura 58 - Dinâmica do funcionamento da válvula de água fria no primeiro trimestre do ano com pormenor de dois dias de Fevereiro, simulação D.....	89
Figura 59 - Dinâmica do funcionamento da válvula de água fria no terceiro trimestre do ano com pormenor de dois dias de Julho, simulação D. ....	90
Figura 60 - a) Evolução da temperatura exterior no mês de Julho, simulação D; b)Evolução da temperatura da sala no mês de Julho, simulação D.....	91
Figura 61 - a) Evolução da temperatura de insuflação no mês de Julho, simulação D; b)Dinâmica da válvula no mês de Julho, simulação D. ....	92
Figura 62 – Parâmetros do controlador PID.....	93
Figura 63 – Cálculo da percentagem de funcionamento das válvulas abaixo dos 10%. ....	94
Figura 64 - Cálculo da percentagem de funcionamento da válvula controlada através de PID face à válvula controlada por <i>fuzzy</i> . ....	95
Figura 65 - Dinâmica do sistema em estudo com controlo PID.....	96
Figura 66 - Visão anual da temperatura da sala, simulação E.....	97
Figura 67 - Funcionamento da válvula da bateria de arrefecimento ao longo do ano, simulação E.....	98
Figura 68 - Dinâmica do funcionamento da válvula de água fria no primeiro trimestre do ano com pormenor de dois dias de Fevereiro, simulação E. ....	99
Figura 69 - a) Temperatura da sala controlada pelo controlador <i>fuzzy</i> em dois dias de Julho, simulação D; b) Temperatura da sala controlada pelo controlador PID em dois dias de Julho, simulação E. ....	100
Figura 70 - a) Dinâmica da válvula da bateria de arrefecimento controlada pelo controlador <i>fuzzy</i> em dois dias de Julho, simulação D; b) Dinâmica da válvula da bateria de arrefecimento controlada pelo controlador PID em dois dias de Julho, simulação E. ....	101

Figura 71 - a) Temperatura da sala controlada pelo controlador *fuzzy* no 3º trimestre do ano, simulação D; b) Temperatura da sala controlada pelo controlador PID no 3º trimestre do ano, simulação E. .... 102



# Índice de Tabelas

Tabela 1 – Parâmetros de ajuste de controladores segundo as regras <i>Ziegler-Nichols</i> em malha aberta [20].	20
Tabela 2 - Parâmetros de ajuste de controladores segundo as regras <i>Ziegler-Nichols</i> em malha fechada [20].	21
Tabela 3 – Tabela de <i>Routh</i> da equação (16).	22
Tabela 4 – Parâmetros um controlador PID calculados com base em (17) e (19).	22
Tabela 5 – Quadro resumo das características dos equipamentos presentes no objecto de estudo, com base no Anexo I, e respectivos coeficientes de simultaneidade.	38
Tabela 6 – Características de térmicas e espessura de cada camada que compõe a parede e coeficiente global de transmissão de calor da parede.	41
Tabela 7 – Valores das humidades Absolutas para Lisboa.	43
Tabela 8 – Condições exteriores de projecto.	43
Tabela 9 – Massas volúmicas do ar.	47



# Abreviaturas

AVAC – Aquecimento, ventilação e ar condicionado

D – Derivativo

HAP – *Hourly analysis program*

I – Integral

IA – Inteligência artificial

IM – Instituto de Meteorologia

LNEC – Laboratório Nacional de Engenharia Civil

LPD – *Lighting power densities*

MIMO – *Multiple Input, multiple output*

MM – Modelos múltiplos

MMPC – Modelos múltiplos de controlo preditivo

P – Proporcional

PD – Proporcional derivativo

PI – Proporcional integral

PID – Proporcional integral derivativo

RCCTE – Regulamento das Características de Comportamento Térmico dos Edifícios

RSECE – Regulamento de Sistemas Energéticos de Climatização em Edifícios

SGTC – Sistemas de gestão técnica centralizada

SISO – Single input, single output

TS – Takagi-Sugeno

UTA – Unidade de tratamento de ar

VAV – Volume de ar variável



# 1. Introdução

No virar para o presente século, foram estabelecidos compromissos internacionais, que visam a preservação ambiental e fomentam a procura por alternativas viáveis à produção e gestão da energia.

Um pouco por toda a Europa urge o investimento para a entrada numa nova era energética, devido às infra-estruturas envelhecidas e incapazes de dar resposta à crescente procura de energia, tornando assim a comunidade europeia extremamente dependente das importações e vulnerável à instabilidade dos países exportadores. Estes factores contribuem para o aumento do custo do petróleo e gás natural com repercussões directas nos orçamentos dos consumidores. Além disso, a utilização recorrente e histórica destes combustíveis tem contribuído ao longo de décadas para a degradação ambiental do globo bem como para a escassez destes recursos. Nesse sentido, existe uma crescente necessidade de fazer mais com menos, o que poderá contribuir para a redução do desperdício de energia e para a inovação de diversos sectores da engenharia. O aumento da eficiência energética poderá então contribuir para o aumento da competitividade do mercado energético europeu e afastar-se do clima de insegurança dos mercados externos [1].

Para o funcionamento desta nova dinâmica energética houve a necessidade de uma resposta homogénea por parte de todos os estados membros no campo legislativo e regulamentar bem como na forma de controlar a aplicação destas novas políticas de sustentabilidade. Este compromisso comum tem contribuído para o sucesso da renovação no sector energético, ainda que este processo seja moroso [1].

Surge então em Portugal, no ano de 2006, a revisão do Regulamento de Sistemas Energéticos de Climatização em Edifícios (RSECE) e do Regulamento das Características Térmicas dos Edifícios (RCCTE) aprovado pelo decreto-Lei n.º 118/98, como desfecho da directiva n.º2002/91/CE publicada pela União Europeia, que “impõe aos estados membros o estabelecimento e actualização periódica de regulamentos para reduzir os consumos energéticos” aquando o projecto de novos edifícios ou grandes remodelações, de forma a “salvaguardar a satisfação das condições de conforto térmico nesses edifícios sem necessidades excessivas de energia” bem como evitando investimentos desnecessários no sobredimensionamento das instalações, prática comum até então [2,3].

A aprovação do decreto-Lei n.º 118/98 impõe um conjunto de regras que visa a melhoria do desempenho energético dos sistemas de climatização e garante a qualidade do ar interior. Para além disso, veio clarificar e definir parâmetros, por exemplo, em função da localização geográfica, que até então estariam ao critério de cada engenheiro, não havendo uma garantia de que as condições de conforto estariam asseguradas. Nasce então a etiquetagem energética de cada edifício, classificando os mesmos do ponto de vista energético [2,3].

Este ponto torna-se fundamental se tivermos em conta que o consumo de energia por sistemas de aquecimento, ventilação e ar condicionado (AVAC) representa cerca de 50% do consumo mundial de energia e que Portugal não deverá ser excepção. Não sendo excepção, se tivermos em conta que a utilização generalizada de equipamentos eléctricos com o objectivo de manter o interior das habitações termicamente confortável foi aumentando gradualmente ao longo do século passado, será inestimável a quantidade de energia desperdiçada devido às características térmicas dos edifícios [4,5].

Naturalmente que a classificação dos edifícios dependerá não só das suas características construtivas, mas também das características dos equipamentos instalados no local. Nesse sentido, a procura da satisfação plena dos clientes num mercado extremamente exigente e saturado de soluções, tem potenciado a procura e optimização de soluções na área do AVAC. Para além da evolução dos materiais utilizados nos sistemas, a evolução das formas e do controlo dos mesmos ajudaram a contribuir para um aumento da sua eficiência e para uma diminuição gradual da acção dos utilizadores sobre os sistemas.

Neste campo, poderemos então questionar o que devemos controlar. Contudo, a resposta (real) esconde-se por detrás das variáveis óbvias, sendo que dessa forma, podemos controlar algumas variáveis físicas como a temperatura, humidade, pressão, etc., para atingir um objectivo superior: minimizar custos, reduzir o desperdício energético, por exemplo. Com esses propósitos, o controlo clássico assume um dos papéis mais activos no controlo dos sistemas AVAC devido ao seu baixo custo e óptima fiabilidade no terreno, contudo revelam alguma ineficiência, resultando em elevados consumos de energia durante o processo de climatização. Procurando uma optimização dos processos de climatização e aproveitando as capacidades da tecnologia computacional, surgem, aliados ao controlo clássico, os sistemas de gestão técnica centralizada (SGTC<sup>1</sup>), que vieram assim permitir uma maior monitorização de

---

<sup>1</sup> Na literatura Inglesa – Building Energy Management Systems (BEMS).

todo o sistema e dos seus processos de climatização, bem como uma minimização das acções de controlo por parte de pessoas não qualificadas para o efeito. Rapidamente foram compreendidas as capacidades inerentes aos SGTC e, nesse sentido, começaram a ser aplicadas diversas técnicas de Inteligência Artificial (IA) permitindo a esses sistemas a resolução de problemas relacionados com as não linearidades características dos processos de troca de calor [4,6].

A enorme responsabilidade atribuída à IA, capacidade de decisão do ser humano, obriga a uma abordagem do tópico de forma responsável, uma vez que, oferece inúmeras possibilidades nas mais variadas áreas. Por essa razão quando associada ao controlo de sistemas, à semelhança do controlo clássico, esta é uma ferramenta poderosa na realização de tarefas repetitivas e que possam por em causa a integridade física dos seus executores em risco. Contudo, no seu vasto leque de possibilidades, postos de trabalho podem ser postos em causa, perdendo-se a singularidade de cada pessoa no desempenho das suas funções, e, quando aplicada a propósitos indesejáveis, pode ameaçar a existência da própria raça humana [7].

Ainda assim, o interesse despertado pelas suas potencialidades foi um factor de motivação no seu estudo e aplicabilidade na presente dissertação, uma vez que, apesar de já existirem alguns estudos onde são aplicadas técnicas de controlo baseado em algoritmos de optimização não-linear, de formas distintas, em sistemas AVAC, como poderá ser visto no subcapítulo 1.1, as funções de controlo neste tipo de sistemas ainda são realizadas essencialmente por controladores industriais. Nesse sentido, este trabalho foca-se em sistemas de controlo de unidades de tratamento de ar (UTA), tendo como principal objectivo a optimização do seu funcionamento através de algoritmos de IA [6].

Na concepção desse controlador procurou-se que este representasse as acções lógicas de controlo por parte de um utilizador humano, com base num conjunto de regras pré-definidas para o efeito, de forma intuitiva. Foi então que a metodologia *fuzzy* assumiu o seu papel fundamental neste estudo, permitindo a análise de todo o sistema, com o auxílio de um *software* de programação e análise matemática, num período de 365 dias, sem que por isso, houvesse a necessidade de intervenção humana. Nesse sentido, a utilização do módulo *Simulink* do *software Matlab*<sup>®</sup> veio auxiliar a realização deste estudo, permitindo a extracção dos dados correspondentes a todo o período anual supramencionado.

A presente dissertação tem como principal objectivo o desenvolvimento de técnicas de controlo avançadas baseadas em algoritmos de inteligência artificial que permitam maximizar a eficiência de uma UTA e definir de forma óptima os seus parâmetros de funcionamento. Para tal, divide-se em cinco capítulos, sendo que o primeiro capítulo apresenta a Introdução e o Estado da Arte.

Naturalmente que, tratando-se de um trabalho desenvolvido na área de controlo, o segundo capítulo será dedicado este tema. Nesse sentido, existem diversos pontos relacionados com as bases do controlo que não poderiam ficar à margem desta dissertação. No primeiro ponto do segundo capítulo serão apresentados conceitos fundamentais do controlo clássico, enquanto no segundo ponto abordar-se-á a área da Inteligência Artificial.

O terceiro capítulo tem como objectivo aprofundar e explicar todo o modelo que foi construído para simular os controladores e algoritmos desenvolvidos. No subcapítulo 3.1 serão apresentadas as características do espaço interior, do ambiente exterior e dos equipamentos utilizados, bem como todas as opções tomadas a fim de obter essa caracterização. A secção seguinte apresentará de forma detalhada a modelação dinâmica de todos os constituintes do sistema.

No quarto capítulo são apresentados os resultados das simulações realizadas ao longo do trabalho, bem como a sua análise.

Por fim, no quinto capítulo serão apresentadas as conclusões do trabalho em questão bem como propostas a desenvolver no futuro.

## **1.1. Estado da Arte**

Surgindo por meados do século XX, os sistemas de optimização não linear enquadram duas grandes metodologias, consideradas como técnicas de Inteligência Artificial (IA): as redes neuronais e lógica *fuzzy* (difusa). Contudo, estiveram adormecidos cerca de 30 anos devido às dificuldades associadas com a atribuição de técnicas de IA simbólica aos problemas naturalmente complexos do mundo real. Em 1965, Zadeh sugere uma abordagem dos problemas imitando as acções de controlo do ser humano através de algoritmos em lógica *fuzzy*, podendo responder a diversas questões com uma enorme flexibilidade [8, 9, 10].

Numa fase embrionária, Mamdani foi pioneiro ao aplicar a lógica fuzzy ao controlo, também denominada como modelação fuzzy ou modelação qualitativa. Contudo, o seu mecanismo padrão de inferência nem sempre apresentou resultados satisfatórios na prática, tendo motivado alguns investigadores a procurar alternativas à sua abordagem. Surgem então algumas propostas de novos modelos fuzzy, entre os quais se destacam os modelos de Takagi-Sugeno (TS), em 1985 [10].

A expansão da tecnologia computacional dos anos 80 elevou a capacidade da aplicação dos mais variados modelos de lógica fuzzy, tendo alguns deles sido aplicados em SGTC, introduzidos no início da década de 70. Quer pela sua complexidade quer o seu custo as técnicas de IA ainda não atraem de forma abrangente grande parte dos processos industriais, principalmente se a sua eficiência não for comprovada anteriormente. Devido a todos estes factores as técnicas de controlo clássico ainda se encontram fortemente enraizadas em grande parte dos processos de climatização [6,11].

Contudo, neste campo têm sido desenvolvidos diversos estudos relacionados com o controlo não-linear de sistemas AVAC, bem como com o controlo de variáveis físicas dos ambientes climatizados a partir dessas unidades. Becker *et al.* considerou as variáveis termodinâmicas no processo de arrefecimento de forma a desenvolver um controlador que lhe permitisse controlar a temperatura e humidade relativa do sistema. Também o conforto no interior dos veículos motivou o desenvolvimento de modelos fuzzy que permitissem controlar a temperatura em vários pontos do carro, de forma óptima [12, 13, 14].

Eftekhari *et al.* demonstram ser possível garantir o conforto térmico dentro de uma divisão em edifícios ventilados de forma natural, concebendo e implementando em MATLAB um controlador fuzzy [15].

Aplicado a um sistema AVAC de volume de ar variável (VAV), foi desenvolvido e simulado por Serrano e Reyes, um controlador não-linear com estimativa de carga térmica, com resultados que demonstram a potencialidade de poupança de energia, não descorando o conforto térmico apesar da variação da carga térmica ao longo do tempo. Neste campo também já foram estudados os resultados da performance de um sistema AVAC controlado através de lógica fuzzy por Lea *et al.*, tendo sido levantada a questão relacionada com a performance dos sistemas em função da sensibilidade das pessoas. Terão então Hamdi *et al.* apostado nesse sentido e desenvolvido o conceito de controlo das condições de conforto com

base na sensibilidade humana, não mantendo a temperatura interior constante mas sim o conforto interior constante, com resultados que demonstram que é possível combinar o conforto das pessoas com poupança de recursos. Outros autores também apostaram na otimização das condições internas de conforto, sempre com o objectivo de eficiência energética subjacente, através de abordagens distintas. Por exemplo, Lipo *et al.* aplicaram técnicas fuzzy para controlar a velocidade do ventilador de uma unidade de AVAC de VAV, comparando com um sistema de velocidade constante [4, 16, 17, 18, 19].

A utilização de modelos múltiplos (MM) tem-se demonstrado mais apropriada no tratamento das não-linearidades e das variações das características dos sistemas AVAC ao longo do tempo. Neste campo, Ming He *et al.*, sugere, com resultados positivos após simulação e implementação, uma estratégia de controlo baseada num modelo múltiplo de controlo predictivo (MMPC<sup>2</sup>), recorrendo a algoritmos TS de lógica fuzzy, com o objectivo de controlar a temperatura de uma UTA [6, 10].

Para além das aplicações relacionadas com o controlo de sistemas AVAC, as técnicas de inteligência artificial encontram-se difundidas por diversas áreas da engenharia. Por exemplo, estas técnicas foram utilizadas no desenvolvimento do jogo de xadrez IBM's Deep Blue que batera o campeão mundial Garry Kasparov em 1997; também se encontram presentes na indústria automóvel, como é o caso do Stanley, um Volkswagen Touareg sem condutor que cumpre regras de tráfego, evita peões e outros veículos [7].

Estas foram apenas algumas das muitas aplicações que se podem explorar com a aplicação da inteligência artificial, além de que existem infinitas possibilidades para a aplicação desta técnica, nas mais variadas áreas da engenharia, com benefícios comprovados.

---

<sup>2</sup> Na literatura Inglesa – *Multipli Model Predictive Control*.

## **2. Controlo Automático de Sistemas**

### **2.1. Controlo Clássico**

O controlo clássico foi assumindo um papel fundamental na evolução da engenharia e da ciência, permitindo a realização de tarefas repetitivas, fatigantes e até mesmo perigosas por meio de máquinas em detrimento das pessoas, resultando num aumento da produtividade das empresas e da melhoria das condições de trabalho. As exigências dos mercados actuais implicam que os equipamentos sejam cada vez mais autónomos sendo que as bases de controlo são fundamentais na formação de um engenheiro, podendo ser aplicadas na concepção de sistemas de controlo uni ou multidisciplinares. Os sistemas poderão ser mais ou menos complexos e podem dividir-se em: Sistemas de controlo em anel aberto e sistemas de controlo em anel fechado, dos quais se irá falar em 2.1.1. No ponto 2.1.2 irá abordar-se quais as etapas fundamentais para conceber o controlo automático de sistemas. Abordar-se-ão ainda temas como a resolução de sistemas de equações diferenciais (2.1.4), a função de transferência dos mesmos (2.1.3), a estabilidade dos sistemas (2.1.5) e os controladores industriais (2.1.6) [20, 21].

#### **2.1.1. Sistemas de controlo em anel aberto e anel fechado**

Os sistemas em anel aberto (Figura 1) são aqueles que cuja acção de controlo não é afectada pelo sinal de saída. Assim sendo, dependem apenas das operações sequenciais que estiverem programadas para a acção de controlo. É de ter em conta que nestes sistemas não é possível compensar perturbações devido à não comparação do sinal de saída com o sinal de referência, logo uma utilização desadequada poderá resultar na obtenção de resultados diferentes dos esperados. Desta forma, apesar do seu baixo custo e da fácil implementação, a utilização de sistemas de malha aberta deverá ser efectuada apenas em sistemas onde não ocorram perturbações internas ou externas e onde se conhece as relações entre a entrada e a saída do sistema a controlar [20, 21, 22].



Figura 1 – Exemplo de sistema em anel aberto [21].

Num sistema em anel fechado (Figura 2) o sinal de saída é comparado com uma referência, e a sua diferença (erro – E) é utilizada como forma de controlar o sistema, sendo que este actua no sentido de aproximar o sinal de saída ao pretendido. A constante realimentação do sinal de saída permite que algumas das perturbações que possam surgir no sistema sejam anuladas, tornando estes sistemas bastante fiáveis quando correctamente projectados. É de notar que é possível uma combinação de uma sistema de anel aberto e anel fechado, sendo que, quando correctamente projectado, por norma, são sistemas menos dispendiosos e cujo seu desempenho global é satisfatório [20, 21, 22].

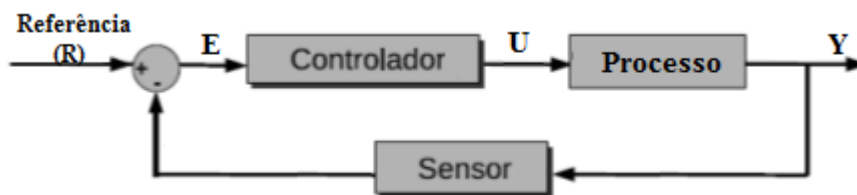
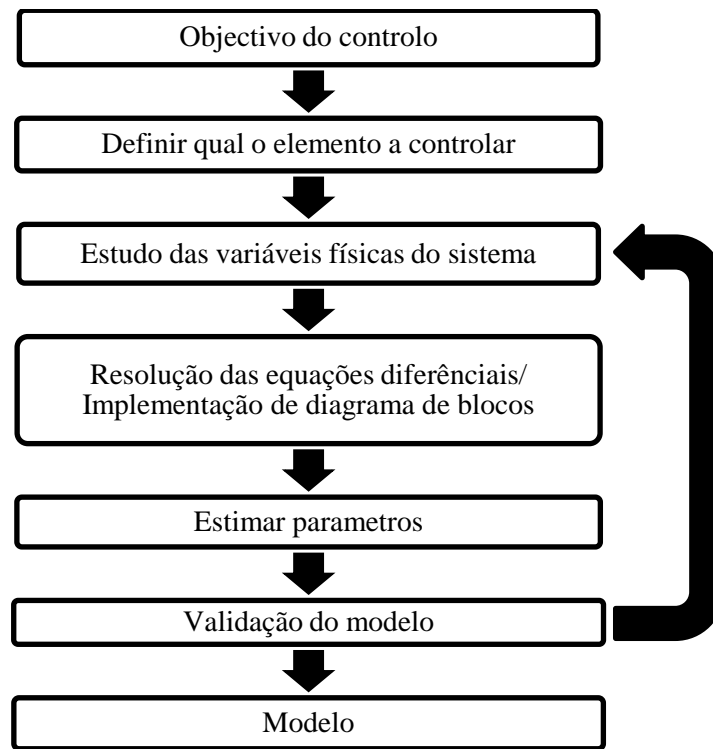


Figura 2 – Exemplo de sistema em anel fechado [21].

### 2.1.2. Concepção de Controlo Automático de Sistema

Quando se pretende aplicar o controlo automático a um sistema é necessário definir qual o propósito do mesmo, havendo a posterior necessidade de identificar qual o elemento do sistema a controlar para atingir o objectivo definido. Segue-se o estudo das variáveis presentes no sistema e a partir das quais se irá conceber um sistema físico, baseado nas leis da física, como as de *Kirchhoff* ou as de *Newton*, que represente a sua dinâmica, na integra ou de uma forma simplificada. Será deste sistema que irá surgir um modelo matemático (diagrama de blocos) para a resolução do problema de controlo após diversas simulações e se necessário alterações ao mesmo de forma que, quando for definido o controlador, este seja o mais adequado. É de notar que um modelo matemático razoável é parte fundamental da análise. Todo o sistema deverá ser testado e, se os resultados não corresponderem às expectativas,

devem-se analisar todos os parâmetros dos componentes intervenientes e se necessário proceder às devidas rectificações [20, 21, 22].



**Figura 3** – Organograma do processo de controlo de um sistema [21].

Como supramencionado, a concepção de um sistema dinâmico pode ser descrito através das equações diferenciais que descrevem a física de o sistema, sendo que este poderá ser descrito de diversas formas, dependendo do ponto de vista que se considere. Assim sendo, os modelos matemáticos podem assumir diversas formas, mais ou menos complexas, dependendo do grau de precisão que se objective. Por norma, o grau de precisão aumenta com a complexidade do modelo, contudo, deve haver sempre o bom senso de manter os sistemas simples caso não haja necessidades de precisão extremas. Nesse sentido, podem efectuar-se algumas simplificações aos sistemas com vista a ultrapassar algumas não-linearidades do mesmo com o objectivo de os tornar lineares, desde que, claro está, o comportamento do modelo não se afaste da dinâmica real do sistema. Na prática, opta-se pela simplificação dos modelos quando se abordam novos problemas, sendo que, por norma, o grau de complexidade poderá aumentar quando se pretende uma análise mais detalhada dos mesmos.

Os sistemas podem classificar-se como lineares ou não-lineares. Um sistema é considerado de linear quando se aplica o princípio da sobreposição e da homogeneidade. Considera-se que o sistema possui a propriedade da sobreposição quando “a resposta produzida pela aplicação simultânea de duas excitações diferentes é igual à soma das duas respostas individuais a cada uma das excitações”. Este procedimento permite determinar soluções mais complexas para equações diferenciais lineares a partir de soluções simples, uma vez que através da resposta das diversas entradas pode determinar-se cada entrada isoladamente adicionando-se os resultados. Por sua vez, um sistema considera-se homogéneo quando a multiplicação da entrada por um escalar gera uma resposta que corresponde à multiplicação do mesmo escalar. A Figura 4 representa um sistema linear [20,22].

Os sistemas lineares podem ou não variar no tempo, sendo que, se os parâmetros das equações diferenciais não variarem ao longo do tempo o sistema considera-se invariante no tempo. Contudo, existem sistemas variantes no tempo cujos coeficientes das suas equações variam ao longo do tempo, como é o caso do sistema de controlo de um avião onde a massa diminui ao longo do tempo em função do consumo de combustível [20].

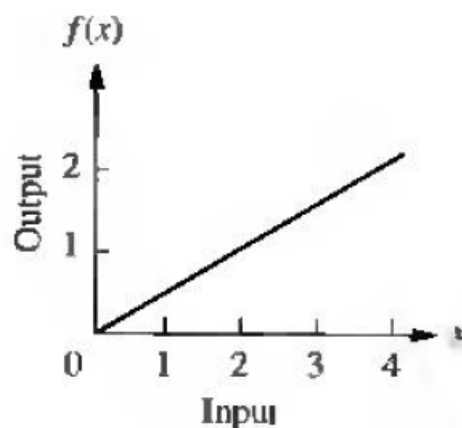
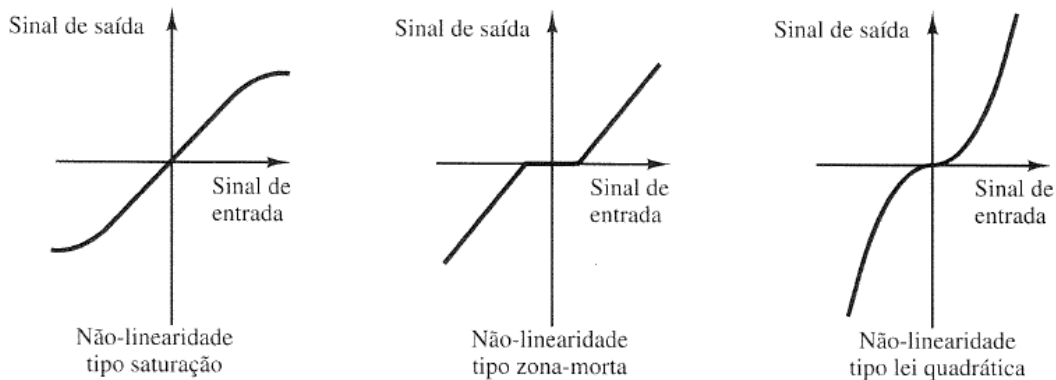


Figura 4 – Exemplo de um sistema linear [22].

Sempre que um dos dois princípios acima descritos não se verifique, o sistema é classificado como não-linear. Na prática grande parte dos sistemas reais não são lineares, contudo, possuem zonas de operação onde a linearidade se verifica. Habitualmente recorre-se à substituição dos sistemas não-lineares por sistemas lineares equivalentes, devido à complexidade matemática na resolução dos problemas levantados pelas não-linearidades, sendo que estes são válidos apenas num intervalo de operação. Este procedimento denomina-

se de linearização<sup>3</sup> e permite que os sistemas sejam projectados e analisados com base em ferramentas lineares. Na Figura 5 estão presentes três exemplos de não linearidades [20].



**Figura 5** - Exemplo de diferentes tipos de sistemas não lineares [20].

### 2.1.3. Função de Transferência

A função de transferência [ $G(s)$ ] (1) define-se como a relação entre a transformada de *Laplace* da função resposta (sinal de saída) e da função de excitação (sinal de entrada), admitindo que todas as condições iniciais são nulas:

(1)

$$G(s) = \frac{\mathcal{L}[\text{saída}]}{\mathcal{L}[\text{entrada}]}$$

É de notar que a função de transferência apenas é aplicada a sistemas lineares invariantes no tempo, por isso, caso o sistema seja não linear, deverá ser linearizado. Esta função não depende quer da magnitude quer da natureza do sinal de entrada ou da sua função de excitação, sendo por isso uma propriedade inerente ao sistema que não fornece qualquer esclarecimento relacionado com a estrutura física do sistema, apesar de possuir todas as informações necessárias para relacionar os sinais de entrada e saída, podendo haver, por isso, funções de transferência semelhantes para sistemas físicos completamente distintos [20, 21].

Para uma representação da dinâmica de alguns sistemas físicos mais complexos é necessário que as funções de transferência respondam a um ou mais sinais de entrada e, gerem

<sup>3</sup> Conceito e técnicas de linearização podem ser consultados em [20,22].

naturalmente, um ou mais sinais de saída. Com esse aumento da complexidade nos sistemas surge a necessidade de os representar em espaço de estados<sup>4</sup>. As abordagens que têm sido tomadas dizem respeito a sistemas SISO<sup>5</sup> daí não ter havido a necessidade de uma representação dos sistemas através de espaço de estados. Contudo, em processos MIMO<sup>6</sup> surge essa necessidade devido ao mencionado no início do presente parágrafo [21].

#### 2.1.4. Resolução de Equações Diferenciais

A representação dos sistemas sob a forma de equações diferenciais torna a sua modelação com recurso aos diagramas de blocos difícil. Nesse sentido, para a resolução de problemas que envolvem sistemas físicos lineares e invariantes no tempo, recorre-se ao método da transformada de *Laplace*<sup>7</sup> como uma forma simples de resolver problemas que envolvem equações diferenciais complexas, sendo que são necessárias duas etapas para o efeito [20,21,22]:

1. Aplica-se a transformada de *Laplace* a cada uma dos membros da equação diferencial, manipulando a equação algébrica com o objectivo de se obter a Função de Transferência [20].
2. Realiza-se a inversa da transformada de *Laplace* de forma a obter-se a resolução da equação diferencial em função do tempo [20].

A Figura 6 representa um sistema massa, mola e amortecedor com a aplicação de uma força  $f(t)$  a ser utilizado para retratar um sistema mecânico [21]:

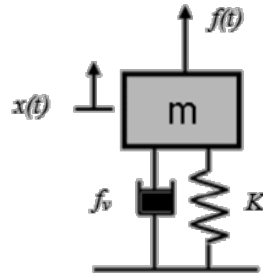
---

<sup>4</sup> Modelagem de espaço de estados pode ser consultada em [20,21].

<sup>5</sup> *Single Input, Single Output* – Entrada única, saída única.

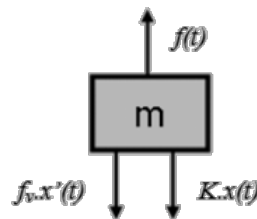
<sup>6</sup> *Multiple Input, Multiple Output* – Várias entradas, várias saídas.

<sup>7</sup> Os princípios, propriedades e pares de transformadas de *Laplace* podem ser consultados em [20,22].



**Figura 6** – Representação de um sistema mecânico de primeira ordem: massa, mola e amortecedor com excitação externa [21].

Para a resolução deste sistema através das transformadas de *Laplace* torna-se essencial a determinação do diagrama de corpo livre do mesmo, como se pode ver na Figura 7 [21]:



**Figura 7** – Diagrama de corpo livre do sistema representado na Figura 6 [21].

Nesse sentido determina-se a equação diferencial que retrata a dinâmica deste sistema mecânico [21]:

$$m\ddot{x}(t) = f(t) - kx(t) - f_v\dot{x}(t) \quad (2)$$

Seguidamente aplica-se a transformada de *Laplace* à equação (2):

$$\begin{aligned} \mathcal{L}[m\ddot{x}(t)] &= \mathcal{L}[f(t) - kx(t) - f_v\dot{x}(t)] \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow ms^2X(s) &= F(s) - kX(s) - f_v sX(s) \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow F(s) &= X(s)[ms^2 + f_v s + k] \Leftrightarrow \end{aligned}$$

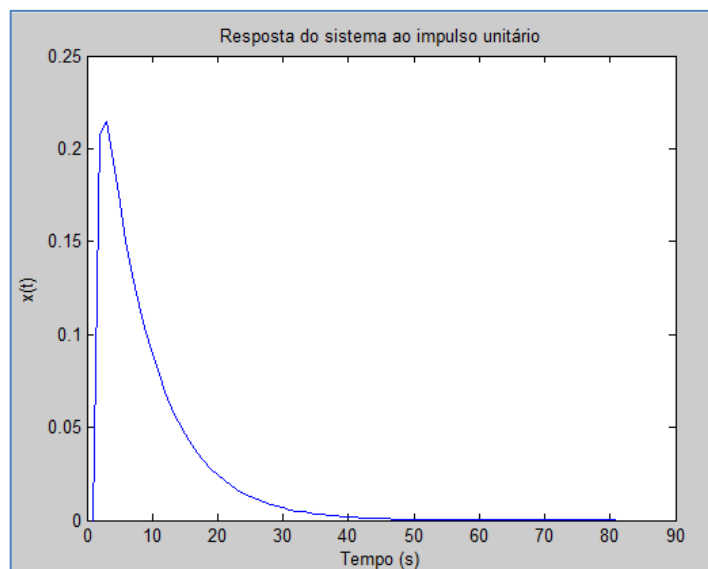
$$\Leftrightarrow \frac{X(s)}{F(s)} = \frac{1}{ms^2 + f_v s + k} \quad (3)$$

Conclui-se então a primeira etapa da resolução de equações diferenciais com a obtenção da função transferência (3) do sistema. Dando seguimento ao processo de resolução, tem-se que, para a determinar qual a resposta deste sistema (deslocamento da massa em relação à referencia –  $X(s)$ ), necessita-se que esta seja descrita em função do tempo e, para tal, deverá aplicar-se a inversa<sup>8</sup> da transformada de *Laplace*. Nesse sentido, admitindo que o impulso aplicado ao sistema é unitário ( $F(s) = 1$ ), a massa do corpo ( $m$ ) 1 kg, a constante elástica da mola ( $K$ ) 1 Nm e o coeficiente de atrito viscoso do amortecedor ( $f_v$ ) 4 Ns/m:

$$\mathcal{L}^{-1}[X(s)] = \mathcal{L}^{-1}\left[\frac{1}{s^2 + 4s + 1}\right] = \mathcal{L}^{-1}\left[\frac{1}{(s + 0,26)(s + 3,74)}\right] \Leftrightarrow \quad (4)$$

$$\Leftrightarrow x(t) = \frac{1}{3,48} (e^{-0,26t} - e^{-3,74t})$$

A expressão (4) representa o deslocamento da massa ao longo do tempo, em relação ao ponto inicial do sistema, que nesta situação em concreto, pode verificar-se que ao longo do tempo o sistema tende para o ponto de equilíbrio inicial ( $x(t) = 0$ ) uma vez que:  $e^{-\infty} = 0$ . O comportamento do sistema ao longo do tempo pode ser verificado através da análise gráfica, com o auxílio de *softwares* como o *Matlab*<sup>®</sup>, como podemos observar na Figura 8.



**Figura 8** – Representação em *Matlab*<sup>®</sup> da expressão (3).

<sup>8</sup> A transformadas de *Laplace* inversa pode ser consultada em [20,22].

Outros exemplos de resolução de sistemas de equações diferenciais com o auxílio da transformada de *Laplace* e sua inversa podem ser consultados em [20,21,22].

### 2.1.5. Estabilidade

A estabilidade dos sistemas é o critério mais importante num sistema de controle e, apesar de não existir uma definição singular para definir a estabilidade de um sistema, pode dizer-se que, utilizando o conceito de função transferência, um processo dinâmico é estável se para qualquer entrada limitada resulta uma saída limitada [21,22].

De uma forma simplista, pode-se analisar a estabilidade e instabilidade de um sistema, utilizando o conceito de função de transferência, através da resposta ao seu sinal de entrada [21].

Nesse sentido, utilizando a função transferência apresentada em (5) e tendo em conta o conceito de estabilidade descrito no parágrafo anterior, pode dizer-se que o sistema representado é estável, uma vez que para uma entrada constante obtém-se uma resposta limitada no tempo, conforme se pode ver na Figura 9.

(5)

$$G(s) = \frac{1}{s^2 + 4s + 1}$$

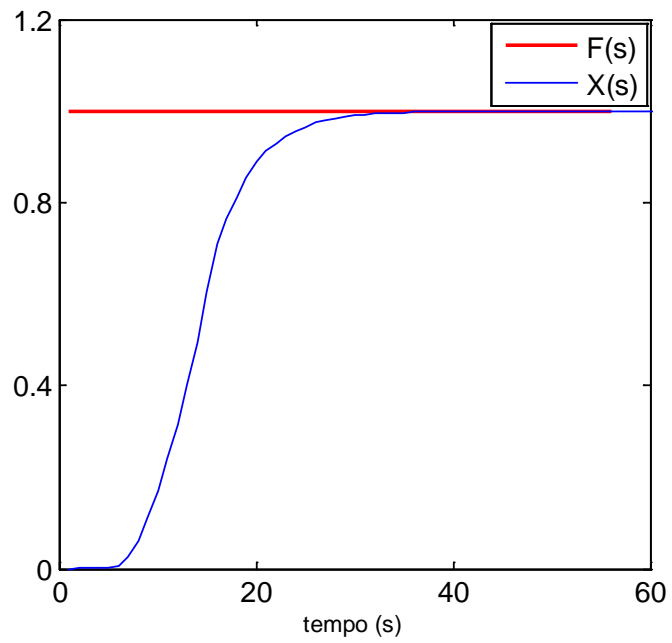
Um sistema é considerado instável quando um processo dinâmico é excitado por uma entrada limitada da qual resulta uma resposta que não tende para um limite ao longo do tempo. A Figura 10 representa a resposta ao longo do tempo da função de excitação na função transferência (6) [22].

(6)

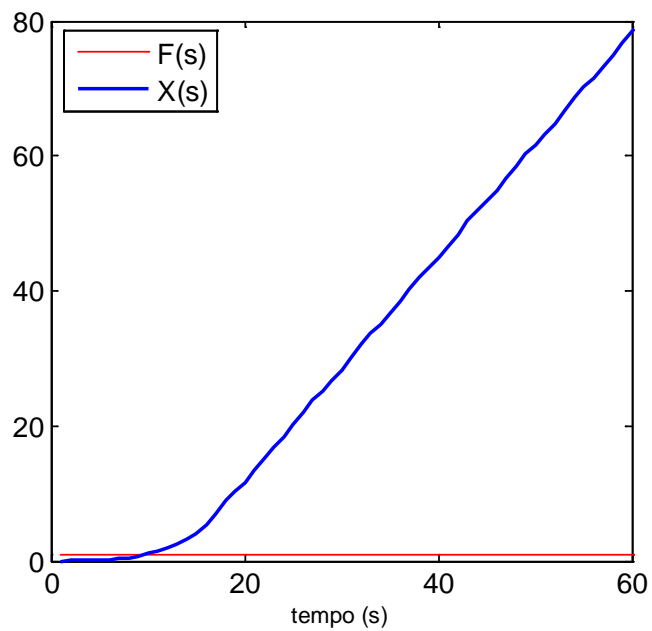
$$G(s) = \frac{1}{s^3 + 3s^2 + 2s}$$

Contudo, um processo cujo sinal de entrada não é limitado responde de forma ilimitada e, nesta situação, não se podem tirar quaisquer conclusões acerca da estabilidade do mesmo. Nestas situações deve estudar-se a estabilidade do mesmo com, por hipótese, o auxílio do

critério de *Routh-Hurwitz*, sendo que, os detalhes da sua aplicação podem ser consultados em [21,22].



**Figura 9** – Representação gráfica da função transferência (5).



**Figura 10** – Representação gráfica da função transferência (6).

### 2.1.6. Controladores Industriais

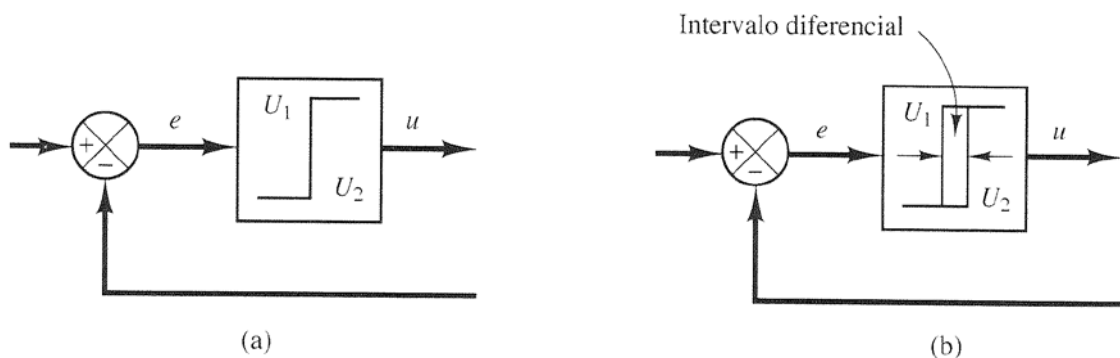
Os controladores são responsáveis pela acção de controlo dos sistemas de controlo industriais clássicos. Através de diversos tipos de controladores, electrónicos ou hidráulicos, podem ser efectuadas diversas acções básicas de controlo, sendo que estes devem ser classificados segundo a/as acções de controlo para as quais foram concebidos. Assim, os controladores podem ser de duas posições, também conhecidos como liga-desliga (*on-off*), proporcionais (P), integrais (I), derivativos (D), proporcionais e integrais (PI), proporcionais e derivativos (PD), ou até mesmo, proporcionais, integrais e derivativos (PID) [20].

Os controladores de duas posições são bastante simples e acessíveis, sendo por isso bastante utilizados quer em ambientes industriais quer em ambientes domésticos. A acção deste tipo de controladores depende da diferença  $[e(t)]$  entre o valor referência e o valor do sinal de saída  $[u(t)]$ , conforme (7) [20].

(7)

$$\begin{cases} u(t) = U_1, \text{ para } e(t) > 0 \\ u(t) = U_2, \text{ para } e(t) < 0 \end{cases}$$

A Figura 11 (a) representa a acção de controlo descrita em (7). Contudo, nestas situações, pode haver uma acção excessiva do mecanismo de comutação, sendo que por essa razão, quase sempre se utiliza um intervalo diferencial como forma de atrasar essa mesma acção – Figura 11 (b) [20].



**Figura 11** – a) representação de um controlador *on-off* [20]; b) representação de um controlador *on-off* com intervalo diferencial [20].

A acção de um controlador proporcional é, fundamentalmente, a de um amplificador cujo ganho  $[K_p]$  é ajustável, podendo a relação entre o sinal de saída e o erro operacional ser matematicamente descrita por (8) [20].

(8)

$$u(t) = K_p e(t)$$

Por sua vez, num controlador integral, o sinal de saída varia em conformidade com o fluxo proporcional do erro. Dessa forma, sabendo que  $K_i$  é uma constante que pode ser ajustada, a acção de controlo integral é dada por (9) [20].

(9)

$$u(t) = K_i \int_0^t e(t) dt$$

Nas duas acções apresentadas anteriormente pode ver-se que as acções são proporcionais ao desvio e ao desvio  $[e(t)]$  ao longo do tempo, respectivamente. Sabendo que a eliminação do erro seria ideal, contudo improvável, a acção derivativa permite corrigir antecipadamente o erro diminuindo o tempo de resposta do controlador. Tal é possível pois a acção de controlo reage em função da velocidade do desvio e não da sua amplitude – (10) [20].

(10)

$$u(t) = K_d \frac{de(t)}{dt}$$

Visto isto, quando o controlador desempenha funções integradoras e proporcionais o sinal de saída resultante irá depender de ambas as parcelas (11). Tem de se ter em conta que o ganho proporcional  $[K_p]$  afecta quer a parte integral quer a proporcional do processo. Para além disso, quer o ganho quer o tempo integral  $[T_i]$  são parâmetros ajustáveis e o inverso deste último representa a taxa de restabelecimento<sup>9</sup> do controlo [20].

---

<sup>9</sup> A taxa de restabelecimento é medida em repetições por minuto e representa o número de vezes que a parte proporcional do controlo é duplicada nesse minuto.

(11)

$$u(t) = K_p e(t) + \frac{K_p}{T_i} \int_0^t e(t) dt$$

À semelhança dos controladores proporcionais integrais, os proporcionais derivativos têm um ganho proporcional e uma constante tempo, desta feita, tempo derivativo [ $T_d$ ], ambos os parâmetros igualmente ajustáveis. Assim, a magnitude do sinal de saída é proporcional à taxa de variação do erro (12). A acção derivativa no controlo não deve ser aplicada isoladamente, uma vez que apenas é efectiva em períodos transitórios [20].

(12)

$$u(t) = K_p e(t) + K_p T_d \frac{de(t)}{dt}$$

Por fim, a combinação das acções, proporcional, integral e derivativa, oferecem uma versatilidade no controlo de sistemas devido às mais-valias individuais de cada acção, sendo que, matematicamente, representa-se como a soma de cada uma das acções (13) [20].

(13)

$$u(t) = K_p e(t) + \frac{K_p}{T_i} \int_0^t e(t) dt + K_p T_d \frac{de(t)}{dt}$$

Se a acção do controlador for representada segundo a sua função de transferência tem-se (14).

(14)

$$\frac{U(s)}{E(s)} = K_p + \frac{K_i}{s} + sK_d = K_p \left( 1 + \frac{1}{sT_i} + sT_d \right)$$

Para que um controlador surta o efeito desejado sobre o sistema deve ser submetido a uma afinação dos seus parâmetros. Nesse sentido existem alguns processos através dos quais se pode efectuar essa mesma afinação, contudo abordar-se-ão o método de *Ziegler-Nichols* em malha aberta e em malha fechada, este último, através de um exemplo prático. As regras de *Ziegler e Nichols* baseiam-se na resposta a uma excitação em grau ou no valor do ganho proporcional ( $K_p$ ), que dá origem a uma estabilidade crítica quando não se utiliza qualquer

outra acção de controlo para além da proporcional. Estas regras são bastante úteis na sintonização dos controladores para processos onde não se conhece o modelo matemático dos mesmos, contudo pode ser aplicado a sistemas onde o modelo matemático é conhecido [20,23].

Abordando primeiramente o método de malha aberta, este poderá ser aplicado em sistemas cuja resposta deverá gerar uma curva em forma de S conforme a Figura 12. Nessa figura é visível um período de tempo que caracteriza o atraso da resposta ( $lag - L$ ) e uma constante de tempo ( $T$ ), sendo que ambas podem ser obtidas através da intersecção de uma recta tangente á curva no seu ponto de inflexão com o eixo do tempo. Aplicando os períodos de tempo obtido pode calcular-se os parâmetros do controlador através da Tabela 1 [20].

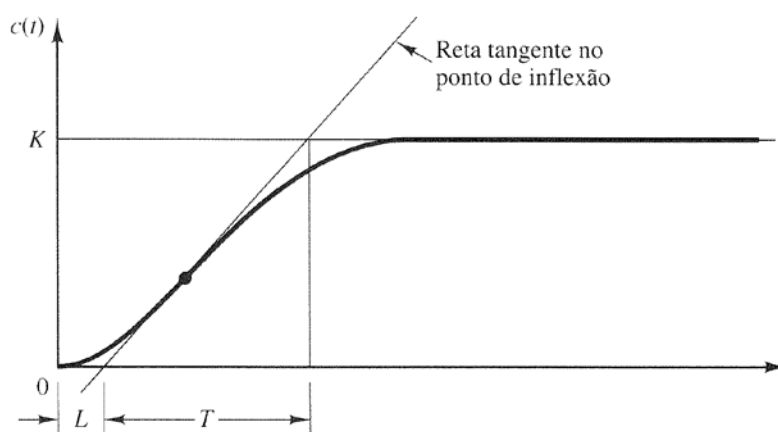


Figura 12 – Curva de resposta em forma de S [20].

Tabela 1 – Parâmetros de ajuste de controladores segundo as regras *Ziegler-Nichols* em malha aberta [20].

	$K_p$	$T_i$	$T_d$
<b>P</b>	$T/L$	$\infty$	0
<b>PI</b>	$0,9(T/L)$	$L/0,3$	0
<b>PID</b>	$1,2(T/L)$	$2L$	$0,5L$

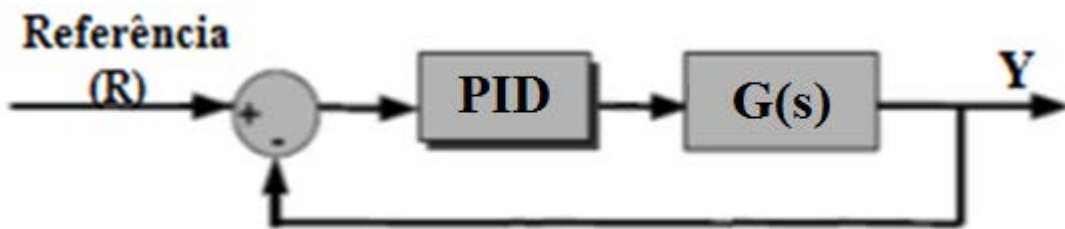
O método de *Ziegler-Nichols* em malha fechada consiste na colocação da malha em vibração até que o ganho proporcional atinja valores críticos, em períodos de tempo igualmente críticos, a partir dos quais podem ser calculados os restantes parâmetros do controlador

pretendido. A Tabela 2 resume os cálculos a efectuar para a obtenção de cada um dos parâmetros dos controladores P, PI e PID, onde  $K_{cr}$  é o ganho crítico e  $P_{cr}$  é o período crítico do sistema [20].

**Tabela 2** - Parâmetros de ajuste de controladores segundo as regras *Ziegler-Nichols* em malha fechada [20].

	$K_p$	$T_i$	$T_d$
<b>P</b>	$0,5K_{cr}$	$\infty$	0
<b>PI</b>	$0,45K_{cr}$	$(1/1,2)P_{cr}$	0
<b>PID</b>	$0,6K_{cr}$	$0,5P_{cr}$	$0,125P_{cr}$

Admitindo um sistema de anel fechado composto por um controlador PID (Figura 13) com o objectivo de controlar um sistema representado pela função de transferência (6).



**Figura 13** – Sistema de controlo em anel fechado do sistema mecânico  $G(s)$  apresentado em (6).

Para calcular os parâmetros do controlador, primariamente ter-se-á de calcular o ganho proporcional que torna o sistema criticamente estável e, nesse sentido, admite-se a presença de apenas um controlador proporcional – (15) [20,23].

(15)

$$\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{K_p G(s)}{1 + K_p G(s)}$$

Nesse sentido através do critério de estabilidade de *Routh* aplicado à equação característica de (15), irá determinar-se essa acção [23].

(16)

$$1 + K_p \frac{1}{s^3 + 3s^2 + 2s} = 0 \Leftrightarrow s^3 + 3s^2 + 2s + K_p = 0 \forall K_p \in ]0, +\infty[$$

**Tabela 3** – Tabela de *Routh* da equação (16).

$s^3$	1	2	0
$s^2$	3	$K_p$	0
$s^1$	$\frac{6 - K_p}{3}$	0	0
$s^0$	$K_p$	0	0

(17)

$$\frac{3 \times 2 - 1 \times K_p}{3} = 0 \Leftrightarrow K_p = K_{cr} = 6$$

Seguidamente, calcula-se o período crítico do sistema – (19). É de notar que a velocidade angular crítica ( $\omega_{cr}$  – rad/s) é dada pelas raízes imaginárias puras do polinómio. Nesse sentido aplica-se o polinómio auxiliar de segunda ordem para um ganho crítico de 25 – (18).

(18)

$$3s^2 + 6 = 0 \Leftrightarrow s = \pm\sqrt{-2} = \pm\sqrt{2} \times \sqrt{-1} = \pm\sqrt{2}j$$

(19)

$$P_{cr} = \frac{2\pi}{\omega_{cr}} = \frac{2\pi}{\sqrt{2}} = 4,44 \text{ s}$$

Uma vez calculados o período e ganho críticos, pode determinar-se então os parâmetros do controlador PID a instalar no sistema – Tabela 4.

**Tabela 4** – Parâmetros um controlador PID calculados com base em (17) e (19).

	$K_p$	$T_i$	$T_d$
<b>PID</b>	3,6	2,22	0,56

## 2.2. Inteligência Artificial

O fascínio pela mente humana e pela sua capacidade de tomar decisões impulsionou o estudo e desenvolvimento da Inteligência Artificial, existindo diversas aproximações e metodologias. Nesse sentido um dos principais objectivos da IA prende-se no desenvolvimento de sistemas capazes de resolver problemas que apenas a capacidade de raciocínio das pessoas permite devido à sua capacidade de aprendizagem e de tomada de decisões de forma correcta (inteligência) [7, 24].

Este ramo debate-se então com duas questões fundamentais na modelação da inteligência humana: agir consoante agem as pessoas ou agir de forma ideal (racional). Estes dois paradigmas correspondem, respectivamente, a uma abordagem subsimbólica e simbólica. Uma abordagem subsimbólica é baseada no senso comum e nos estudos do cérebro humano representando por isso a actividade cerebral, sendo composta por redes de neurónios cujo processamento do conhecimento ocorre por intermédia de mudanças de estados dos próprios. Por outro lado, a abordagem simbólica deriva de técnicas desenvolvidas com o apoio da matemática e da engenharia, sendo por isso composta por estruturas representadas por um conjunto de elementos (ou símbolos) que, associados a um conjunto de regras dão origem a cadeia de decisão [7,24].

Duas abordagens distintas não necessitam obrigatoriamente de uma separação das metodologias, isto é, estas podem ser desenvolvidas e utilizadas de forma independente ou em alternativa uma da outra, contudo também podem ser desenvolvidas e utilizadas em conjunto, como é por exemplo em sistemas *Fuzzy* [24].

Nesse sentido, independentemente da abordagem, a construção de sistemas inteligentes ambiciona a resolução de problemas. Um factor fundamental para a sua resolução por parte da IA é a capacidade de aprendizagem dos sistemas, independente da técnica aplicada. Este ramo da IA é denominado de engenharia do conhecimento, dos quais fazem parte os sistemas *expert*, as redes neuronais, a lógica *fuzzy* e os sistemas híbridos [24].

Os sistemas *expert* são usados em praticamente todos os ramos da actividade humana. Os seus programas são compostos por bases de dados contendo informação específica à actividade em causa, geralmente baseadas em factos ou dados estatísticos, sendo que por essa razão, existe facilidade na representação, acomodação, aprendizagem e acumulação de conhecimento

durante a utilização destes sistemas, que tomam ou sugerem decisões a tomar com base nessa informação específica [23,24].

Contudo, o processo evolutivo da engenharia do conhecimento teve como objectivo permitir que os sistemas funcionassem de forma semelhante ao raciocínio das pessoas, nesse sentido, procurou-se uma semelhança com os mecanismos biológicos de raciocínio do ser humano – Redes Neurais. De uma forma simplificada, estes sistemas são compostos por diversas células neuronais compostas por funções que actuam sobre o(os) sinal(ais) resultante(s) da ponderação do(s) sinal(ais) de entrada. Estes sistemas funcionam essencialmente em paralelo, tendo a capacidade de aprendizagem através de metodologias de treino, sendo que um sistema treinado com sucesso poderá obter soluções razoáveis em problemas semelhantes [24, 35].

Os sistemas híbridos utilizam em conjunto técnicas de lógica *fuzzy* e de redes neuronais, podendo ter diversas designações dependendo da direcção assumida na sua utilização. Nesse sentido podem designar-se de: Sistemas *Neuro-Fuzzy*, quando sintonização dos parâmetros do sistema *fuzzy* ocorrem de forma autónoma por intermédio de redes neuronais; Rede Neuronal *Fuzzy*, quando ocorre a fuzificação de alguns dos elementos das funções da rede neuronal, podendo inclusivamente ser utilizada a lógica *fuzzy* no processo de aprendizagem da rede neuronal; e, por fim, Sistemas híbridos *Fuzzy-Neural*, que utilizam ambas as metodologias realizando cada uma dela uma tarefa independente, como por exemplo, a utilização das redes neuronais no campo da previsão enquanto a lógica *fuzzy* pode ser aplicada ao controlo do sistema [11].

Em [7, 11, 23, 24, 25] podem ser consultados detalhes dos princípios de aplicação dos sistemas *expert*, redes neuronais e sistemas híbridos.

### **2.2.1. Lógica *Fuzzy***

Os sistemas *fuzzy* ou difusos representam uma lógica difusa, como o próprio nome sugere, semelhante à forma de pensar e agir das pessoas. Nesse sentido, a fonte de conhecimento dos sistemas surge com base no senso comum, na experiência de um ou mais indivíduos ao longo de períodos de tempo elevados, o que, por vezes, pode gerar ambiguidades, diferenças e até mesmo contradições [11, 24].

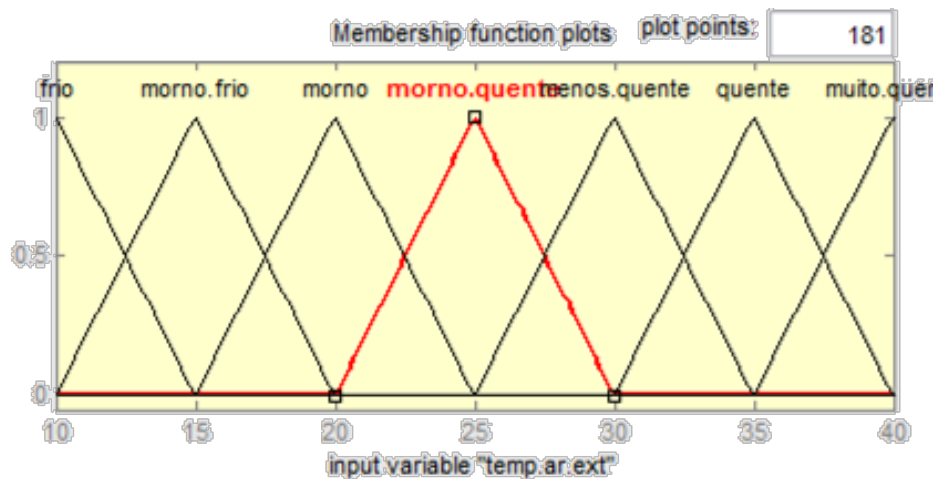
Uma das características principais associadas à lógica *fuzzy* é a zona de incerteza presente entre os extremos máximos e mínimos onde as proposições são completamente verdadeiras ou

completamente falsas, respectivamente. Nesse sentido, um conjunto *fuzzy* pode ser representado pela função característica  $\mu_F$  (20) que, no caso particular de sistemas *fuzzy*, é denominada de função de pertença, sendo que os valores compreendidos no universo de valores denominam-se de grau de pertença [11, 24].

(20)

$$\mu_F(x): X \rightarrow [0,1]$$

Tomando como exemplo a função de pertença apresentada para a temperatura “morno.quente” da variável de entrada “temperatura do ar exterior”, representada na Figura 14, pode verificar-se que a proposição: a temperatura do ar exterior é morna/quente; é completamente verdadeira para uma temperatura igual a 25°C. Contudo, para uma temperatura de 24°C essa proposição é mais verdadeira do que para uma temperatura de 22°C. Seguindo a mesma lógica, o grau de pertença para uma temperatura de 26°C é superior ao de uma temperatura de 27°C. No que diz respeito à Figura 14, é de notar que, por exemplo, a diminuição do grau de pertença da função “morno.quente” no sentido do aumento da temperatura, implica um aumento do grau de pertença da função “menos.quente”.



**Figura 14** – Gráficos das funções de pertença para a variável de entrada temperatura do ar exterior: “temp.ar.ext”.

As funções de pertença descrevem o comportamento do grau de pertença de determinada variável e podem assumir diversas formas. A representação gráfica das mesmas permite ao utilizador perspectivar os conjuntos possíveis de formar com a utilização de uma ou mais funções de pertença, através da aplicação de operações lógicas convencionais [11].

Como dito anteriormente um conjunto de operações lógicas convencionais (união, intercepção e complementar) podem ser aplicadas aos conjuntos fuzzy. Nesse sentido temos que, para dois conjuntos *fuzzy* A e B, distintos entre si, as operações representa-se da seguinte forma [11]:

- *União*. Sendo  $C = A \cup B$ , onde C é o conjunto *fuzzy* representado por  $\mu_A(x)$  e  $\mu_B(x)$ , funções de pertença de A e B [11,24]:

(21)

$$\forall x \in X: \mu_C = \max[\mu_A(x); \mu_B(x)]$$

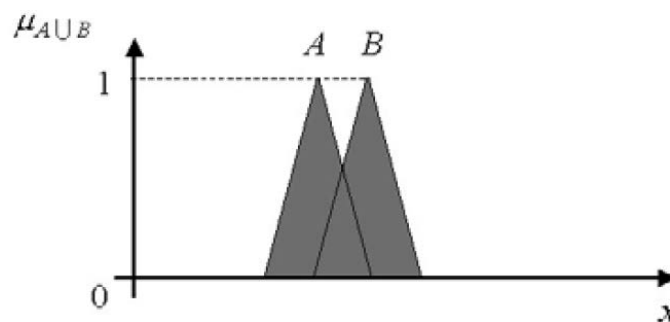


Figura 15 – União de duas funções de pertinência A e B [11].

- *Intersecção*. Sendo  $C = A \cap B$ , onde C é o conjunto *fuzzy* representado por  $\mu_A(x)$  e  $\mu_B(x)$ , funções de pertença de A e B [11,24]:

(22)

$$\forall x \in X: \mu_C = \min[\mu_A(x); \mu_B(x)]$$

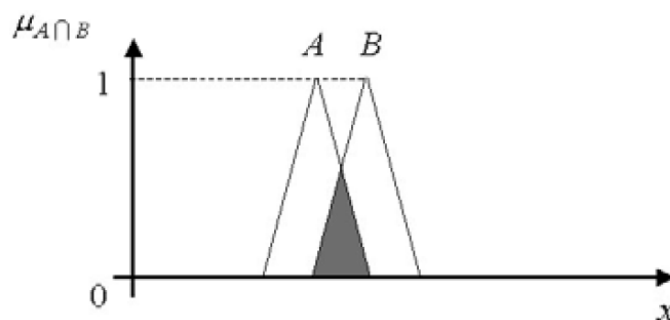
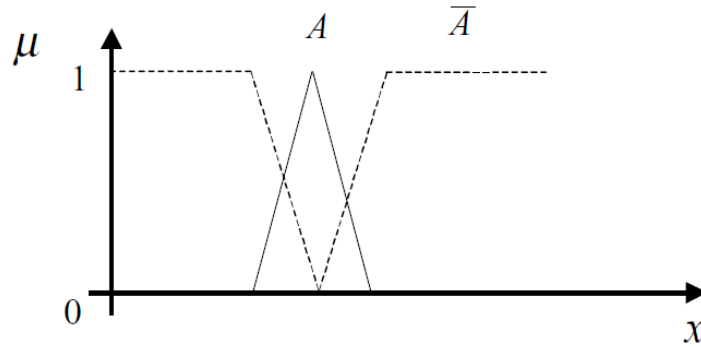


Figura 16 – Intersecção de duas funções de pertinência A e B [11]

- *Complementar.* Sendo  $\bar{A}$  o conjunto de todos os elementos fora do conjunto A [11,24]:

(23)

$$\forall x \in X: \mu_{\bar{A}} = 1 - \mu_A(x)$$

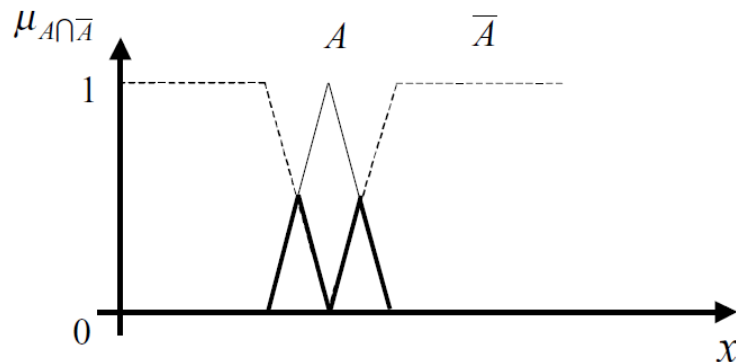


**Figura 17** – Representação do complementar da função de pertinência A [11].

Muitos conjuntos podem ser formados através de operações não apresentadas no presente ponto que podem ser consultadas em [24].

No que toca às propriedades dos conjuntos *fuzzy*, estas assemelham-se uma vez mais às dos conjuntos clássicos. Assim sendo, os conjuntos *fuzzy* gozam das propriedades: associativa, comutativa, distributiva, idem potência e identidade. Porém, este tipo de conjuntos distingue-se pelo seu carácter excepcional face a duas propriedades: Lei da contradição e Lei da exclusão do centro. Pode ver-se então [11,24]:

- *Lei da contradição,*  $A \cap \bar{A} \neq \emptyset$  [11,24]:



**Figura 18** – Representação da lei da contradição em relação à função de pertinência A [11].

- Lei da exclusão do centro,  $A \cup \bar{A} \neq X$  [11,24]:

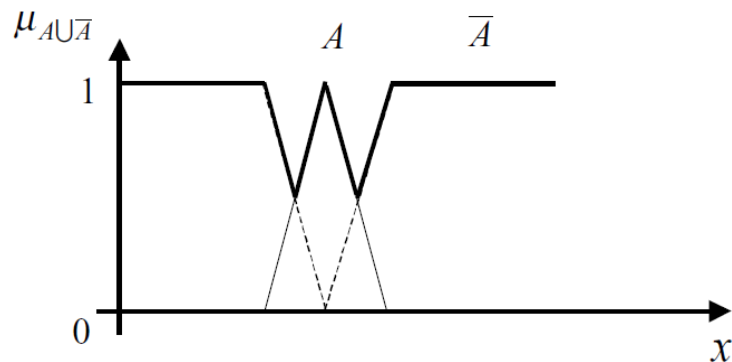


Figura 19 – Representação da lei da exclusão do centro em relação à função de pertinência A [11]

### 2.2.2. Controlo Fuzzy

O controlo de sistemas através de sistemas *fuzzy* permite ao operador recriar a acção “ideal” de controlo de uma forma bastante intuitiva. Para o efeito será necessário que o sistema traduza o sinal numérico de entrada (fuzificação – *fuzzification*) para um sinal *fuzzy* que através de regras do motor de inferência determine o sinal *fuzzy* de saída. À semelhança do sinal de entrada, o de saída deve por sua vez ser traduzido para um sinal numérico (desfuzificação – *defuzzification*). A Figura 20 ilustra a cadeia de acontecimentos da acção de controlo *fuzzy*, sendo que do processo de inferência fazem parte as operações de implicação e agregação [11, 26].

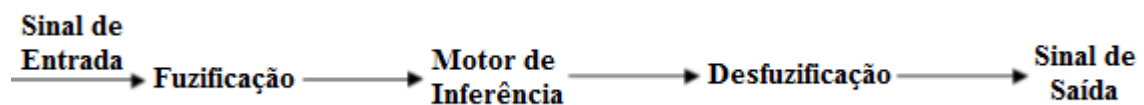


Figura 20 – Cadeia de acontecimentos num controlador *fuzzy* [11]

#### 2.2.2.1. Fuzificação do sinal de entrada

Por norma existem duas categorias principais de fuzificadores: *singleton* e *nonsingleton*. Nesse sentido, consideram-se fuzificadores *singleton* quando o máximo da função de pertinência corresponde apenas a um ponto (valor) ( $x_p$ ) sendo que todos os outros corresponderão ao mínimo dessa função. Por hipótese [11,26]:

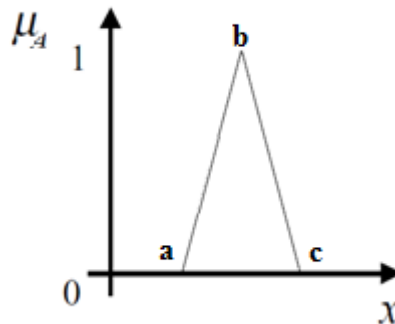
(24)

$$\mu_A(x) = \begin{cases} 1, & x = x_p \in X \\ 0, & x \neq x_p \in X \end{cases}$$

Por outro lado, os fuzificadores *nonsingleton* suportam mais do que um ponto, ou seja, o grau de pertença não será apenas do tipo tudo-nada (0;1), mas terá um conjunto de pontos entre o máximo e o mínimo da função de pertença. Alguns fuzificadores podem assumir a forma triangular, trapezoidal, entre outras que podem ser consultadas em [11]. A título de exemplo, a forma triangular representa-se matematicamente segundo (25), sendo que  $a$ ,  $b$ ,  $c$  representam as coordenadas dos vértices do triângulo conforma a Figura 21 [11, 26, 27, 28].

(25)

$$\mu_A(x) = \max\left(0, \min\left(\frac{x-a}{b-a}; 1; \frac{c-x}{c-b}\right)\right)$$



**Figura 21** – Representação de um conjunto *fuzzy* cuja função de pertença é triangular.

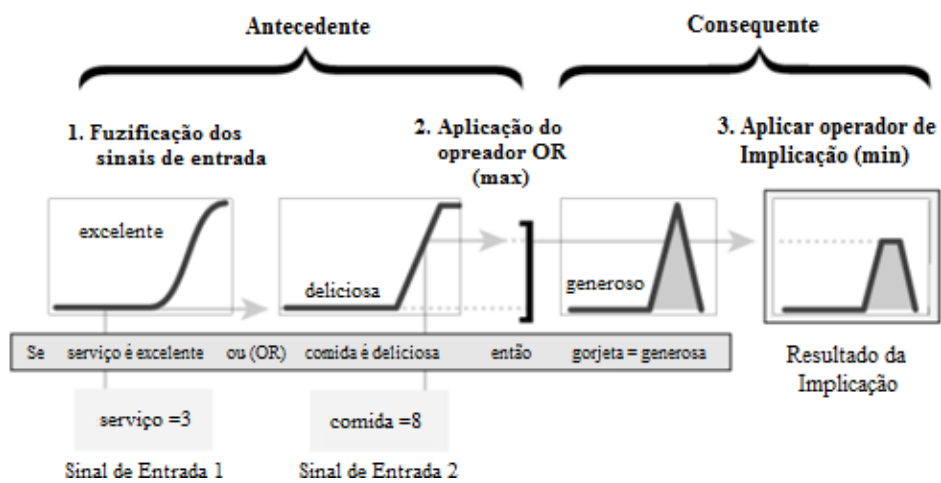
#### 2.2.2.2. Motor de Inferência

Um dos aspectos fundamentais de um controlador é, naturalmente, o seu mecanismo ou motor de inferência. Este mecanismo consiste num conjunto de regras que forma uma cadeia de raciocínio e a base de conhecimento do sistema [11,24].

O mecanismo de inferência é composto pela função de implicação, utilizada para representar as regras *fuzzy*, seguido do operador de agregação que combina as relações entre essas regras numa única relação *fuzzy*. Quando se classifica o motor de inferência, faz-se referência ao

método de agregação e posteriormente ao de implicação, ou seja, no método *max-min*, utiliza-se o operador *máximo* para a agregação e o mínimo para a implicação [26].

Anteriormente à aplicação do processo de implicação, a todas as regras terão de ser atribuídos pesos entre 0 e 1, sendo posteriormente determinado um valor pela aplicação de um operador lógico na fase antecedente. Esse valor obtido após uma ponderação adequada de cada regra na fase antecedente será então implementado no processo de implicação, através de um operador lógico, na fase consequente, resultando então um conjunto *fuzzy*. A Figura 22, entre outros exemplos, exemplifica o processo de implicação do motor de inferência [29].



**Figura 22** – Processo de fuzificação, aplicação do operador e de implicação do motor de inferência [29].

Seguidamente processa-se a fase de agregação, que consiste, como o próprio nome indica, na agregação dos resultados obtidos pelas ações de implicação sobre as diferentes regras num único conjunto *fuzzy* que, posteriormente irá ser sujeito ao processo de desfuzificação. A Figura 23 representa o processo de agregação, completando assim o mecanismo de inferência, sendo que no exemplo dado por essa mesma figura, o método de inferência utilizado é o *max-min* [29].

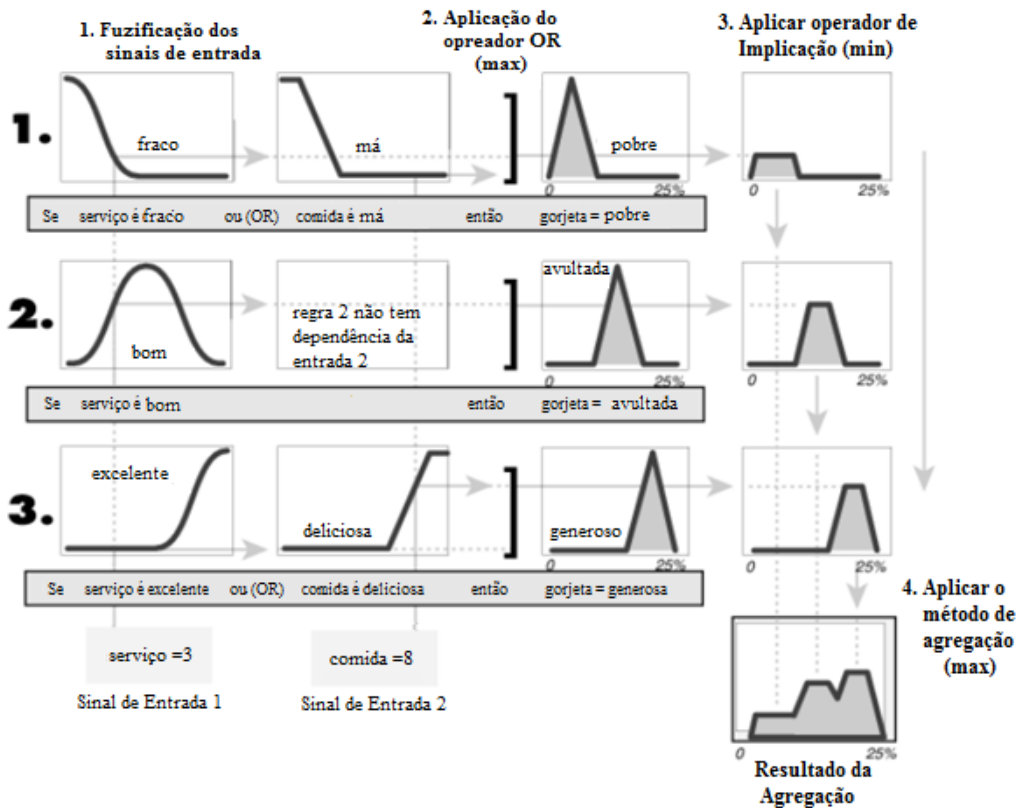


Figura 23 – Exemplificação da agregação dos resultados de diferentes processos de fuzificação, aplicação do operador e implicação [29].

Nos motores de inferência *fuzzy* podem ser distinguidas essencialmente duas metodologias: as de Mamdani<sup>10</sup> e de Sugeno [29].

### Modelos Mamdani

As metodologias de Mamdani foram as primeiras a surgir, tendo sido propostas em 1975, com base no trabalho publicado em 1973 por Zadeh, sendo as que se utilizam com mais frequência, tendo sido apresentadas ao longo de 2.2.2.2. Como foi visto até ao momento, quer a fase antecedente quer a consequente dos modelos propostos por Mamdani são compostos por conjuntos *fuzzy*. De uma forma geral, matematicamente, estes modelos podem ser escritos segundo a equação (26) [28].

(26)

$$R_i: \text{Se } x \text{ é } A_i \text{ então } y \text{ é } B_i \quad \forall i = 1, 2, \dots, K$$

<sup>10</sup> Também conhecidas como metodologia linguística [28].

Na equação (26)  $R_i$  representa a regra número  $i$ , onde  $K$  é o número de regras. A representar a variável antecedente tem-se que  $x \in X \subset \mathbb{R}^n$  representando a variável de entrada do sistema. A variável consequente é representada por  $y \in Y \subset \mathbb{R}^p$ , que representa a resposta do sistema *fuzzy*. Para concluir,  $A_i$  e  $B_i$  são conjuntos *fuzzy* descritos pelas funções de pertença representadas em (27) e (28).

(27)

$$\mu_{A_i}(x): X \rightarrow [0, 1]$$

(28)

$$\mu_{B_i}(y): Y \rightarrow [0, 1]$$

### Modelos Takagi-Sugeno

Por sua vez, em 1983, Takagi e Sugeno, implementaram outro tipo de regras, TS ou apenas Sugeno, que de uma maneira geral são muito semelhantes às de Mamdani, sendo que a principal diferença é a sua possível utilização na modelação de qualquer tipo de sistema de inferência cuja função de saída seja linear ou constante [26,29].

Nesse sentido, de uma forma genérica, as regras TS podem escrever-se segundo a equação (29).

(29)

$$R_i: \text{Se } x \text{ é } A_i \text{ então } y_i = f_i(x) \quad \forall i = 1, 2, \dots, K$$

Onde  $R_i$  representa a regra número  $i$  e onde  $K$  é o número de regras. A representar a variável antecedente tem-se que  $x \in X \subset \mathbb{R}^n$  representando a variável de entrada do sistema. Face a Mamdani, a variável consequente das regras TS não é representada por um conjunto *fuzzy* mas sim por uma função  $[f_i(x)]$  que representam o sinal de saída  $[y_i]$  do controlador. Nesse sentido o sinal de saída pode ser descrito segundo a função (30), onde  $a_i$  é um parâmetro vectorial enquanto  $[b_i]$  é um escalar [28].

(30)

$$y_i = a_i^T x + b_i$$

Estes modelos, denominados de modelos de afinação TS, geram *hyperplanos*, como consequência do produto do espaço das variáveis de entrada e de saída  $\mathbb{R}^n \times \mathbb{R}$ . É de notar que, quando parâmetro vectorial  $a_i = 0, i = 1, 2, \dots, K$ , a função de saída fica reduzida apenas ao parâmetro escalar, sendo que nessa situação particular este modelo assume as mesmas características que um modelo *singleton* (31) [28].

(31)

$$y_i = b_i$$

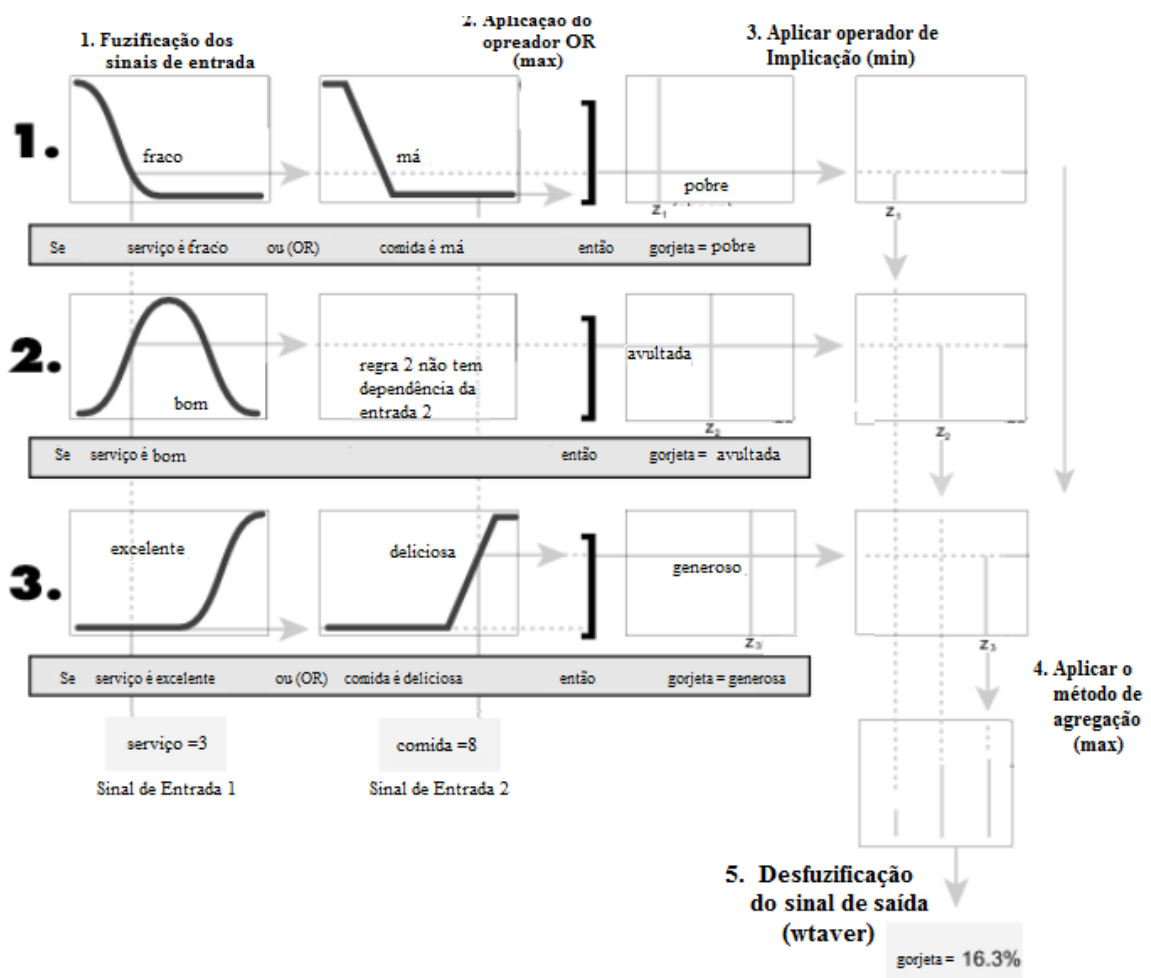


Figura 24 - Exemplificação de todo o processo de controlo *fuzzy* através de um modelo TS [29].

A Figura 24 representa o exemplo recorrido ao longo de 2.2.2.2 recorrendo ao modelo TS, sendo que neste caso é apresentado inclusivamente o processo de desfuzificação do sinal agregado por intermédia de uma média ponderada (*weighted average* – *wtaver*) a abordar em 2.2.2.3. Neste exemplo têm como resultado da fuzificação três funções cujo  $a_i = 0$ , resultando

apenas em escalares do tipo *singleton* e não em conjuntos. Nesse sentido o resultado do processo de agregação são três escalares que servirão como base para o cálculo da variável de saída (2.2.2.3).

### 2.2.2.3. Desfuzificação do sinal de saída

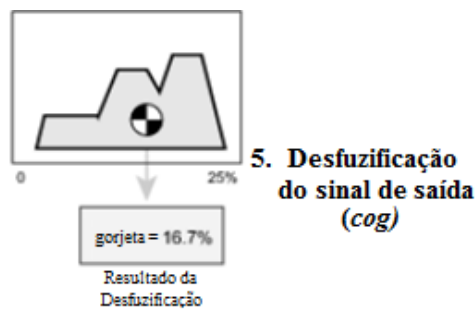
Tal como supramencionado, o processo de desfuzificação é fundamental em toda a cadeia de processos do controlo. Nesse sentido, ocorre uma tradução do sinal de saída do controlador para uma representação numérica, usualmente utilizando dois métodos: o centro de gravidade e a média da máxima; sendo que o primeiro é o mais comum de todos [11,26].

Debruçando sobre o método do centro de gravidade (*cog – center of gravity*), a sua técnica de desfuzificação é semelhante à do cálculo do centro de gravidade de uma massa, realizando uma soma ponderada, diferindo apenas na substituição do valor das massas pelos valores de pertença. O método de desfuzificação pode representar-se de uma forma discreta segundo (32) [11,26].

(32)

$$\text{cog}(A) = \frac{\sum_{q=1}^{N_q} y_q \mu_A(y_q)}{\sum_{q=1}^{N_q} \mu_A(y_q)}$$

Sendo  $N_q$  o número de quantizações<sup>11</sup> utilizadas para descrever a função de pertença  $\mu_A(y)$  do conjunto *fuzzy* de saída  $A$  e  $y_q$  a coordenada do centro de gravidade no ponto  $q$  [26].



**Figura 25** – Exemplo gráfico da aplicação do método do centro de gravidade como método de desfuzificação do exemplo apresentado na Figura 23 [29].

<sup>11</sup> Do inglês *quantization*, é o processo de mapeamento de um enorme conjunto de valores de entrada para um conjunto mais pequenos e contabilizável.

Observando o resultado do processo de agregação apresentado na Figura 23, a desfuzificação desse resultado, segundo o método do centro de gravidade, poderia, graficamente ser representado e quantificado conforme na Figura 25. Contudo, em sistemas TS é comum a aplicação de uma média ponderada do sinal resultante do processo de agregação, quer as funções de saída sejam lineares ou constantes, conforme se pôde ver na Figura 24. Nesse sentido, o sinal de saída resultante da desfuzificação dos sinais ( $z_i$ ) agregados é obtido através de uma média ponderada e dado por (33), onde  $i = 1, 2, \dots, N$ , sendo que  $N$  representa o número de regras do controlador TS, enquanto  $\omega_i$  representa o peso da regra correspondente [29].

(33)

$$w_{\text{taver}}_{\text{output}} = \frac{\sum_{i=1}^N \omega_i z_i}{\sum_{i=1}^N \omega_i}$$

Apesar das suas diferenças, numa abordagem prática, os resultados obtidos através das regras de Mamdani são similares aos obtidos através das regras TS com função de saída constante (31) como se pode ver pelos resultados obtidos para as desfuzificações representadas na Figura 25 e Figura 24 [26].

#### 2.2.2.4. Estabilidade dos sistemas *fuzzy*

À semelhança do controlo clássico, a estabilidade dos sistemas *fuzzy* continua a ser fundamental na concepção de um sistema. Praticamente qualquer tipo de sistema sob influência de controlo em malha fechada, poderá ter pelo menos um método de determinação da estabilidade do mesmo, quer seja linear ou não. Diferentes metodologias podem ser consultadas em [26], contudo a posição sobre a realização ou não de testes de estabilidade tem gerado alguma controvérsia por muitos engenheiros, uma vez que algumas das aplicações do controlo *fuzzy* controlam processos impossíveis de serem representados por um modelo matemático [11,26]. Nesse sentido, Mamdani defende que a análise de estabilidade não deve ser um processo obrigatório, mas sim opcional:

*“Industry has never put forward a view that the mathematical stability analysis is a necessary and sufficient requirement for the acceptance of a well designed control system. That is merely the view that control system scientists wished to put forward, but it has never gained currency outside academic circles. (...) Prototype testing is more important than stability*

*analysis; stability analysis by itself can never be considered a **sufficient** test. Moreover, in any practically useful methodology, a stability analysis step would need to be made a desirable but an optional step; it cannot be a **necessary** step.” [26].*

## 3. Implementação do Sistema

### 3.1. Caracterização do espaço, ambiente e equipamentos

Naturalmente que, para que da simulação se obtenham os melhores resultados, algumas considerações devem ser feitas do campo da implementação, para que o modelo represente da melhor forma possível a realidade. Nesse sentido é de notar que quer as características do meio ambiente quer as características do espaço a climatizar são transversais a todas as simulações. Igualmente importante serão as características físicas relacionadas com o equipamento que irá acompanhar todo o processo de simulação.

Ir-se-ão então apresentar no presente capítulo, diversos subpontos fundamentais do ponto de vista da concepção dos sistemas. Dessa forma inicia-se essa caracterização definindo primariamente as características internas da sala a estudar, começando pelas características da carga interna (3.1.1) e posteriormente pela característica do ambiente interno (3.1.2). No ponto 3.1.3 encontram-se descritas as condições de fronteira entre a sala e o exterior. Nesse sentido no ponto seguinte será caracterizado o próprio ambiente externo (3.1.4). Por fim, as características do equipamento encontram-se definidas em 3.1.5.

#### 3.1.1. Característica da carga interna

Como objecto de estudo será, considerado um escritório fictício, com 12m<sup>2</sup>, ocupado por duas pessoas, cuja fonte de iluminação serão quatro armaduras de iluminação fluorescente, cada uma com duas lâmpadas tubulares de 18 W, uma vez que, com base na tabela 2 do *Ashrae Handbook Fundamentals* (Anexo I), a densidade de iluminação deverá ser de 12 W/m<sup>2</sup>.

(34)

$$LPD^{12} = \frac{\text{Potência de Iluminação}}{\text{Área}} = \frac{4 \times 2 \times 18}{12} = \frac{144}{12} = 12 \text{ W/m}^2$$

Cada pessoa terá como material de trabalho um monitor e respectivo computador, sendo que ambos terão à sua disposição uma impressora multifunções (impressora, fotocopiadora, *scanner*) e um fax. O perfil de equipamentos escolhidos bem como as suas potências

---

<sup>12</sup> *Lighting Power Densities* – Densidade de Iluminação [W/m<sup>2</sup>].

características foram seleccionadas com base nas tabelas 8 e 9 do *Ashrae Handbook Fundamentals* (Anexo I), e podem ser consultadas na Tabela 5.

Naturalmente, a utilização dos componentes não é constante e ininterrupta, portanto, deve-se ter em conta um coeficiente de simultaneidade para cada componente, que representa a percentagem da sua utilização. Nesse sentido, considerou-se uma utilização bastante frequente por parte dos computadores e respectivos monitores, sendo que a utilização da impressora multifunções e do fax será bastante inferior devido às suas utilizações pontuais – Tabela 5.

**Tabela 5** – Quadro resumo das características dos equipamentos presentes no objecto de estudo, com base no Anexo I, e respectivos coeficientes de simultaneidade.

<b>Equipamento</b>	<b>Potência Consumida média (W)</b>	<b>Coefficiente de Simultaneidade (%)</b>
<b>Computador <i>Desktop</i>, Fabricante A, Modelo C</b>	97	80
<b>Monitor Plano, Fabricante X, Modelo A</b>	90	80
<b>Multifunções Média</b>	135	20
<b>Fax Pequeno</b>	20	10

Para seleccionar a carga fornecida ao ambiente em estudo pelos dois ocupantes, recorreu-se ao programa *HAP*<sup>13</sup> da *Carrier*, que assume que cada ocupante liberta 71,8 W de carga sensível e 60,1 W de carga latente, na realização de trabalho em escritório – Anexo II.

A carga interna total é calculada pela soma de todas as cargas internas (carga sensível de iluminação [ $\dot{Q}_{s\text{-iluminação}}$ ], carga sensível dos equipamentos [ $\dot{Q}_{s\text{-equipamentos}}$ ] e a carga sensível dos ocupantes [ $\dot{Q}_{s\text{-pessoas}}$ ]. Assim sendo, a carga sensível total [ $\dot{Q}_{s\text{-total}}$ ] é dada por (35).

(35)

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{s\text{-total}} &= \dot{Q}_{s\text{-iluminação}} + \dot{Q}_{s\text{-equipamentos}} + \dot{Q}_{s\text{-pessoas}} = \\ &= 144 + 328,2 + (2 \times 71,8) = 615,8 \text{ W}\end{aligned}$$

<sup>13</sup> *Hourly Analysis Program, Carrier.*

A carga sensível dos equipamentos resulta da soma dos diversos equipamentos que a compõem, sendo que  $\dot{Q}_{S-comp}$  representa a carga sensível do computador,  $\dot{Q}_{S-mon}$  dos monitores,  $\dot{Q}_{S-mult}$  da impressora multifunções e  $\dot{Q}_{S-fax}$  do fax (36).

(36)

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{S-equipamentos} &= 2 \times 0,80\dot{Q}_{S-comp} + 2 \times 0,80\dot{Q}_{S-mon} + 0,2\dot{Q}_{S-mult} + 0,1\dot{Q}_{S-fax} = \\ &= 155,2 + 144 + 27 + 2 = 328,2 \text{ W}\end{aligned}$$

Naturalmente existe uma carga latente total [ $\dot{Q}_{L-total}$ ] associada aos utilizadores do espaço, contudo, para efeito de simulação não será contabilizada de forma a simplificar o sistema (37).

(37)

$$\dot{Q}_{L-total} = 2 \times \dot{Q}_{L-pessoa} = 2 \times 60,1 = 120,2 \text{ W}$$

### 3.1.2. Características do ambiente interno

O ambiente no interior da divisão será naturalmente afectado pelas cargas internas e externas. Contudo, segundo o Artigo 14.º do RCCTE, a temperatura interior de conforto varia conforme a estação do ano, sendo que durante a estação de aquecimento consideram-se 20°C, enquanto na estação de arrefecimento considera 25°C a 50% de humidade relativa. Por outro lado, segundo a metodologia apresentada no Anexo III, a referência da temperatura interior deve acompanhar a temperatura exterior de forma economizar energia e também evitar diferenciais térmicos elevados entre o interior e o exterior para o bem-estar das pessoas.

Segundo o Anexo VI do RSECE, para um gabinete de serviços é exigida pelo menos uma insuflação de 35 m<sup>3</sup>/(h.ocupante) para garantir a qualidade do ar interior. Nesse sentido, o caudal mínimo de insuflação da divisão em estudo deverá ser aproximadamente 20 l/s – (38).

(38)

$$\dot{V}_{\min RSECE} = \frac{35 \times 1000 \times 2}{3600} = 19,44 \text{ l/s}$$

### 3.1.3. Características construtivas da fronteira com o exterior

No que toca ao escritório, admite-se que esta terá apenas uma parede exterior, com uma largura de 3 metros e um pé direito igualmente com 3 metros (9 m<sup>2</sup> de área permutável com o exterior). Todas as paredes internas, bem como tecto e soalho, fazem fronteira com divisões igualmente climatizadas, logo para efeitos de simulação, não são contabilizadas essas trocas de calor. Construtivamente foi assumida uma parede exterior representada por seis camadas de espessura, conforme ilustra a Tabela 6 e Figura 26.

Na Tabela 6, a espessura (e – mm) de cada camada foi atribuída com base nas características dos materiais disponíveis no mercado, excepto na situação do reboco, caixa-de-ar e revestimento em pedra de granito, tendo-se nesses casos admitindo valores aceitáveis para o efeito. A informação recolhida sobre alguns dos materiais caracteriza os mesmos segundo a sua condutividade térmica ( $\lambda$  – W/m.K) ou então segundo a sua resistência térmica (R – m<sup>2</sup>.K/W). No caso de apenas ser conhecido a condutividade térmica do material, a sua resistência térmica pode ser determinada pelo quociente da espessura do material pela sua condutividade térmica – (39) [30].

(39)

$$R = \frac{e}{\lambda} \text{ [m}^2 \cdot \text{K/W]}$$

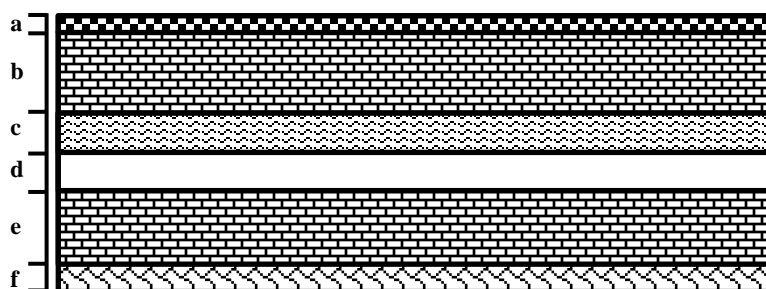
O conhecimento da resistência térmica de todas as camadas da parede é fundamental para o cálculo do coeficiente global de transmissão de calor (U – W/m<sup>2</sup>.K), uma vez que este coeficiente é dado pelo inverso da resistência térmica – (40) [30].

(40)

$$U = \frac{1}{R} \text{ [W/m}^2 \cdot \text{K]}$$

**Tabela 6** – Características de térmicas e espessura de cada camada que compõe a parede e coeficiente global de transmissão de calor da parede.

<b>Parede Exterior</b>				
<b>Elemento da Camada</b>	<b>e (m)</b>	<b><math>\lambda</math> (W/m.K)</b>	<b>R (m<sup>2</sup>.K/W)</b>	<b>U (W/m<sup>2</sup>.K)</b>
Resistência Interna	-	-	0,130	0,421
Reboco – a	0,015	0,40	0,038	
Alvenaria Tijolo Cerâmico – b	0,11	-	0,29	
Isolamento Wallmate – c	0,05	-	1,40	
Caixa de Ar – d	0,05	-	0,18	
Alvenaria Tijolo Cerâmico – e	0,11	-	0,29	
Revestimento em Pedra de Granito – f	0,02	2,80	0,007	
Resistência externa	-	-	0,04	



**Figura 26** – Figura ilustrativa da constituição da parede, camada por camada.

A condutividade térmica do revestimento em pedra de granito foi consultada no quadro I.2 da publicação sobre *coeficientes de transmissão térmica de elementos da envolvente dos edifícios* do LNEC<sup>14</sup>. As resistências internas e externas e a resistência da caixa-de-ar, foram igualmente consultadas na mesma publicação nos quadros I.3 e I.4, respectivamente – Anexo IV. No Anexo V podem ser consultados as restantes características dos materiais seleccionados para a composição da parede exterior. Os cálculos efectuados que culminaram na apresentação da Tabela 6 foram efectuados em folha de Excel, seguindo a metodologia de cálculo apresentada em (39) e (40). É de recordar que o coeficiente global de transmissão de calor da parede (U) é igual à soma dos coeficientes globais de transmissão de calor de cada

<sup>14</sup> Laboratório Nacional de Engenharia Civil.

componente da parede. Visto de outra perspectiva, esse coeficiente é igual ao inverso da soma da totalidade da resistência térmica de cada camada da parede.

### 3.1.4. Características do ambiente externo

O espaço a climatizar é fictício localizado na cidade de Lisboa, seguindo-se por isso o perfil climático dessa cidade. Dessa forma, segundo o Anexo III do RCCTE, temos que a temperatura de projecto de verão são 32°C e, de acordo com Quadro I.A (Temperaturas Exteriores de Projecto de Inverno) do LNEC e IM<sup>15</sup> (Anexo VI), seguindo o critério apresentado no Anexo II *ccc*) do RCCTE, temos que a temperatura de projecto de inverno são 5,5°C.

Utilizou-se para definir o perfil climático anual do local o módulo *Weather* do *software* HAP da *Carrier*<sup>16</sup>. Para o efeito, necessitou-se de determinar as temperaturas de bolbo húmido de projecto. Recorrendo às tabelas das médias das normais entre 1951 e 1980, do Instituto Nacional de Meteorologia e Geofísica (Anexo VII), temos então, através das cartas psicrométricas<sup>17</sup>, os valores das humidades absolutas para as diferentes horas do dia – Tabela 7.

O valor de humidade absoluta de projecto é definido pelo máximo majorado (verão) e mínimo majorado (inverno). Contudo, na situação de aquecimento, dos 7 g<sub>vapor</sub>/kg<sub>ar seco</sub> à temperatura de 5,5°C resulta uma humidade relativa superior a 100%, por isso mesmo, reduziu-se esse valor para 95% e registou-se o valor de humidade absoluta de 5,1 g<sub>vapor</sub>/kg<sub>ar seco</sub>.

Por fim, com o auxílio das cartas psicrométricas apresentadas no Anexo VIII, verifica-se o valor da temperatura húmida de projecto. A Tabela 8 resume as condições exteriores de projecto de inverno e verão.

---

<sup>15</sup> Instituto de Meteorologia.

<sup>16</sup> As interações com o programa podem ser consultadas no Anexo VIII.

<sup>17</sup> Anexo VIII.

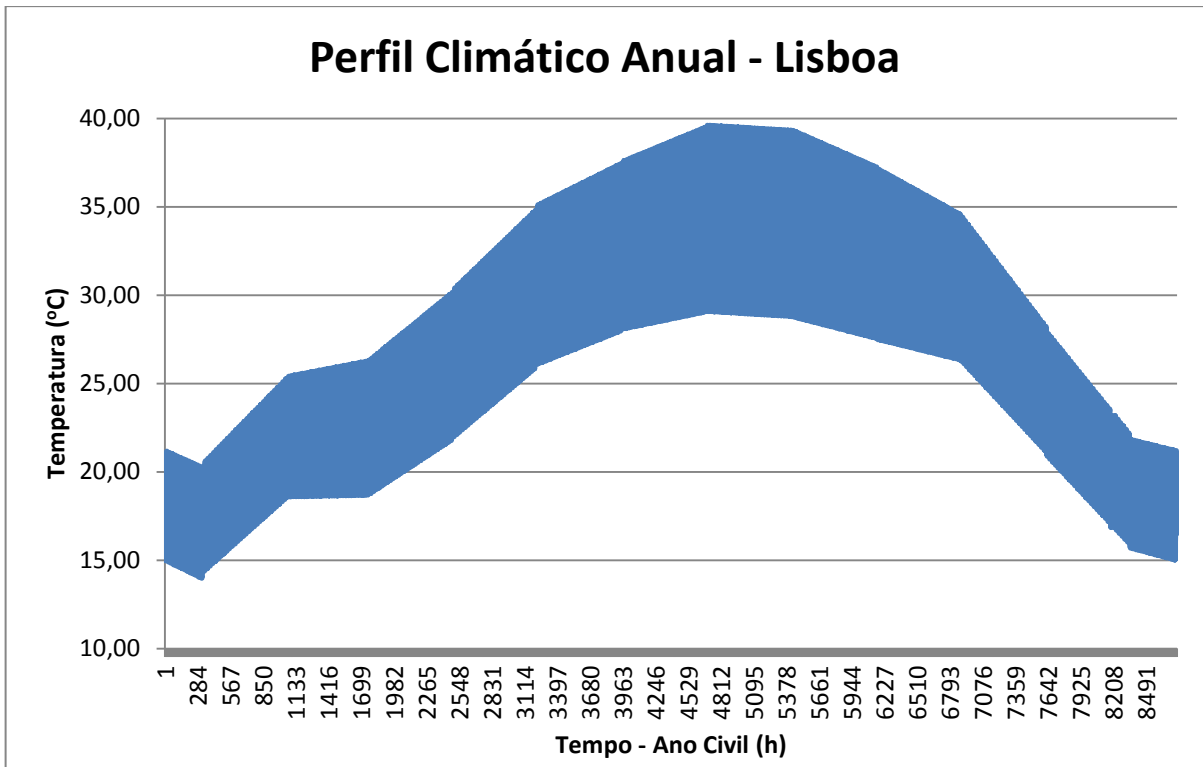
**Tabela 7** – Valores das humidades Absolutas para Lisboa.

Mês	$\omega$ [g <sub>v</sub> /kg <sub>as</sub> ]			
	9h	12h	21h	Máximo Majorado
<b>Janeiro</b>	6,4	7,0	6,7	7,0
<b>Fevereiro</b>	6,4	6,9	6,7	7,0
<b>Março</b>	7,0	7,3	7,1	8,0
<b>Abril</b>	7,3	7,5	7,5	8,0
<b>Mai</b>	8,4	8,8	8,4	9,0
<b>Junho</b>	9,7	10,1	9,6	11,0
<b>Julho</b>	10,6	10,8	10,4	11,0
<b>Agosto</b>	10,5	10,6	10,4	11,0
<b>Setembro</b>	10,7	10,9	10,6	11,0
<b>Outubro</b>	9,3	9,6	9,5	10,0
<b>Novembro</b>	7,5	7,8	7,7	8,0
<b>Dezembro</b>	6,5	7,8	6,9	8,0

**Tabela 8** – Condições exteriores de projecto.

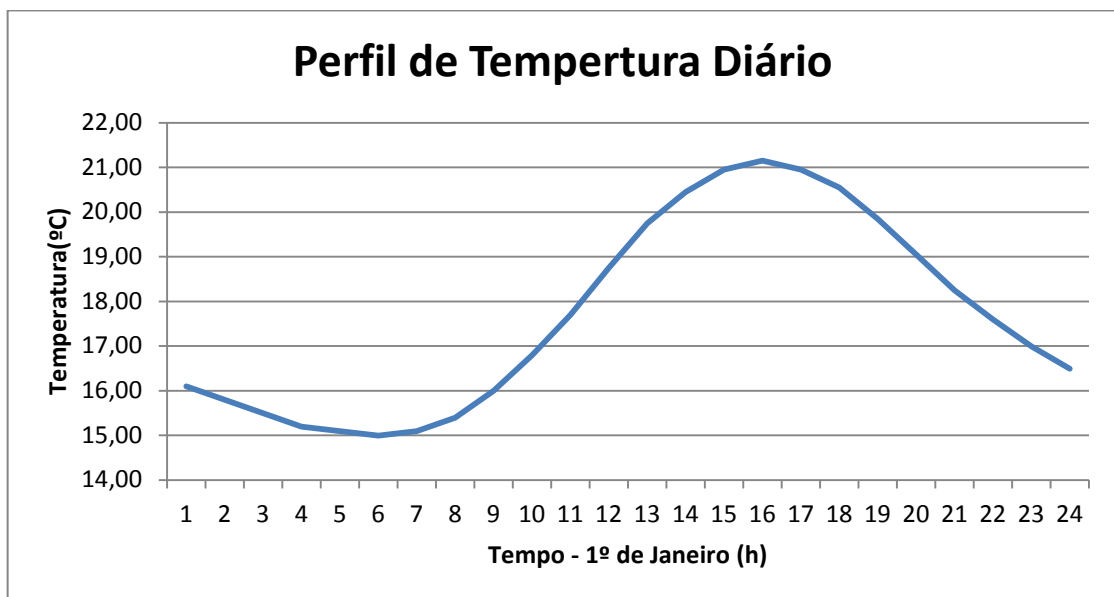
	T Bs [°C]	$\omega$ [g <sub>v</sub> /kg <sub>as</sub> ]	T Bh [°C]
<b>Verão</b>	32	11	20,9
<b>Inverno</b>	5,5	5,1	4,8

Pode ser consultada no Anexo VIII a metodologia utilizada para a determinação do perfil climático traçado para prever o comportamento típico do ambiente ao longo do ano – Figura 27.



**Figura 27** – Perfil anual de temperaturas para a cidade de Lisboa.

Olhando para o perfil climático de Lisboa representado no Figura 27 verifica-se o diferencial térmico ao longo do ano, sendo que pode isolar-se apenas um dia (24 horas) para se compreender a dinâmica diária da cidade – Figura 28.



**Figura 28** – Perfil de temperaturas para o 1º de Janeiro em Lisboa.

### 3.1.5. Características dos equipamentos de AVAC

Naturalmente que existe uma vasta gama de equipamentos envolvidos em todo o processo de climatização, desde os equipamentos que rejeitam a carga térmica para o ambiente (exemplo: torre de arrefecimento), aos que fornecem calor ao sistema (exemplo: caldeiras). Contudo será abordado neste ponto, antes da selecção e descrição do equipamento de climatização adoptado para o sistema em estudo, apenas as características das unidades de tratamento de ar.

As UTA's podem assumir diversas configurações, dependendo do seu propósito. Nesse sentido, os equipamentos que as compõem podem distinguir-se como sendo: activos ou passivos. Entende-se por equipamento activo, todo o equipamento que consome directamente energia da rede, enquanto os equipamentos passivos não necessitam de uma fonte de energia para realizar a sua tarefa [31].

Quanto à sua forma, uma UTA geralmente tem um ou dois andares, podendo ser mais ou menos extensa, dependendo dos componentes que forem necessários instalar. Habitualmente, só há a necessidade de recorrer a uma configuração com dois andares quando se realiza recuperação de calor, quer através de fluxos cruzados entre placas, que através de rodas térmicas. A recuperação de calor permite que haja um reaproveitamento da energia presente no ar de retorno, havendo uma permuta com o ar de insuflação, diminuindo a acção das baterias de frio e de aquecimento, permitindo assim uma poupança de energia. A recuperação de calor por intermédia de permutadores de fluxos cruzados em placas permite uma permuta de calor sensível, enquanto os permutadores rotativos (rodas térmicas) permitem quer uma permuta de calor sensível e latente, contudo este último, ao contrário do primeiro, é um componente activo, pelo que a sua rotação está ao encargo de um motor [31, 32].

Dependendo das exigências do projecto, a unidade poderá trabalhar com 100% de ar novo ou admitir uma mistura com o ar de retorno, sendo que neste caso o equipamento terá uma câmara de mistura antes de ser submetido à restante cadeia de acontecimentos. Dessa cadeia fazem parte os filtros, outro componente passivo do sistema, cujo objectivo é filtrar as impurezas do ar, desde pólenes a bactérias, por exemplo. É de ter em conta que, apesar de serem componentes passivos, a sua saturação (deterioração) origina um aumento da perda de carga do sistema e, conseqüentemente, uma maior potência consumida pelo ventilador, componente activa, para a vencer [31,32].

Todo o processo de circulação de ar depende da capacidade de superação das perdas de carga do sistema, ou seja, da velocidade de rotação do ventilador, que varia mediante as características do motor que o acciona, sendo que estes podem ter mais que uma velocidade, accionadas manualmente ou através de autómatos [32].

Na secção de aquecimento e arrefecimento estas unidades podem funcionar a dois ou quatro tubos, sendo que, no caso de funcionarem com uma bateria fria e quente em simultâneo, será uma unidade a quatro tubos; porém se apenas existir uma bateria quente/fria no processo de climatização, a unidade terá apenas dois tubos [32].

Na necessidade de introduzir carga latente no sistema, as UTA's podem estar equipadas com saturadores adiabáticos (lavadores) ou humidificadores de vapor que, idealmente, apenas introduzem carga latente no sistema, não variando a temperatura seca do ar. Por outro lado, o processo de saturação adiabática retira carga sensível ao ar, introduzindo carga latente no sistema, sem que nesse sentido haja variação de entalpia do ar [32, 33].

#### 3.1.5.1. Caracterização da UTA

Recorrendo ao catálogo *Unidade de Tratamento de Ar 04*<sup>18</sup> optou-se por uma configuração típica representada pelo modelo SDM 01, com configuração 1 – Figura 29. Este modelo tem uma secção de passagem de 0,120 m<sup>2</sup>, e permite um caudal máximo de 1080 m<sup>3</sup>/h (41), uma vez que a velocidade do escoamento não deve ser superior a 2,5 m/s devido à utilização de uma bateria fria<sup>19</sup>.

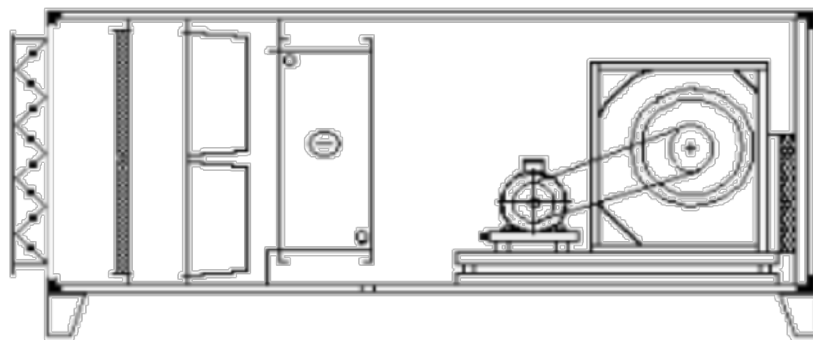
(41)

$$\dot{V}_{\text{máx}} = 0,120 \times 2,5 = 0,3 \times 3600 = 1080 \text{ m}^3/\text{h} = 300 \text{ l/s}$$

---

<sup>18</sup> Disponível no Anexo IX.

<sup>19</sup> Informação técnica disponibilizada na página 4 do catálogo *Unidade de Tratamento de Ar 04* da Sandometal, disponível no Anexo IX.



**Figura 29** – UTA SDM 01 com configuração 1, Anexo IX.

De acordo com valores das tabelas das normas disponíveis no Anexo VII podem calcular-se as médias das temperaturas médias e as médias das temperaturas máximas, através das quais, com o auxílio da carta psicrométrica<sup>20</sup> se irá determinar o valor da massa volúmica do ar que irá ser utilizado para efeito de cálculo – Tabela 9. Nesse sentido, o valor a utilizar para efectuar as simulações será de 1,21 Kg/m<sup>3</sup>.

**Tabela 9** – Massas volúmicas do ar.

	<b>Média Temp. Médias (°C)</b>	<b>Massa volúmica ar – HR=50% (Kg/m<sup>3</sup>)</b>	<b>Média Temp. Absolutas (°C)</b>	<b>Massa volúmica ar – HR=50% (Kg/m<sup>3</sup>)</b>
<b>Máximo</b>	20,80	1,196	31,28	1,150
<b>Mínimo</b>	12,53	1,230	5,93	1,260
<b>Média</b>	16,67	1,213	18,61	1,205

Na Figura 29 é visível o registo de caudal, pré-filtro, filtro, uma bateira de frio e o ventilador de insuflação. Para efeitos de cálculo, será calculado o caudal elevado, mas não o máximo permitido pela configuração do equipamento, admitindo então que os filtros bem como o ventilador se encontram em perfeito estado de conservação.

<sup>20</sup> Metodologia de marcação no diagrama utilizada na Figura 2 no Anexo VIII.

## 3.2. Modelação e Controlo do Sistema

Para retratar um sistema dinâmico têm de ser feitas diversas considerações e simplificações, algumas delas já apresentadas anteriormente. Nesse sentido, e de forma a se compreender melhor todo o processo de implementação, o sistema foi subdividido em dois subsistemas (sala e bateria de frio), havendo naturalmente a ligação entre eles. A Figura 30 representa o sistema em estudo implementado no *software Matlab*.

Admitindo que no sistema representado não existem perdas de energia por efeito de Joule, causado pelo atrito nas condutas, pode representar o sistema global do ponto de vista termodinâmico conforme (42). Então pode dizer-se que em (42) a potência fornecida à sala pela UTA tem de ser igual à potência gerada pelo ambiente interno da sala somando a potência recebida pela sala através do ambiente externo.

(42)

$$\dot{Q}_{UTA} = \dot{Q}_{interno} + \dot{Q}_{externo} [W]$$

Na concepção do controlo por algoritmo fuzzy para o sistema em questão, optou-se pelo controlo da válvula que regula o caudal de água fria da bateria de frio. Nesse sentido, foi concebido um controlador (3.2.3) cuja resposta depende de um conjunto de regras que relaciona quatro variáveis de entrada: caudal de ar, temperatura exterior, temperatura da sala e *setpoint*. A Figura 31 apresenta o menu de edição das regras, onde é visível uma amostra das que compõem o controlador. As restantes regras podem ser consultadas no Anexo X.

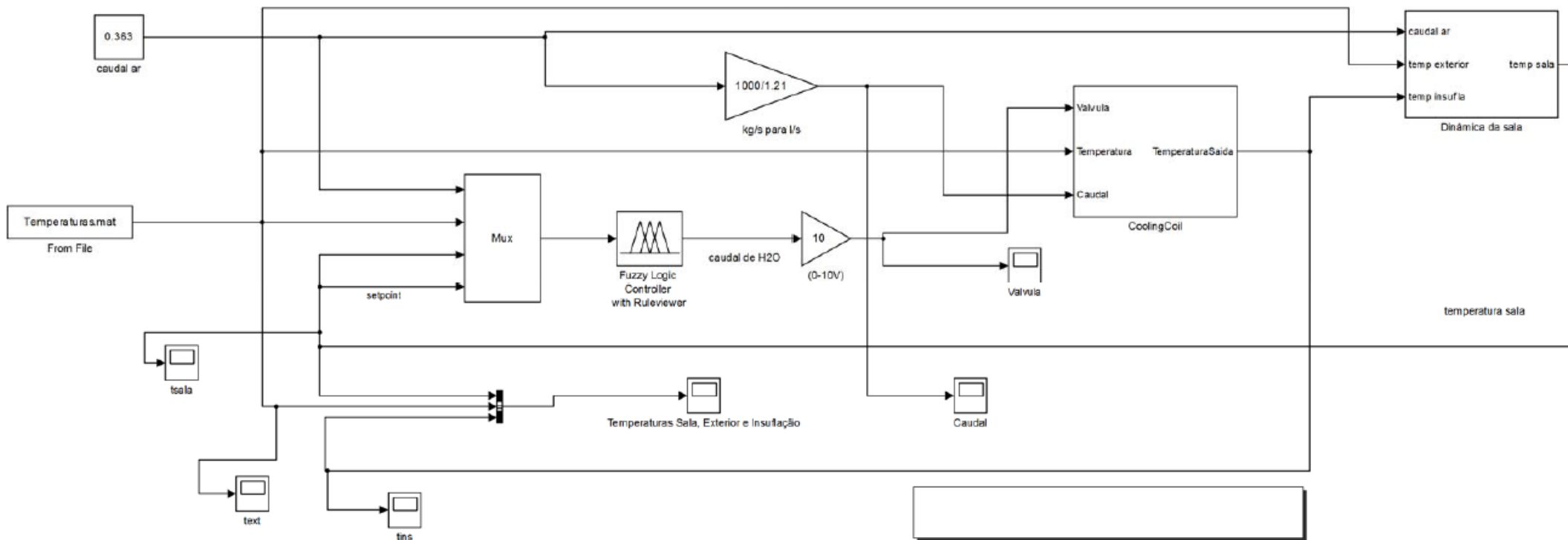


Figura 30 – Dinâmica do sistema em estudo com controlo *fuzzy*.

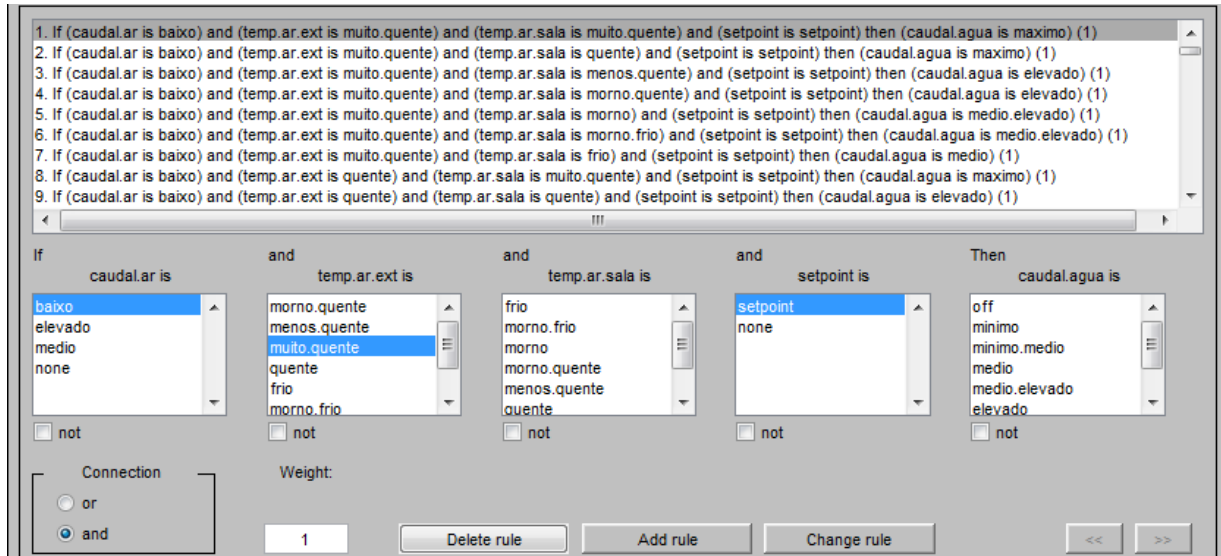


Figura 31 – Amostra das regras que compõem o controlador Fuzzy.

Sabendo que a temperatura do ar exterior varia consoante o perfil traçado em 3.1.4 e que o seu caudal é constante, resta determinar qual a temperatura da sala, uma vez que o *setpoint* do sistema está directamente ligado a essa mesma temperatura. Esta variável em falta será determinada em 3.2.1.

### 3.2.1. Subsistema da sala

Observando (42), sabendo que a potência cedida pelo ambiente à sala ( $\dot{Q}_{ext}$ ) é igual ao produto do coeficiente global de transmissão de calor ( $U_{parede}$ ) pela área de permuta ( $A_{parede}$ ) e o gradiente térmico entre o exterior e a sala ( $\Delta\theta_{exterior-sala}$ ) (43); e que no ponto 3.1.1 foi determinada qual a carga interna gerada pelos elementos intervenientes no sistema (615,8 W) (35); pode então rescrever-se (42) de uma maneira distinta (44) [30].

(43)

$$\dot{Q}_{ext} = U_{parede}A_{parede}(\theta_{exterior} - \theta_{sala}) [W]$$

(44)

$$\dot{Q}_{UTA} = 615,8 + U_{parede}A_{parede}(\theta_{exterior} - \theta_{sala})[W]$$

A potência extraída do ar pela UTA será então determinada pelo produto do caudal de ar ( $\dot{m}_{ar}$ ) com o seu calor específico ( $Cp_{ar}$ ) e o diferencial de temperatura entre a sala ( $\theta_{sala}$ ) e a saída da UTA (temperatura de insuflação –  $\theta_{insuflação}$ ) (45).

(45)

$$\dot{Q}_{UTA} = \dot{m}_{ar}Cp_{ar}(\theta_{sala} - \theta_{insuflação}) [W]$$

Substituindo (45) em (44) pode determinar-se a temperatura da sala, rescrevendo a equação em ordem da mesma (46).

$$\dot{m}_{ar}Cp_{ar}(\theta_{sala} - \theta_{insuflação}) = 615,8 + U_{parede}A_{parede}(\theta_{exterior} - \theta_{sala}) \Leftrightarrow$$

$$\begin{aligned} \Leftrightarrow \dot{m}_{ar}Cp_{ar}\theta_{sala} - \dot{m}_{ar}Cp_{ar}\theta_{insuflação} \\ = 615,8 + U_{parede}A_{parede}\theta_{exterior} - U_{parede}A_{parede}\theta_{sala} \Leftrightarrow \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Leftrightarrow \theta_{sala}(\dot{m}_{ar}Cp_{ar} + U_{parede}A_{parede}) \\ = 615,8 + U_{parede}A_{parede}\theta_{exterior} + \dot{m}_{ar}Cp_{ar}\theta_{insuflação} \Leftrightarrow \end{aligned}$$

(46)

$$\Leftrightarrow \theta_{sala} = \frac{615,8 + U_{parede}A_{parede}\theta_{exterior} + \dot{m}_{ar}Cp_{ar}\theta_{insuflação}}{\dot{m}_{ar}Cp_{ar} + U_{parede}A_{parede}} [^{\circ}C]$$

Visto isto, para determinar a temperatura da sala, será necessário conhecer qual a temperatura de insuflação do sistema, que será vista no ponto 3.2.2. Na Figura 32 pode ser visto o esquema de simulação da dinâmica da sala.

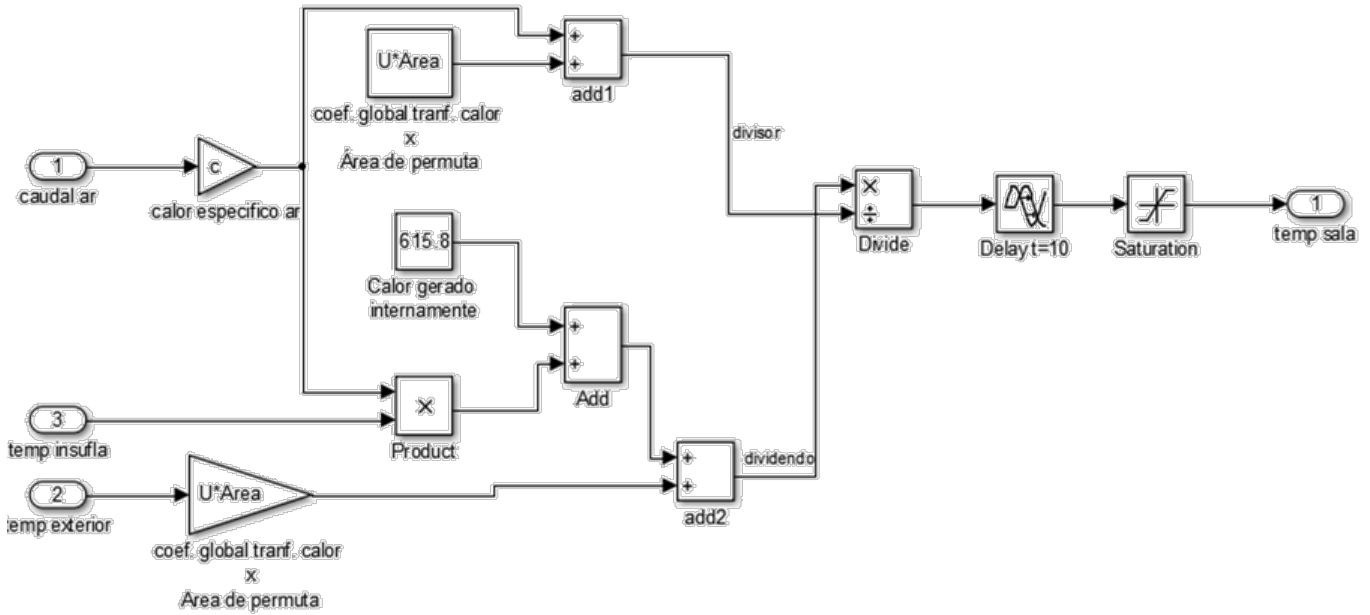


Figura 32 – Dinâmica da sala.

É de notar que o bloco operacional denominado de “Delay t=10” tem como objectivo retardar a emissão do sinal que quantifica a temperatura da sala, contabilizando-o de 10 em 10 minutos, para evitar que o controlador seja accionado todos os minutos, não dando tempo ao ambiente da sala para estabilizar após a acção de climatização.

### 3.2.2. Subsistema da bateria de frio

Na concepção do sistema, foi utilizado um subsistema de bateria de frio já existente. Este subsistema baseia-se na permuta de calor entre o ar exterior ( $\dot{Q}_{ar}$ ) e a bateria de frio ( $\dot{Q}_{bateria\ fria}$ ) (47).

(47)

$$\dot{Q}_{ar} = \dot{Q}_{bateria\ fria} [W]$$

$$\dot{m}_{ar} C_{p_{ar}} (\theta_{insuflação} - \theta_{exterior}) = \dot{m}_{água} C_{p_{água}} (\Delta\theta_{água})$$

Desta feita a equação (47) pode ser reorganizada em ordem à temperatura de insuflação – (48).

$$\theta_{\text{insuflação}} = \frac{\dot{m}_{\text{água}} C_{p_{\text{água}}} (\Delta\theta_{\text{água}})}{\dot{m}_{\text{ar}} C_{p_{\text{ar}}}} + \theta_{\text{exterior}} \text{ [}^{\circ}\text{C]}$$

Do ponto de vista da implementação, apenas serão utilizadas as variáveis: caudal de ar ( $\dot{m}_{ar}$ ), temperatura exterior ( $\theta_{exterior}$ ) e caudal de água ( $\dot{m}_{\text{água}}$ ); sendo que as restantes são intrínsecas ao modelo utilizado. Na Figura 30 é visível o bloco que representa o subsistema bateria de frio (*CoolingCoil*), sendo que as entradas “Valvula, Temperatura e Caudal” representam o caudal de água da bateria, através de um sinal de abertura da válvula de 0 a 10 Volts, a temperatura exterior e o caudal de ar, respectivamente, e a saída do bloco denominada de “TemperaturaSaída” representa a temperatura de insuflação.

### 3.2.3. Controlador Fuzzy

A regulação da válvula de caudal de água da bateria de frio é regulada pelo controlador fuzzy Sugeno. Nesse sentido foram definidas um conjunto de regras (Anexo X) que permitem ao controlador decidir qual a acção de controlo mais apropriada de forma a manter a temperatura da sala mais aproximada do *setpoint* possível. Então pode ver-se na Figura 33 a representação do controlador através do *Matlab*. Nessa mesma figura, são visíveis as variáveis de entrada, bem como a de saída. Para além disso, podem ver-se os critérios de desfuzificação bem como os métodos utilizados para a resolução das conexões (AND, OR).

A representação de todas as regras seria exhaustiva, pelo que, como já foi referido anteriormente, encontram-se representadas no Anexo X. Na Figura 34 pode ver-se uma representação gráfica da acção de controlo sobre a válvula da bateria em função da temperatura exterior e da sala. Por sua vez, na Figura 35 pode observar-se a variação do sinal de saída da válvula em função do caudal de ar e da temperatura da sala, sendo que a superfície de acção da válvula é igual quer seja em função do caudal de ar e da temperatura da sala, quer seja em função do caudal de ar e temperatura exterior – Figura 36.

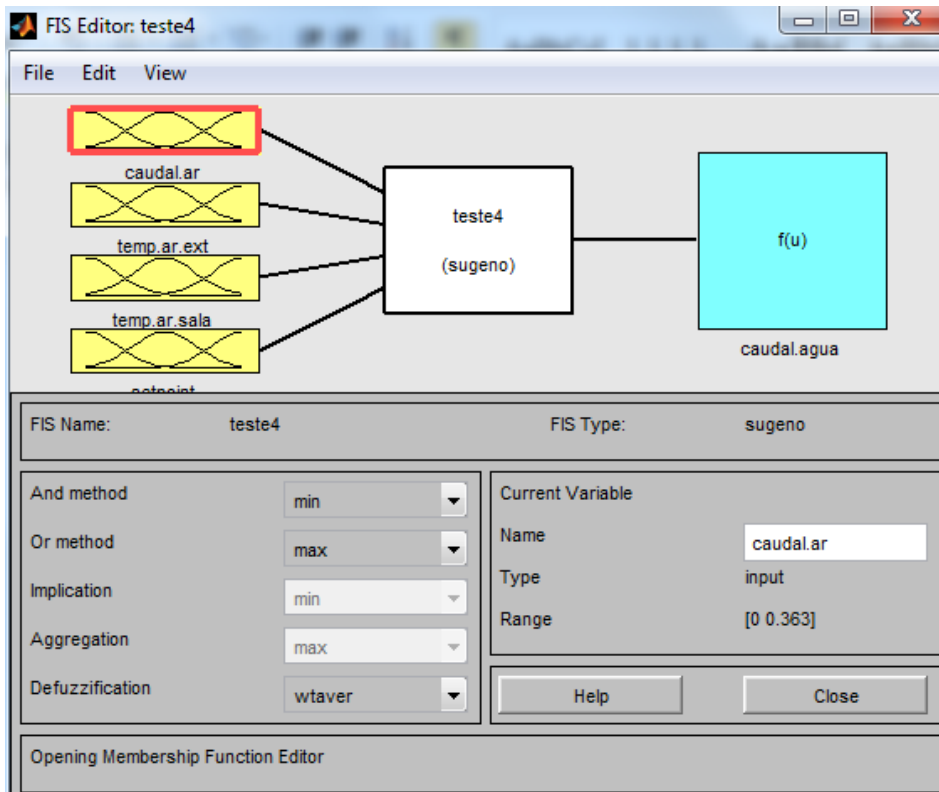


Figura 33 – Menu de regulação dos parâmetros de funcionamento do controlador *fuzzy*.

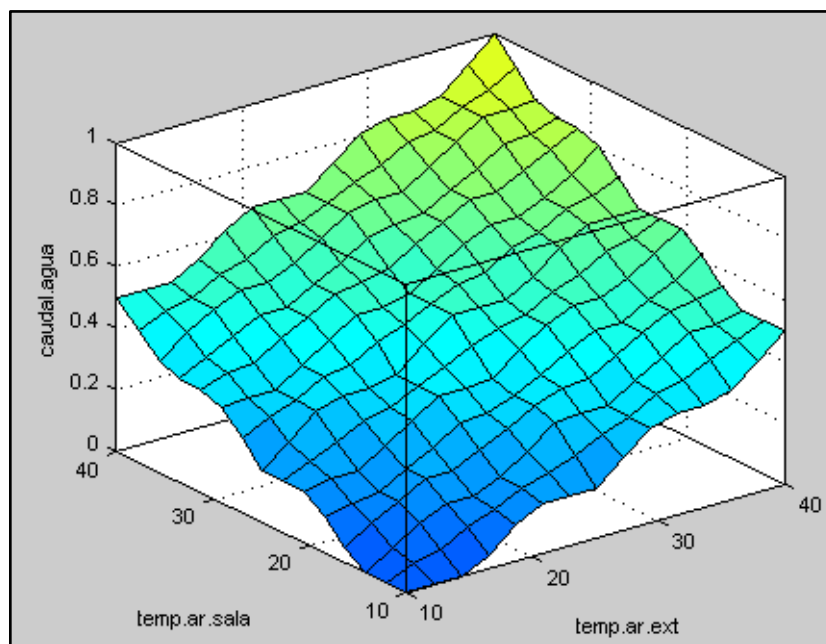
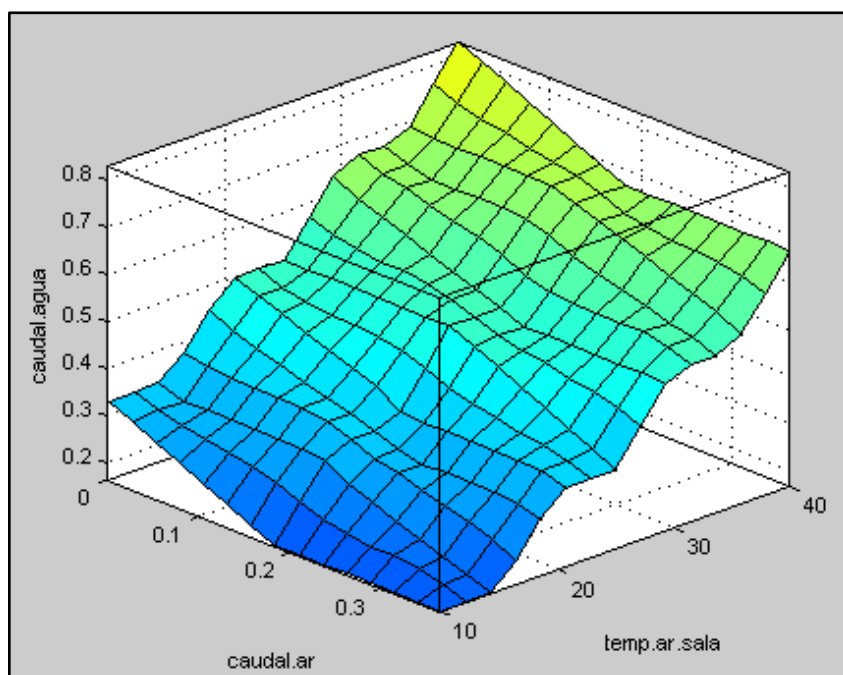
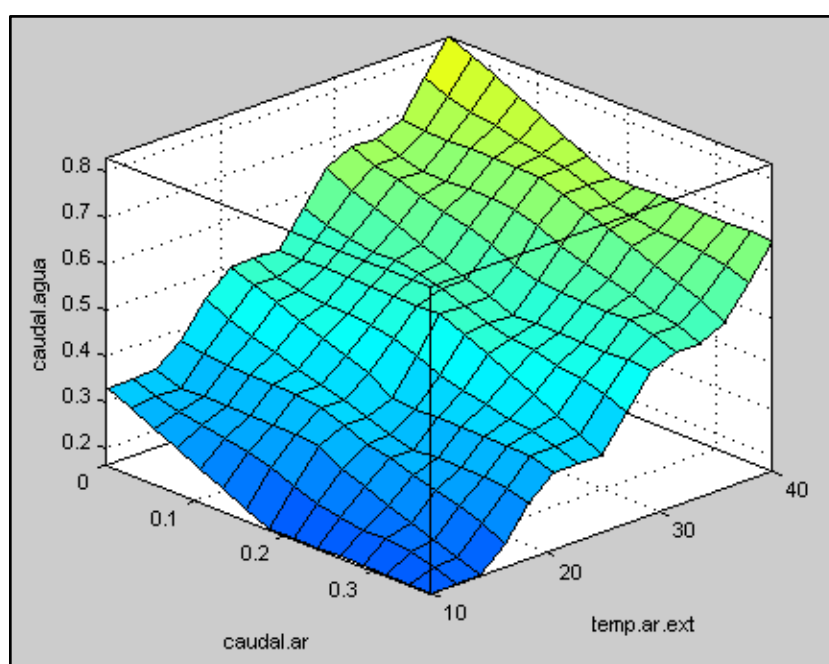


Figura 34 – Superfície de ação da válvula de água fria em função das temperaturas da sala e exterior.



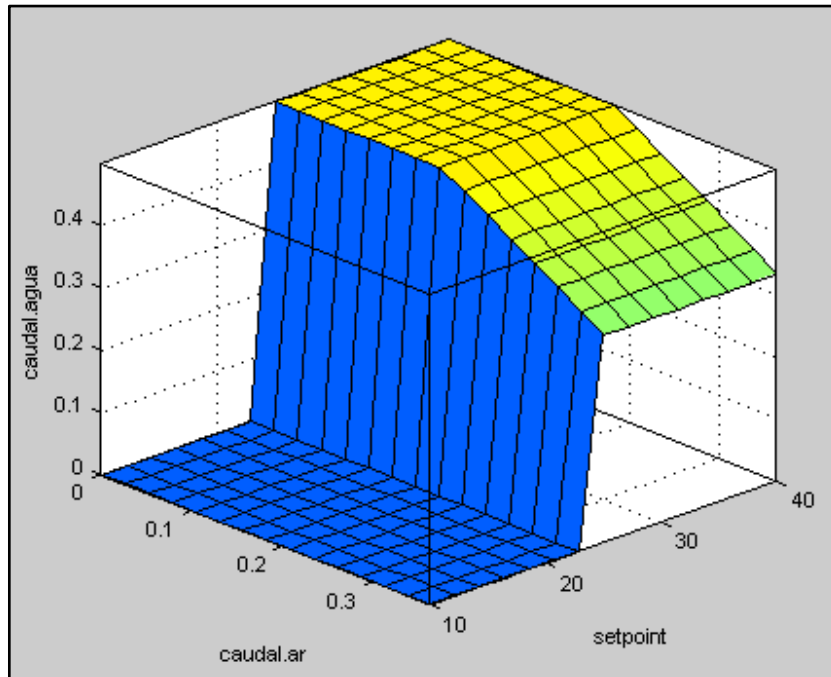
**Figura 35** – Superfície de ação da válvula de água fria em função do caudal de ar e da temperatura da sala.



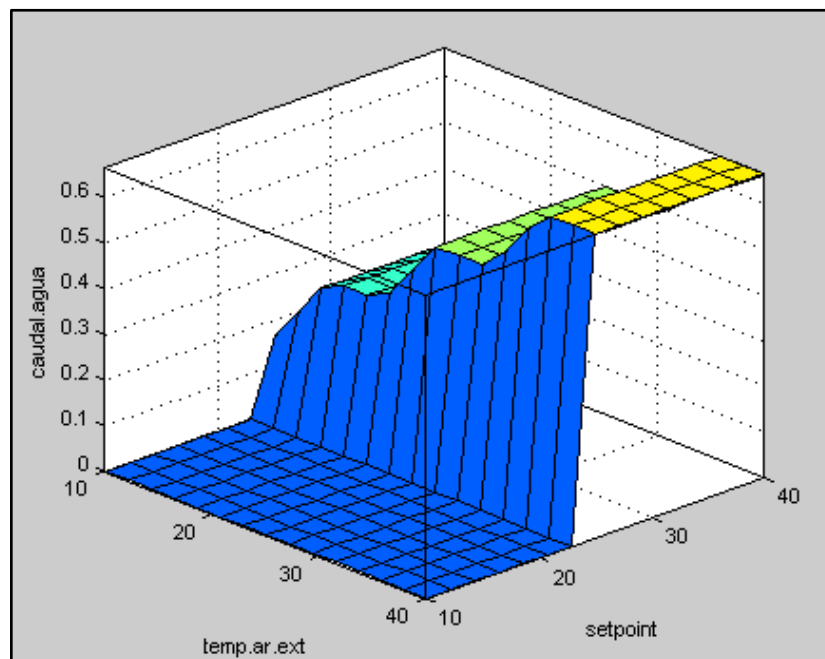
**Figura 36** – Superfície de ação da válvula de água fria em função do caudal de ar e da temperatura exterior.

Por fim, a variável “*setpoint*” representa uma quebra brusca no sinal de saída, independentemente da variável que com ela esteja a ser analisada – Figura 37, Figura 38. A representação do sinal de saída em função do *setpoint* e da temperatura do ar externo é igual à

representação do sinal de saída em função do *setpoint* e da temperatura do ar da sala, à semelhança da Figura 35 e Figura 36, daí a omissão da segunda representação indicada.



**Figura 37** – Superfície de acção da válvula de água fria em função do caudal de ar e do *setpoint*.

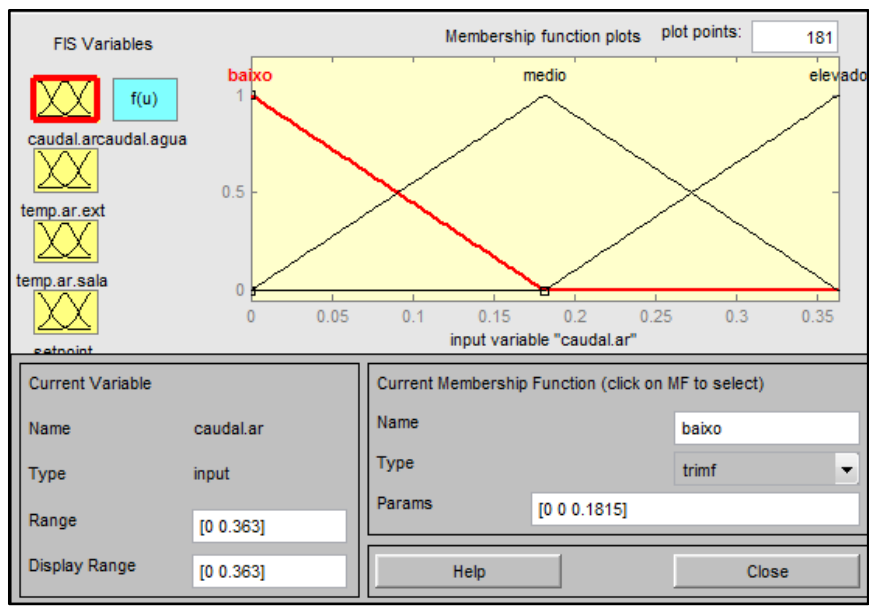


**Figura 38** – Superfície de acção da válvula de água fria em função da temperatura exterior e do *setpoint*.

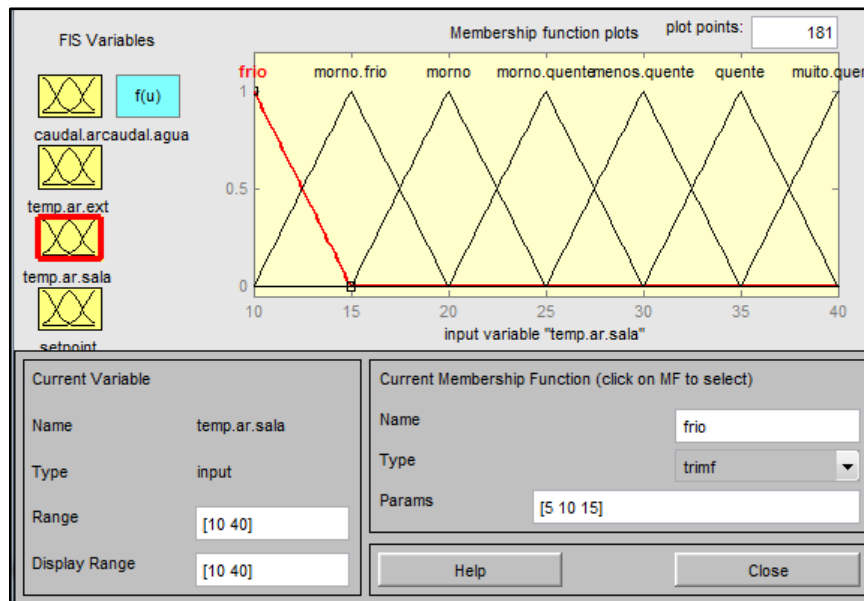
O conjunto de regras que proporcionam o controlo advêm das funções de pertença criadas para cada variável de entrada no sistema. Estas funções qualificam os valores das temperaturas ou dos caudais. Na Figura 39 pode ver-se a qualificação do caudal mássico de ar, sendo que para a qualificação destacada (caudal baixo) o pico corresponde a 0 kg/s e irá gradualmente diminuir o seu peso na função de pertença com o aumento do caudal mássico. Note-se que é considerado o peso “0” quando a qualificação de caudal médio assume o seu máximo peso.

A qualificação das temperaturas foi efectuada da mesma forma quer para o exterior quer para o interior e segue o raciocínio indicado para o caudal mássico de ar. Contudo, enquanto no caudal mássico apenas se consideraram três funções de pertença, para a qualificação das variáveis temperatura foram utilizadas sete funções, qualificando desde frio a muito quente, conforme é visível na Figura 40.

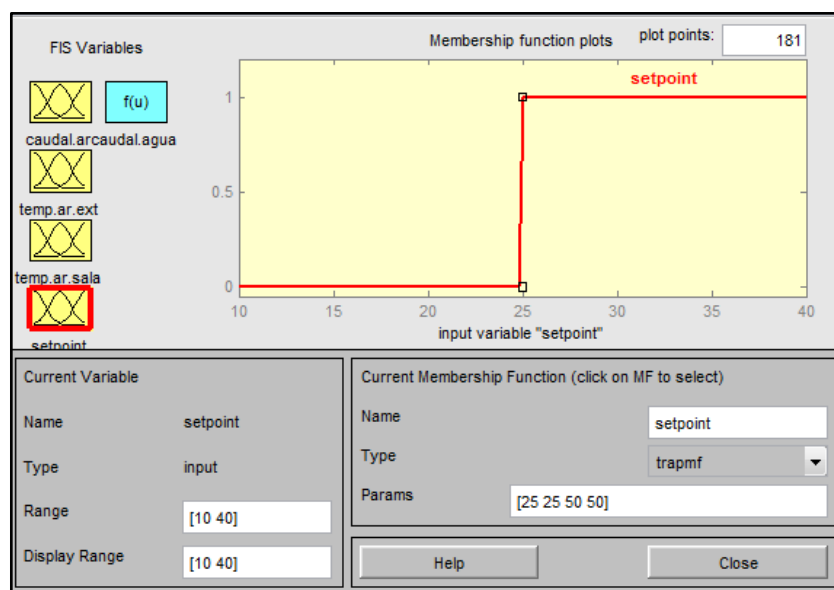
Do ponto de vista qualitativo, difere apenas a variável *setpoint* que, por sua vez, funciona como um interruptor *ON-OFF*, sendo que, quando a temperatura da sala é inferior a 25 °C corta o sinal de saída, interrompendo o fluxo de água fria na bateria – Figura 41.



**Figura 39** – Representação das funções de pertença que representam a variável de entrada “caudal.ar”.

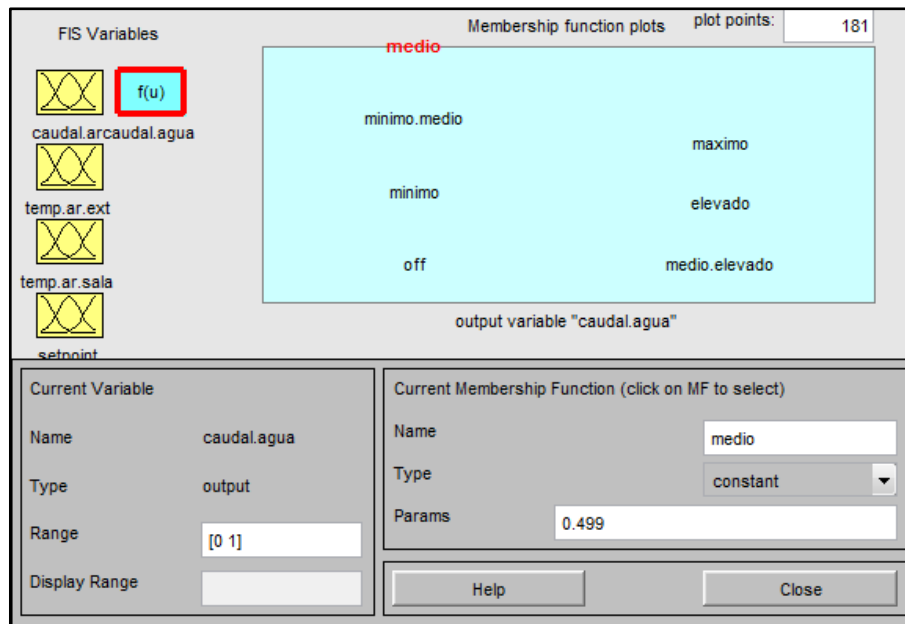


**Figura 40** – Representação das funções de pertença que representam a variável de entrada “temp.ar.ext”.



**Figura 41** - Representação da função de pertença que representa a variável de entrada “setpoint”.

A variável de saída, caudal mássico de água, irá ter um gama de funcionamento entre 0 e 1 V, tendo sido qualificada entre “off” quando não existe fluxo de água ou “máximo” quando esse fluxo é máximo – Figura 42. É de notar que a válvula da bateria de frio é controlada por um sinal de 0-10V, nesse sentido houve a necessidade de colocar um bloco operacional que introduzisse um ganho no sistema no valor de 10.



**Figura 42** - Representação das funções de pertinência que representam o sinal de saída “caudal.agua”.



## 4. Apresentação de Resultados

Definidos os subsistemas dinâmicos que fazem parte do sistema global resta colocá-lo em funcionamento. Nesse sentido, foi definido que a variável do caudal de ar novo seria constante. Então foram, efectuadas quatro simulações (A, B, C e D), cada uma delas com um valor constante do caudal de ar novo, característico do sistema, quer por imposição legislativa quer por limitações construtivas. Visto isto, na simulação A obteve-se resultados para o funcionamento do sistema com o caudal de ar novo mínimo permitido por lei (3.1.2), tendo sido optado por realizar a simulação D com o caudal máximo permitido pelo modelo da UTA escolhida (3.1.5). As simulações B e C (4.1.2 e 4.1.3) representam valores intermédios de funcionamento do equipamento de 50% e 75% do caudal máximo de insuflação, respectivamente.

Objectiva-se com as distintas simulações, verificar a influência da variação do caudal de ar novo na acção de controlo da válvula de água fria, bem como a manutenção das condições de conforto no interior da sala em função do ambiente externo. Para tal, foram registados os resultados obtidos para a temperatura interna da sala e de insuflação e da dinâmica da válvula de água fria da bateria de arrefecimento.

A simulação E servirá como base para uma comparação entre um sistema de controlo utilizando a lógica *fuzzy* e um sistema de controlo tradicional – 4.1.5. Para tal, fixou-se o caudal de entrada na unidade no máximo permitido pelas características construtivas do equipamento.

As condições do ambiente exterior são transversais a todas as simulações podem ser consultadas em 3.1.4.

### 4.1.1. Simulação A – Controlador *fuzzy* com caudal de ar novo 20 l/s

Nos pontos prévios do presente capítulo foram descritas as características globais do sistema, entre as quais o caudal mínimo de insuflação (3.1.2). Nesse sentido a presente simulação irá estabelecer esse caudal como constante ao longo de um ano civil.

(49)

$$\dot{V}_{\min} = 20 \text{ l/s}$$

(50)

$$\dot{m}_{\min} = 20 \times \frac{1,21}{1000} = 0,0242 \text{ kg/s}$$

Na sequência da simulação foram obtidos os resultados para os diversos pontos de estudo. Na Figura 43 encontram-se representadas as temperaturas de insuflação e do interior da sala. Pode ver-se que a potência fornecida ao subsistema sala é suficiente para colmatar as suas cargas internas, calculadas na equação (35), uma vez que, na Figura 44, é visível o valor das temperaturas da sala, de insuflação e exterior para um dia de Fevereiro e dessa forma pode calcular-se a potência fornecida à sala nesse instante em concreto aplicando a equação (45).

(51)

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{UTA-A}} &= \dot{m}_{\text{ar}} C_{p\text{ar}} (\theta_{\text{sala}} - \theta_{\text{insuflação}}) = \\ &= 0,0242 \times 1005 \times (39,6 - 16,71) = 556,7 \text{ W} \end{aligned}$$

Para além disso, pode calcular-se nesse mesmo instante a potência cedida pela sala ao ambiente externo através da equação (43).

(52)

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{ext-A}} &= U_{\text{parede}} A_{\text{parede}} (\theta_{\text{exterior}} - \theta_{\text{sala}}) = \\ &= 0,421 \times 9 \times (23,2 - 39,6) = -62,1 \text{ W} \end{aligned}$$

Dessa forma, a potência requerida pela UTA, deveria ser no mínimo 553,7 W, conforme se pode ver em (53). Conforme visto anteriormente as exigências do sistema foram colmatadas.

(53)

$$\dot{Q}_{\text{UTA-mínimo}} = 615,8 - 62,1 = 553,7 \text{ W}$$

O sistema está preparado para responder de forma a manter o equilíbrio entre os seus subsistemas, dessa forma, pode verificar-se que o caudal de 20 l/s é insuficiente para manter as condições interiores da sala agradáveis (aproximadamente 25 °C), como se pode observar em (54), (55) e (56).

(54)

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{ext}'} &= U_{\text{parede}} A_{\text{parede}} (\theta_{\text{exterior}} - \theta_{\text{sala}'}) = \\ &= 0,421 \times 9 \times (23,2 - 25) = -6,8 \text{ W}\end{aligned}$$

(55)

$$\dot{Q}_{\text{UTA-mínimo}'} = 615,8 - 6,8 = 509 \text{ W}$$

(56)

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{UTA}'} &= \dot{m}_{\text{ar}} C_{p_{\text{ar}}} (\theta_{\text{sala}'}) - \theta_{\text{insuflação}}) = \\ &= 0,0242 \times 1005 \times (25 - 16,71) = 201,6 \text{ W}\end{aligned}$$

Para manter essas condições ter-se ia de aumentar o caudal até igualar as exigências mínimas do sistema. Outra hipótese seria aumentar o caudal de água fria levando à diminuição da temperatura de insuflação (48), uma vez que o calor é cedido do ar para a água da bateria, ou seja, o gradiente térmico da água é negativo. Contudo, é visível na Figura 45 que a válvula de reguladora do caudal da bateria de arrefecimento em Fevereiro encontra-se aberta a 72,3% da sua capacidade, podendo calcular-se qual a temperatura de insuflação para 100% da abertura da válvula (57).

(57)

$$\frac{\dot{m}_{\text{água}} C_{p_{\text{água}}} (\Delta\theta_{\text{água}})}{\dot{m}_{\text{ar}} C_{p_{\text{ar}}}} = \theta_{\text{exterior}} - \theta_{\text{insuflação}} = 23,2 - 16,71 = 6,49 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Então se um decréscimo de 6,49 °C em relação à temperatura exterior corresponde a uma abertura de 72,3% da válvula, tem-se que para uma abertura de 100% obteria-se um decréscimo de 8,98 °C – (58).

(58)

$$\frac{6,49 \times 100}{72,3} = 8,98 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

(59)

$$\theta_{\text{insuflação}'} = (-8,98) + 23,2 = 14,22 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Assumindo a temperatura de insuflação mínima de 14,22 °C, poderia calcular-se o valor da potência transmitida pela unidade (60), ficando ainda assim abaixo do valor mínimo calculado em (55).

(60)

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{UTA'} &= \dot{m}_{ar} C_{p_{ar}} (\theta_{sala'} - \theta_{insuflação'}) = \\ &= 0,0242 \times 1005 \times (25 - 14,22) = 262,1W\end{aligned}$$

Visto isto, este modelo não é de todo satisfatório utilizando um caudal baixo na insuflação, cerca de 6,7% do total, uma vez que não consegue manter as condições internas da sala dentro dos limites aceitáveis.

Esta análise será válida para todo o ano, uma vez que as condições climatéricas de fevereiro são das menos exigentes do ponto de vista das necessidades de arrefecimento.

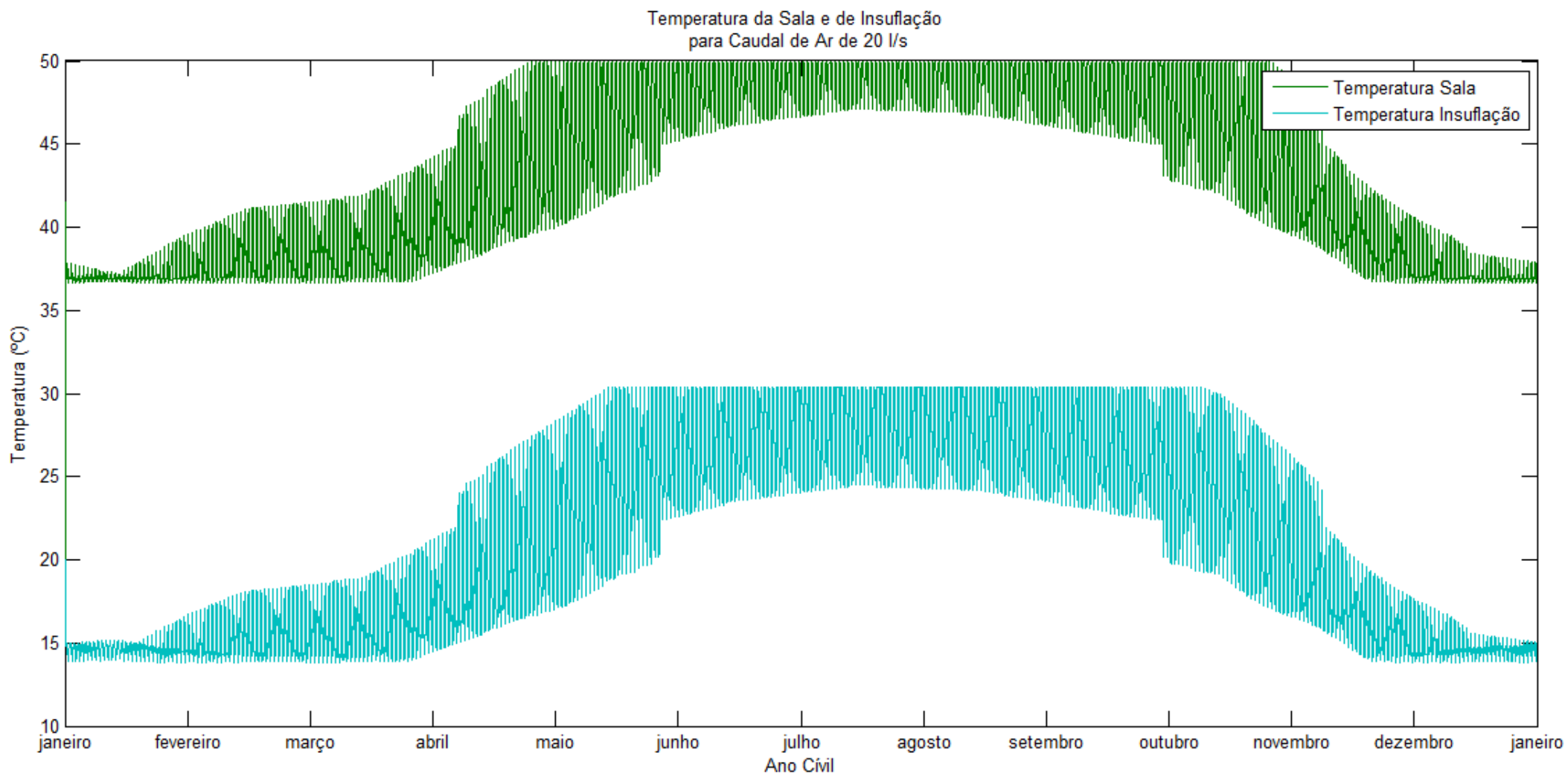
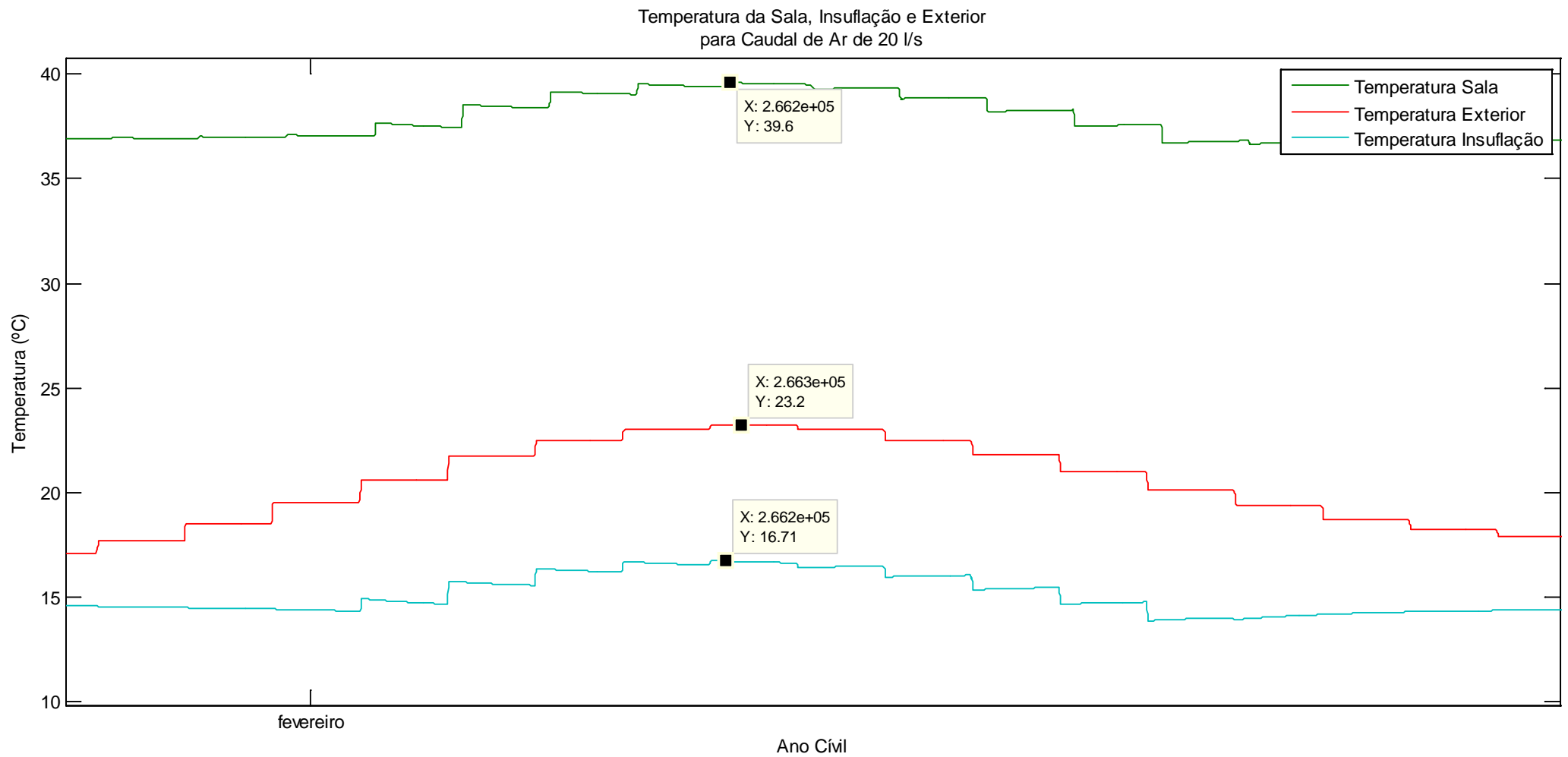
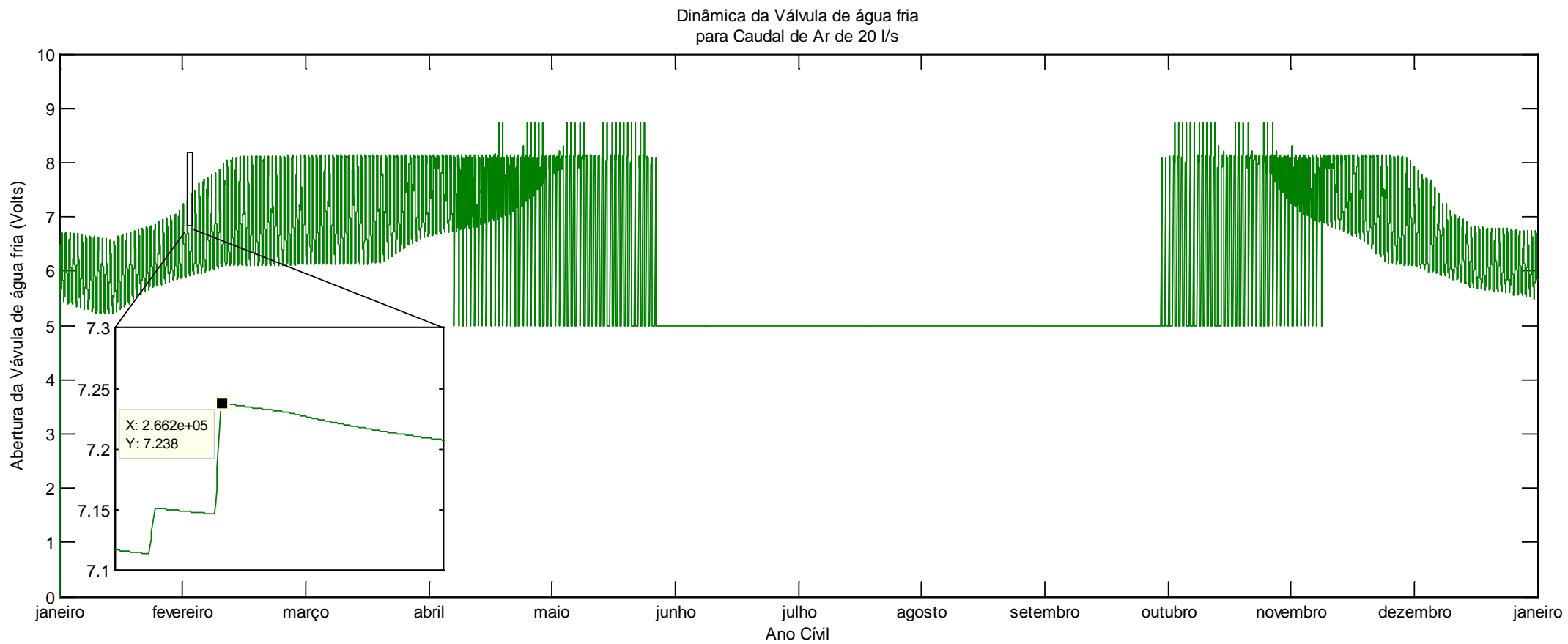


Figura 43 – Temperatura da sala e de insuflação, simulação A.



**Figura 44** – Pormenor do pico máximo da temperatura exterior, de insuflação e da sala, para um dia de Fevereiro, simulação A.



**Figura 45** – Dinâmica anual do funcionamento da válvula, simulação A.

#### 4.1.2. Simulação B – Controlador *fuzzy* com caudal de ar novo 150 l/s

No seguimento da simulação anterior aumentou-se o caudal de ar novo do sistema 50% da sua capacidade e simulou-se mantendo-o constante ao longo de 365 dias.

(61)

$$\dot{V}_{50\%} = 150 \text{ l/s}$$

(62)

$$\dot{m}_{50\%} = 150 \times \frac{1,21}{1000} = 0,1815 \text{ kg/s}$$

Através da análise da Figura 46 pode verificar-se que ao contrário do ensaio A, os valores de temperatura da sala aproximam-se do valor de conforto de 25°C nos meses ditos de aquecimento (Janeiro, Fevereiro, Março, Novembro, Dezembro). Nestes meses em concreto o caudal de ar novo é suficiente para satisfazer as necessidades de arrefecimento da sala em questão, sendo que por diversos períodos de tempo, a bateria de fria não se encontra a permutar calor com o ar exterior (*freecooling*). Tal é visível na Figura 48, onde a regulação da válvula varia entre os 0 e os 5 Volts, aproximadamente. Situação semelhante ocorre nos meses de Novembro e Dezembro, conforme visível na Figura 47. Ainda através da observação da Figura 47, pode verificar-se que o *freecooling* é solução em determinados períodos do dia nos meses de Abril e Outubro.

Nos restantes meses, verifica-se uma amplitude térmica no interior da sala de cerca 5 a 6°C, entre os 26 e os 32°C. Nesse período de tempo é visível que a abertura da válvula oscila entre os 5 e os 8,2 Volts, aproximadamente. Analisando a Figura 49, representativa do mês de Julho, no que toca à temperatura exterior e da sala, pode verificar-se que no pico de calor (15h), o diferencial térmico entre a sala e o exterior é de 7,25°C – (63).

(63)

$$\Delta\theta_{\text{exterior-sala,15h}} = 39,55 - 32,3 = 7,25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Também no período de menos exigência térmica do sistema (5h), o diferencial de temperaturas entre a sala e o exterior é de 1,85°C – (64).

(64)

$$\Delta\theta_{\text{exterior-sala,5h}} = 29,16 - 27,31 = 1,85 \text{ }^\circ\text{C}$$

Por questões de economia de energia e de adaptação por parte das pessoas às mudanças de temperatura entre o ambiente externo e interno, os gradientes térmicos, quando a insuflação é efectuada pelo tecto, devem acompanhar a metodologia apresentada no Anexo III. Nesse sentido para uma temperatura exterior de 40°C, a temperatura da sala não deverá ser inferior a 30°C pelas razões supramencionadas. Neste sentido o funcionamento do sistema com 50% do caudal máximo cumpre com o sistema normativo, contudo, a temperatura no interior da sala poderia descer cerca de 2°C tornando o ambiente mais confortável para os ocupantes do espaço.

À semelhança da análise feita aquando a simulação A existem duas possibilidades para aumentar a carga térmica rejeitada pela UTA e, conseqüentemente diminuir a temperatura da sala: aumentar o caudal de ar novo; aumentar o fluxo de água fria na bateria de arrefecimento.

Visto o aumento de caudal fazer parte dos ensaios seguintes, ir-se-á verificar se o aumento do fluxo de água fria fará variar significativamente a temperatura de insuflação e conseqüentemente, diminuir significativamente a temperatura da sala. Nesse sentido, sabendo que a abertura da válvula são 82% (Figura 50), pode calcular-se o decréscimo de temperatura para essa abertura, aplicando a equação (57), (58) e (59).

(65)

$$\frac{\dot{m}_{\text{água}} C_{p_{\text{água}}} (\Delta\theta_{\text{água}})}{\dot{m}_{\text{ar}} C_{p_{\text{ar}}}} = \theta_{\text{exterior}} - \theta_{\text{insuflação}}, = 39,55 - 28,84 = 10,7 \text{ }^\circ\text{C}$$

(66)

$$\frac{10,7 \times 100}{82} = 13,1 \text{ }^\circ\text{C}$$

(67)

$$\theta_{\text{insuflação}}, = (-13,1) + 39,55 = 26,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

Calculada a nova temperatura de insuflação, é necessário verificar que esta é suficiente para satisfazer as necessidades mínimas de modo a garantir os 30°C de temperatura na sala. Para o

efeito calcularam-se a potência mínima requerida na bateria de frio e a potência fornecida pela UTA com a temperatura de insuflação determinada em (67).

(68)

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{ext}''} &= U_{\text{parede}} A_{\text{parede}} (\theta_{\text{exterior}} - \theta_{\text{sala}''}) = \\ &= 0,421 \times 9 \times (39,55 - 30) = 34,1 \text{ W}\end{aligned}$$

(69)

$$\dot{Q}_{\text{UTA-mínimo}''} = 615,8 + 34,1 = 649,9 \text{ W}$$

(70)

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{UTA}''} &= \dot{m}_{\text{ar}} C_{p_{\text{ar}}} (\theta_{\text{sala}''} - \theta_{\text{insuflação}''}) = \\ &= 0,1815 \times 1005 \times (30 - 26,5) = 638,4 \text{ W}\end{aligned}$$

(71)

$$\begin{aligned}\theta_{\text{sala}'''} &= \frac{\dot{Q}_{\text{UTA-mínimo}''}}{\dot{m}_{\text{ar}} C_{p_{\text{ar}}}} + \theta_{\text{insuflação}''} = \\ &= \frac{649,9}{0,1815 \times 1005} + 26,5 = 30,06 \text{ °C}\end{aligned}$$

Como é visível em (69) e (70) as necessidades mínimas de potência não são satisfeitas, Contudo há uma diminuição da temperatura da sala, atingindo as condições máximas de conforto, sendo que por essa razão, esta solução seria viável, no aumento da performance do sistema.

É de notar que a dinâmica da válvula influencia o custo de exploração da infra-estrutura de arrefecimento da sala, uma vez que terá de ser rejeitado no *chiller* uma maior carga térmica proveniente da permuta na bateria de arrefecimento. Para além disso, o custo da exploração é também afectado pelo caudal de ar insuflado, uma vez que, maiores caudais implicam uma potência de ventilação superior, logo será consumida uma maior quantidade de energia eléctrica da rede. Nesse sentido, o ideal será sempre manter um equilíbrio entre o caudal de ar insuflado e a abertura da válvula, sendo que, sempre que possível, sejam mínimos em ambos os casos.

Temperatura da Sala  
para Caudal de Ar de 150 l/s

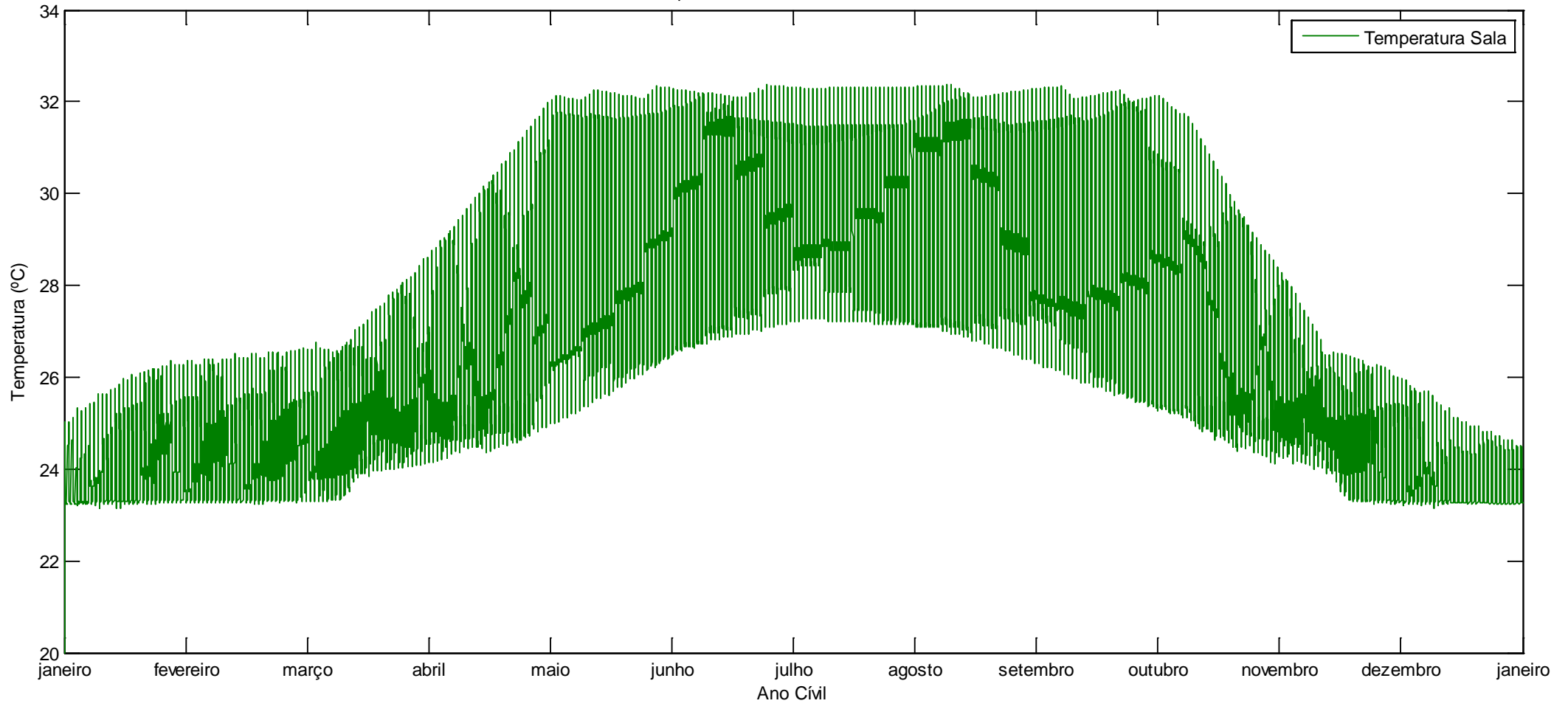
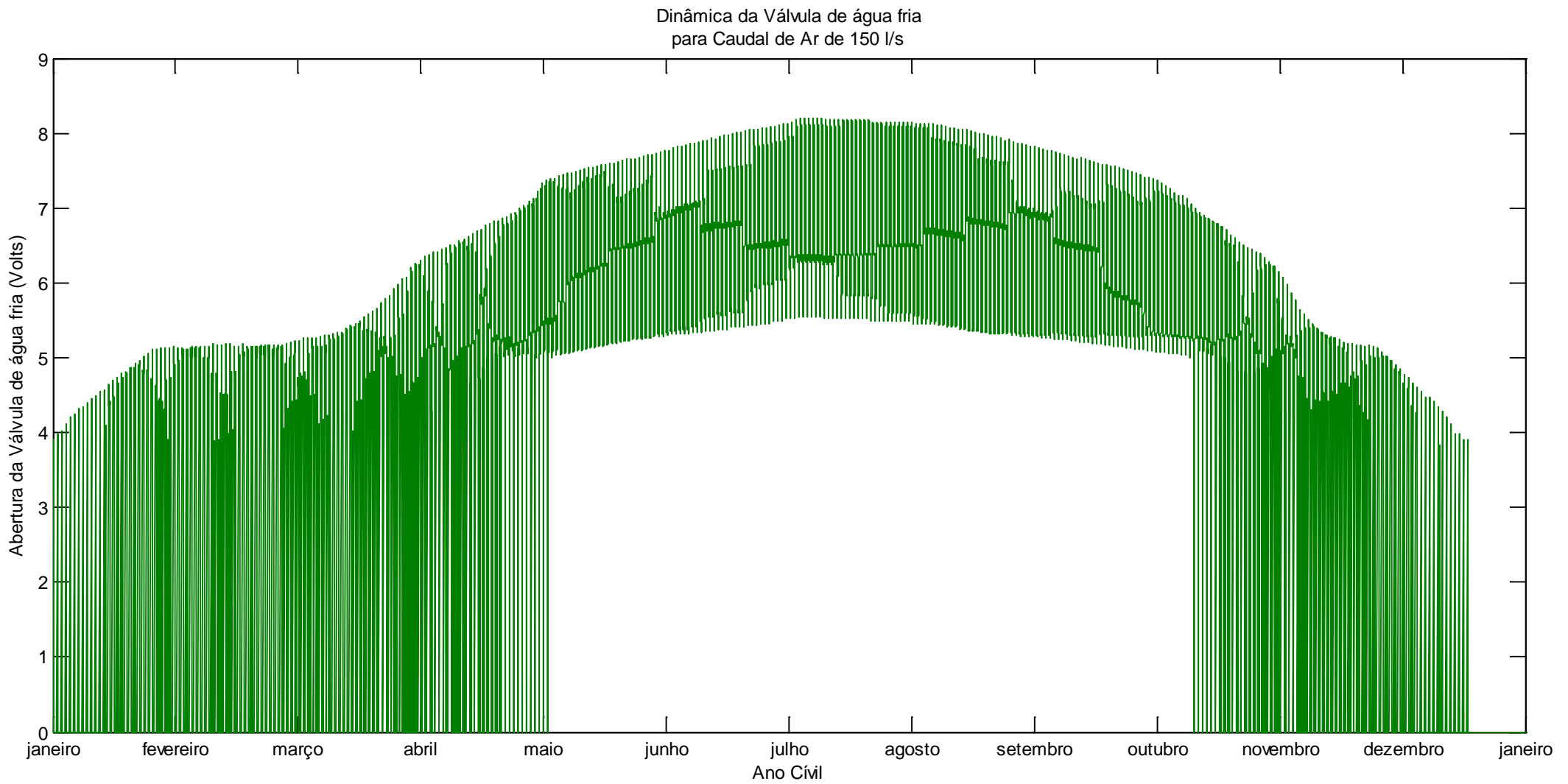
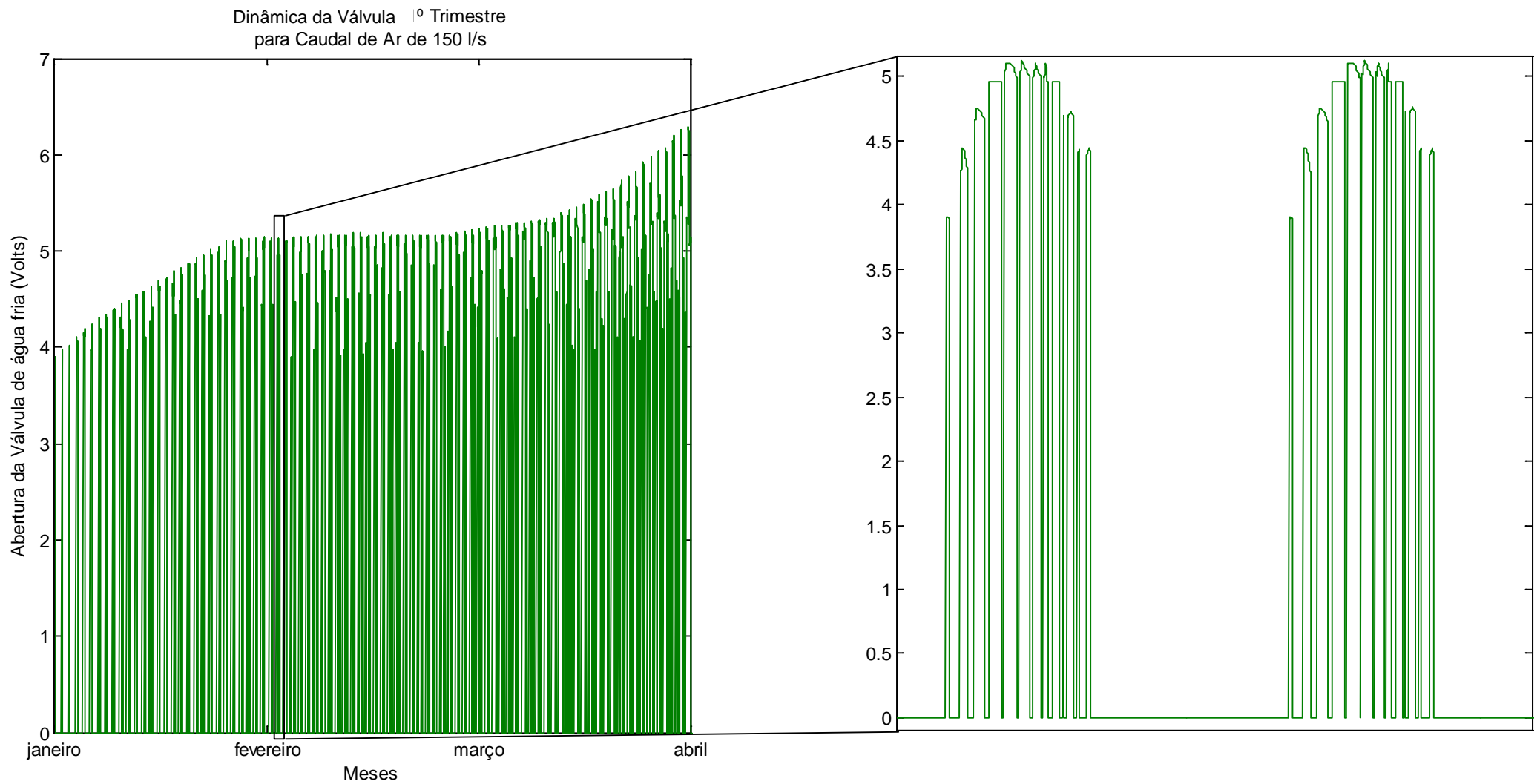


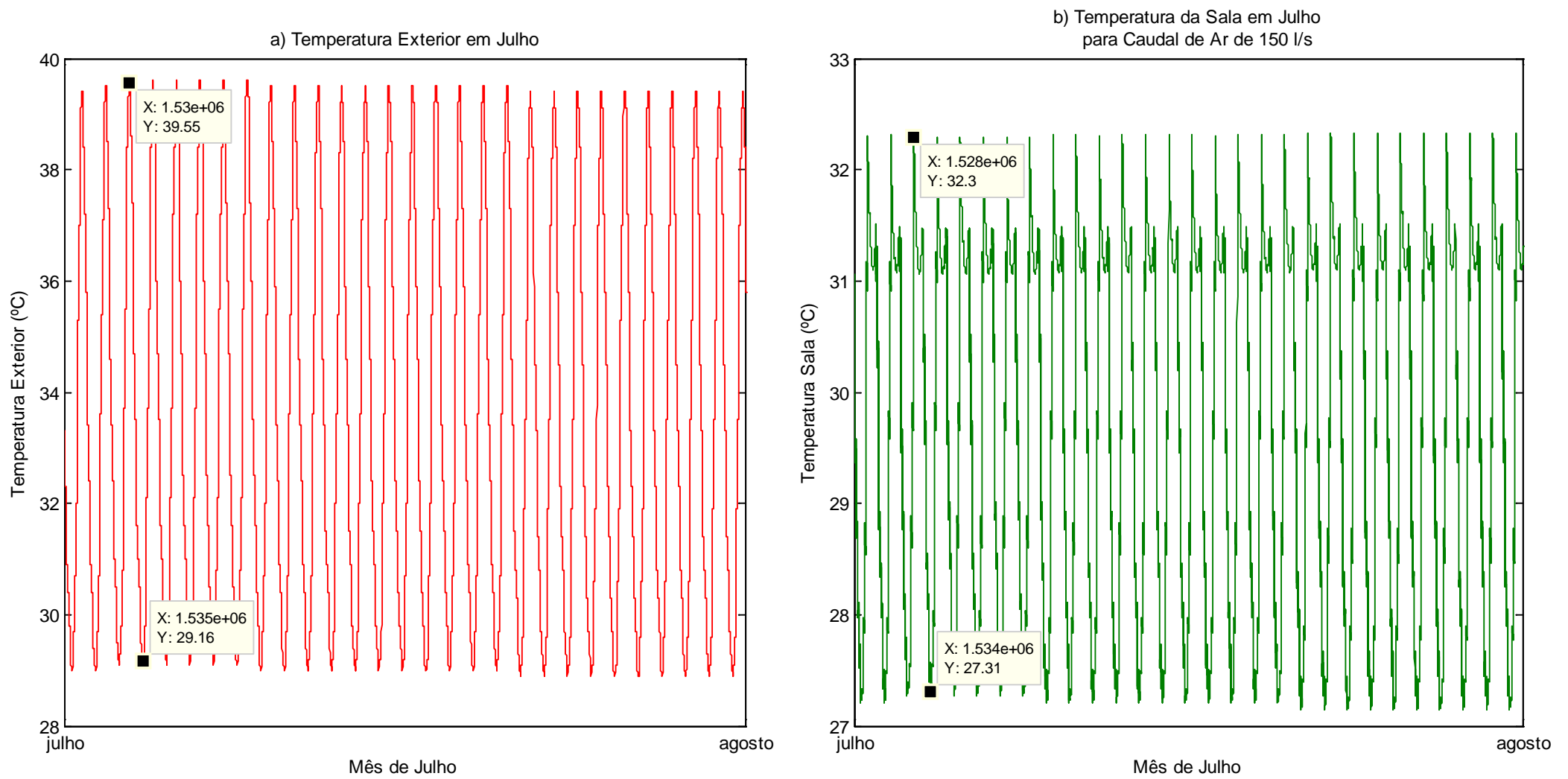
Figura 46 – Visão anual da temperatura da sala, simulação B.



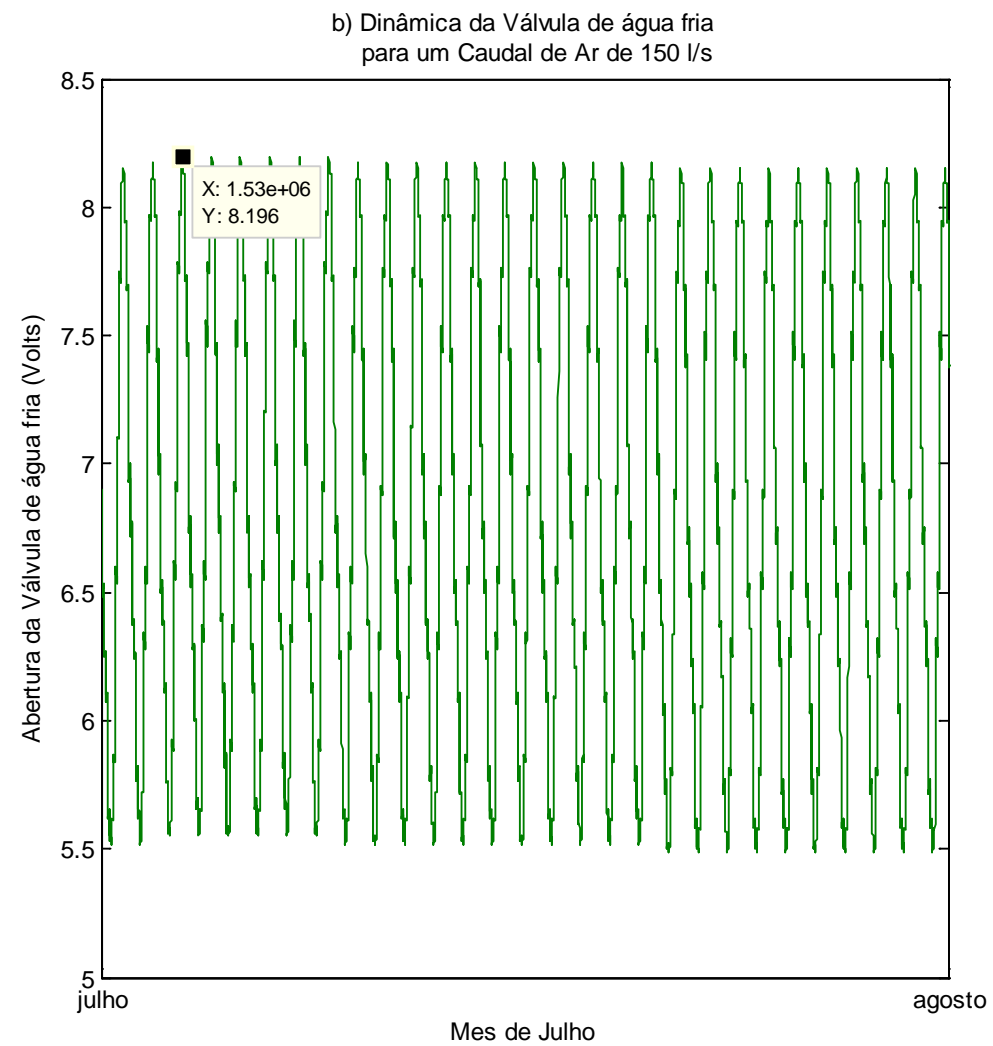
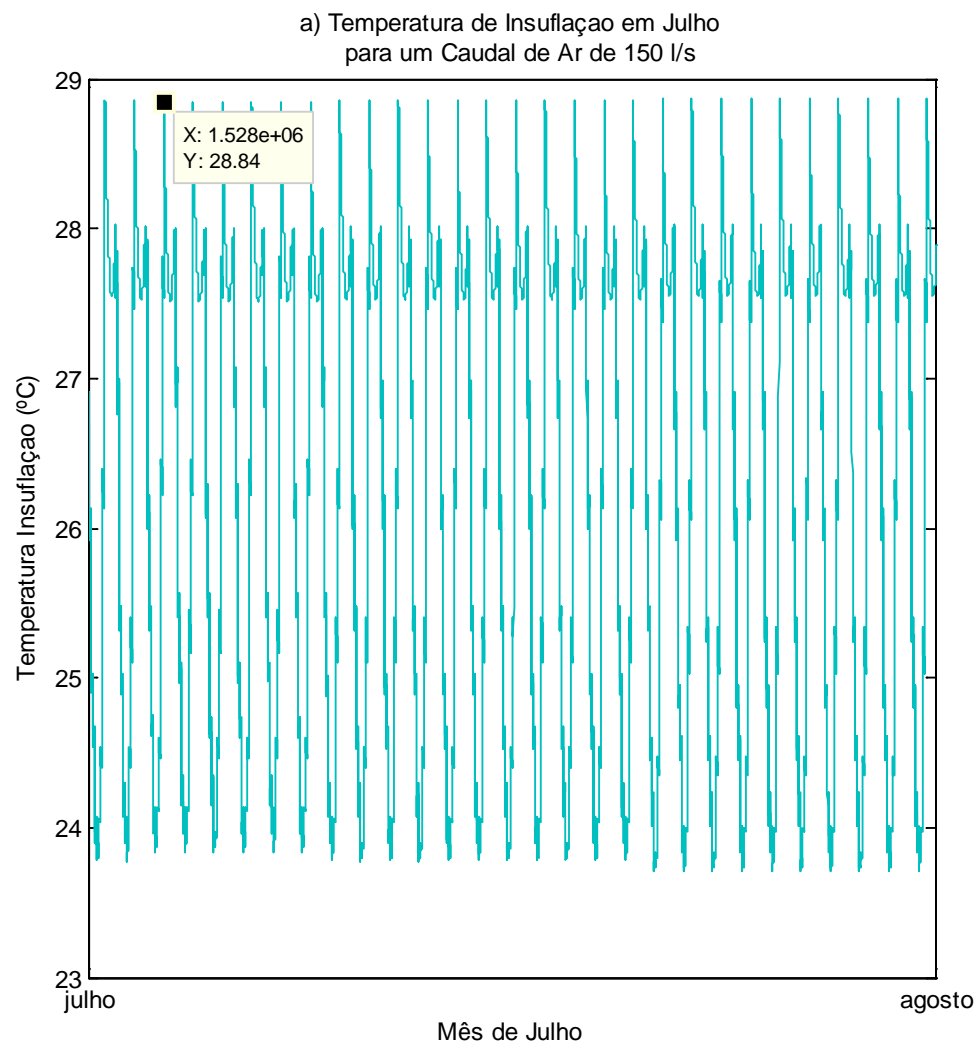
**Figura 47** – Funcionamento da válvula da bateria de arrefecimento ao longo do ano, simulação B.



**Figura 48** – Dinâmica do funcionamento da válvula de água fria no primeiro trimestre do ano com pormenor de dois dias de Fevereiro, simulação B.



**Figura 49** – a) Evolução da temperatura exterior no mês de Julho, simulação B; b) Evolução da temperatura da sala no mês de Julho, simulação B.



**Figura 50** - a) Evolução da temperatura de insuflação no mês de Julho, simulação B; b) Dinâmica da válvula no mês de Julho, simulação B.

#### 4.1.3. Simulação C – Controlador *fuzzy* com caudal de ar novo 225 l/s

Tal como sugerido no ponto anterior, será efectuado um incremento de 25% no caudal de ar novo insuflado e, à semelhança das simulações anteriores, manter-se-á constante ao longo dos 12 meses.

(72)

$$\dot{V}_{75\%} = 225 \text{ l/s}$$

(73)

$$\dot{m}_{75\%} = 225 \times \frac{1,21}{1000} = 0,2723 \text{ kg/s}$$

Pegando na simulação anterior e analisando a Figura 51 comparativamente com a Figura 46 verifica-se que existe uma ligeira diminuição da temperatura máxima e mínima nos meses quentes (entre Maio e Outubro). Pode verificar-se também que nos meses de Janeiro, Fevereiro, Março, Novembro e Dezembro, a temperatura máxima não sofre alterações significativas enquanto ocorre uma diminuição da temperatura mínima. Nos meses de transição, Abril e Outubro, verifica-se por outro lado, uma manutenção das temperaturas mínimas, havendo apenas um ligeiro decréscimo da temperatura máxima nesses períodos de tempo.

Tal como seria de esperar, o aumento do caudal de ar novo teve como consequência uma menor actuação da válvula de regulação de caudal de água fria na bateria, quer ao nível de tempo quer ao grau de abertura da válvula, face à simulação B, nos períodos de tempo onde o *freecooling* é uma alternativa ao consumo de potência frigorífica - Figura 53. Por outro lado, o aumento do caudal proporciona um maior período de utilização do *freecooling* face à simulação anterior, sendo que, através da observação da Figura 52, verifica-se que este período estende-se até meados do mês de Maio e inicia no primeiro terço de Setembro. A desfavor desta simulação pode observar-se um decréscimo no grau da actuação da válvula nos meses de maior calor, sem que se atinja as condições máximas de conforto segundo o Anexo III. No geral a válvula não ultrapassará uma abertura de 73,7% e a temperatura da sala em período de pico de temperatura não diminuirá os 31,2°C, em vez dos 30°C normalizados uma vez que a temperatura exterior aproxima-se dos 40°C.

Recorrendo aos dados recolhidos para um dia referente ao mês de Julho (Figura 52), podem verificar-se os diferenciais térmicos correspondentes ao pico máximo (74) e mínimo (75).

(74)

$$\Delta\theta_{\text{exterior-sala,15h}} = 39,55 - 31,15 = 8,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

(75)

$$\Delta\theta_{\text{exterior-sala,5h}} = 29,17 - 26,21 = 2,96 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Relativamente à simulação B, houve um acréscimo na amplitude térmica, em ambas as situações acima descritas, em cerca de 1°C. Ainda comparando com os resultados da simulação anterior, o aumento de 25% do caudal de insuflação, supera a redução da abertura da válvula em cerca de 10% e 5%, nos picos máximos e mínimos, respectivamente, havendo por consequência um aumento de potência na UTA.

Será calculado o grau de abertura da válvula para que a amplitude máxima seja garantida, mantendo as condições de temperatura interior mais apetecíveis para os seus ocupantes. Sabe-se que a potência mínima requerida pela UTA são 649,9W – (69). Pode então calcular-se a temperatura de insuflação que deveria actuar no sistema para que a temperatura da sala decresça até aos 30°C – (76).

(76)

$$\begin{aligned} \theta_{\text{insuflação}'''} &= \theta_{\text{sala}''} - \frac{\dot{Q}_{\text{UTA-minimo}''}}{\dot{m}_{\text{ar}}C_{p_{\text{ar}}}} = \\ &= 30 - \frac{649,9}{0,2723 \times 1005} = 27,6 \text{ }^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

Pode então calcular-se o grau de abertura da válvula sabendo que a amplitude térmica de 10,6°C corresponde a um grau de abertura de 73,7% - Figura 55, (77); e que a amplitude térmica de 11,95°C corresponderá a uma abertura de 83,1% - (78), (79).

(77)

$$\frac{\dot{m}_{\text{água}}C_{p_{\text{água}}}(\Delta\theta_{\text{água}})}{\dot{m}_{\text{ar}}C_{p_{\text{ar}}}} = \theta_{\text{exterior}} - \theta_{\text{insuflação}'} = 39,55 - 28,83 = 10,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

(78)

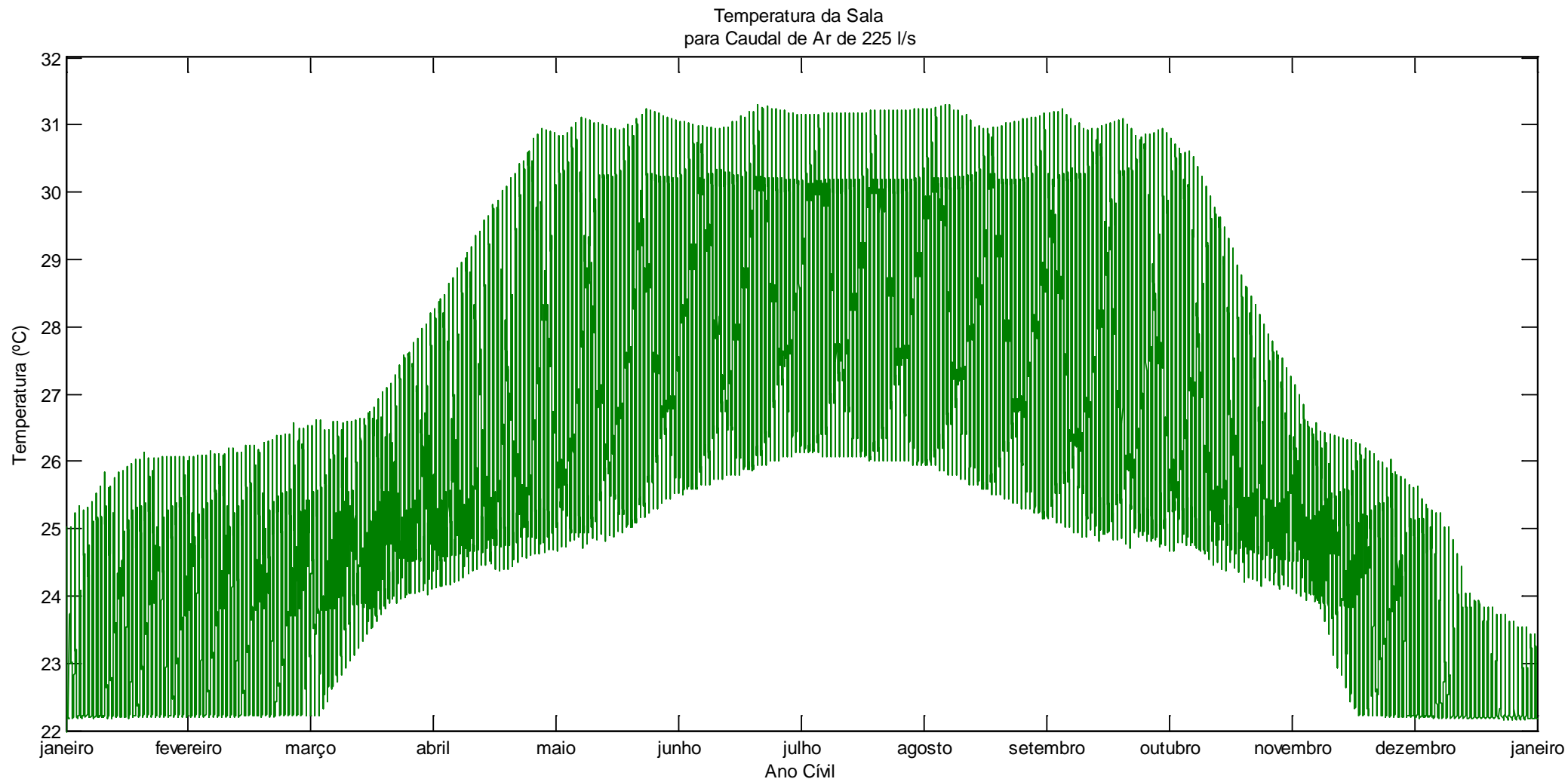
$$\frac{\dot{m}_{\text{água}} C_{p_{\text{água}}} (\Delta\theta_{\text{água}})}{\dot{m}_{\text{ar}} C_{p_{\text{ar}}}} = \theta_{\text{exterior}} - \theta_{\text{insuflação}} = 39,55 - 27,6 = 11,95 \text{ } ^\circ\text{C}$$

(79)

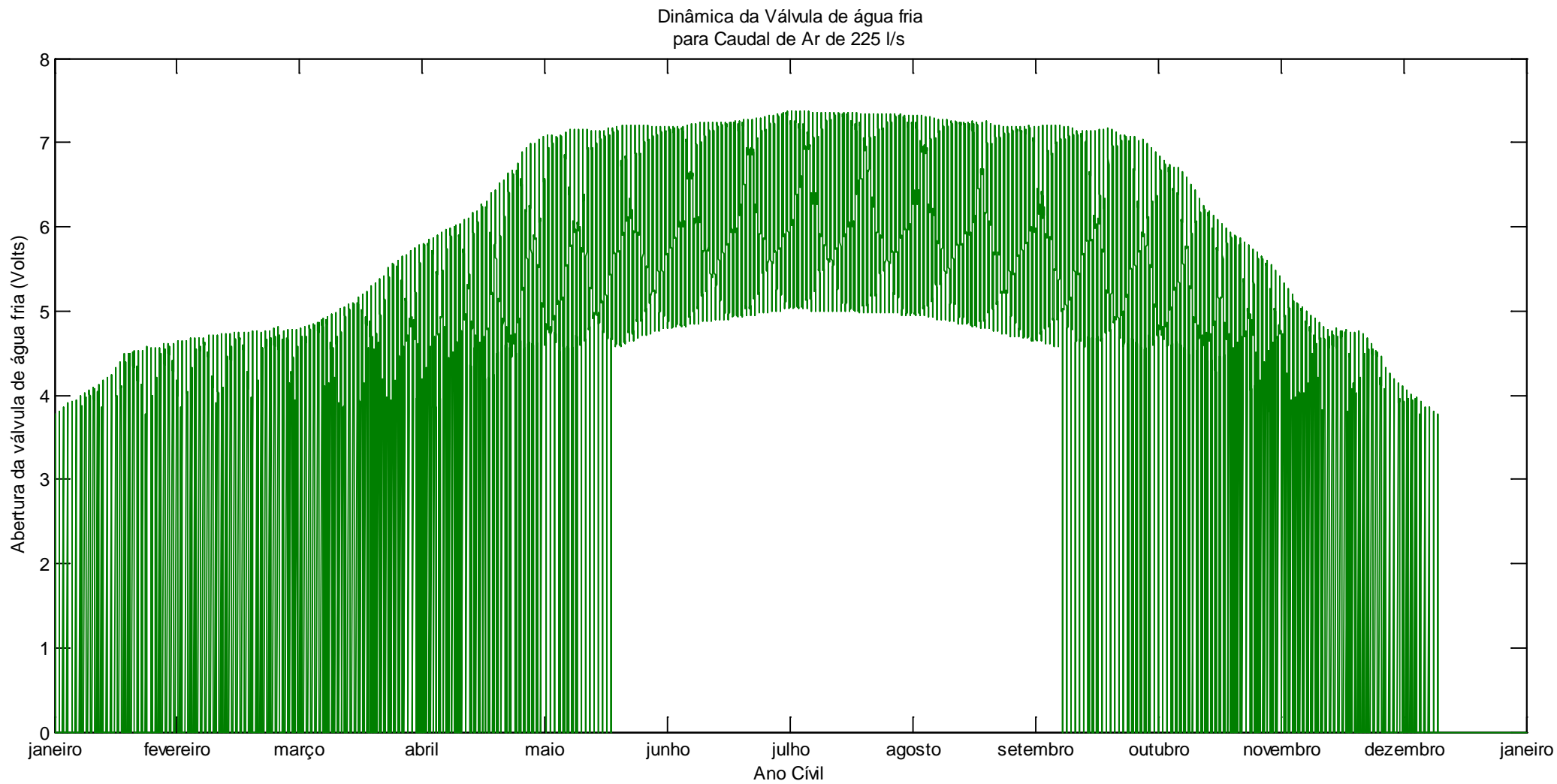
$$\frac{11,95 \times 73,7}{10,6} = 83,1\%$$

É de notar que a temperatura de insuflação é semelhante de ambos os ensaios, 28,84°C e 28,83°C, respectivamente B e C, o que reforça a importância do caudal nas variações de potência da unidade. Contudo, no ensaio C, seria importante que o controlador alargasse a capacidade de abertura da válvula da bateria de frio até aos 83,1% nas situações extremas, por fim de se conseguir maximizar as condições de conforto.

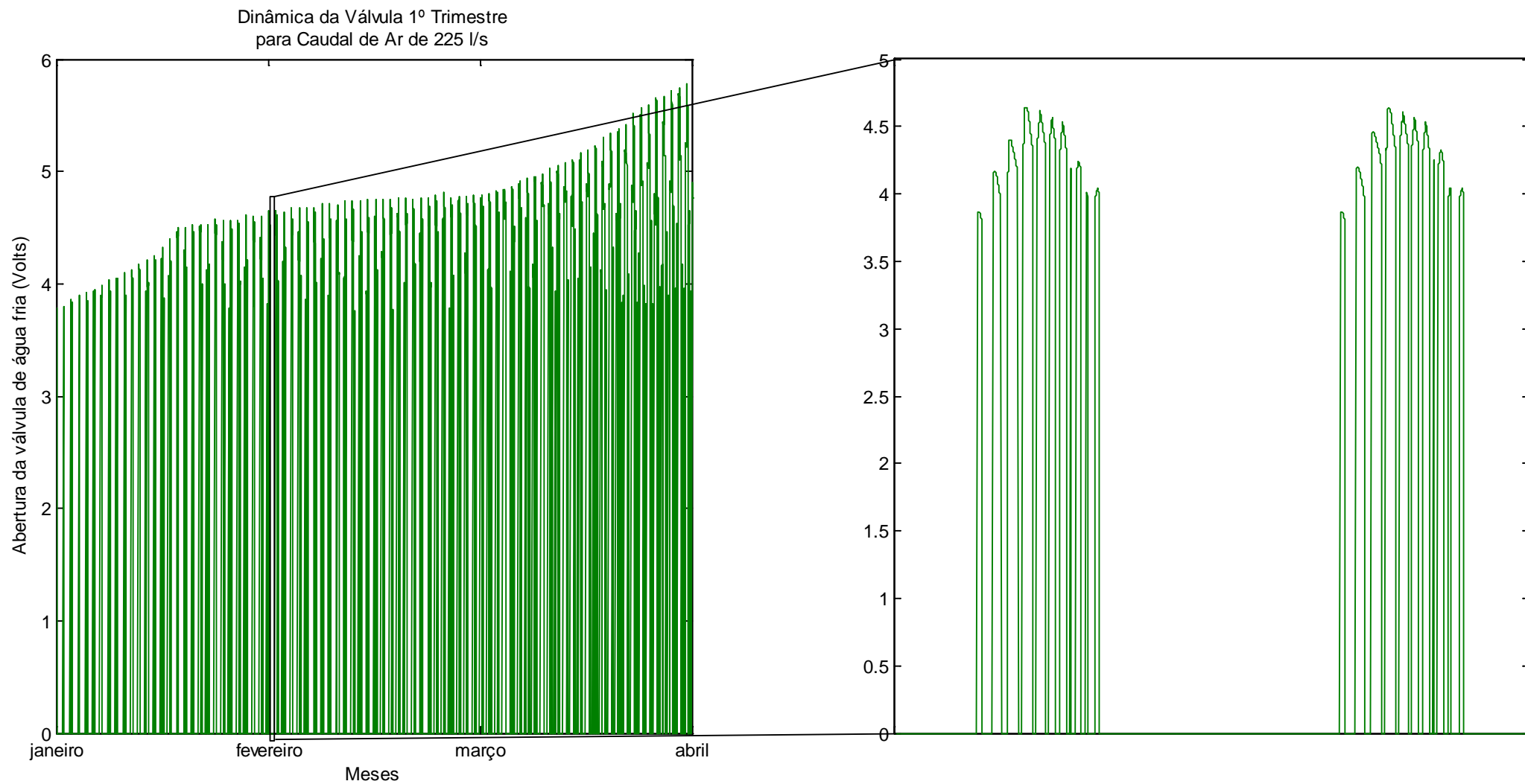
O aumento de 25% do caudal de ar aumenta naturalmente os custos de exploração ligados à potência do ventilador. Face aos resultados do ensaio anterior é de notar que o caudal de água fria é diminuto, logo exigirá uma potência inferior ao *chiller* bem como da bomba recirculadora. Para além disso, houve um aumento do período onde se pode realizar o *freecooling*, logo nesses períodos não haverá potência rejeitada no *chiller*.



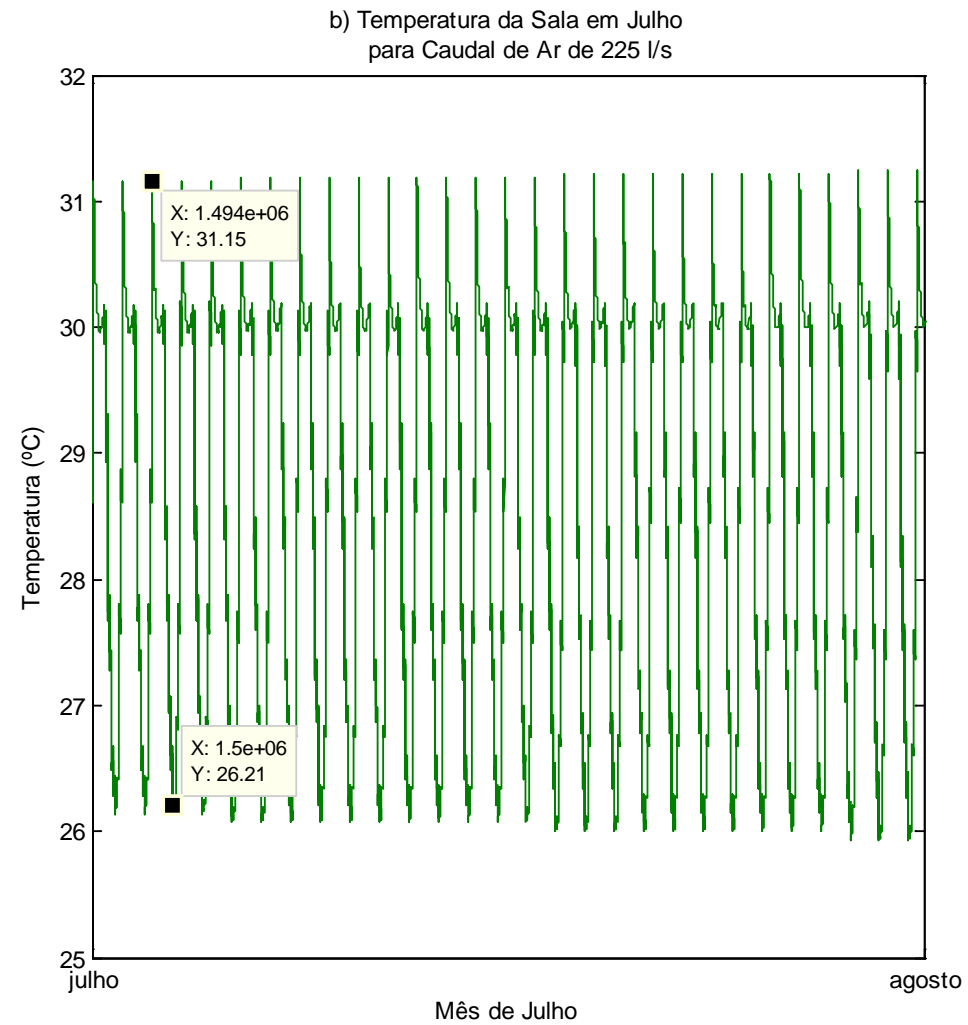
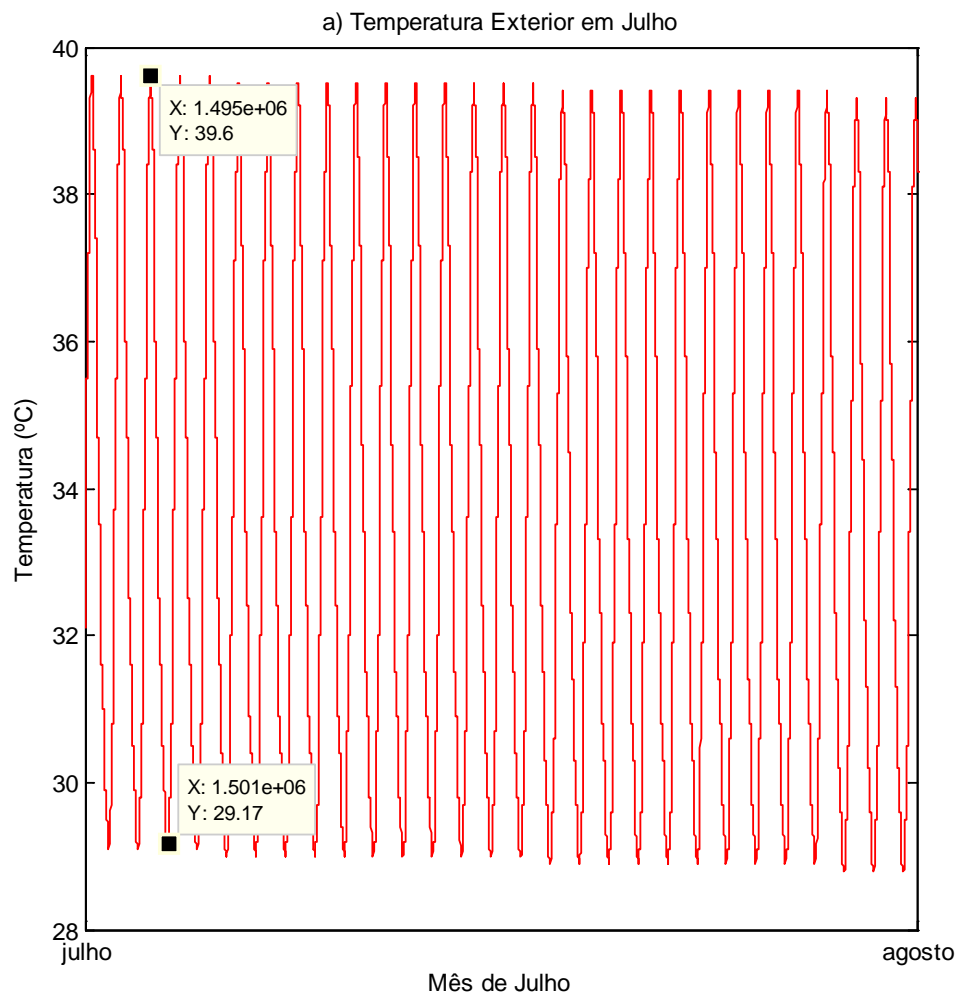
**Figura 51** - Visão anual da temperatura da sala, simulação C.



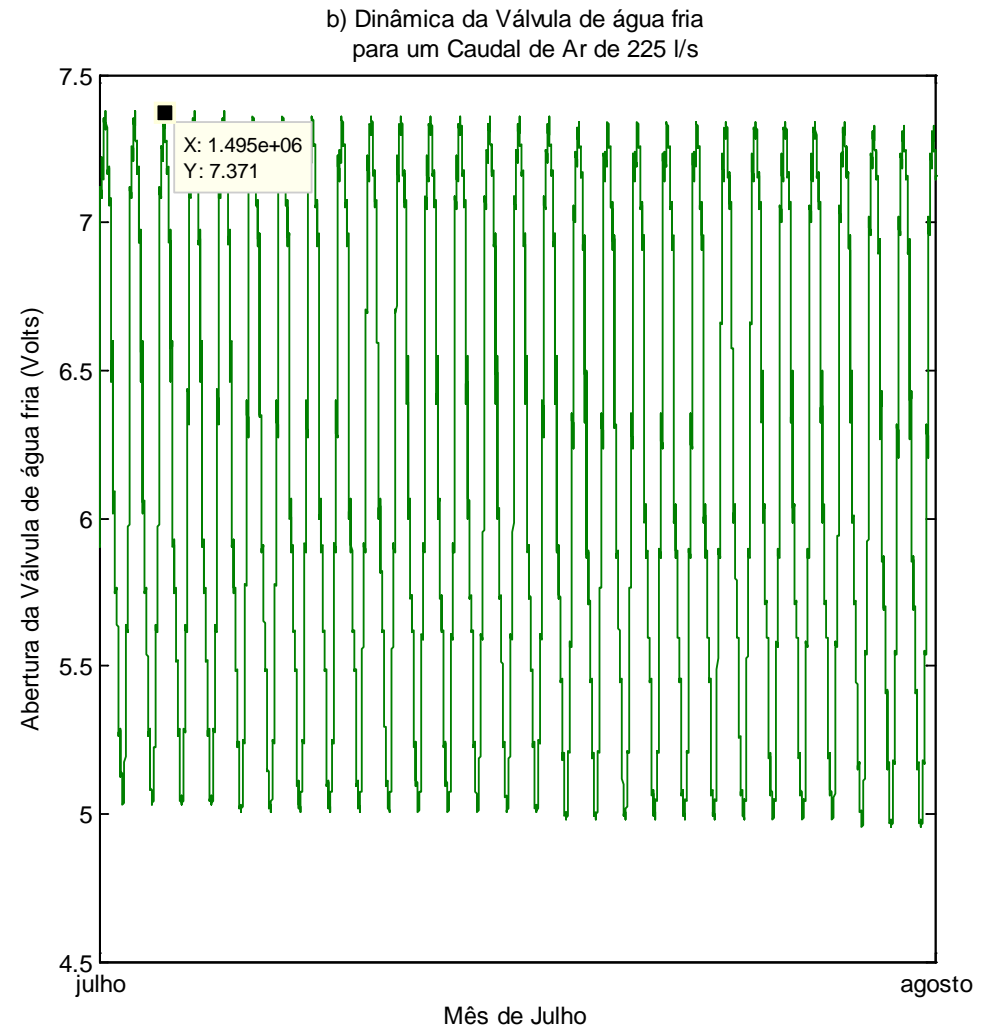
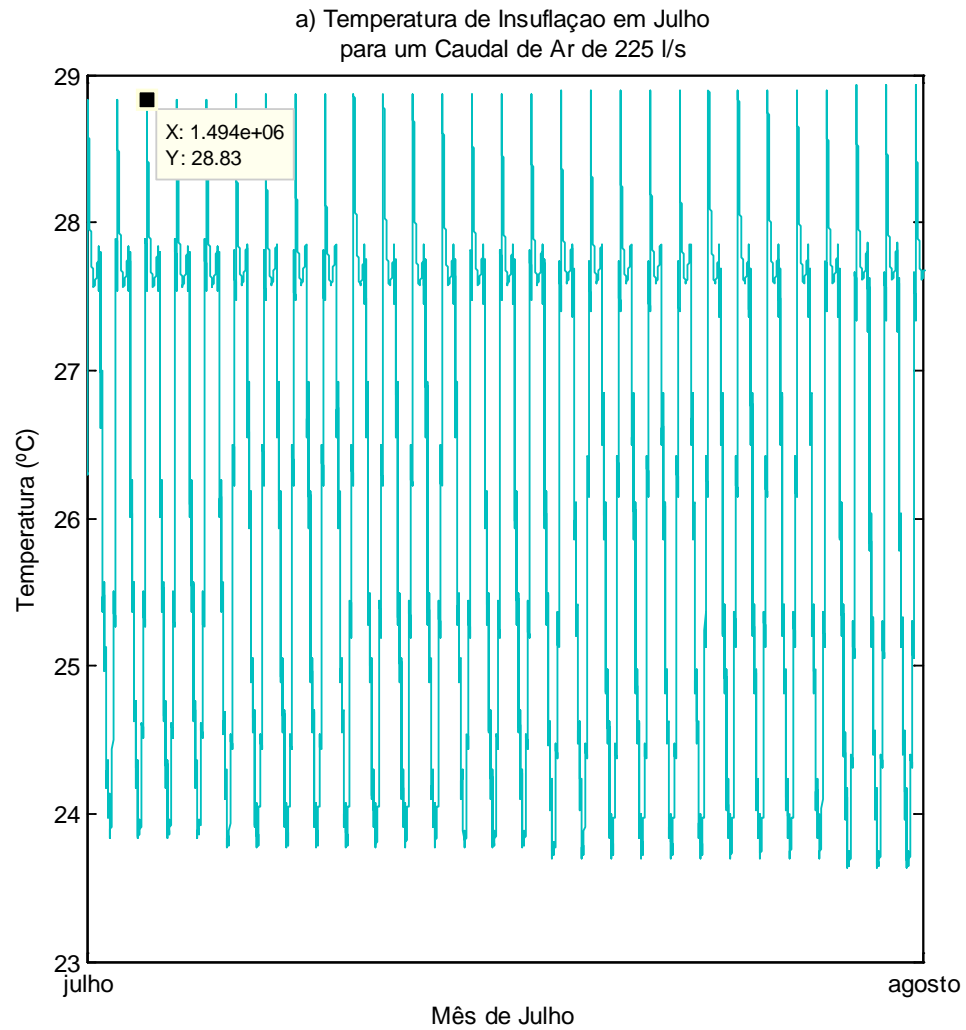
**Figura 52** - Funcionamento da válvula da bateria de arrefecimento ao longo do ano, simulação C.



**Figura 53** - Dinâmica do funcionamento da válvula de água fria no primeiro trimestre do ano com pormenor de dois dias de Fevereiro, simulação C.



**Figura 54** - a) Evolução da temperatura exterior no mês de Julho, simulação C; b) Evolução da temperatura da sala no mês de Julho, simulação C.



**Figura 55** - a) Evolução da temperatura de insuflação no mês de Julho, simulação C; b) Dinâmica da válvula no mês de Julho, simulação C.

#### 4.1.4. Simulação D – Controlador *fuzzy* com caudal de ar novo 300 l/s

A simulação D é o culminar dos sucessivos aumentos de caudais, sendo que neste caso houve um incremento dos restantes 25%, completando a totalidade de caudal de ar permitido pela configuração da UTA. Como nas simulações anteriores o caudal de 100% foi mantido constante ao longo do ano civil.

(80)

$$\dot{V}_{100\%} = 300 \text{ l/s}$$

(81)

$$\dot{m}_{100\%} = 300 \times \frac{1,21}{1000} = 0,363 \text{ kg/s}$$

Comparativamente às simulações realizadas anteriormente, o aumento de caudal de insuflação resultou numa diminuição das temperaturas máximas e mínimas nos meses de Maio, Junho, Julho, Agosto e Setembro, em cerca de 1°C face à simulação anterior – Figura 56. À semelhança da análise feita no ponto anterior, nos meses de Abril e Outubro verifica-se um decréscimo nas temperaturas máximas, ainda que ligeiro e uma manutenção das temperaturas mínimas na casa dos 24/25°C - Figura 51 e Figura 56. Verificando ainda estas duas figuras, pode ver-se uma ligeira diminuição da temperatura mínima, não havendo uma alteração significativa do pico máximo nos meses menos exigentes do ponto de vista da refrigeração.

Nas simulações B e C encontram-se presentes períodos de *freecooling*, sendo que existe um aumento desses mesmos períodos de B para C. Na simulação D a janela temporal abrange os 12 meses, ainda que nos meses de maior calor sejam períodos mais curtos face aos outros meses, situação não se verificou em nenhuma das simulações anteriores - Figura 57. Para além de um aumento do período de *freecooling*, verifica-se através da observação da Figura 53 e da Figura 58, que o grau de abertura da válvula diminui, como seria de esperar, resulta do aumento do caudal, como tem vindo a ser referido ao longo das simulações. A Figura 59 ilustra a dinâmica da válvula em dois dias do mês de Julho, sendo visível os períodos sem rejeição de calor por parte da bateria de frio.

Como se tem visto ao longo da presente dissertação, o mês de Julho é o mais crítico do ponto de vista térmico, nesse sentido pode verificar-se, através da observação da Figura 58, que o gradiente entre as temperaturas da sala e externa cumpre com o previsto no Anexo III, sendo que no pico de maior calor existe um diferencial térmico de 9,73°C e no pico de menor calor um diferencial de 4,24°C - Figura 58 e equações (82) e (83).

(82)

$$\Delta\theta_{\text{exterior-sala,15h}} = 39,6 - 29,87 = 9,73 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

(83)

$$\Delta\theta_{\text{exterior-sala,5h}} = 29,07 - 24,83 = 4,24 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

A aproximação da amplitude em horário de maior calor com os máximos permitidos permitem aos utilizadores garantir de forma maximizada o seu conforto térmico no interior da sala. Naturalmente que, sabendo que o grau de abertura da válvula de água fria não ultrapassa os 66,1% (Figura 61), haveria a possibilidade de, com este sistema, aumentar a rejeição de calor na bateria fria e conseqüentemente diminuir a temperatura do interior da sala - (84) a (90).

(84)

$$\frac{\dot{m}_{\text{água}} C_{p_{\text{água}}} (\Delta\theta_{\text{água}})}{\dot{m}_{\text{ar}} C_{p_{\text{ar}}}} = \theta_{\text{exterior}} - \theta_{\text{insuflação}} = 39,6 - 28,12 = 11,48 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

(85)

$$\frac{11,48 \times 100}{66,1} = 17,37 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

(86)

$$\theta_{\text{insuflação}} = (-17,37) + 39,6 = 22,23 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

(87)

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{ext}} &= U_{\text{parede}} A_{\text{parede}} (\theta_{\text{exterior}} - \theta_{\text{sala}}) = \\ &= 0,421 \times 9 \times (39,6 - \theta_{\text{sala}}) \text{ [W]} \end{aligned}$$

(88)

$$\dot{Q}_{UTA-m\u00ednimo''''} = 615,8 + [0,421 \times 9 \times (39,6 - \theta_{sala''''})] [W]$$

(89)

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{UTA''} &= \dot{m}_{ar} C_{p_{ar}} (\theta_{sala''''} - \theta_{insufla\u00e7\u00e3o''''''}) = \\ &= 0,363 \times 1005 \times (\theta_{sala''''} - 22,23) [W] \end{aligned}$$

(90)

$$\dot{Q}_{UTA''} = \dot{Q}_{UTA-m\u00ednimo''''}$$

$$0,363 \times 1005 \times (\theta_{sala''''} - 22,23) = 615,8 + [0,421 \times 9 \times (39,6 - \theta_{sala''''})] =$$

$$\theta_{sala''''} = 24,08 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Como visto na equa\u00e7\u00e3o (90) a temperatura da sala poder\u00e1 reduzir abaixo dos 25\u00b0C referenciados pelo RCCTE como a temperatura de conforto na esta\u00e7\u00e3o de arrefecimento, contudo o gradiente de aproximadamente 15\u00b0C o que poder\u00e1 revelar-se prejudicial \u00e0 sa\u00fade dos utilizadores daquele espa\u00e7o, devido \u00e0 choque t\u00e9rmico entre a temperatura interior e exterior.

Pode ainda verificar-se que ao longo das simula\u00e7\u00f5es B, C e D o grau de abertura da v\u00e1lvula de \u00e1gua fria foi diminuindo, logo a pot\u00eancia da bateria fria foi igualmente reduzindo, admitindo que se manteve o gradiente t\u00e9rmico da \u00e1gua - (47). Tal significa que, apesar dos aumentos sucessivos da pot\u00eancia requerida pelo ventilador da unidade, haver\u00e1 uma diminui\u00e7\u00e3o da pot\u00eancia requerida pelo *chiller*.

Temperatura da Sala  
para Caudal de Ar de 300 l/s

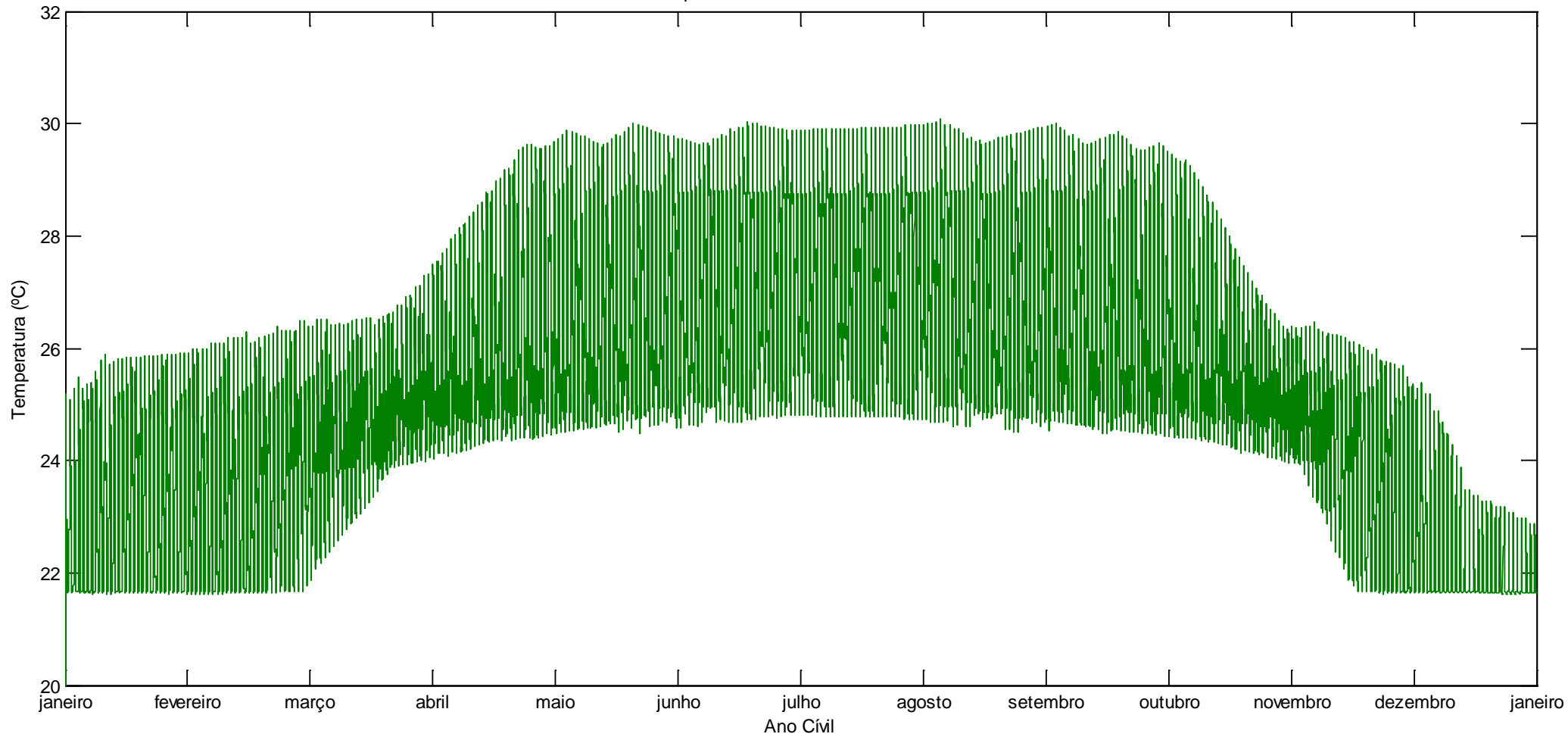
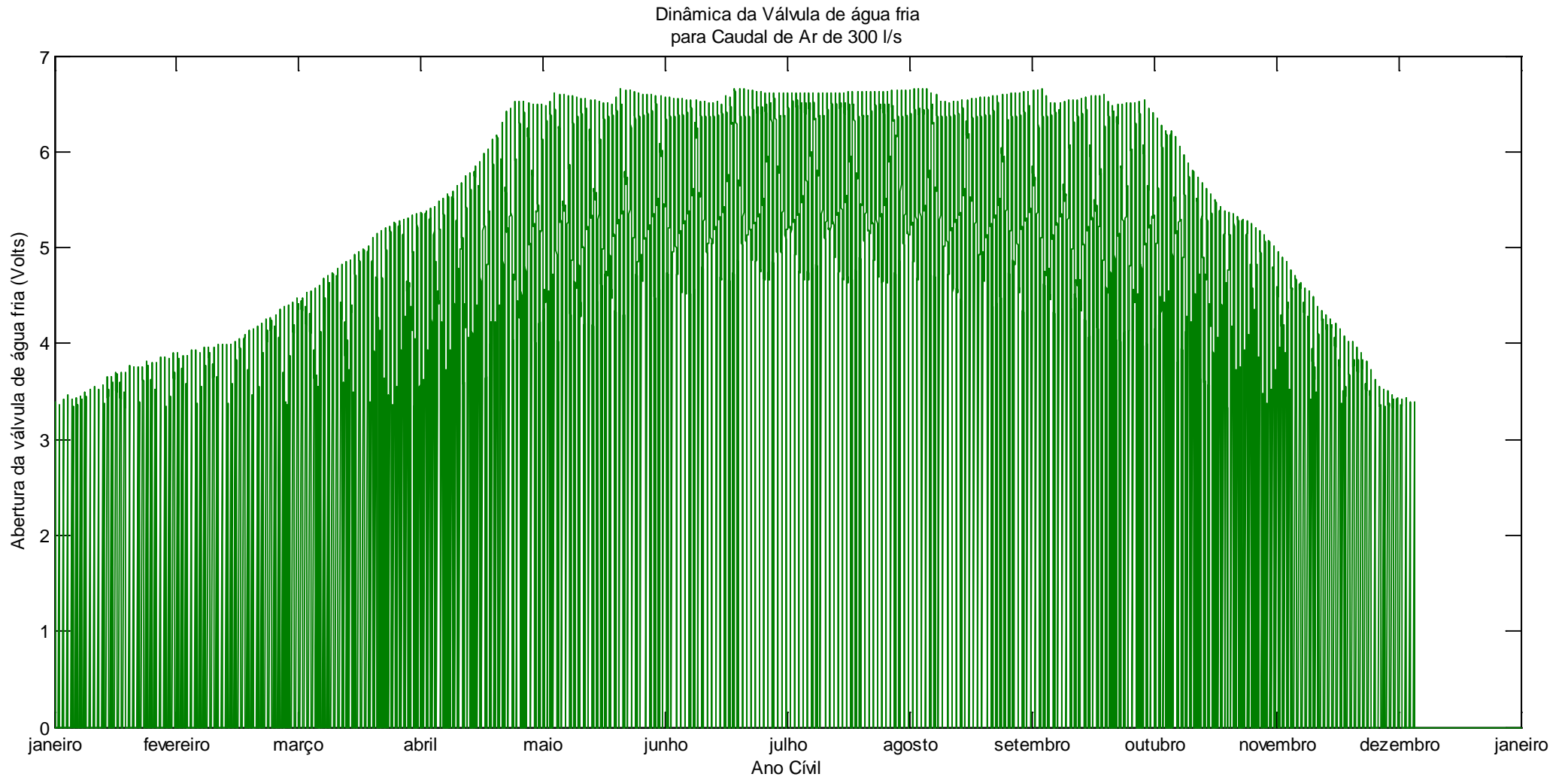
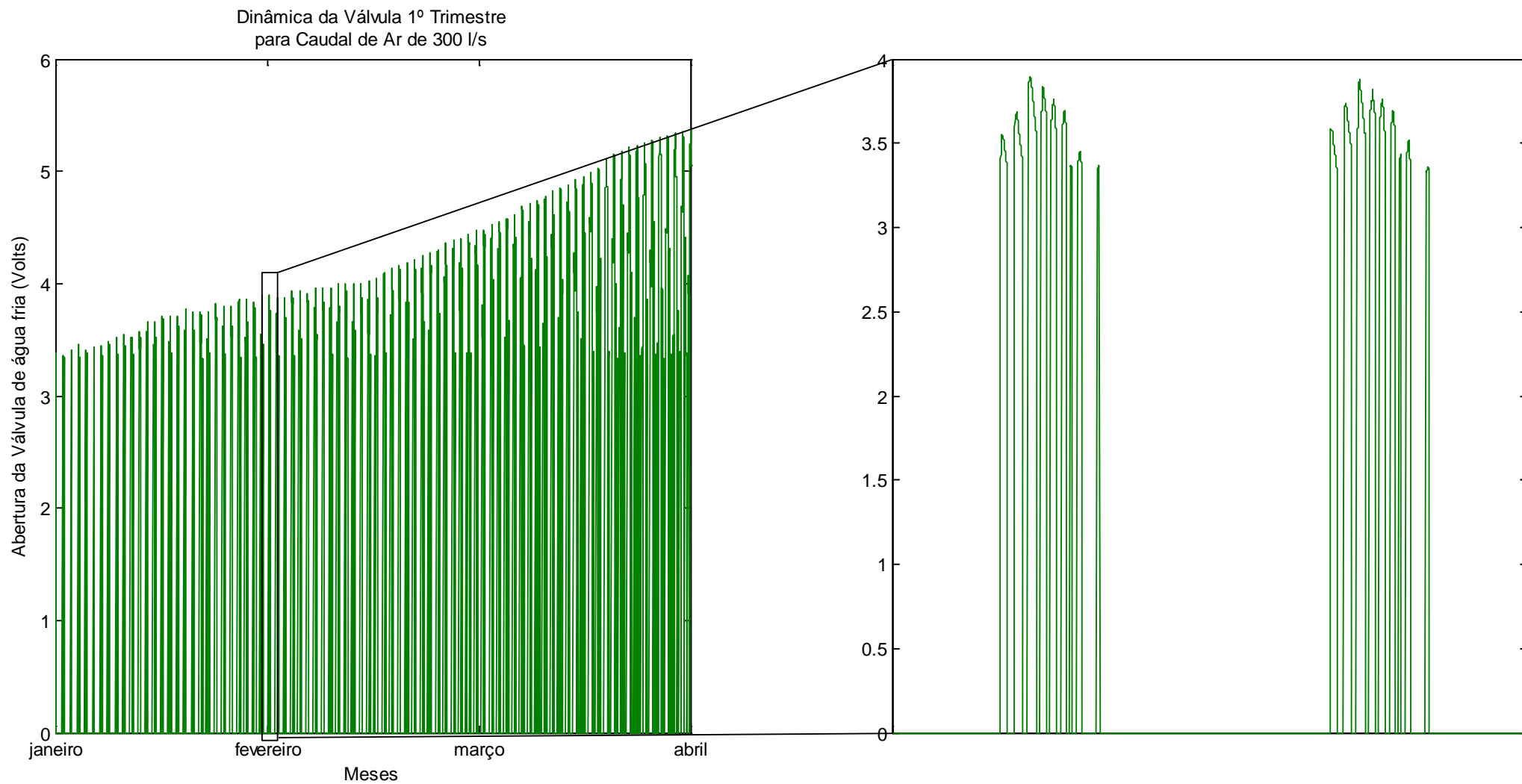


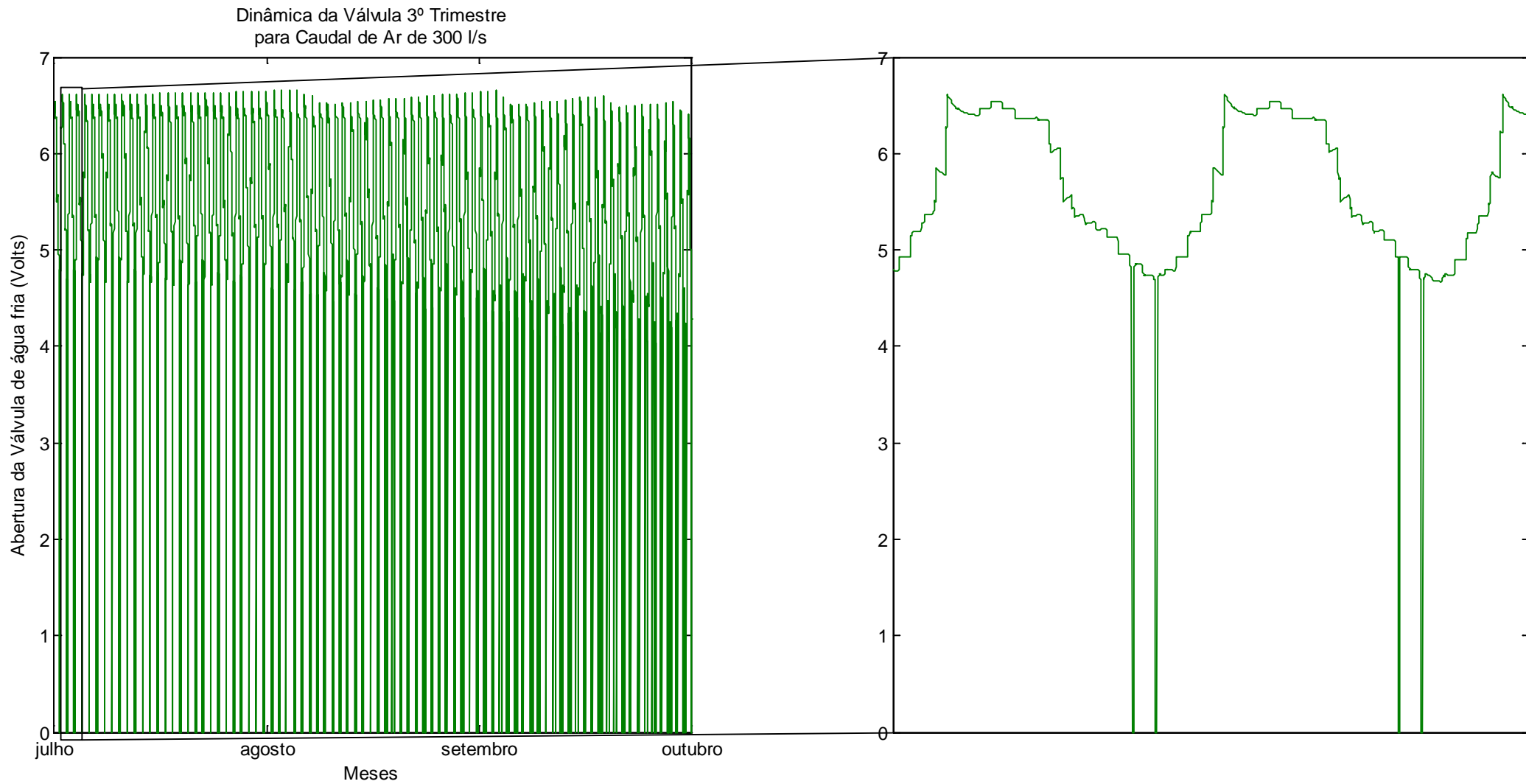
Figura 56 – Visão anual da temperatura da sala, simulação D.



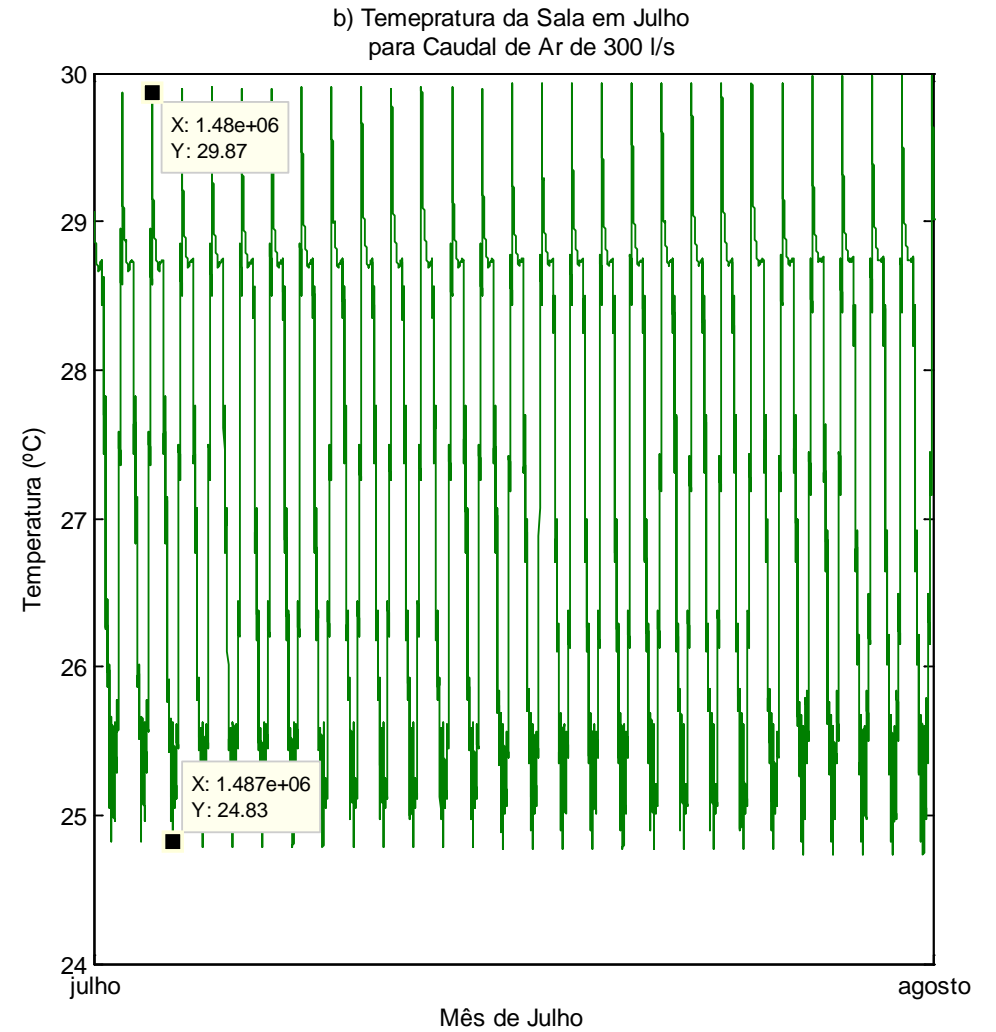
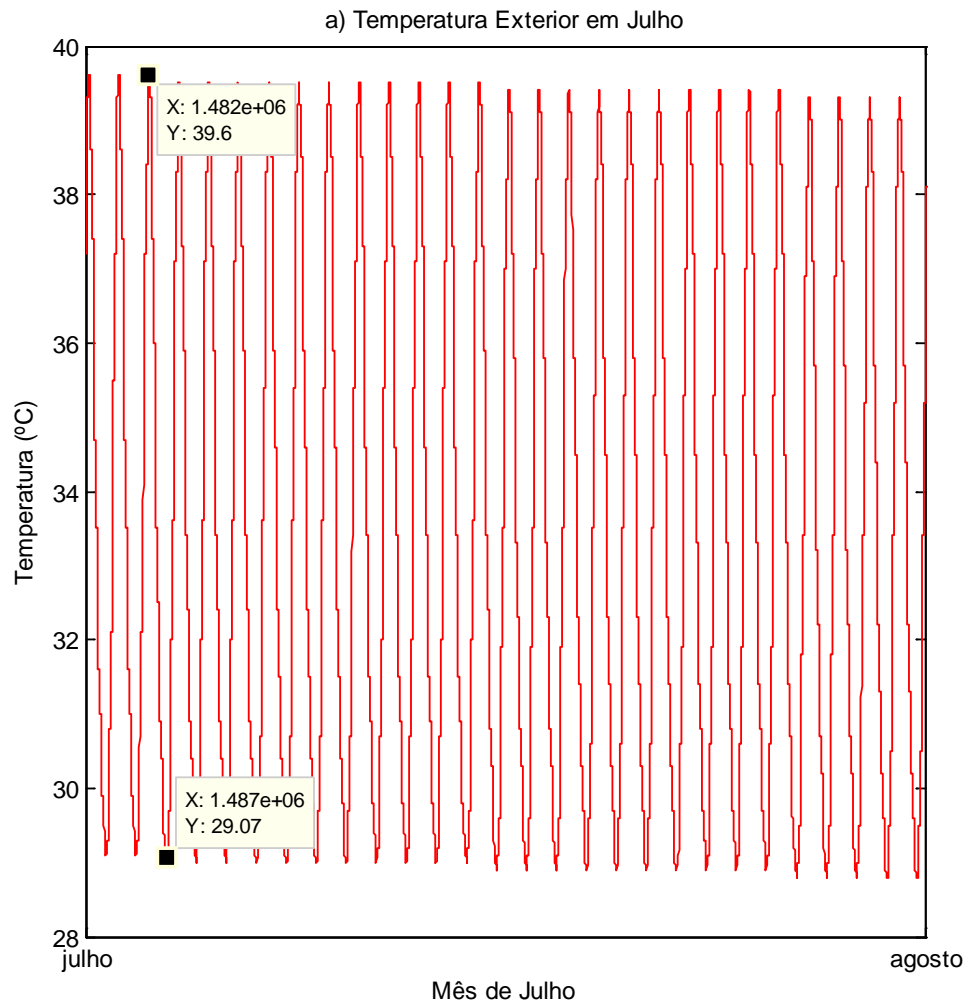
**Figura 57** - Funcionamento da válvula da bateria de arrefecimento ao longo do ano, simulação D.



**Figura 58** - Dinâmica do funcionamento da válvula de água fria no primeiro trimestre do ano com pormenor de dois dias de Fevereiro, simulação D.

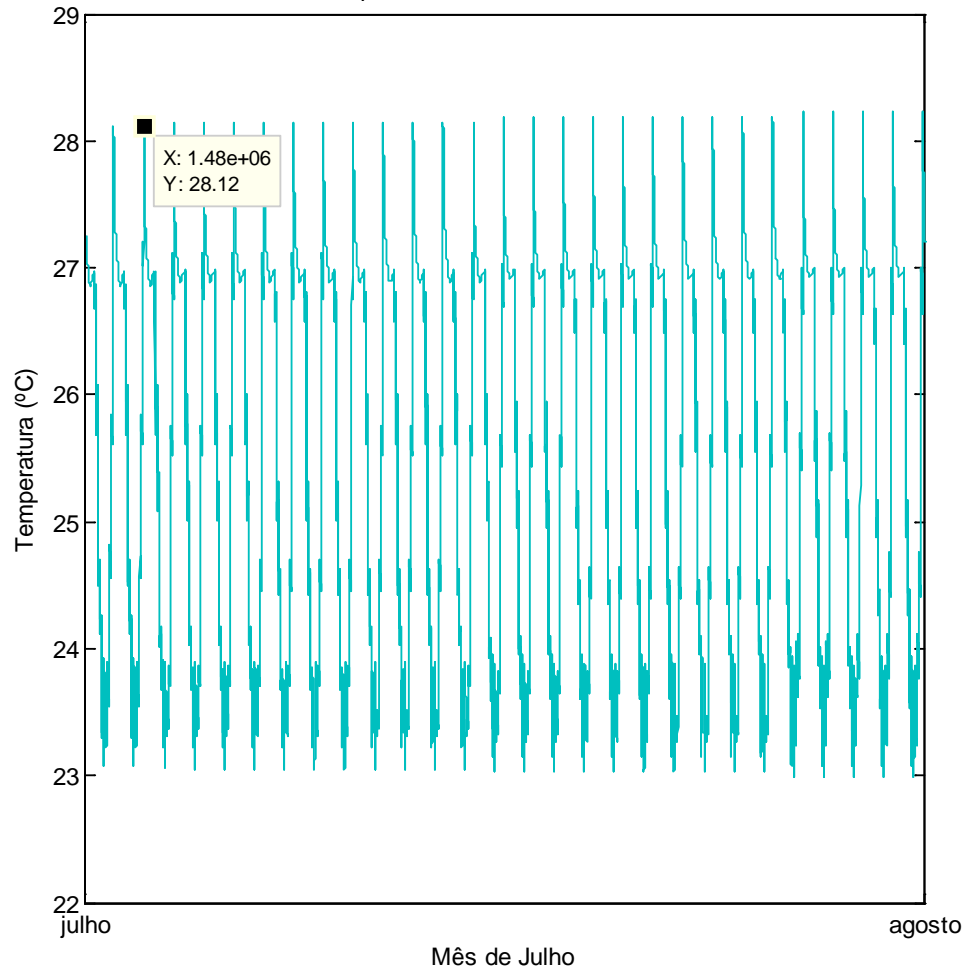


**Figura 59** - Dinâmica do funcionamento da válvula de água fria no terceiro trimestre do ano com pormenor de dois dias de Julho, simulação D.

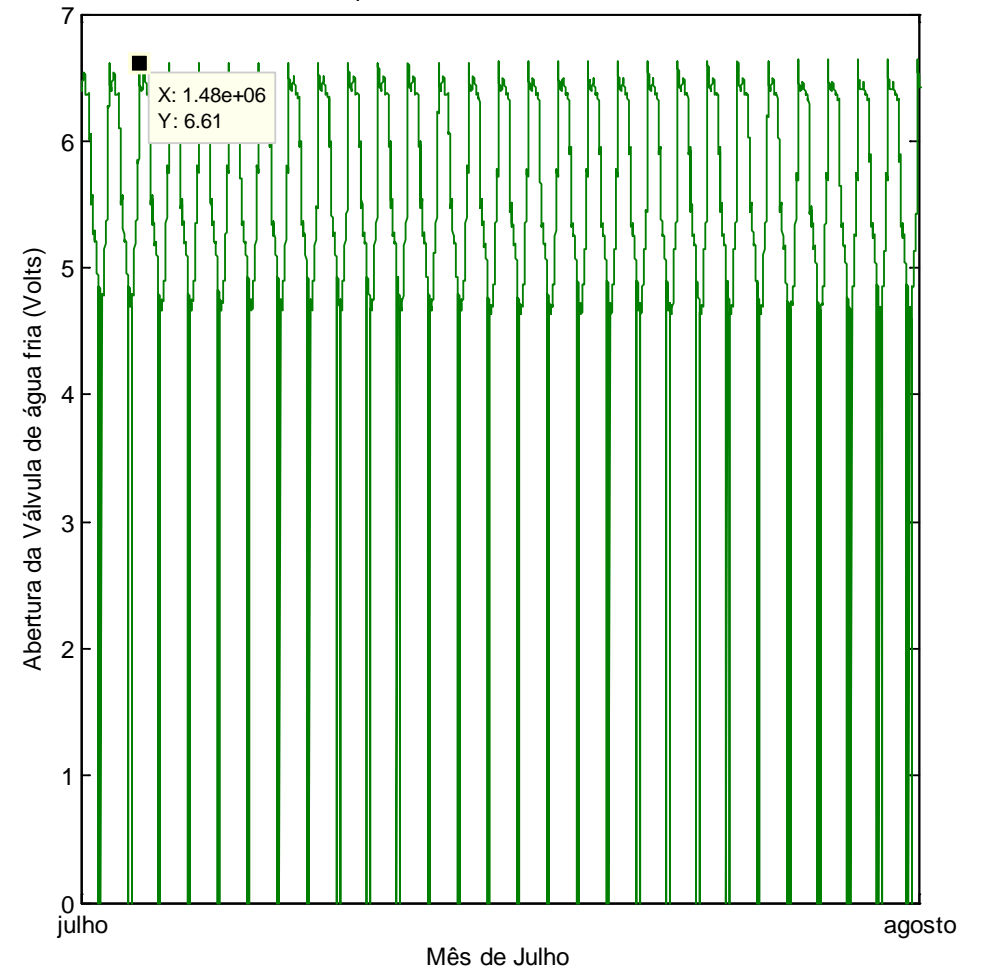


**Figura 60** - a) Evolução da temperatura exterior no mês de Julho, simulação D; b) Evolução da temperatura da sala no mês de Julho, simulação D.

a) Temperatura Insuflação em Julho  
para Caudal de Ar de 300 l/s



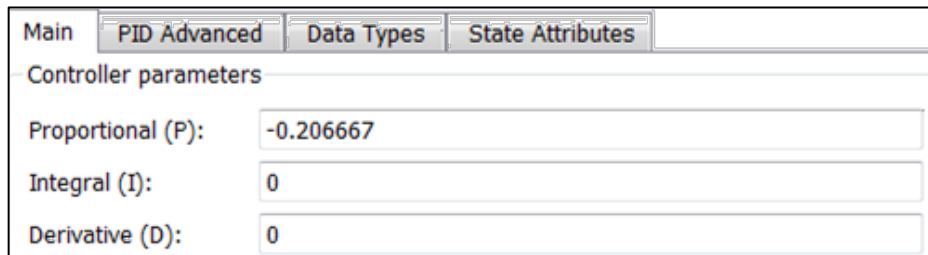
b) Dinâmica da Válvula de água fria  
para Caudal de Ar de 300 l/s



**Figura 61** - a) Evolução da temperatura de insuflação no mês de Julho, simulação D; b) Dinâmica da válvula no mês de Julho, simulação D.

#### 4.1.5. Simulação E - Controlador PID com caudal de ar novo 300 l/s

Após as simulações anteriores, faria todo o sentido ter um sistema cujo controlo fosse efectuado através de controladores industriais, os mais comuns no controlo das UTA's. Nesse sentido, adaptou-se no sistema um controlador PID em detrimento do controlador *fuzzy*, com o registo de ar novo totalmente aberto – (80) e (81), conforme se pode ver na Figura 65. Nessa mesma figura para além do bloco operacional que representa o controlador é visível também a constante de referência do sistema, fixa nos 25°C, bem como um filtro que limita a saída do sinal entre 0 e 1 Volt. A sintonia dos parâmetros do controlado PID foi efectuada por tentativa e erro de forma que a temperatura no interior da divisão registasse valores semelhantes nos meses de verão, especialmente Julho e Agosto, aos obtidos na simulação D. Dessa feita, após a sintonia o controlador apenas conta com a acção proporcional do sistema – Figura 62.



Main	PID Advanced	Data Types	State Attributes
Controller parameters			
Proportional (P):	-0.206667		
Integral (I):	0		
Derivative (D):	0		

Figura 62 – Parâmetros do controlador PID.

Começando por analisar a evolução da temperatura no interior da sala, Figura 64, ficam visíveis as semelhanças no seu padrão quando comparadas com as obtidas através da simulação D – Figura 56. Fica visível através da observação de ambas as figuras que na presente simulação há um ligeiro aumento das temperaturas mínimas no interior da divisão na maior parte do ano, contudo nos meses quentes a temperatura máxima fica cerca de meio grau centígrado abaixo dos valores obtidos para o período homólogo através do controlo *fuzzy*. É ainda de ter em conta que as temperaturas mínimas sofrem alterações mais acentuadas nos meses de transição com o controlo clássico face ao controlo *fuzzy* e, para concluir esta análise, verifica-se ainda uma evidente, embora ligeira, subida das temperaturas máximas nos meses 1, 2, 11 e 12.

Observando a acção da válvula da bateria de frio – Figura 65, fica visível uma clara redução do período de *freecooling* face à simulação anterior. Neste caso, esse período fica reduzido aos meses de Janeiro, Fevereiro, Março, Abril (1/4), Outubro (1/2), Novembro e Dezembro.

Ainda assim, a acção da válvula não é tão intensa no início do primeiro trimestre do ano, tendo tendência aproximar-se dos valores obtidos com o controlo *fuzzy* com o decorrer dos meses, chegando mesmo a ultrapassá-los no final do trimestre, como pode ser comparado na Figura 58 e Figura 68. É de notar que, apesar da acção de controlo através do controlador PID não atingir valores de abertura tão elevados nos dois primeiros meses do ano, esta mantém-se continuamente aberta entre os períodos de *freecooling* enquanto no controlador *fuzzy* a acção da válvula é intermitente, possibilitando ao sistema períodos curtos de poupança de energia – Figura 58 e Figura 68.

Com base na dinâmica das válvulas obtidas através do *Matlab*, pode obter-se a percentagem de tempo cuja válvula se encontra aberta abaixo dos 10%, ou seja, cujos gastos de energia para rejeitar o calor através do baixo caudal de água fria são reduzidos. Nesse sentido, pode ver-se na Figura 63 que a unidade de arrefecimento da simulação D encontra-se sem rejeitar calor durante mais 5% do tempo (cerca de 18 dias) que com o controlador PID.

```
>> sum(scvalvulaE(:,2)<1)/2927139  
  
ans =  
  
    0.3543  
  
>> sum(scvalvulaD(:,2)<1)/2902361  
  
ans =  
  
    0.4077
```

**Figura 63** – Cálculo da percentagem de funcionamento das válvulas abaixo dos 10%.

Pode observar-se ainda através da Figura 70, que a válvula actuada pelo controlador *fuzzy* regista uma actividade 46% e 66% em períodos de maior necessidade. Nesses mesmos períodos, o controlador industrial promove uma abertura entre 28% e 89%, sendo que nos períodos de maior carga térmica a válvula encontra-se aberta entre aproximadamente 45% e 89% enquanto nos períodos nocturnos, entre os 28% e 45%, aproximadamente.

Somando a acção das válvulas, e dividindo as respectivas somas tem-se que o controlador PID consome menos cerca 9,5% de potência à unidade de arrefecimento num ano relativamente ao controlo *fuzzy* – Figura 64. Tal pode dever-se à supra mencionada diferença entre as temperaturas máximas e mínimas obtidas no interior da divisão utilizando os diferentes

controles. Nesse sentido, foi mencionado que a temperatura máxima da sala controlada pelo controlador PID registou uma diferença de cerca de meio grau abaixo da regista pelo controlador *fuzzy*, contudo, a temperatura mínima obtida através do controlo PID regista uma diferença entre 1 e 1,5°C superior face ao controlador *inteligente* – Figura 71.

```
>> E=sum(scvalvulaE(:,2))  
  
E =  
  
    8.1063e+06  
  
>> D=sum(scvalvulaD(:,2))  
  
D =  
  
    8.9397e+06  
  
>> E/D  
  
ans =  
  
    0.9068
```

**Figura 64** - Cálculo da percentagem de funcionamento da válvula controlada através de PID face à válvula controlada por *fuzzy*.

Observando a Figura 27, pode verificar-se uma temperatura máxima e mínima nos meses quentes rondam respectivamente os de 35-40°C e os 26-30°C. Nesse sentido assumindo valores médios de máximos e mínimos de 37,5°C e 28°C, pode verificar-se que as temperaturas máximas e mínimas no interior das salas deveriam ser aproximadamente 29°C e 24°C (Anexo III). Visto isto, apesar da acção de controlo *fuzzy* ser mais dispendiosa face à acção de controlo tradicional, as temperaturas obtidas na simulação D para os meses de maior calor aproximam-se mais dos objectivos de temperatura interna propostos no Anexo III. Nesse sentido, para que houvesse uma aproximação das temperaturas controladas pelo controlador PID às temperaturas objectivo, seria exigida uma maior actuação da válvula o que poderia diminuir a percentagem de poupança face ao controlador *fuzzy* e até deixar de constituir poupança para passar a representar um prejuízo face a esse controlador.

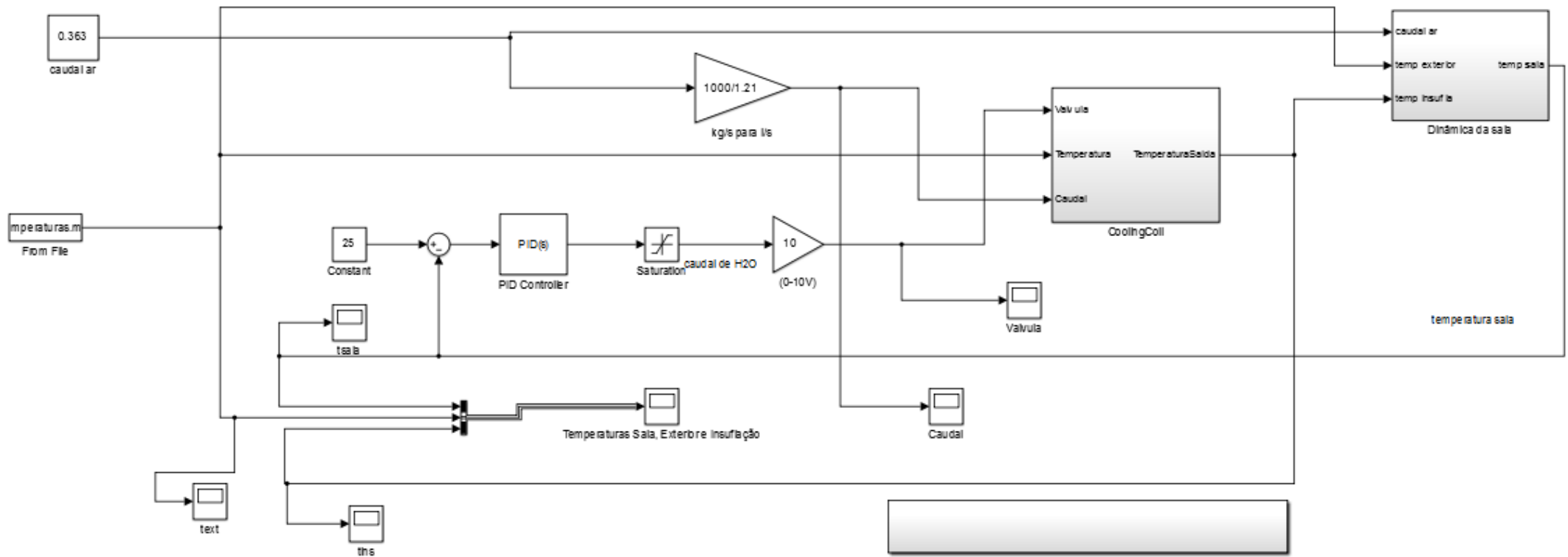
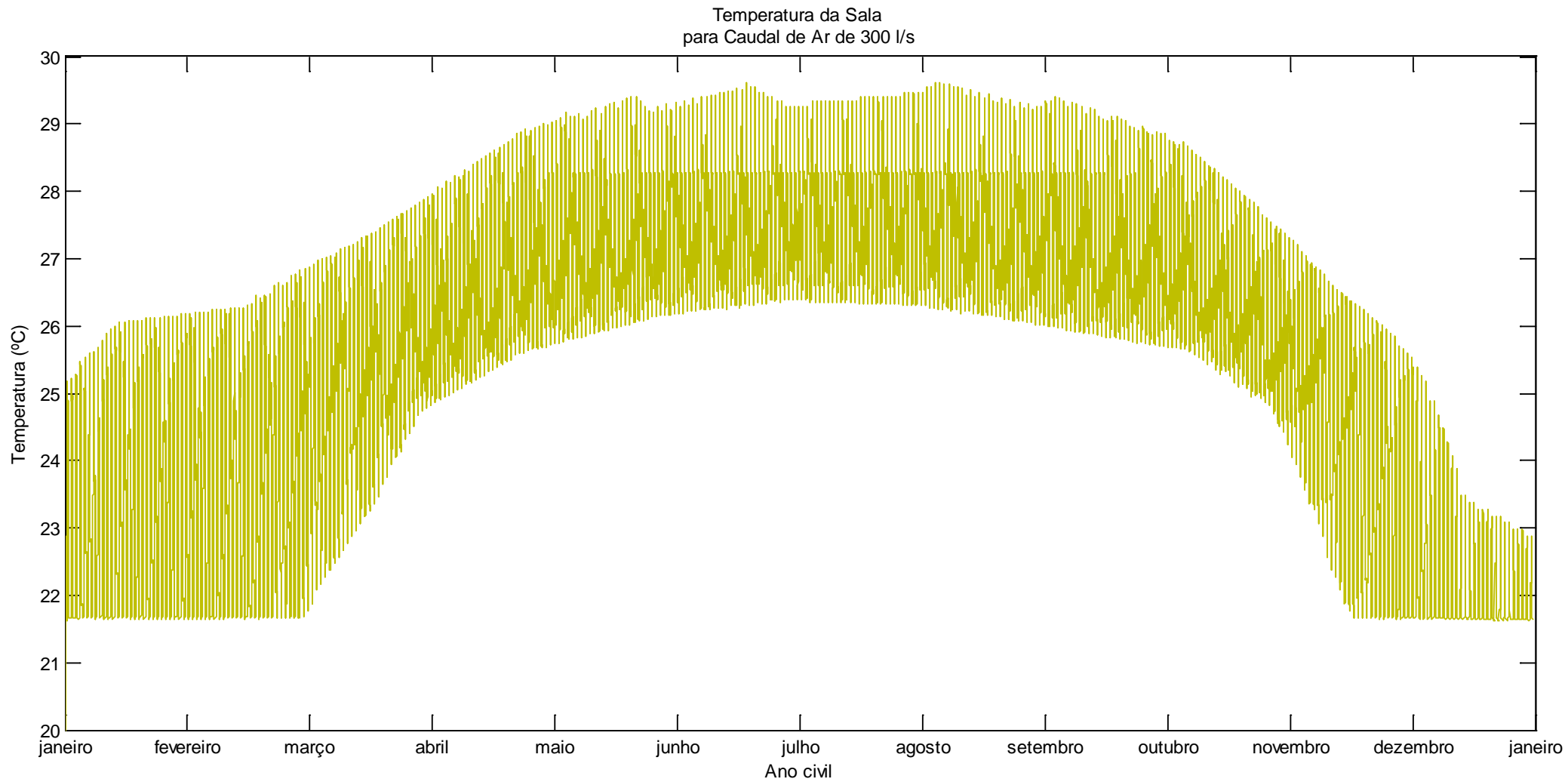
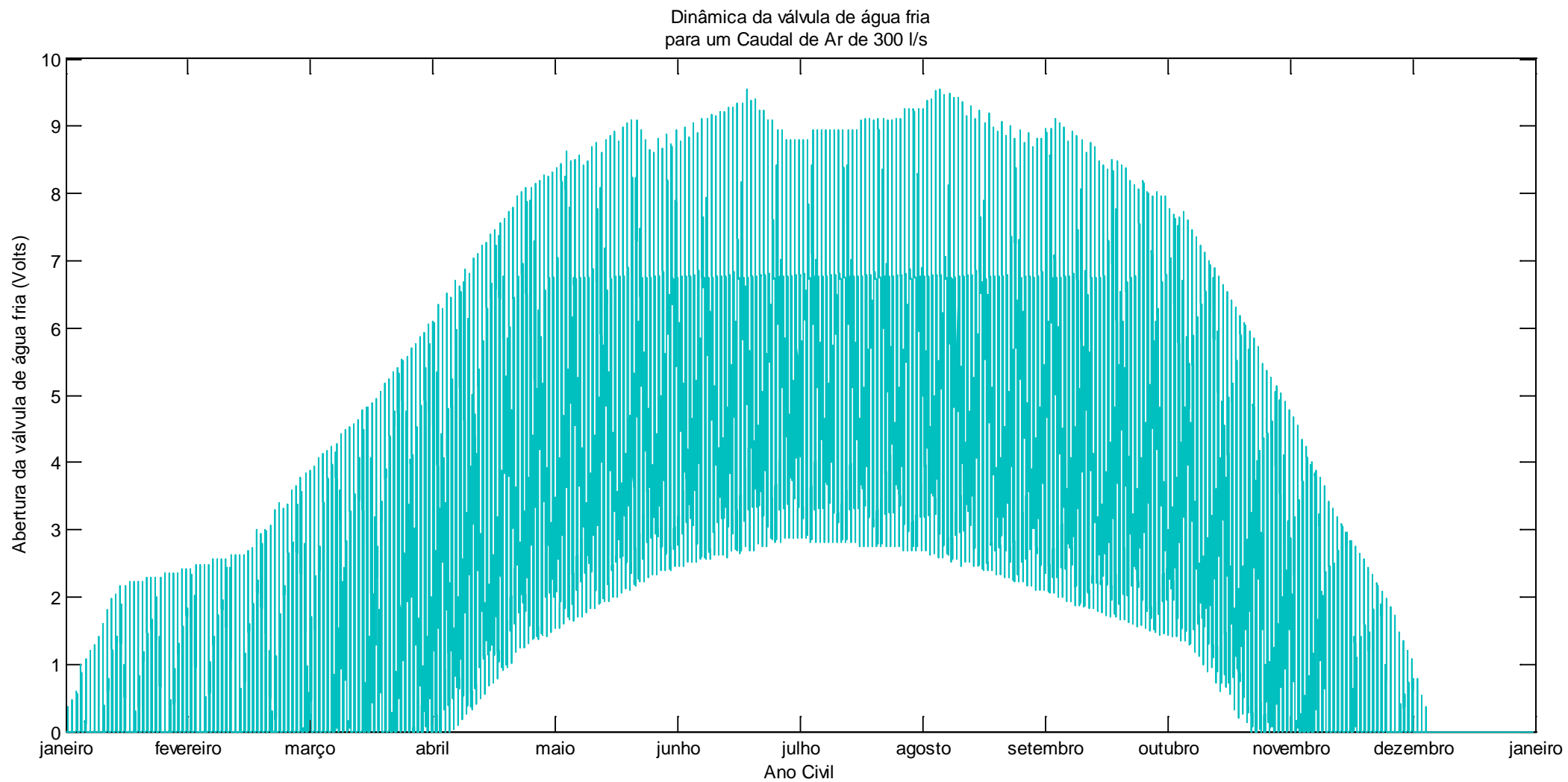


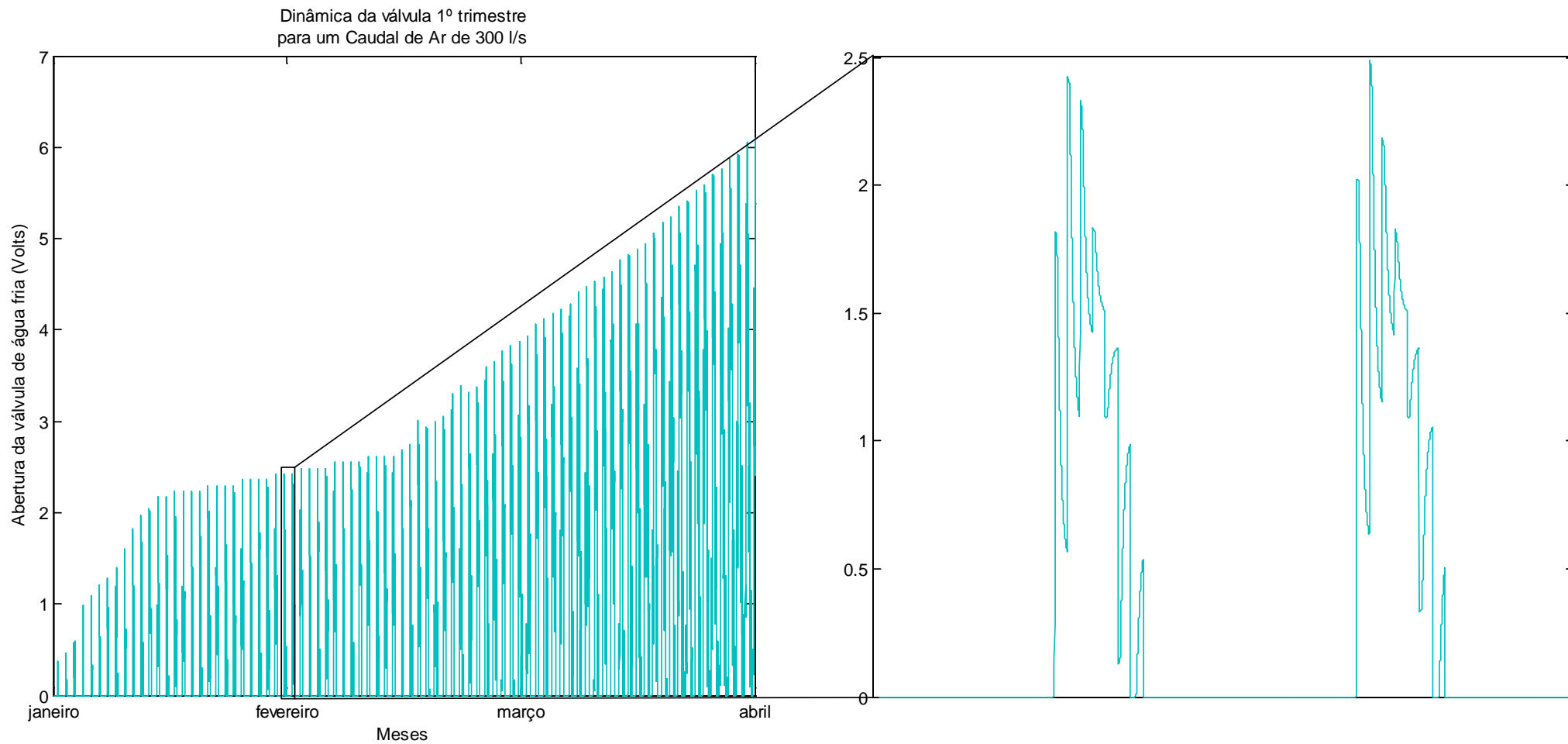
Figura 65 - Dinâmica do sistema em estudo com controlo PID.



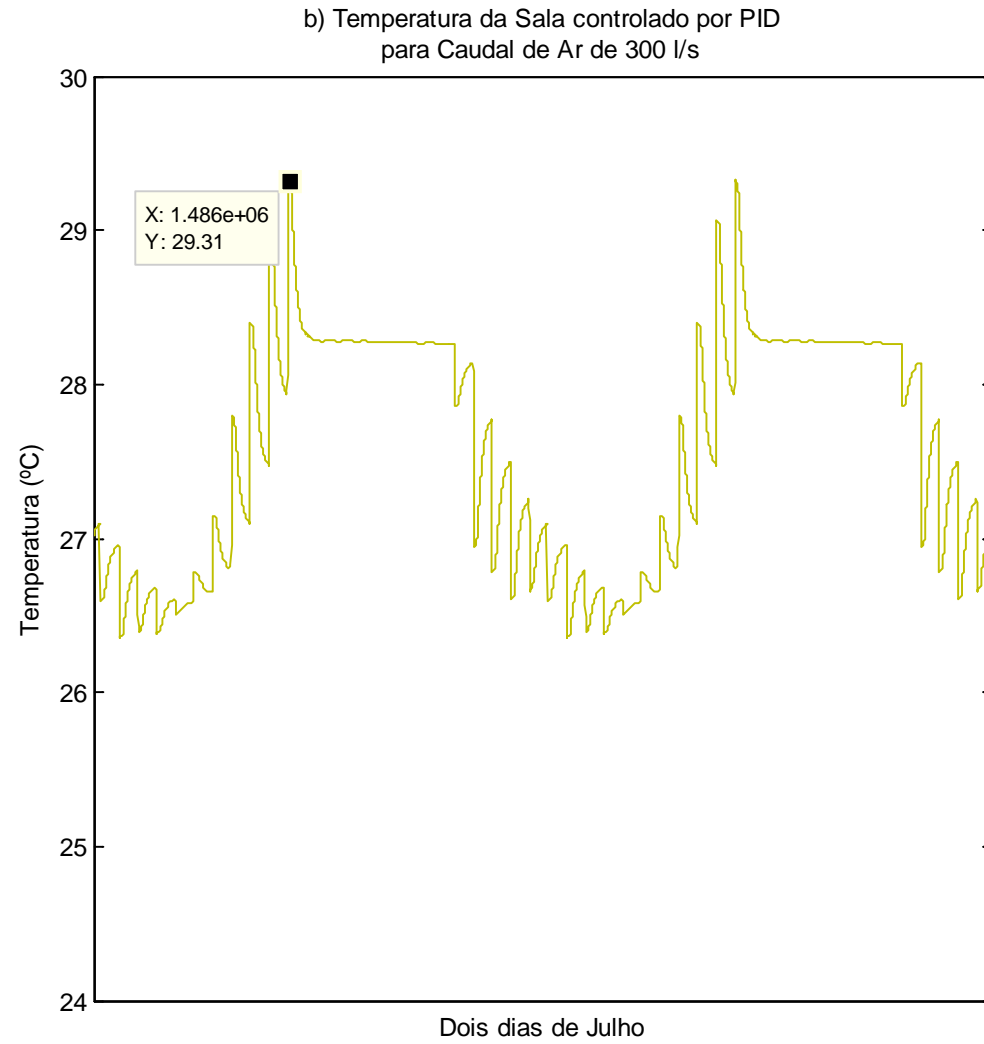
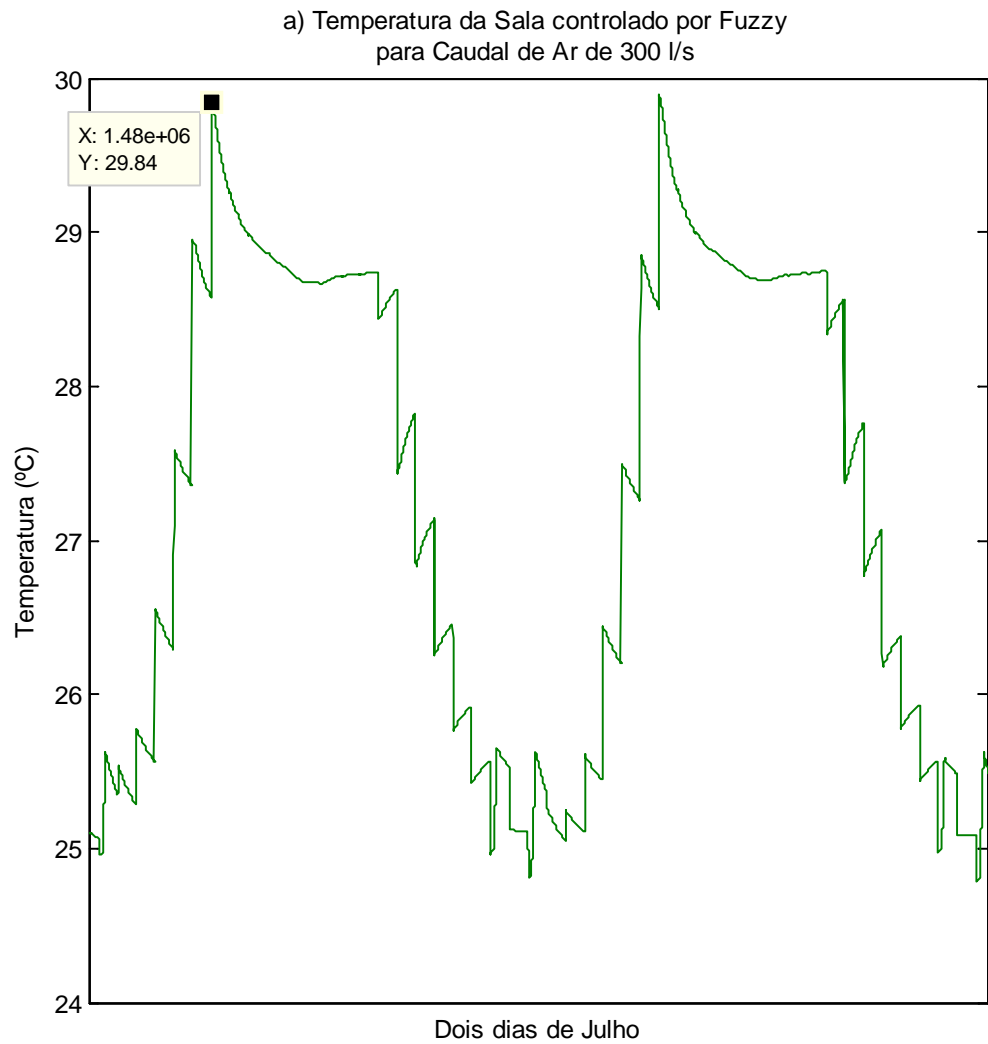
**Figura 66** - Visão anual da temperatura da sala, simulação E.



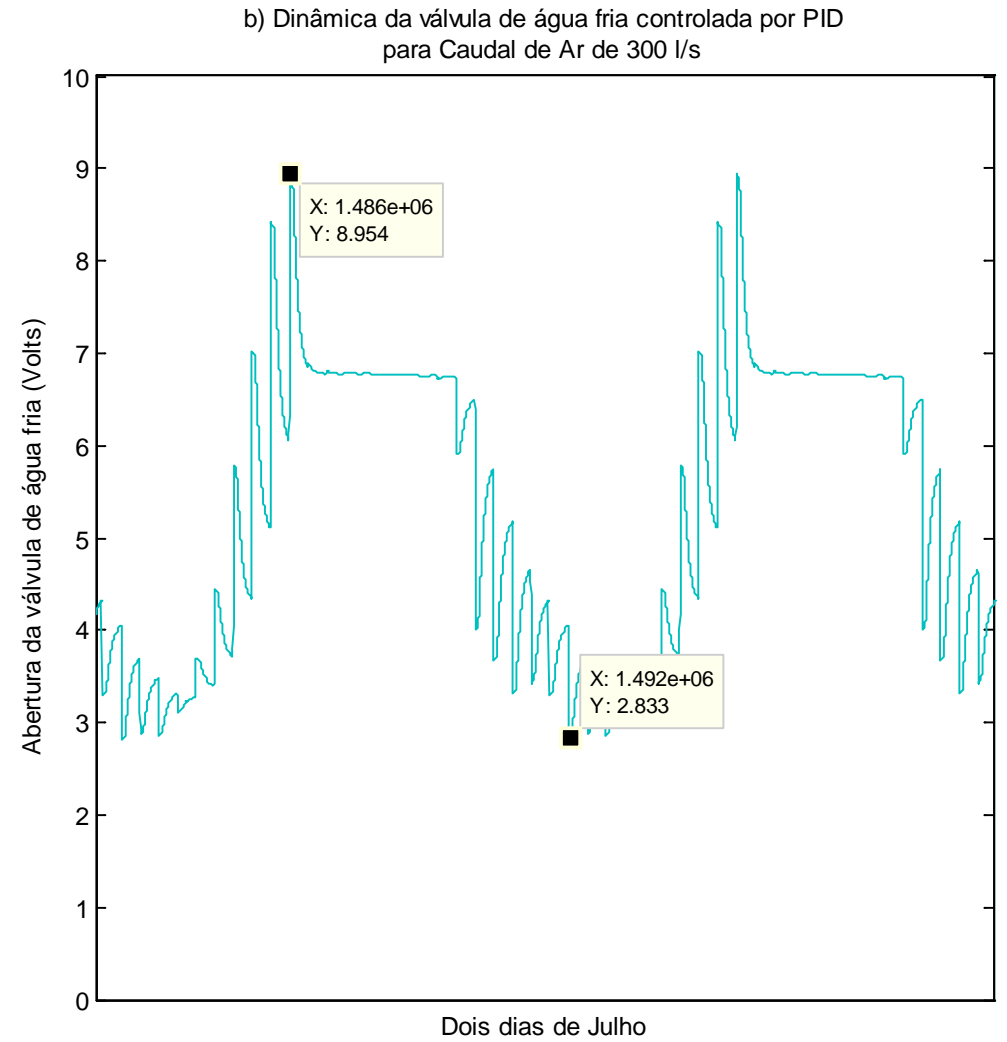
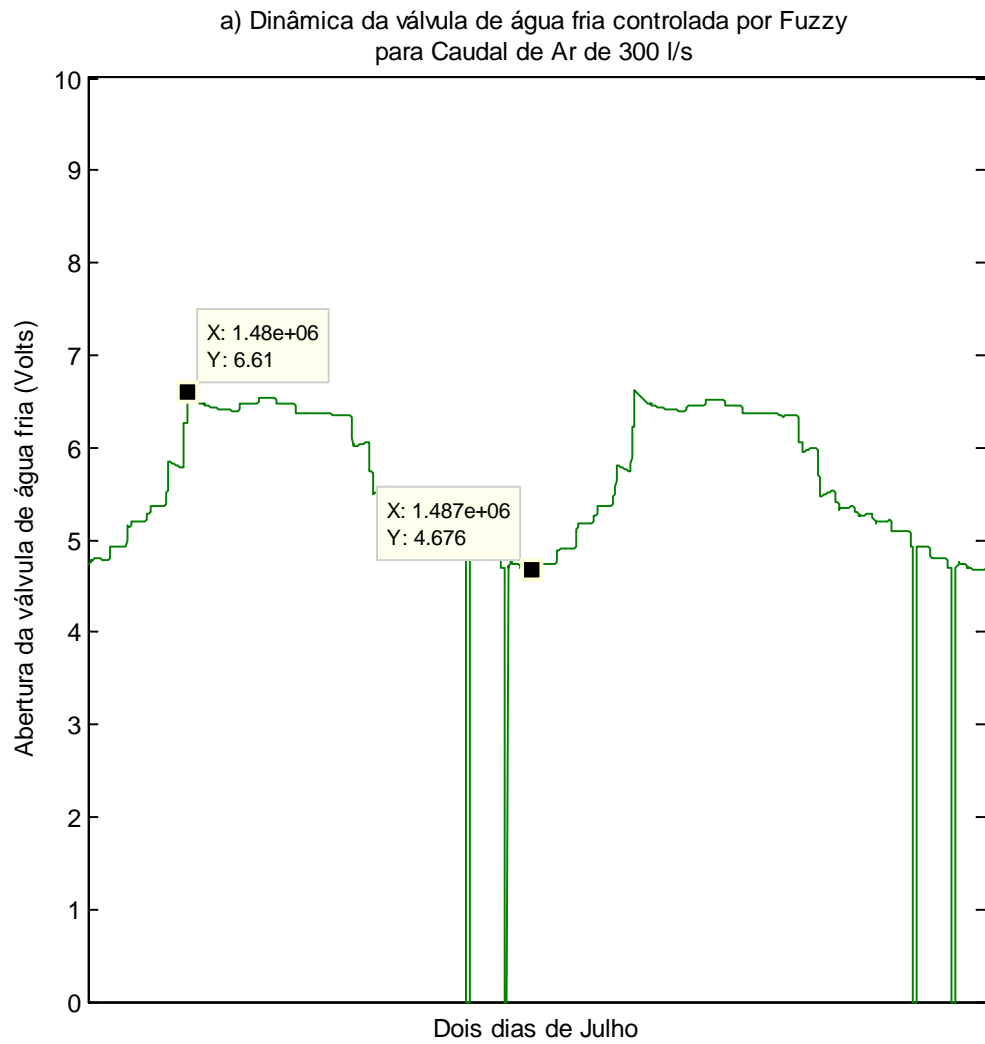
**Figura 67** - Funcionamento da válvula da bateria de arrefecimento ao longo do ano, simulação E.



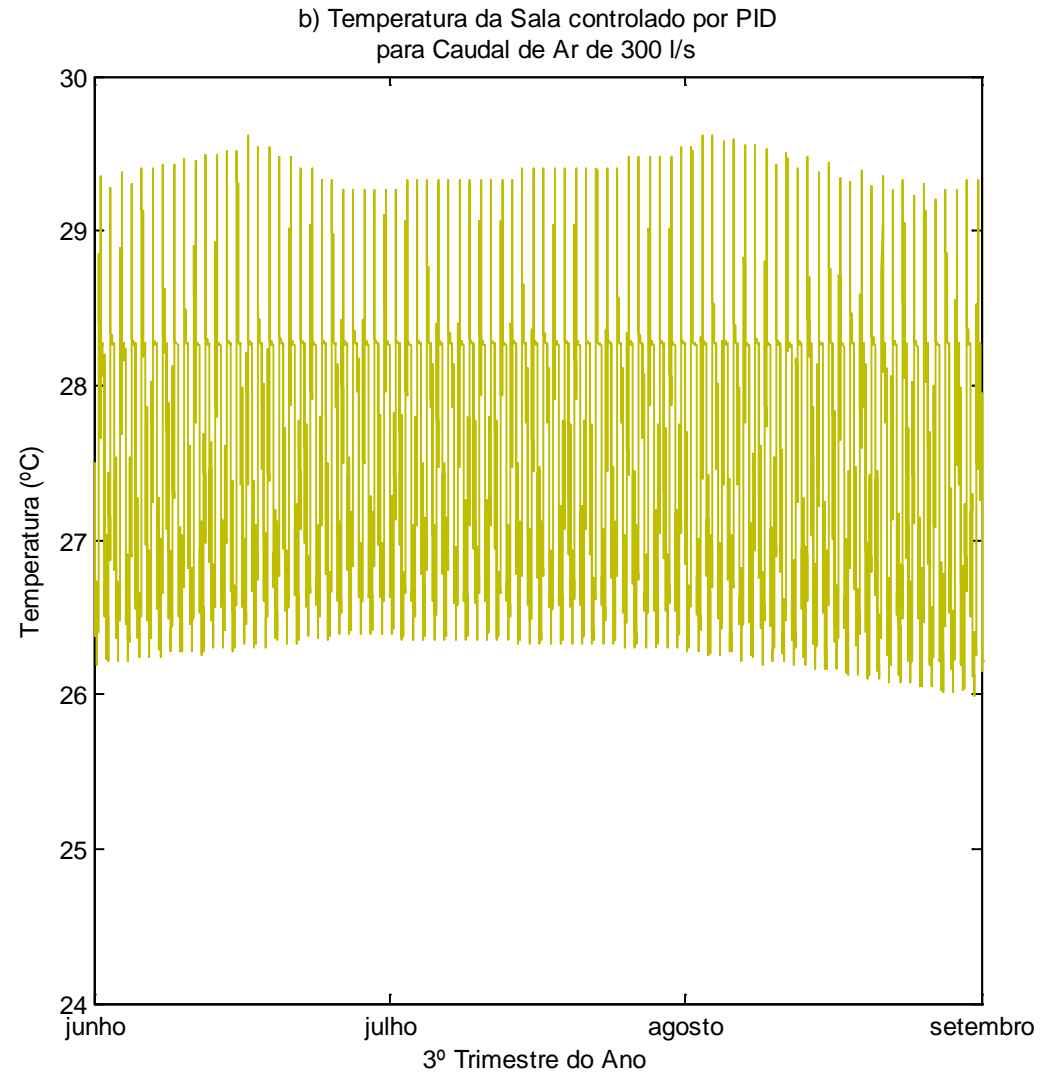
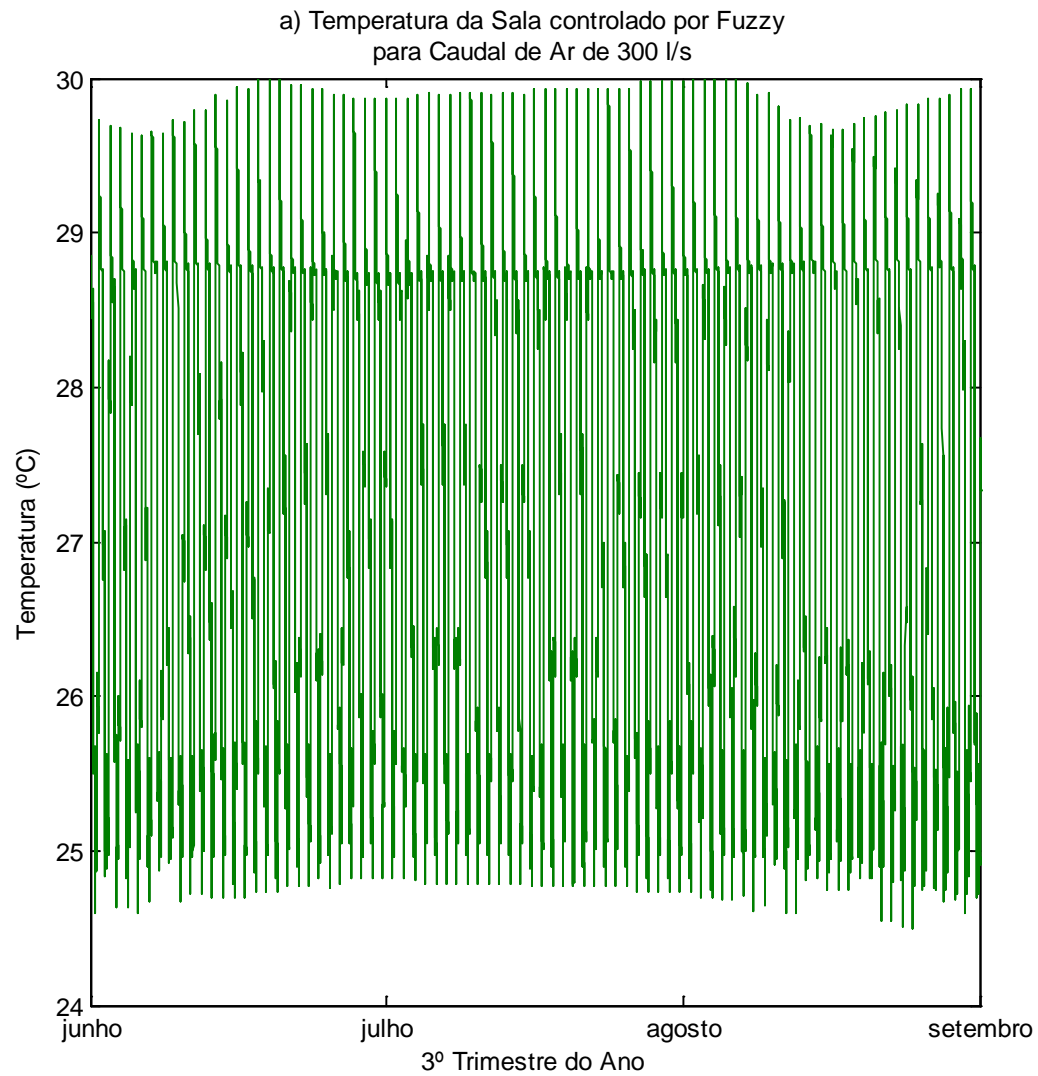
**Figura 68** - Dinâmica do funcionamento da válvula de água fria no primeiro trimestre do ano com pormenor de dois dias de Fevereiro, simulação E.



**Figura 69** - a) Temperatura da sala controlada pelo controlador *fuzzy* em dois dias de Julho, simulação D; b) Temperatura da sala controlada pelo controlador PID em dois dias de Julho, simulação E.



**Figura 70** - a) Dinâmica da válvula da bateria de arrefecimento controlada pelo controlador *fuzzy* em dois dias de Julho, simulação D; b) Dinâmica da válvula da bateria de arrefecimento controlada pelo controlador PID em dois dias de Julho, simulação E.



**Figura 71** - a) Temperatura da sala controlada pelo controlador *fuzzy* no 3º trimestre do ano, simulação D; b) Temperatura da sala controlada pelo controlador PID no 3º trimestre do ano, simulação E.

## 5. Conclusões e desenvolvimentos futuros

A utilização da inteligência artificial baseada em algoritmos *fuzzy* no desenvolvimento do controlo de unidades de tratamento de ar revelou-se ao longo da dissertação como uma ferramenta bastante útil e intuitiva. Contudo, o caminho percorrido quer para o desenvolvimento do controlador quer para o desenvolvimento do sistema em estudo passou por diversas fases de maturação, culminando com o presente documento.

Ao longo do mestrado em engenharia mecânica foram adquiridos variados conhecimentos na área de controlo automático de sistemas bem como ao nível da optimização aplicada à engenharia, porém grande parte das matérias leccionadas focam os controladores industriais e, também, uma ligeira abordagem sobre as redes neuronais, sendo que por essa razão o desenvolvimento de um controlador *Fuzzy* constituiu um enorme desafio quer ao nível da compreensão da metodologia quer ao nível da sua aplicação ao sistema em estudo através do *software* Simulink/Matlab<sup>®</sup> uma vez tratar-se de uma matéria fora da zona de conforto.

Quando tencionamos controlar um sistema de climatização devemos ter em conta que a noção de conforto térmico é variável de pessoa para pessoa, contudo existem valores aceites para as condições interiores óptimas em relação aos meses de inverno e verão. Nesse sentido a simulação foi corrida para os 12 meses, mas os valores adoptados como referência foram os de verão. Visto isto, teria sido interessante variar os valores de referência em consonância com os meses de inverno/verão bem como a colocação de uma bateria de aquecimento para colmatar as necessidades de inverno.

As simulações A, B, C e D tiveram como objectivo analisar a evolução da acção do controlador em função do caudal de entrada. Nesse sentido verificou-se que à medida que o caudal de entrada foi aumentando até ao valor máximo permitido pela configuração da UTA houve uma melhoria das condições interiores da divisão em estudo bem como um aumento dos períodos de *freecooling*. É de lembrar que nas simulações A, B e C, a acção da válvula da bateria de arrefecimento se revelou insuficiente face às necessidades do local. Na simulação D, verificam-se então as condições propostas no Anexo III relativamente à flutuação do ponto de referência interior face ao exterior.

Quando comparando dois sistemas cuja única distinção são as metodologias de controlo (E) verificam-se algumas diferenças, sobretudo na resposta da válvula accionada pelo controlador. No controlo *fuzzy* a acção da válvula é mais homogénea ao longo de todo o ano, enquanto com o controlador PID essa acção acompanha o perfil de temperaturas exteriores. Neste exemplo em concreto a utilização da inteligência artificial no controlo introduz uma melhoria do período onde apenas a ventilação está em funcionamento face ao controlo clássico, não havendo consumo de potência por parte do equipamento de refrigeração. É de notar que apesar de haver uma acção inferior da válvula com o controlador PID em cerca de 10% face ao controlador *fuzzy*, deve ter-se em conta que essa diferença pode dever-se ao facto das temperaturas mínimas em alguns períodos do ano terem sido inferiores face ao controlo *fuzzy*. Por fim, se tivermos em conta que os controladores industriais se encontram fortemente enraizados na indústria e a semelhança nos resultados práticos obtidos neste caso em particular, é natural que haja alguma resistência por parte das empresas na implementação destas metodologias de controlo, mesmo que possam ser benéficas.

Teria sido interessante analisar a acção do controlador *fuzzy* com diferentes configurações das UTA's, mais propriamente com unidades que proporcionam a mistura do caudal de ar novo com o caudal de retorno, uma vez que este último já se encontra climatizado, e também com recuperação de calor entre esses dois caudais. Poderia ser igualmente interessante controlar o registo de caudal de ar novo entre os valores mínimos e máximos através dos algoritmos *fuzzy* de forma ao sistema otimizar a acção da válvula da serpentina de arrefecimento *versus* o registo de caudal. Associado ao controlo seria interessante a introdução de limitações financeiras, obrigando o sistema a fazer escolhas em função da capacidade económica imposta pelo operador, mesmo que resultem na degradação do ambiente interno, sendo que nesse sentido poder-se-ia estudar as condições interiores *versus* custo operativo.

Naturalmente que os resultados obtidos resultaram de diversas simulações em ambiente computacional, pelo que seria de enorme interesse um estudo semelhante em ambiente laboratorial em tempo real, podendo o presente trabalho servir como meio de comparação de resultados.

Todas estas soluções teriam sido exploradas de bom grado, contudo, e com a esperança que o tema seja do interesse de futuros colegas nesta ou noutras instituições, deixo em aberto estes desafios, objectivando um futuro energeticamente mais eficiente.

# Referências Bibliográficas

- [1] – Bruxelas, 8.3.2006. COM(2006) 105 final. *Livro Verde*. Estratégia europeia para uma energia sustentável, competitiva e segura. {SEC(2006) 317}.
- [2] – Decreto-Lei nº 79/2006, de 4 de Abril. Diário da República, I Série – A N.º 67.
- [3] – Decreto-Lei nº 80/2006, de 4 de Abril. Diário da República, I Série – A N.º 67.
- [4] – Argüello-Serrano, B; Vélez-Reyes, M. (1999). Nonlinear Control of Heating, Ventilating and Air Conditioning System with Thermal Load Estimation. *IEEE*. 7: 56 – 63.
- [5] – Amaral, C. (2011). Para uma Análise do Tema Electricidade na Revista da Associação dos Engenheiros Civis Portugueses (1870-1945). *CITCEM: Cultura, Espaço & Memória*. 2: 193 – 218.
- [6] – Ming, H; et. al. (2005). Multiple fuzzy model-based temperature predictive control for HVAC systems. *Elsevier Science Inc. Information Sciences*, 169: 155-174.
- [7] – Russel, S.; Norving, P. (2014). *Artificial Intelligence. A Modern Approach*. Third edition, Pearson Education Limited. Harlow.
- [8] – Costa, E.; Simões, A. (2008). *Inteligência Artificial – Fundamentos e Aplicações*. LIDEL. Lisboa
- [9] – Verbruggen, H. B.; Bruijn, P.M. (1997). Fuzzy Control and conventional control: What is (and can be) the real contribution of Fuzzy Systems?. *Elsevier Science B. V. Fuzzy sets and systems*, 90: 151 – 160.
- [10] – Singh, J.; et. al. (2006). Fuzzy modeling and control of HVAC systems – A review. *Journal of Scientific & Industrial Research*. 65: 470 – 476.
- [11] – Zilouchian, A.; Jamshidi, M. (2001). *Intelligent Control Systems Using Soft Computing Methodologies*. CRC Press LLC. Florida.
- [12] – Becker, M.; et. al. (1994). Fuzzy control for temperature and humidity in refrigeration systems. *IEEE*. 3: 1607 – 1611.

- [13] – Davis, I.; et. al. (1994). Fuzzy Logic for Vehicle Climate Control. *IEEE*. 1: 530 – 534.
- [14] – Watanuki, K.; Murata, T. (1999). Fuzzy-timing petri net model of temperature control for car air conditioning system. *IEEE*. 4: 618 – 622.
- [15] – Eftekhari, M.; et al. (2003). Design and performance of a rule-based controller in a naturally ventilated room. *Elsevier Science Inc. Computers in Industry*. 51: 299 – 326.
- [16] – Hamdi, M.; Lachiver, G. (1998). A fuzzy control system based on the human sensation of thermal comfort. *IEEE*. 98: 487 – 492.
- [17] – Lea, N.; et. al. (1996). An HVAC fuzzy logic zone control system and performance results. *IEEE*. 3: 2175 – 2180.
- [18] – Freire, R.; et. al. (2008). Predictive controllers for thermal comfort optimization and energy savings. *Elsevier Science Inc. Energy and Buildings*. 40: 1353 – 1365.
- [19] – Lipo, A.; et al. (2001). Design and implementation of a fuzzy controller for thermally comfortable HVAC application. *IEEE*. 77: 533 – 537.
- [20] – Ogata, K. (2000). *Engenharia de Controlo Moderno*. Terceira Edição, LTC, Rio de Janeiro.
- [21] – ISEL, ADEM, Secção de Controlo de Sistemas. (2012/13). *Controlo Automático de Sistemas*. Cap.1: Sistemas de Controlo – Conceitos Básicos.
- [22] – Nise, N. (2004). *Control Systems Engineering*. Fourth Edition, Wiley. New Jersey.
- [23] – ISEL, ADEM, Secção de Controlo de Sistemas. (2012/13). *Controlo Automático de Sistemas*. Cap.4: Controladores Industriais.
- [24] – Kasabov, N. (1998). *Foundations of neural networks, fuzzy systems, and Knowledge Engineering*. Second Edition, The MIT Press. Massachusetts.
- [25] – Krishnamoorthy, C.; Rajeev, S. (1996). *Artificial Intelligence and Expert Systems for Engineers*. CRC Press.
- [26] – Jager, R. (1995). *Fuzzy logic in control*. Thesis Technische Universiteit Delft. Jager.

- [27] – Stachowicz, M. (2010). *Introduction to Intelligent Control*. Part 6. Laboratory for Intelligent Systems, ECE Department, University of Minnesota Duluth.
- [28] – Sousa, J. (1998). *A fuzzy approach to model-based control*. Thesis Technische Universiteit Delft. Sousa.
- [29] – MathWorks®: Fuzzy Logic Toolbox. 24 de Junho de 2014. Disponível na Internet: <URL:<http://www.mathworks.com/help/fuzzy/index.html>>
- [30] – Çengel, Y. (2003). *Heat Transfer*. A practical approach. Second Edition, Mc Graw Hill.
- [31] – Vedavarz, A.; et. al. (2007). *HVAC: Handbook of Heating, ventilation and Air Conditioning for Design and Implementation*. Industrial Press Inc. New York.
- [32] – Sandometal. *Unidades Tratamento de Ar 04*. Catálogo.
- [33] – Frade, J. (2006). *Climatização Geral*. AEISEL.
- [34] – ISEL, ADEM, Gestão Energética de Edifícios. (2013/14). *Elementos de controlo em instalações AVAC*.
- [35] – Cox, E. (1998). *The Fuzzy Systems Handbook*. A Practitioner's Guide to Building, Using, and Maintaining Fuzzy Systems. Second Edition, AP Professional. San Diego, CA.
- [36] – Sarimveis, H.; Bafas, G. (2003). Fuzzy model predictive control of non-linear processes using genetic algorithms. *Elsevier Science B. V. Fuzzy sets and systems*, 139: 59 – 80.
- [37] – Jing-Song, H.; et. al. (2000). Realizing fine quality real-time fuzzy control by a simple algorithm. *Cybernetics and Systems: An international Journal*, 31:787 – 802.
- [38] – Lu, J.; et. al. (2001). Predictive fuzzy PID control: theory, design and simulation; *Elsevier Science Inc. Information Sciences*, 137: 157 – 187.
- [39] – Lilly, J. (2010). *Fuzzy Control and Identification*. Wiley. New Jersey.
- [40] – Alcalá, R.; et. al. (2003). Fuzzy Control of HVAC Systems Optimized by Genetic Algorithms. *Applied Intelligence*. 18: 155-177.

[41] – Oliveira, A. (1999). *Fundamentos de Controlo de Processo*. SENAI.

[42] – Kriesel, D. (2005). *A Brief Introduction to Neural Networks*.

# **Anexos**



## **Anexo I – *Ashrae Handbook Fundamentals***



**Table 2. Lighting Power Densities Using Space-by-Space Method**

<b>Common Space Types*</b>	<b>LPD, W/m<sup>2</sup></b>	<b>Building-Specific Space Types</b>	<b>LPD, W/m<sup>2</sup></b>
Office—enclosed	12	Gymnasium/exercise center	
Office—open plan	12	Playing Area	15
Conference/meeting/multipurpose	14	Exercise Area	10
Classroom/lecture/training	15	Courthouse/police station/penitentiary	
For penitentiary	14	Courtroom	20
Lobby	14	Confinement cells	10
For hotel	12	Judges' chambers	14
For performing arts theater	36	Fire Stations	
For motion picture theater	12	Engine room	9
Audience/seating Area	10	Sleeping quarters	3
For gymnasium	4	Post office—sorting area	13
For exercise center	3	Convention center—exhibit space	14
For convention center	8	Library	
For penitentiary	8	Card file and cataloging	12
For religious buildings	18	Stacks	18
For sports arena	4	Reading area	13
For performing arts theater	28	Hospital	
For motion picture theater	13	Emergency	29
For transportation	5	Recovery	9
Atrium—first three floors	6	Nurses' station	11
Atrium—each additional floor	2	Exam/treatment	16
Lounge/recreation	13	Pharmacy	13
For hospital	9	Patient room	8
Dining Area	10	Operating room	24
For penitentiary	14	Nursery	6
For hotel	14	Medical supply	15
For motel	13	Physical therapy	10
For bar lounge/leisure dining	15	Radiology	4
For family dining	23	Laundry—washing	6
Food preparation	13	Automotive—service/repair	8
Laboratory	15	Manufacturing	
Restrooms	10	Low bay (<7.6 m floor to ceiling height)	13
Dressing/locker/fitting room	6	High bay (≥7.6 m floor to ceiling height)	18
Corridor/transition	5	Detailed manufacturing	23
For hospital	11	Equipment room	13
For manufacturing facility	5	Control room	5
Stairs—active	6	Hotel/motel guest rooms	12
Active storage	9	Dormitory—living quarters	12
For hospital	10	Museum	
Inactive storage	3	General exhibition	11
For museum	9	Restoration	18
Electrical/mechanical	16	Bank/office—banking activity area	16
Workshop	20	Religious buildings	
Sales area [for accent lighting, see Section 9.6.2(B) of ASHRAE Standard 90.1]	18	Worship pulpit, choir	26
		Fellowship hall	10
		Retail	
		Sales area for accent lighting, see Section 9.6.3(C) of ASHRAE Standard 90.1]	18
		Mall concourse	18
		Sports arena	
		Ring sports area	29
		Court sports area	25
		Indoor playing field area	15
		Warehouse	
		Fine material storage	15
		Medium/bulky material storage	10
		Parking garage—garage area	2

Transportation	
Airport—concourse	6
Air/train/bus—baggage area	11
Terminal—ticket counter	16

---

*Source:* ASHRAE *Standard* 90.1-2007.

\* In cases where both a common space type and a building-specific type are listed, the building-specific space type applies.

**Table 8. Recommended Heat Gain from Typical Computer Equipment**

Equipment	Description	Nameplate Power Consumption, W	Average Power Consumption, W
Desktop computer <sup>a</sup>	Manufacturer A (model A); 2.8 GHz processor, 1 GB RAM	480	73
	Manufacturer A (model B); 2.6 GHz processor, 2 GB RAM	480	49
	Manufacturer B (model A); 3.0 GHz processor, 2 GB RAM	690	77
	Manufacturer B (model B); 3.0 GHz processor, 2 GB RAM	690	48
	Manufacturer A (model C); 2.3 GHz processor, 3 GB RAM	1200	97
Laptop computer <sup>b</sup>	Manufacturer 1; 2.0 GHz processor, 2 GB RAM, 430 mm screen	130	36
	Manufacturer 1; 1.8 GHz processor, 1 GB RAM, 430 mm screen	90	23
	Manufacturer 1; 2.0 GHz processor, 2 GB RAM, 355 mm screen	90	31
	Manufacturer 2; 2.13 GHz processor, 1 GB RAM, 355 mm screen, tablet PC	90	29
	Manufacturer 2; 366 MHz processor, 130 MB RAM, 355 mm screen)	70	22
Flat-panel monitor <sup>c</sup>	Manufacturer X (model A); 760 mm screen	383	90
	Manufacturer X (model B); 560 mm screen	360	36
	Manufacturer Y (model A), 480 mm screen	288	28
	Manufacturer Y (model B), 430 mm screen	240	27
	Manufacturer Z (model A), 430 mm screen	240	29
	Manufacturer Z (model C), 380 mm screen	240	19

Source: Hosni and Beck (2008).

<sup>a</sup> Power consumption for newer desktop computers in operational mode varies from 50 to 100 W, but a conservative value of about 65 W may be used. Power consumption in sleep mode is negligible. Because of cooling fan, approximately 90% of load is by convection and 10% is by radiation. Actual power consumption is about 10 to 15% of nameplate value.

<sup>b</sup> Power consumption of laptop computers is relatively small: depending on processor speed and screen size, it varies from about 15 to 40 W. Thus, differentiating between radiative and convective parts of the cooling load is unnecessary and the entire load may be classified as convective. Otherwise, a 75/25% split between convective and radiative components may be used. Actual power consumption for laptops is about 25% of nameplate values.

<sup>c</sup> Flat-panel monitors have replaced cathode ray tube (CRT) monitors in many workplaces, providing better resolution and being much lighter. Power consumption depends on size and resolution, and ranges from about 20 W (for 380 mm size) to 90 W (for 760 mm). The most common sizes in workplaces are 480 and 560 mm, for which an average 30 W power consumption value may be used. Use 60/40% split between convective and radiative components. In idle mode, monitors have negligible power consumption. Nameplate values should not be used.

**Table 9. Recommended Heat Gain from Typical Laser Printers and Copiers**

Equipment	Description	Nameplate Power Consumption, W	Average Power Consumption, W
Laser printer, typical desktop, small-office type <sup>a</sup>	Printing speed up to 10 pages per minute	430	137
	Printing speed up to 35 pages per minute	890	74
	Printing speed up to 19 pages per minute	508	88
	Printing speed up to 17 pages per minute	508	98
	Printing speed up to 19 pages per minute	635	110
	Printing speed up to 24 page per minute	1344	130
Multifunction (copy, print, scan) <sup>b</sup>	Small, desktop type	600	30
		40	15
	Medium, desktop type	700	135
Scanner <sup>b</sup>	Small, desktop type	19	16
Copy machine <sup>c</sup>	Large, multiuser, office type	1750	800 (idle 260 W)
		1440	550 (idle 135 W)
		1850	1060 (idle 305 W)
Fax machine	Medium	936	90
	Small	40	20
Plotter	Manufacturer A	400	250
	Manufacturer B	456	140

Source: Hosni and Beck (2008).

<sup>a</sup> Various laser printers commercially available and commonly used in personal offices were tested for power consumption in print mode, which varied from 175 to 140 W, depending on model, print capacity, and speed. Average power consumption of 110 W may be used. Split between convection and radiation is approximately 70/30%.

<sup>b</sup> Small multifunction (copy, scan, print) systems use about 15 to 30 W; medium-sized ones use about 135 W. Power consumption in idle mode is negligible. Nameplate values do not represent actual power consumption and should not be used. Small, single-sheet scanners consume less than 20 W and do not contribute significantly to building cooling load.



**Anexo II – *Hourly Analysis Program, Carrier.***



## People Activity Level

Heat gain from people varies depending on the activity being performed in the space. The program offers the seven standard activity levels listed in the table below plus a "user-defined" option. Choose the desired activity level from the drop-down list.

When one of the standard activity levels is chosen, the corresponding sensible and latent heat gains shown in the table below are used automatically. In order to directly specify sensible and latent heat gains for people, choose the "User-Defined" activity level option.

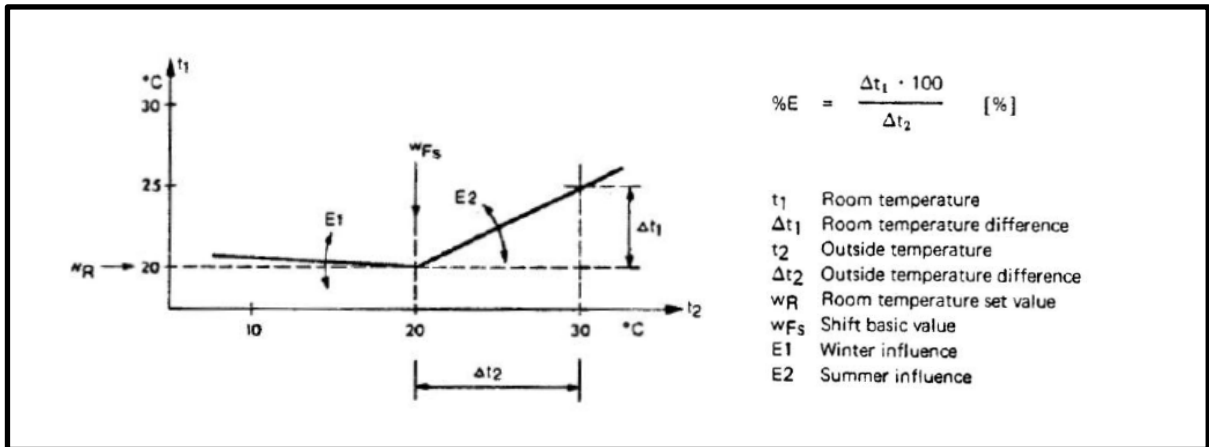
Activity Level	Sensible Heat Gain (BTU/h person)	Latent Heat Gain (BTU/h person)	Sensible Heat Gain (W person)	Latent Heat Gain (W/person)
Seated At Rest	230	120	67.4	35.2
Office Work	245	205	71.8	60.1
Sedentary Work	280	270	82.1	79.1
Medium Work	295	455	86.5	133.4
Heavy Work	525	925	153.9	271.1
Dancing	305	545	89.4	159.7
Athletics	710	1090	208.1	319.4



## **Anexo III – Compensação das condições interiores em função da exterior**



Os objectivos da compensação da temperatura ambiente interior em função das condições exteriores são a poupança de energia e também a melhoria das condições de adaptação das pessoas às alterações climáticas entre o interior e o exterior. Nesse sentido, essa compensação ocorre com a flutuação do setpoint da sala. Então as condições internas de Verão seguem a Figura 1 e Tabela 1 [34].



**Figura 1** – Influência da temperatura exterior no *setpoint* da sala [34].

**Tabela 1** - Influência da temperatura exterior no *setpoint* da sala [34].

<b>Temperatura Exterior</b>	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40
<b>Temperatura Interior</b>	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30



## **Anexo IV - Coeficientes de transmissão térmica de elementos da envolvente dos edifícios – LNEC**



**QUADRO I.2**

**CONDUTIBILIDADES TÉRMICAS**

**DIVERSOS MATERIAIS**

$\lambda$  [W/(m.°C)]

Material	Massa volúmica aparente seca, $\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Condutibilidade térmica, valor de cálculo, $\lambda$ [W/(m. °C)]
<b>PEDRAS (naturais)</b> (incluindo juntas de assentamento)		
<i>rochas plutónicas e metamórficas</i>		
gneisse	2400 - 2700	3,5
granito	2500 - 2700	2,8
xisto, ardósia (em paredes, fluxo de calor paralelo aos estratos)	2000 - 2800	2,2
<i>rochas vulcânicas</i>		
basalto	2700 - 3000	1,1
traquito, andesito	2000 - 2700	1,1
rochas porosas (p. ex. lava vulcânica)	≤ 1600	0,55
pedra-pomes	≤ 400	0,12
<i>rochas calcárias</i>		
mármore	2600 - 2800	3,5
pedras calcárias muito duras	2200 - 2590	2,3
pedras calcárias duras	2000 - 2190	1,7
pedras calcárias densas	1800 - 1990	1,4
pedras calcárias macias	1600 - 1790	1,1
pedras calcárias muito macias	≤ 1590	0,85
<i>grés</i>		
grés quartzoso	2600 - 2800	2,6
grés silicioso	2200 - 2590	2,3
grés calcário	2000 - 2700	1,9
<i>silex</i>		
	2600 - 2800	2,6
<b>PEDRAS (artificiais)</b> (incluindo juntas de assentamento)		
	1750	1,3
<b>MATERIAL CERÂMICO</b>		
	≤ 1000	0,34
	1000 - 1200	0,41
	1200 - 1400	0,50
	1400 - 1600	0,60
	1600 - 1800	0,69
	1800 - 2000	0,77
	2000 - 2200	0,92
	2200 - 2400	1,04
material cerâmico para tijolos, blocos, telhas e ladrilhos		

**QUADRO I.3**

**RESISTÊNCIAS TÉRMICAS SUPERFICIAIS**

$R_{se}, R_{si} [(m^2 \cdot ^\circ C)/W]$

Sentido do fluxo de calor	Resistência térmica superficial	
	[[m <sup>2</sup> .°C)/W]	
	exterior $R_{se}$	interior $R_{si}$
Horizontal <sup>(1)</sup>	0,04	0,13
Vertical <sup>(2)</sup>	ascendente	0,04
	descendente	0,04
		0,10
		0,17

1 – Paredes (até +/- 30° com a vertical)

2 – Coberturas e pavimentos (até +/- 60° com a horizontal)

**QUADRO I.4**

**RESISTÊNCIAS TÉRMICAS  
ESPAÇOS DE AR NÃO-VENTILADOS**

$R_{ar} [(m^2 \cdot ^\circ C)/W]$

Sentido do fluxo do calor	Espessura do espaço de ar <sup>(1)</sup>	Resistência térmica <sup>(2)</sup>
	[mm]	$R_{ar}$ [[m <sup>2</sup> .°C)/W]
Horizontal <sup>(3)</sup>	< 5	0,00
	5	0,11
	10	0,15
	15	0,17
	25 a 300	0,18
Vertical <sup>(4)</sup> ascendente	< 5	0,00
	5	0,11
	10	0,15
	15 a 300	0,16
Vertical <sup>(4)</sup> descendente	< 5	0,00
	5	0,11
	10	0,15
	15	0,17
	25	0,19
	50	0,21
	100	0,22
300	0,23	

1 – Para espaços de ar realizados *in situ* só se considera a respectiva resistência térmica se a espessura for igual ou superior a 15 mm.

2 – Ambas as superfícies confinantes do espaço de ar com emitância elevada ( $\epsilon \approx 0,9$ ), o que corresponde às superfícies dos materiais correntes.

3 – Paredes (até ± 30° com a vertical).

4 – Coberturas e pavimentos (até ± 60° com a horizontal).

## **Anexo V – Características Térmicas de alguns materiais construtivos**



# IG 21

## Massa de acabamento



### Massa de acabamento fina para arear, à base de cal e cimento branco e cinza para interiores.

#### Composição:

IG 21 é uma massa de acabamento à base de cal hidratada, cimento Portland, areias classificadas e aditivos específicos para melhorar a trabalhabilidade e a aderência.

#### Características técnicas:

<b>Peso específico do pó</b>	1100 kg/m <sup>3</sup>
<b>Espessura máxima</b>	3 mm
<b>Granulometria</b>	inferior a 0,6 mm
<b>Água de mistura</b>	aprox. 32%.
<b>Rendimento</b>	2 – 3 kg/m <sup>2</sup> aprox. em função da rugosidade da parede
<b>Densidade argamassa endurecida</b>	1300 kg/m <sup>3</sup> aprox
<b>Resistência à flexão aos 28 dias</b>	0,6 N/mm <sup>2</sup> aprox.
<b>Resistência à compressão aos 28 dias</b>	2 N/mm <sup>2</sup> aprox.
<b>Coefficiente de condutibilidade térmica (EN 1745)</b>	$\lambda=0,40$ W/m <sup>°K</sup> (valor tabelado)
<b>Coefficiente de absorção de água por capilaridade (EN 1015-18)</b>	W0
<b>Factor de resistência à passagem do vapor (EN 1015-19)</b>	$\mu \leq 14$ aprox.
<b>CONFORME A NORMA EN 998-1</b>	<b>GP-CSI-W0</b>

#### Utilização:

IG 21 é utilizado como acabamento sobre rebocos interiores à base de cal e cimento (por exemplo os nossos produtos KC 1, KS 9, MS 20, KP 3, etc.).

#### Preparação do suporte:

O suporte deve estar limpo de poeiras, sujidades etc. Eventuais vestígios de óleos, gorduras, ceras, etc. devem ser preventivamente removidas.

#### Trabalhabilidade:

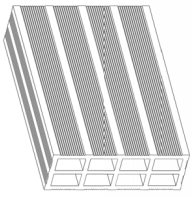
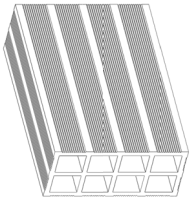
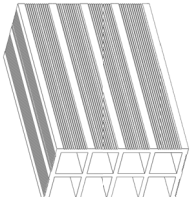
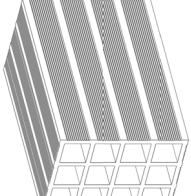
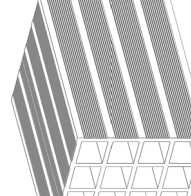
A cada saco de 30 kg de IG 21 acrescentar aprox. 9,5 litros de água limpa e misturar na IC 65 ou para pequenas quantidades, misturar à mão ou com misturador mecânico. O tempo de mistura não deve ultrapassar os 3 minutos e o material amassado deve ser utilizado no período de 2 horas. A aplicação do reboco é feita com talocha metálica aplicando o material em 2 camadas com uma espessura não superior a 3 mm. IG 21 pode ser aplicado com máquinas de projectar reboco tipo FASSA I41 ou semelhantes, tendo o cuidado de aplicar uma camada fina de produto e de organizar adequadamente as fases de trabalhabilidade. Depois da aplicação humedecer e aperfeiçoar com talocha de esponja.



**PRECERAM – INDÚSTRIAS DE CONSTRUÇÃO, SA**  
**TRAVASSO 3101-901 POMBAL**  
**12**

**EN 771-1:2011**

Tijolos cerâmicos de enchimento de furação horizontal com estrias de reboco, categoria II, tipo LD, para paredes de alvenaria protegida não resistentes, sujeitas a exposição passiva, com requisitos acústicos e de resistência ao fogo

<b>Designação:</b>	<b>30x20X7</b>	<b>30x20X9</b>	<b>30x20X11</b>	<b>30x20X15</b>	<b>30x20X22</b>
<b>Dimensões:</b> Comprimento (mm) Largura (mm) Altura (mm)	290 70 189	290 88 189	290 106 189	290 146 189	290 220 189
<b>Tolerâncias dimensionais:</b> Categoria de tolerância	T1 ( $\pm 0.4 \sqrt{d}$ )	T1 ( $\pm 0.4 \sqrt{d}$ )	T1 ( $\pm 0.4 \sqrt{d}$ )	T1 ( $\pm 0.4 \sqrt{d}$ )	T1 ( $\pm 0.4 \sqrt{d}$ )
<b>Configuração:</b>	 Grupo 3 (uso não estrutural)	 Grupo 3 (uso não estrutural)	 Grupo 3 (uso não estrutural)	 Grupo 3 (uso não estrutural)	 Grupo 3 (uso não estrutural)
Classificação segundo EN 1996-1-1	Grupo 3 (uso não estrutural)	Grupo 3 (uso não estrutural)	Grupo 3 (uso não estrutural)	Grupo 3 (uso não estrutural)	Grupo 3 (uso não estrutural)
<b>Resistência à Compressão:</b> Média Categoria Orient. esforço compressão Regularização da superfície Reentrâncias destinadas a preenchimento c/ argamassa	$\geq 1.9 \text{ N/mm}^2$ II $\perp$ ao leito Rectificação	$\geq 1.7 \text{ N/mm}^2$ II $\perp$ ao leito Rectificação	$\geq 1.5 \text{ N/mm}^2$ II $\perp$ ao leito Rectificação	$\geq 1.5 \text{ N/mm}^2$ II $\perp$ ao leito Rectificação	$\geq 1.5 \text{ N/mm}^2$ II $\perp$ ao leito Rectificação
<b>Teor em sais activos solúveis:</b> Categoria de tolerância	Sim NPD S0	Sim NPD S0	Sim NPD S0	Sim NPD S0	Sim NPD S0
<b>Reacção ao fogo:</b>	Euroclasse A1	Euroclasse A1	Euroclasse A1	Euroclasse A1	Euroclasse A1
<b>Absorção de água:</b>	“Não destinado a ser exposto”	“Não destinado a ser exposto”	“Não destinado a ser exposto”	“Não destinado a ser exposto”	“Não destinado a ser exposto”
<b>Isolamento som aéreo directo:</b> Massa volumica bruta Categoria de tolerância Configuração	818 kg/m <sup>3</sup> D1 Conforme desenho acima	746 kg/m <sup>3</sup> D1 Conforme desenho acima	670 kg/m <sup>3</sup> D1 Conforme desenho acima	650 kg/m <sup>3</sup> D1 Conforme desenho acima	633 kg/m <sup>3</sup> D1 Conforme desenho acima
<b>Resistência térmica:</b>	0.25 m <sup>2</sup> K/W	0.27 m <sup>2</sup> K/W	0.29 m <sup>2</sup> K/W	0.42 m <sup>2</sup> K/W	0.58 m <sup>2</sup> K/W
<b>Durabilidade contra o gelo/degelo:</b> Categoria de tolerância	“Não destinado a ser exposto” F0	“Não destinado a ser exposto” F0	“Não destinado a ser exposto” F0	“Não destinado a ser exposto” F0	“Não destinado a ser exposto” F0

Sruwxjdo

HOME

[Quem Somos](#)
[Aplicações](#)
[Produtos](#)
[Recursos](#)
[Obras de referência](#)
[Contactos](#)
**WALLMATE™**[Voltar](#)**Dados técnicos**

Propriedade	Norma	Código de designação EN 13164 <sup>(6)</sup>	Unidade	WALLMATE CW-A	STYROFOAM IB-A
Comprimento	EN 822	-	mm	2600	1250
Largura	EN 822	-	mm	600	600
Espessura <sup>(1)</sup>	EN 823	Ti	mm	30, 40, 50, 60, 70, 80	30, 40, 50, 60, 80
Superfície	-	-	-	Lisa	Rugosa
Corte perimetral	-	-	-	Macho-fêmea	Recto
Densidade mínima	EN 1602	-	kg/m <sup>3</sup>	30	30
Aplicações	-	-	-	Paredes duplas	Paredes simples Pontes térmicas

**Prestações**

Propriedade	Norma	Código de designação EN 13164	Unidade	WALLMATE CW-A	STYROFOAM IB-A
Condutibilidade térmica, $\lambda$ <sup>(2)</sup>	EN 12667	-	W/mK	0.035	0.035
Resistência à compressão (mínima) <sup>(3)</sup>	EN 826	CS(10/Y)i	kPa	200	250
Resistência à compressão para fluência máx. 2% <sup>(4)</sup>	EN 1606	CC(2/1,5/50)i	kPa	-	-
Absorção de água por imersão	EN 12087	WL(T)i	% vol.	< 0.7	< 1.5
Absorção de água por difusão	EN 12088	WD(V)i	% vol.	-	-
Absorção de água por ciclos gelo / degelo	EN 12091	FTi	% vol.	-	-
Factor de resistência à difusão do vapor de água, $\mu$ <sup>(5)</sup>	EN 12086	MUi	-	80-180	80
Capilaridade	-	-	-	Nula	Nula
Coefficiente de dilatação linear	-	-	mm/m°C	0.07	0.07
Temperaturas de serviço	-	-	°C	-50 / +75	-50 / +75
Reacção ao fogo	EN 13501-1	Euroclasse	-	E	E

(1) Para outras espessuras, consultar os nossos serviços

&gt; (2) Valor declarado segundo a norma EN 13164, conforme processos estatísticos 90/90 (90% da produção, 90% de intervalo de confiança)

(3) Ensaio de curto prazo; valor quando se atinge o limite de rotura ou 10% de deformação

(4) Fluência: deformação a longo prazo sob carga permanente

(5) Em produtos com pele de extrusão depende da espessura: decresce com o aumento da espessura

(6) Norma Europeia de isolamento térmico em poliestireno extrudido. É a base para a marcação CE e para a certificação de produto AENOR.

São indicados os códigos de designação para algumas propriedades. Na norma EN 13164 são especificados os valores "i", que dão origem diversos níveis para uma determinada propriedades, de acordo com a referida norma de produto.

**Prestações térmicas:**  $R_D$  (resistência térmica) =  $e$  (espessura) /  $\lambda_D$  (condutibilidade térmica)

Produto	Espessura (mm)	Unidade
---------	----------------	---------

133

	30	40	50	60	
R <sub>D</sub> WALLMATE CW-A	0.85	1.15	1.40	1.70	m <sup>2</sup> K / W
R <sub>D</sub> STYROFOAM IB-A	0.85	1.15	1.40	-	m <sup>2</sup> K / W

**Conformidade com a norma EN 13164 e certificação:**

Todos os produtos contam com marcação CE.

Certificação voluntária de produto AENOR (Marca AENOR) para os produtos ROOFMATE SL-A, ROOFMATE PT-A, WALLMATE CW-A, STYROFOAM IB-A e FLOORMATE 200-A produzidos na fábrica de Bilbao, segundo a norma EN 13164

Certificação voluntária de produto AENOR (Marca AENOR) para os produtos ROOFMATE SL-A, WALLMATE CW-A e FLOORMATE 200-A produzidos na fábrica de Estarreja, segundo a norma EN 13164

Homologação com certificação (DH 779) do Laboratório Nacional de Engenharia Civil para ROOFMATE SL-A na aplicação de isolamento térmico de terraços.

®™\* Marca Registada - The Dow Chemical Company ("Dow") e suas afiliadas

**Dow Building Solutions : [Página inicial - Portugal](#) : [Productos](#) : [XPS –Isolamento Térmico](#) : [WALLMATE](#)**

[Dow.Home](#) [Declaração de Privacidade](#) [Internet Disclaimer](#) [Accessibility Statement](#) [Mapa do Site](#)

[Nota](#)

Copyright © The Dow Chemical Company (1995-2006). All Rights Reserved.

**Anexo VI – Temperaturas Exteriores de Projecto e Número de Graus-Dias – LNEC e IM**



Quadro I.A - 1 (cont.)

TEMPERATURAS EXTERIORES DE PROJECTO DE INVERNO

(PROBABILIDADES ACUMULADAS DE OCORRÊNCIA DE 1, 2.5, 5 e 10%)

REGIÃO	NUMERO DE ORDEM	LOCAL	PROB. (%)			
			1.0	2.5	5.0	10.0
CONTINENTE	30	MONTEMOR-O-VELHO	-1.6	-0.1	1.5	3.5
	31	FUNDAO	-2.5	-1.2	0.1	1.7
	32	ZEBREIRA	-1.9	-0.4	1.4	3.0
	33	CASTELO BRANCO	0.1	1.4	2.7	4.0
	34	MARINHA GRANDE	-1.9	-0.8	0.6	2.2
	35	ALCOBACA	-1.9	-0.2	1.4	3.3
	36	TANCOS/BASE AEREA	-1.8	-0.5	0.8	2.6
	37	ALVEGA	-3.0	-1.4	0.1	2.0
	38	MARVÃO	-1.7	-0.2	0.9	2.3
	39	CABO CARVOEIRO	4.6	6.0	7.1	8.4
	40	RIO MAIOR	-2.7	-1.3	0.1	2.2
	41	PORTALEGRE	0.2	1.5	2.8	4.3
	42	SANTAREM	-0.2	1.2	2.6	4.3
	43	FONTE BOA	1.1	2.4	3.6	5.2
	44	OTA/BASE AEREA	0.3	1.7	3.0	4.8
	45	BENAVILA	0.0	1.3	2.5	4.2
	46	DOIS PORTOS	0.5	2.0	3.4	5.0
	47	SALVATERRA DE MAGOS	-1.8	-0.5	0.9	3.0
	48	MORA	-0.8	0.6	1.9	3.6
	49	ELVAS	-1.6	-0.2	1.1	3.0
	50	SINTRA/GRANJA	-0.3	1.1	2.5	4.4
	51	CABO DA ROCA	4.9	6.1	7.1	8.5
	52	LISBOA/PORTELA	3.2	4.4	5.4	6.6
	53	LISBOA/GEDF ISICO	4.3	5.5	6.4	7.6
	54	PEGOES	-0.2	1.1	2.5	4.1
	55	EVORA	1.2	2.7	3.9	5.2
	56	SETUBAL	-0.3	1.1	2.4	4.3
	57	EVORA/CUKRAIS	-1.7	-0.2	1.1	2.7
58	SETUBAL/SETENA VE	2.0	3.1	4.5	6.1	



**Anexo VII - Tabelas das médias das normais entre 1951 e 1980, do  
Instituto Nacional de Meteorologia e Geofísica**



$\phi = 38^{\circ}43'N$ ;  $\lambda = 9^{\circ}09'W$ ;  $g = 9,8009 \text{ m/s}^2$ ;  $\Delta G = 0 \text{ h}$ ;  $H_s = 27 \text{ m}$ ;  $H_b = 95 \text{ m}$ ;  $h_t = 1,6 \text{ m}$ ;  $h_a = 31,6 \text{ m}$ ;  $h_d = 31,2 \text{ m}$ ;  $h_r = 1,6 \text{ m}$

Pressão atmosférica $\bar{P}$ (mb)		Temperatura do ar								Mês
		$\bar{T}$ (°C)					T (°C)			
		1951		1978			Mensal	Max	Min	
No local	Red. ao nível do mar	9 h	15 h	21 h						
1009,1	1020,7	9,5	13,6	10,9	11,3	14,4	8,2	20,6	0,3	Janeiro
1007,2	1018,7	10,3	14,4	11,2	12,0	15,4	8,6	25,4	-1,2	Fevereiro
1006,1	1017,6	12,3	16,3	12,5	13,5	17,3	9,7	26,3	2,8	Março
1005,5	1016,8	14,5	18,3	13,6	15,2	19,4	11,0	30,4	4,4	Abril
1006,0	1017,3	17,4	21,1	15,7	17,6	22,1	13,1	35,1	6,9	Maio
1006,7	1017,9	19,8	23,7	18,0	20,0	24,8	15,3	37,6	10,2	Junho
1007,0	1018,1	21,7	26,4	20,0	22,3	27,5	17,0	39,6	12,1	Julho
1006,4	1017,5	21,7	26,8	20,2	22,6	27,8	17,3	39,3	13,3	Agosto
1007,1	1018,2	20,2	25,0	19,2	21,3	26,1	16,5	37,1	10,3	Setembro
1007,1	1018,4	17,0	21,4	17,0	18,3	22,4	14,3	34,4	7,7	Outubro
1007,5	1018,9	12,8	16,7	13,4	14,2	17,7	10,8	27,8	3,9	Novembro
1008,5	1020,0	10,0	13,8	11,2	11,7	14,7	8,6	21,8	0,5	Dezembro
1007,0	1018,3	15,6	19,8	15,2	16,7	20,8	12,5	39,6	-1,2	Ano

Humidade relativa do ar $\bar{U}$ (%)			Nebulosidade $\bar{N}$ (0-10)			Insolação I		Precipitação R (mm)		Evaporação (mm)	Mês
9 h	15 h	21 h	9 h	15 h	21 h	Total (h)	Percent. (%)	Total	Max (diária)		
1951			78								
86	72	83	7	7	5	142,2	48	122,0	61,2	63,5	Janeiro
82	67	81	6	7	5	158,5	53	108,0	65,7	75,8	Fevereiro
78	63	79	7	7	4	198,6	54	101,3	82,9	100,5	Março
71	57	77	6	6	4	249,5	64	54,3	49,6	128,0	Abril
68	56	75	6	6	3	301,0	69	43,9	49,6	152,8	Maio
67	55	74	5	4	3	313,0	71	22,4	37,1	165,5	Junho
65	50	71	3	2	2	365,5	82	3,5	21,2	210,8	Julho
65	48	70	4	3	2	348,7	83	6,3	26,7	210,5	Agosto
72	55	76	5	5	3	269,5	73	28,5	53,8	156,5	Setembro
77	60	78	6	6	3	218,4	64	79,6	91,2	124,2	Outubro
81	67	81	6	6	4	167,1	56	101,5	89,2	85,0	Novembro
85	72	83	6	6	4	151,1	52	106,7	78,4	69,1	Dezembro
75	60	77	6	5	4	2883,1	64	778,0	91,2	1542,2	141



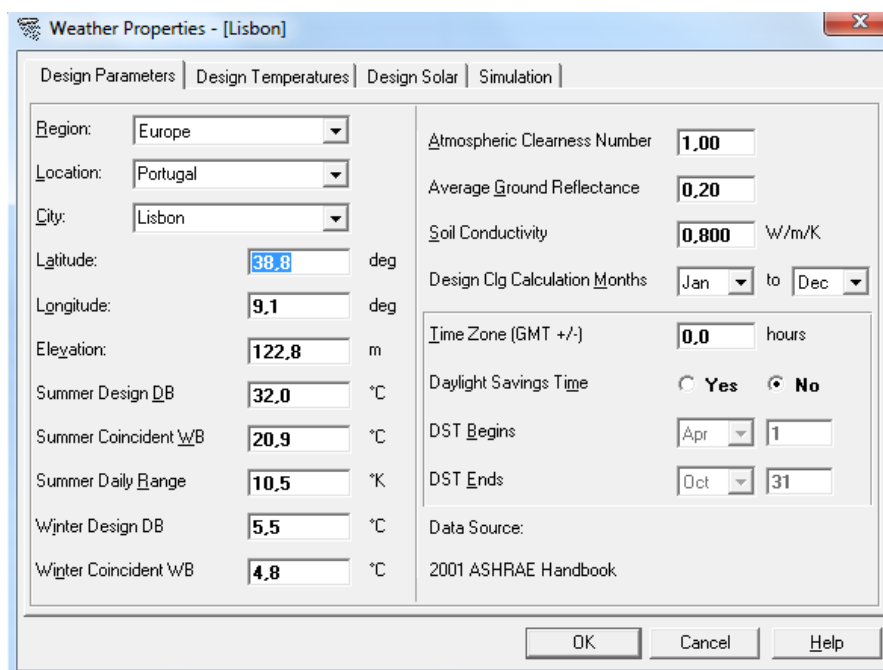
## **Anexo VIII – *Weather, HAP da Carrier***



Recorrendo à tabela apresentada no Anexo VII, pode verificar-se que encontram-se definidas as temperaturas de bolbo seco, bem como as respectivas humidades relativas, para as diferentes horas do dia de cada mês - Tabela 2. Contudo, no módulo *Weather* do HAP da *Carrier*, a determinação do perfil climatérico é realizada através dos parâmetros: temperatura seca e temperatura húmida - Figura 2.

**Tabela 2** – Tabela resumo da tabela presente no Anexo VII.

Mês	Tmed Bs [°C]			HR (%)		
	9h	15h	21h	9h	15h	21h
Janeiro	9,5	13,6	10,9	86,0	72,0	83,0
Fevereiro	10,3	14,4	11,2	82,0	67,0	81,0
Março	12,3	16,3	12,5	78,0	63,0	79,0
Abril	14,5	18,3	13,6	71,0	57,0	77,0
Mai	17,4	21,1	15,7	68,0	56,0	75,0
Junho	19,8	23,7	18,0	67,0	55,0	74,0
Julho	21,7	26,4	20,0	65,0	50,0	71,0
Agosto	21,6	26,8	20,2	65,0	48,0	70,0
Setembro	20,2	25,0	19,2	72,0	55,0	76,0
Outubro	17,0	21,4	17,0	77,0	60,0	78,0
Novembro	12,8	16,4	13,4	81,0	67,0	81,0
Dezembro	10,0	13,8	11,2	85,0	72,0	83,0



**Figura 2** – Menu do módulo Weather do HAP.

Nesse sentido devem ser determinadas as humidades absolutas para cada hora mensal através de um diagrama psicrométrico, conforme se pode ver na Figura 3.



A global leader in energy efficient air treatment solutions  
www.munters.us • 800-843-5380 • dhinfo@munters.com

### PSYCHROMETRIC CHART

SEA LEVEL

Barometric Pressure - 101,325 Kilopascals

DB	9,500
WB	8,331
RH	86,00
W	6,36

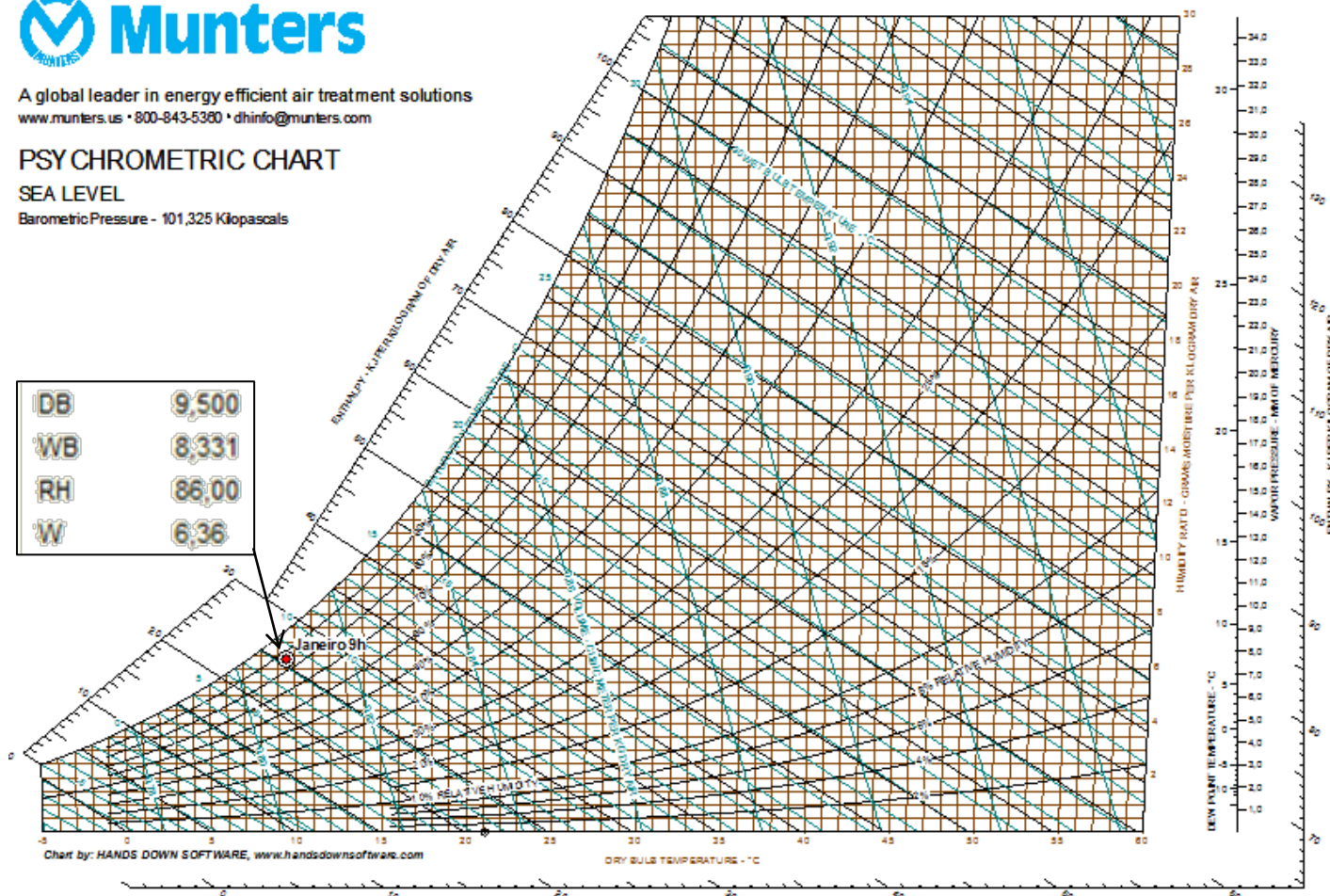


Figura 3 – Exemplo da determinação da humidade absoluta através de diagrama psicrométrico.

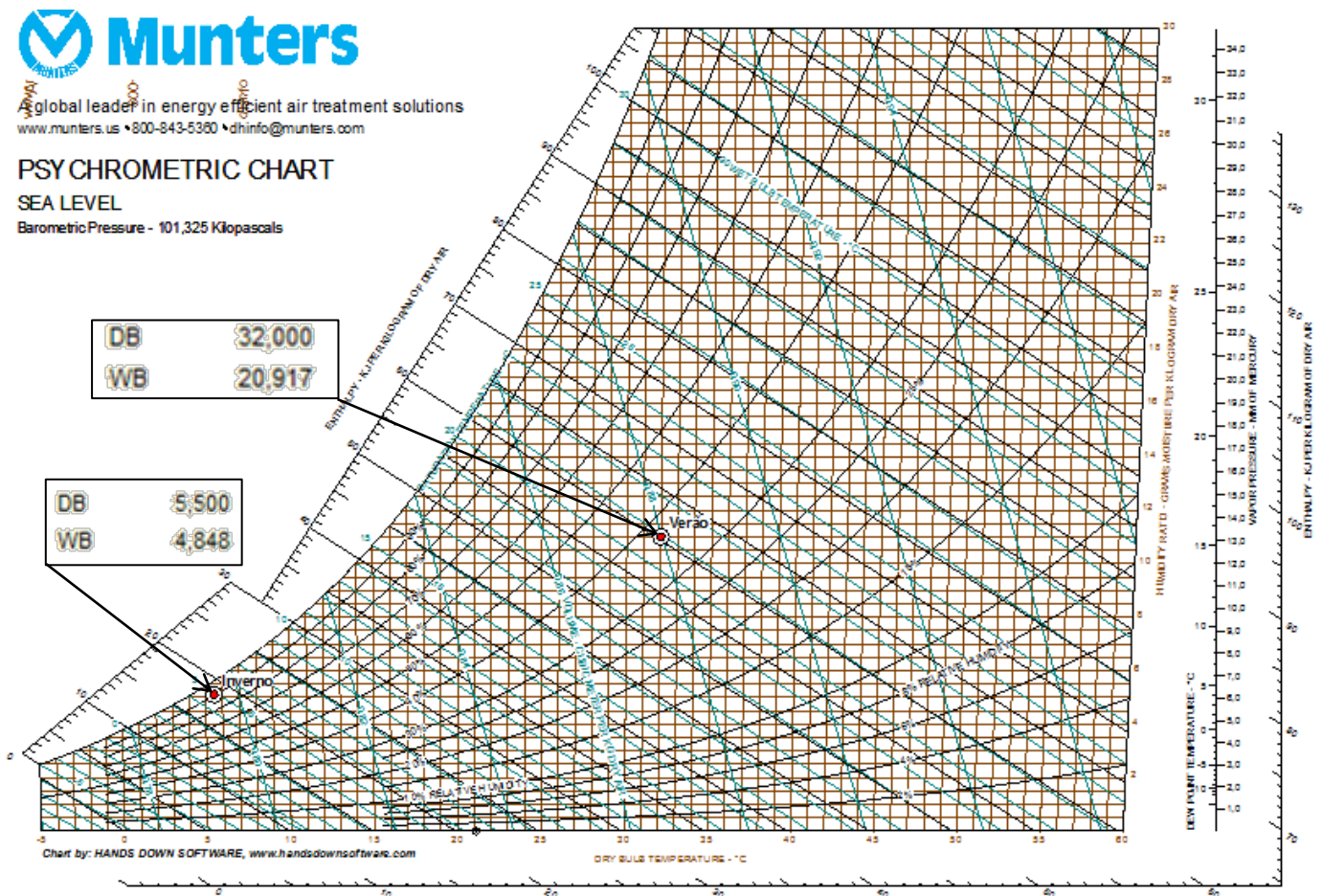
Após a repetição do processo de determinação da temperatura húmida para as restantes horas diárias de todos os meses obtém-se então a Tabela 3.

Como referido no corpo de texto, o valor de humidade absoluta de projecto é definido pelo máximo majorado (verão) e mínimo majorado (inverno). Contudo, na situação de aquecimento, dos  $7 \text{ g}_{\text{vapor}}/\text{kg}_{\text{ar seco}}$  à temperatura de  $5,5^{\circ}\text{C}$  resulta uma humidade relativa superior a 100%, por isso mesmo, reduziu-se esse valor para 95% e registou-se o valor de humidade absoluta de  $5,1 \text{ g}_{\text{vapor}}/\text{kg}_{\text{ar seco}}$ .

Sabendo então os valores das humidades absolutas características de inverno e verão, podem determinar-se os valores das respectivas temperaturas húmidas de projecto – Figura 4.

**Tabela 3** – Valores das humidades Absolutas para Lisboa.

Mês	$\omega$ [gv/kgas]			
	9h	15h	21h	Majorado
Janeiro	6,4	7,0	6,7	7,0
Fevereiro	6,4	6,9	6,7	7,0
Março	7,0	7,3	7,1	8,0
Abril	7,3	7,5	7,5	8,0
Mai	8,4	8,8	8,4	9,0
Junho	9,7	10,1	9,6	11,0
Julho	10,6	10,8	10,4	11,0
Agosto	10,5	10,6	10,4	11,0
Setembro	10,7	10,9	10,6	11,0
Outubro	9,3	9,6	9,5	10,0
Novembro	7,5	7,8	7,7	8,0
Dezembro	6,5	7,8	6,9	8,0



**Figura 4** - Determinação das temperaturas de bolbo húmido de verão e inverno através de diagrama psicrométrico.

Para concluir o preenchimento dos parâmetros térmicos exteriores, através da diferença entre a temperatura média máxima de verão e média mínima de verão, pode obter-se a amplitude térmica diária de verão, neste caso em particular são 10,5°C – Anexo VII.

Continuando o processo de determinação das características térmicas do ambiente da cidade de Lisboa, o módulo do programa itera uma série de valores tendo em conta os valores previamente seleccionados – Figura 5. Contudo o programa apenas assume valores típicos para todos os dias de cada mês. Nesse sentido houve necessidade de determinar os valores para os 365 dias do ano. Admitindo que os valores iterados pelo programa correspondem aos valores de temperatura típicos de meio do mês (dia 15 ou 14 s e o mês for Fevereiro), então calculam-se os restantes valores somando ao valor dito anterior uma pequena parcela de temperatura. Esse incremento resulta na divisão do diferencial térmico entre os dois meses pelo número de dias a que corresponde esse intervalo. Na Tabela 4 encontra-se representado o perfil climático de Janeiro e Fevereiro (excepto dia 27 e 28) da cidade de Lisboa, sendo que os outros meses seguem o mesmo padrão evolutivo. Os gráficos 1 e 2 do corpo de texto são resultantes do perfil representado na Tabela 4 e, a obtenção desses valores, concluem a utilização do módulo deste programa na presente dissertação.

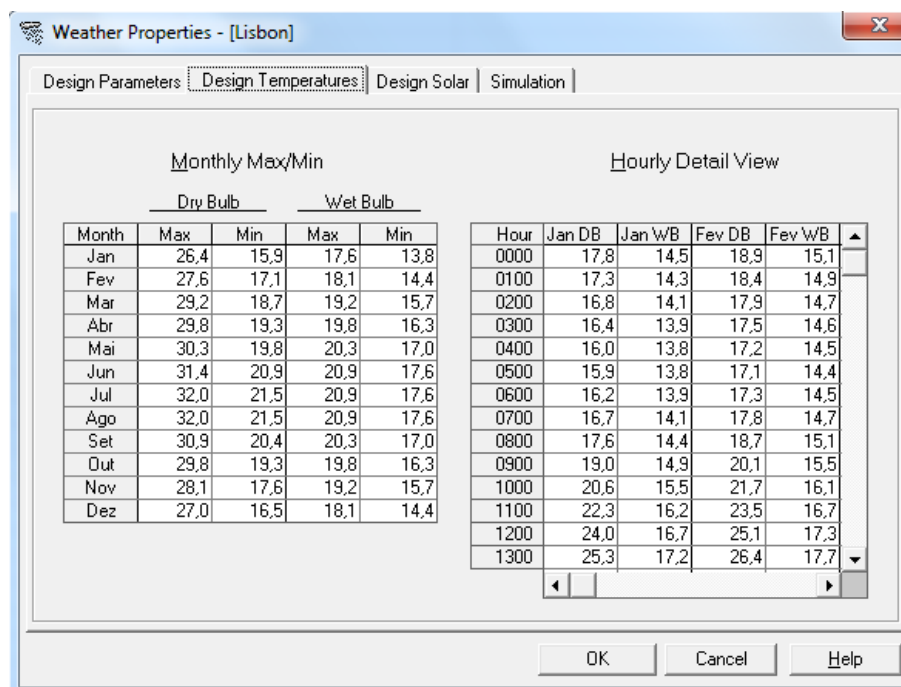


Figura 5 – Detalhe de temperaturas iteradas pelo software HAP da Carrier.

HOR	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
0	16,09	16,02	15,94	15,87	15,79	15,71	15,64	15,56	15,48	15,41	15,33	15,25	15,18	15,10
1	15,79	15,72	15,64	15,57	15,49	15,41	15,34	15,26	15,18	15,11	15,03	14,95	14,88	14,80
2	15,49	15,42	15,34	15,27	15,19	15,11	15,04	14,96	14,88	14,81	14,73	14,65	14,58	14,50
3	15,19	15,12	15,04	14,97	14,89	14,81	14,74	14,66	14,58	14,51	14,43	14,35	14,28	14,20
4	15,09	15,02	14,94	14,87	14,79	14,71	14,64	14,56	14,48	14,41	14,33	14,25	14,18	14,10
5	14,99	14,92	14,84	14,77	14,69	14,61	14,54	14,46	14,38	14,31	14,23	14,15	14,08	14,00
6	15,09	15,02	14,94	14,87	14,79	14,71	14,64	14,56	14,48	14,41	14,33	14,25	14,18	14,10
7	15,39	15,32	15,24	15,17	15,09	15,01	14,94	14,86	14,78	14,71	14,63	14,55	14,48	14,40
8	15,99	15,92	15,84	15,77	15,69	15,61	15,54	15,46	15,38	15,31	15,23	15,15	15,08	15,00
9	16,79	16,72	16,64	16,57	16,49	16,41	16,34	16,26	16,18	16,11	16,03	15,95	15,88	15,80
10	17,69	17,62	17,54	17,47	17,39	17,31	17,24	17,16	17,08	17,01	16,93	16,85	16,78	16,70
11	18,75	18,68	18,61	18,54	18,47	18,40	18,33	18,25	18,18	18,11	18,04	17,97	17,90	17,83
12	19,75	19,68	19,61	19,54	19,47	19,40	19,33	19,25	19,18	19,11	19,04	18,97	18,90	18,83
13	20,45	20,38	20,31	20,24	20,17	20,10	20,03	19,95	19,88	19,81	19,74	19,67	19,60	19,53
14	20,95	20,88	20,81	20,74	20,67	20,60	20,53	20,45	20,38	20,31	20,24	20,17	20,10	20,03
15	21,15	21,08	21,01	20,94	20,87	20,80	20,73	20,65	20,58	20,51	20,44	20,37	20,30	20,23
16	20,95	20,88	20,81	20,74	20,67	20,60	20,53	20,45	20,38	20,31	20,24	20,17	20,10	20,03
17	20,55	20,48	20,41	20,34	20,27	20,20	20,13	20,05	19,98	19,91	19,84	19,77	19,70	19,63
18	19,85	19,78	19,71	19,64	19,57	19,50	19,43	19,35	19,28	19,21	19,14	19,07	19,00	18,93
19	19,05	18,98	18,91	18,84	18,77	18,70	18,63	18,55	18,48	18,41	18,34	18,27	18,20	18,13
20	18,25	18,18	18,11	18,04	17,97	17,90	17,83	17,75	17,68	17,61	17,54	17,47	17,40	17,33
21	17,59	17,52	17,44	17,37	17,29	17,21	17,14	17,06	16,98	16,91	16,83	16,75	16,68	16,60
22	16,99	16,92	16,84	16,77	16,69	16,61	16,54	16,46	16,38	16,31	16,23	16,15	16,08	16,00
23	16,49	16,42	16,34	16,27	16,19	16,11	16,04	15,96	15,88	15,81	15,73	15,65	15,58	15,50

	Janeiro													
	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28
15,5	15,64	15,79	15,93	16,07	16,22	16,36	16,50	16,65	16,79	16,93	17,08	17,22	17,36	
15,2	15,34	15,49	15,63	15,77	15,92	16,06	16,20	16,35	16,49	16,63	16,78	16,92	17,06	
14,9	15,04	15,18	15,32	15,46	15,60	15,74	15,88	16,02	16,16	16,30	16,44	16,58	16,72	
14,6	14,74	14,89	15,03	15,17	15,32	15,46	15,60	15,75	15,89	16,03	16,18	16,32	16,46	
14,5	14,64	14,78	14,92	15,06	15,20	15,34	15,48	15,62	15,76	15,90	16,04	16,18	16,32	
14,4	14,54	14,68	14,82	14,96	15,10	15,24	15,38	15,52	15,66	15,80	15,94	16,08	16,22	
14,5	14,64	14,78	14,92	15,06	15,20	15,34	15,48	15,62	15,76	15,90	16,04	16,18	16,32	
14,8	14,94	15,09	15,23	15,37	15,52	15,66	15,80	15,95	16,09	16,23	16,38	16,52	16,66	
15,4	15,54	15,69	15,83	15,97	16,12	16,26	16,40	16,55	16,69	16,83	16,98	17,12	17,26	
16,2	16,35	16,49	16,64	16,79	16,93	17,08	17,23	17,37	17,52	17,67	17,81	17,96	18,11	
17,1	17,25	17,40	17,55	17,70	17,85	18,00	18,15	18,30	18,45	18,60	18,75	18,90	19,05	
18,2	18,35	18,50	18,65	18,80	18,95	19,10	19,25	19,40	19,55	19,70	19,85	20,00	20,15	
19,2	19,35	19,51	19,66	19,81	19,97	20,12	20,27	20,43	20,58	20,73	20,89	21,04	21,19	
19,9	20,06	20,22	20,38	20,54	20,70	20,86	21,02	21,18	21,34	21,50	21,66	21,82	21,98	
20,4	20,56	20,72	20,88	21,04	21,20	21,36	21,52	21,68	21,84	22,00	22,16	22,32	22,48	
20,6	20,76	20,92	21,08	21,24	21,40	21,56	21,72	21,88	22,04	22,20	22,36	22,52	22,68	
20,4	20,56	20,72	20,88	21,04	21,20	21,36	21,52	21,68	21,84	22,00	22,16	22,32	22,48	
20	20,16	20,31	20,47	20,63	20,78	20,94	21,10	21,25	21,41	21,57	21,72	21,88	22,04	
19,3	19,46	19,61	19,77	19,93	20,08	20,24	20,40	20,55	20,71	20,87	21,02	21,18	21,34	
18,5	18,65	18,81	18,96	19,11	19,27	19,42	19,57	19,73	19,88	20,03	20,19	20,34	20,49	
17,7	17,85	18,00	18,15	18,30	18,45	18,60	18,75	18,90	19,05	19,20	19,35	19,50	19,65	
17	17,15	17,30	17,45	17,60	17,75	17,90	18,05	18,20	18,35	18,50	18,65	18,80	18,95	
16,4	16,55	16,69	16,84	16,99	17,13	17,28	17,43	17,57	17,72	17,87	18,01	18,16	18,31	
15,9	16,04	16,19	16,33	16,47	16,62	16,76	16,90	17,05	17,19	17,33	17,48	17,62	17,76	

	29	30	31	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
17,51	17,65	17,79	17,94	18,08	18,22	18,37	18,51	18,65	18,80	18,94	19,08	19,23	19,37	
17,21	17,35	17,49	17,64	17,78	17,92	18,07	18,21	18,35	18,50	18,64	18,78	18,93	19,07	
16,86	17,00	17,14	17,28	17,42	17,56	17,70	17,84	17,98	18,12	18,26	18,40	18,54	18,68	
16,61	16,75	16,89	17,04	17,18	17,32	17,47	17,61	17,75	17,90	18,04	18,18	18,33	18,47	
16,46	16,60	16,74	16,88	17,02	17,16	17,30	17,44	17,58	17,72	17,86	18,00	18,14	18,28	
16,36	16,50	16,64	16,78	16,92	17,06	17,20	17,34	17,48	17,62	17,76	17,90	18,04	18,18	
16,46	16,60	16,74	16,88	17,02	17,16	17,30	17,44	17,58	17,72	17,86	18,00	18,14	18,28	
16,81	16,95	17,09	17,24	17,38	17,52	17,67	17,81	17,95	18,10	18,24	18,38	18,53	18,67	
17,41	17,55	17,69	17,84	17,98	18,12	18,27	18,41	18,55	18,70	18,84	18,98	19,13	19,27	
18,25	18,40	18,55	18,69	18,84	18,99	19,13	19,28	19,43	19,57	19,72	19,87	20,01	20,16	
19,20	19,35	19,50	19,65	19,80	19,95	20,10	20,25	20,40	20,55	20,70	20,85	21,00	21,15	
20,30	20,45	20,60	20,75	20,90	21,05	21,20	21,35	21,50	21,65	21,80	21,95	22,10	22,25	
21,35	21,50	21,65	21,81	21,96	22,11	22,27	22,42	22,57	22,73	22,88	23,03	23,19	23,34	
22,14	22,30	22,46	22,62	22,78	22,94	23,10	23,26	23,42	23,58	23,74	23,90	24,06	24,22	
22,64	22,80	22,96	23,12	23,28	23,44	23,60	23,76	23,92	24,08	24,24	24,40	24,56	24,72	
22,84	23,00	23,16	23,32	23,48	23,64	23,80	23,96	24,12	24,28	24,44	24,60	24,76	24,92	
22,64	22,80	22,96	23,12	23,28	23,44	23,60	23,76	23,92	24,08	24,24	24,40	24,56	24,72	
22,19	22,35	22,51	22,66	22,82	22,98	23,13	23,29	23,45	23,60	23,76	23,92	24,07	24,23	
21,49	21,65	21,81	21,96	22,12	22,28	22,43	22,59	22,75	22,90	23,06	23,22	23,37	23,53	
20,65	20,80	20,95	21,11	21,26	21,41	21,57	21,72	21,87	22,03	22,18	22,33	22,49	22,64	
19,80	19,95	20,10	20,25	20,40	20,55	20,70	20,85	21,00	21,15	21,30	21,45	21,60	21,75	
19,10	19,25	19,40	19,55	19,70	19,85	20,00	20,15	20,30	20,45	20,60	20,75	20,90	21,05	
18,45	18,60	18,75	18,89	19,04	19,19	19,33	19,48	19,63	19,77	19,92	20,07	20,21	20,36	
17,91	18,05	18,19	18,34	18,48	18,62	18,77	18,91	19,05	19,20	19,34	19,48	19,63	19,77	

Fevereiro

	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
	19,51	19,66	19,8	19,81	19,82	19,83	19,84	19,85	19,86	19,87	19,88	19,89	19,90	19,91	19,92
	19,21	19,36	19,5	19,51	19,51	19,52	19,53	19,53	19,54	19,55	19,55	19,56	19,57	19,57	19,58
	18,82	18,96	19,1	19,11	19,11	19,12	19,13	19,13	19,14	19,15	19,15	19,16	19,17	19,17	19,18
	18,61	18,76	18,9	18,90	18,91	18,91	18,91	18,92	18,92	18,92	18,93	18,93	18,93	18,94	18,94
	18,42	18,56	18,7	18,70	18,71	18,71	18,71	18,72	18,72	18,72	18,73	18,73	18,73	18,74	18,74
	18,32	18,46	18,6	18,60	18,61	18,61	18,61	18,62	18,62	18,62	18,63	18,63	18,63	18,64	18,64
	18,42	18,56	18,7	18,71	18,71	18,72	18,73	18,73	18,74	18,75	18,75	18,76	18,77	18,77	18,78
	18,81	18,96	19,1	19,10	19,11	19,11	19,11	19,12	19,12	19,12	19,13	19,13	19,13	19,14	19,14
	19,41	19,56	19,7	19,71	19,71	19,72	19,73	19,73	19,74	19,75	19,75	19,76	19,77	19,77	19,78
	20,31	20,45	20,6	20,61	20,62	20,63	20,64	20,65	20,66	20,67	20,68	20,69	20,70	20,71	20,72
	21,30	21,45	21,6	21,61	21,63	21,64	21,65	21,67	21,68	21,69	21,71	21,72	21,73	21,75	21,76
	22,40	22,55	22,7	22,72	22,74	22,76	22,78	22,80	22,82	22,84	22,86	22,88	22,90	22,92	22,94
	23,49	23,65	23,8	23,83	23,85	23,88	23,91	23,93	23,96	23,99	24,01	24,04	24,07	24,09	24,12
	24,38	24,54	24,7	24,73	24,75	24,78	24,81	24,83	24,86	24,89	24,91	24,94	24,97	24,99	25,02
	24,88	25,04	25,2	25,23	25,26	25,29	25,32	25,35	25,38	25,41	25,44	25,47	25,50	25,53	25,56
	25,08	25,24	25,4	25,43	25,46	25,49	25,52	25,55	25,58	25,61	25,64	25,67	25,70	25,73	25,76
	24,88	25,04	25,2	25,23	25,26	25,29	25,32	25,35	25,38	25,41	25,44	25,47	25,50	25,53	25,56
	24,39	24,54	24,7	24,73	24,75	24,78	24,81	24,83	24,86	24,89	24,91	24,94	24,97	24,99	25,02
	23,69	23,84	24	24,02	24,05	24,07	24,09	24,12	24,14	24,16	24,19	24,21	24,23	24,26	24,28
	22,79	22,95	23,1	23,12	23,14	23,16	23,18	23,20	23,22	23,24	23,26	23,28	23,30	23,32	23,34
	21,90	22,05	22,2	22,22	22,23	22,25	22,27	22,28	22,30	22,32	22,33	22,35	22,37	22,38	22,40
	21,20	21,35	21,5	21,51	21,53	21,54	21,55	21,57	21,58	21,59	21,61	21,62	21,63	21,65	21,66
	20,51	20,65	20,8	20,81	20,82	20,83	20,84	20,85	20,86	20,87	20,88	20,89	20,90	20,91	20,92
	19,91	20,06	20,2	20,21	20,22	20,23	20,24	20,25	20,26	20,27	20,28	20,29	20,30	20,31	20,32

**Anexo IX – Catálogo Parcial: *Unidade de Tratamento de Ar 04*,  
Sandometal**





# Unidades Tratamento de Ar 04



Metalomecânica e Ar Condicionado, S.A.

## 1 - A SANDOMETAL

Somos fabricantes de componentes para movimentação, tratamento, transporte e distribuição de ar e afirmamo-nos como uma empresa de referência no sector onde actuamos.

Iniciámos a nossa actividade na área da metalomecânica e ar condicionado, na década de setenta, pela mão dos actuais accionistas, com capital 100% português.

A utilização das mais modernas tecnologias aliadas ao know-How dos nossos colaboradores constituem os pilares do nosso desenvolvimento e permitiram-nos conquistar um lugar de destaque no mercado nacional e internacional, com um portfólio que prima pelos seus elevados padrões de excelência.

Hoje orgulhamo-nos do caminho percorrido nestes 27 anos de existência, e do lugar que actualmente ocupamos no mercado. No entanto, estamos conscientes que esta posição só é possível, porque toda a nossa actividade, desde concepção e desenvolvimento, passando pelo fabrico, até ao serviço pós-venda, tem um denominador comum:

A qualidade e a orientação para a total satisfação dos nossos clientes!

Por isso sabemos que **os clientes confiam em nós** e que o mercado conta connosco.

### 1.1 - A Performance

A performance da Sandometal assenta na **melhoria contínua, na optimização da qualidade dos nossos produtos e na total satisfação dos nossos parceiros**. A sua concretização implica o seguimento duma estratégia que se baseia:

- numa antecipada percepção das necessidades do mercado, para adequar a nossa estrutura produtiva às suas expectativas
- na procura constante de mais e melhores conhecimentos técnicos
- na valorização dos nossos recursos humanos
- num esforço permanente com vista à manutenção das sinergias existentes
- em solidificar a confiança dos clientes e do mercado
- em criar valor para clientes, colaboradores e accionistas
- na continuação da nossa política de internacionalização.

### 1.2 - Os Produtos

Utilizando as mais avançadas tecnologias no nosso processo de fabrico, com linhas de corte automáticas, máquinas de corte por plasma, software técnico aliados a matéria-prima certificada, produzimos na nossa fábrica com uma área de 10.000 m<sup>2</sup>:

- Conduitas Rectangulares
- Tubo Spiro e Spiroval
- Acessórios SpiroSystem
- Atenuadores Acústicos
- Depósitos, Fundos e Permutadores
- Caixas de Ventilação
- Unidades de Tratamento de Ar
- Equipamento de Ventilação

## 2-INTRODUÇÃO ÀS UNIDADES DE TRATAMENTO DE AR

### Produto

O fabrico das Unidades de Tratamento de Ar (UTAS) da série SDM tem por base um sistema de grande flexibilidade, permitindo através da junção de vários componentes e/ou módulos, obter configurações que respondem aos requisitos mais variados.

### Aplicação

As UTAS da série SDM são utilizadas em ventilação e ar condicionado em instalações domésticas e industriais cobrindo toda a gama de exigências no que diz respeito a conforto e qualidade do ar interior.

### Gama

Estão disponíveis num total de 14 modelos com caudais até 80.000 m<sup>3</sup>/h.

**Nota:** a obtenção dos caudais máximos depende do tipo de configuração pretendida

### Funcionalidade/Funções/Secções

Conforme descrito no ponto 6 são possíveis várias funcionalidades sendo que a sua inclusão num determinado equipamento dependerá da configuração requerida.

### Construção

As várias secções de uma UTA são constituídas por uma estrutura em perfil de alumínio ou PVC e painéis tipo "sandwich". O perfil de PVC de alta robustez mecânica permite obter desempenhos elevados no que respeita a:

- Ausência de corrosão
- Elevado isolamento térmico
- Ausência de pontes térmicas

Os painéis de espessura de 45 mm e 25 mm são constituídos por duas chapas, uma interior e outra exterior, com lã mineral ou poliuretano entre elas com rotura térmica uma vez que a chapa interior não está em contacto com a exterior.

Materiais disponíveis: chapa galvanizada, chapa pré-pintada, aluzinc e inox.

A fixação dos painéis aos perfis é feita através de parafusos ou bit no caso de perfis em PVC.

Toda a envolvente possui um alto grau de estanquidade tendo nos testes realizados obtido a classificação classe B da norma europeia EN 1886.

Para facilidade de limpeza as unidades são fornecidas com perfis de ângulo interno arredondado (perfil higiénico).

O acesso ao interior das várias secções é proporcionado através de portas de visita de elevada estanquidade equipadas com fechos de alta robustez.

Asua abertura a 180° permite um acesso fácil e franco para inspecção e serviço.

Os principais componentes estão montados em calhas deslizantes o que facilita a sua remoção para inspecção e manutenção.

O acoplamento dos vários módulos é feito através de parafusos, recorrendo a uma junta de ligação interior.

### Acabamento

Nas versões standard os painéis são fabricados em chapa galvanizada, sendo o exterior pré-pintado na cor RAL 5024.

Outros materiais disponíveis: chapa de aço inox AISI 304/316 ou chapa aluzinc

### Classificação segundo EN 1886

EN 1886	Tipo de Requisito		Classe
Ponto 4	Resistência Mecânica		Classe 2A
Ponto 5	Estanquidade		Classe B
Ponto 6	Fugas por "by-pass" aos filtros		F9
Ponto 7.1	Transmissão Térmica	Perfil de alumínio c/painel de 25 mm	Classe T4
		Perfil de alumínio c/painel de 45 mm	Classe T2
		Perfil de PVC c/painel de 45 mm	Classe T1
Ponto 7.2	Pontes Térmicas	Perfil de alumínio c/painel de 25 mm	Classe TB3
		Perfil de alumínio c/painel de 45 mm	Classe TB4
		Perfil de PVC c/painel de 45 mm	Classe TB1
Ponto 8	Atenuação Sonora	Ensaio feito com perfil de alumínio e painéis de 25 mm	Global 14,5 dB (A)
Ponto 9	Protecção ao Fogo	Painéis: de acordo com ficha técnica do fabricante dos painéis	Classe M2
		Perfil de PVC: de acordo com ensaios realizados no L.N.E.C.	Classe M2
Ponto 10	Segurança Mecânica	Os requisitos da norma EN 292-2 são cumpridos.	

## 3-GAMA DE CAUDAIS, TAMANHOS, ETC.

O conceito da construção modular baseia-se na criação de **secções modulares que são fáceis de transportar e instalar no local**. Estas são definidas caso a caso de acordo com as necessidades de projecto.

O dimensionamento de uma unidade de tratamento de ar para um local específico envolve, assim, a selecção de componentes adequados para garantir o desempenho pretendido. O processo de selecção é efectuado utilizando um **software** específico que, com base nos dados de projecto, configura automaticamente a unidade de tratamento de ar.

Existem dois parâmetros para definir o modelo da série SDM: caudal de ar e velocidade de passagem na serpentina. No gráfico seguinte, uma vez conhecido o caudal (eixo x), poderemos facilmente identificar o modelo da UTA, em função da velocidade requerida (eixo y).

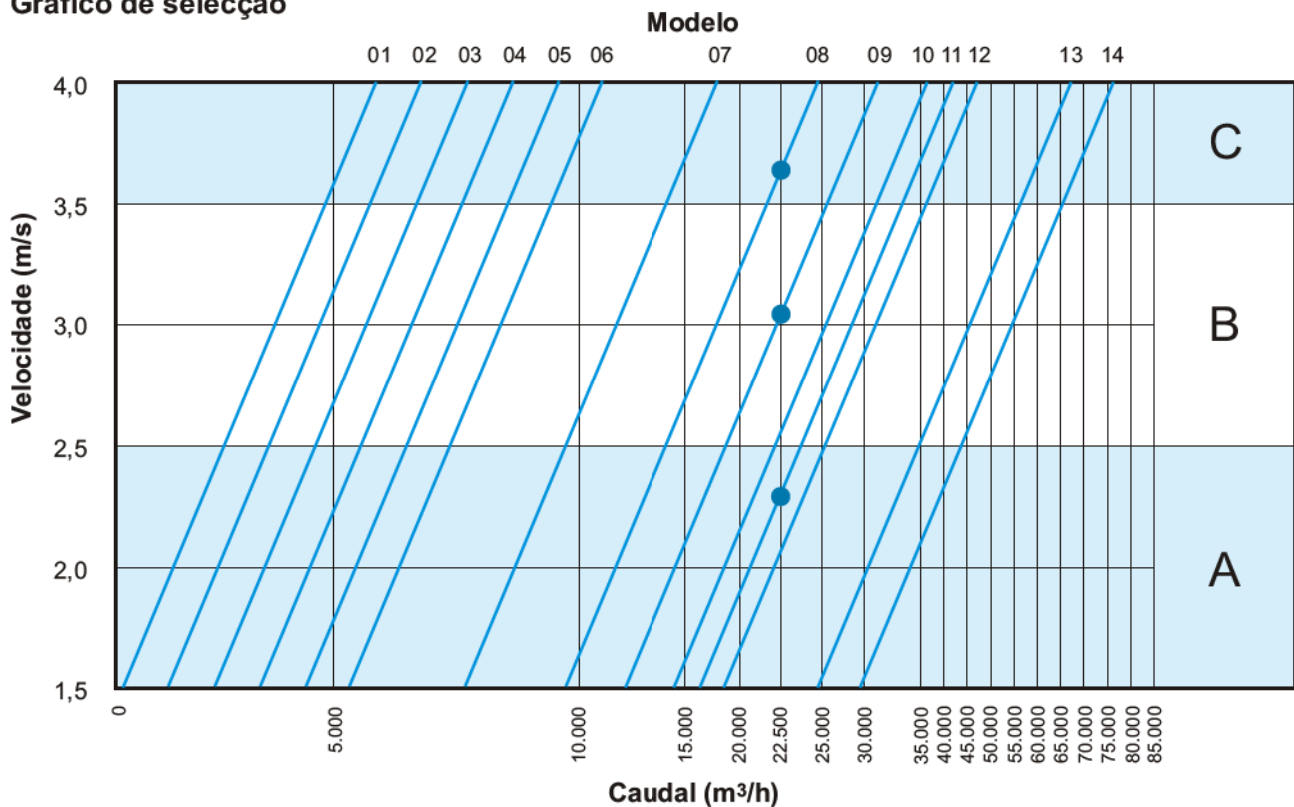
**O gráfico está dividido em três zonas A, B e C**, que subdividem a escolha do modelo com base no tipo de tratamento de ar a realizar, considerando a velocidade de passagem do ar através da serpentina.

De facto, quando se selecciona uma unidade de tratamento de ar devem ser considerados os seguintes aspectos:

- **Velocidade não superior a 2,5 m/s para unidades com serpentinas de arrefecimento e/ou secções de humidificação - Zona A**
- **Velocidade não superior a 3,5 m/s apenas para unidades de aquecimento - Zona B**
- **Velocidade (teórica) não superior a 4 m/s apenas para unidades de ventilação, sem serpentinas, filtros, etc. - Zona C**

Tendo em conta que a escolha se refere ao grupo de caudais abrangidos pelos modelos standard, a Sandometal poderá projectar e fabricar modelos não standards. Neste caso, contacte o nosso departamento técnico.

## Gráfico de selecção



### Exemplo de dimensionamento para um caudal de ar de 22.500 m³/h

- Selecção ideal com serpentina de arrefecimento: SDM 11
- Selecção ideal com serpentina de aquecimento: SDM 09
- Selecção ideal apenas para ventilação: SDM 08

### Tabela de Selecção

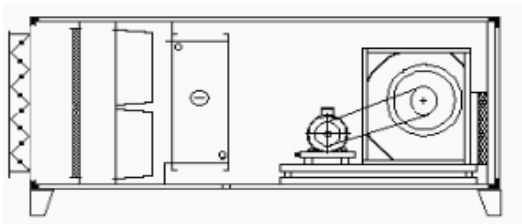
Modelo	Secção Exterior da UTA (Painel 25mm)			Secção Exterior da UTA (Painel 45mm)			Secção de passagem de ar			Área de passagem de ar	Caudal (m³/h)				
	L	x	H (mm)	L	x	H (mm)	L	x	H' (mm)		1,5 m/s	2,0 m/s	2,5 m/s	3,5 m/s	4,0 m/s
SDM 01	670	x	520	710	x	560	400	x	300	0.120 m²	648 m³/h	864 m³/h	1080 m³/h	1512 m³/h	1728 m³/h
SDM 02	670	x	725	710	x	765	400	x	510	0.204 m²	1102 m³/h	1469 m³/h	1836 m³/h	2570 m³/h	2938 m³/h
SDM 03	960	x	725	1000	x	765	690	x	510	0.352 m²	1900 m³/h	2534 m³/h	3167 m³/h	4434 m³/h	5067 m³/h
SDM 04	960	x	1030	1000	x	1070	690	x	810	0.559 m²	3018 m³/h	4024 m³/h	5030 m³/h	7042 m³/h	8048 m³/h
SDM 05	1265	x	1030	1305	x	1070	980	x	810	0.794 m²	4287 m³/h	5715 m³/h	7144 m³/h	10002 m³/h	11431 m³/h
SDM 06	1265	x	1330	1305	x	1370	980	x	1080	1.058 m²	5715 m³/h	7620 m³/h	9526 m³/h	13336 m³/h	15241 m³/h
SDM 07	1550	x	1330	1590	x	1370	1250	x	1080	1.350 m²	7290 m³/h	9720 m³/h	12150 m³/h	17010 m³/h	19440 m³/h
SDM 08	1855	x	1330	1895	x	1370	1555	x	1080	1.679 m²	9069 m³/h	12092 m³/h	15115 m³/h	21160 m³/h	24183 m³/h
SDM 09	1855	x	1630	1895	x	1670	1530	x	1380	2.111 m²	11402 m³/h	15202 m³/h	19003 m³/h	26604 m³/h	30404 m³/h
SDM 10	1855	x	1930	1895	x	1970	1530	x	1680	2.570 m²	13880 m³/h	18507 m³/h	23134 m³/h	32387 m³/h	37014 m³/h
SDM 11	2145	x	1930	2185	x	1970	1820	x	1680	3.058 m²	16511 m³/h	22015 m³/h	27518 m³/h	38526 m³/h	44029 m³/h
SDM 12	2450	x	1930	2490	x	1970	2125	x	1680	3.570 m²	19278 m³/h	25704 m³/h	32130 m³/h	44982 m³/h	51408 m³/h
SDM 13	3040	x	1930	3080	x	1970	2715	x	1680	4.561 m²	24630 m³/h	32841 m³/h	41051 m³/h	57471 m³/h	65681 m³/h
SDM 14	3040	x	2230	3080	x	2270	2715	x	1980	5.376 m²	29029 m³/h	38705 m³/h	48381 m³/h	67734 m³/h	77410 m³/h

## 4- CONFIGURAÇÕES MAIS HABITUAIS

Existem diversas **configurações possíveis de acordo com a função de cada UTA**. Para dimensões de corte transversal consulte o capítulo anterior. As configurações seguintes são as mais comuns. Para além destas é possível o fabrico de muitas outras. Para mais informações consulte os nossos serviços técnicos.

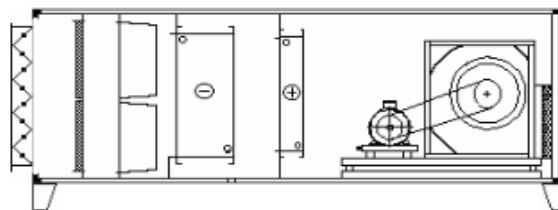
### Configuração 1

Registo, Pré-Filtro, Filtro,  
Bateria Frio/Quente (2 Tubos), Ventilador



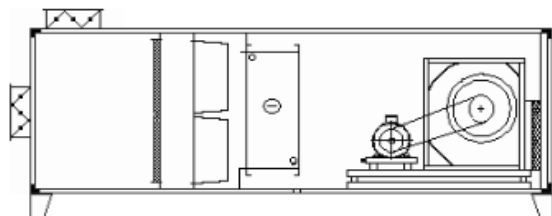
### Configuração 2

Registo, Pré-Filtro, Filtro,  
Bateria Frio e de Quente (4 Tubos), Ventilador



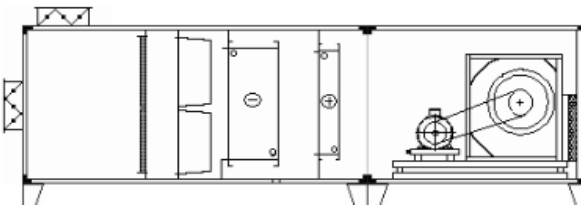
### Configuração 3

Caixa de mistura com registos, Pré-Filtro, Filtro,  
Bateria Frio/Quente (2 Tubos), Ventilador



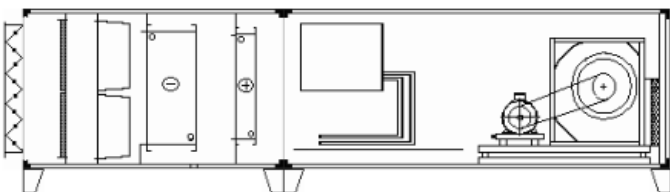
### Configuração 4

Caixa de mistura com registos, Pré-Filtro, Filtro,  
Bateria Frio e de Quente (4 Tubos), Ventilador



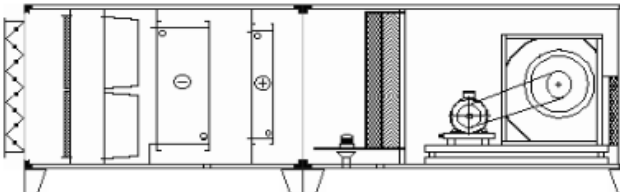
### Configuração 5

Registo, Pré-Filtro, Filtro, Bateria de Frio e de Quente  
(4 Tubos), Humidificador Isotérmico, Ventilador



### Configuração 6

Registo, Pré-Filtro, Filtro, Bateria de Frio e de Quente  
(4 Tubos), Humidificador Adiabático, Ventilador





## **Anexo X – Regras do controlador *Fuzzy***





