



UNIVERSIDADE D
COIMBRA

Ivo Gabriel Morais Cabral

**DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE
DISSIPACÃO DE CALOR E DE UM CONTROLO
AUTOMÁTICO PARA UMA INSTALAÇÃO
EXPERIMENTAL DE MICRO-COGERAÇÃO
BASEADA NO CICLO ORGÂNICO DE RANKINE**

VOLUME 1

Dissertação no âmbito do Mestrado em Engenharia Mecânica na Especialidade de Energia e Ambiente orientada pelo Professor Doutor José Manuel Baranda Ribeiro e pelo Professor Doutor João Pedro da Silva Pereira e apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Coimbra.

julho de 2022

1 2



9 0

FACULDADE DE
CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE
COIMBRA

Desenvolvimento de um sistema de dissipação de calor e de um controlo automático para uma instalação experimental de micro-cogeração baseada no ciclo orgânico de Rankine

Dissertação apresentada para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica na Especialidade de Energia e Ambiente.

Development of a heat dissipation system and an automatic control for an Organic Rankine cycle based micro-cogeneration experimental apparatus

Autor

Ivo Gabriel Morais Cabral

Orientadores

Professor Doutor José Manuel Baranda Ribeiro

Professor Doutor João Pedro da Silva Pereira

Júri

Presidente Professor Doutor Miguel Rosa Oliveira Panão

Orientador Professor Doutor José Manuel Baranda Ribeiro

Vogais Professor Doutor Jorge Campos da Silva André

Coimbra, julho, 2022

“Success is a science. If you have the conditions, you get the result.”

Oscar Wilde

Aos meus pais.

Agradecimentos

Dirijo um agradecimento especial ao meu orientador, Professor José Baranda Ribeiro, e coorientador, Professor João Pedro Pereira, pela disponibilidade, sentido crítico e motivação que me transmitiram ao longo da realização deste trabalho.

Aos meus pais, Porfírio e Amélia Cabral, por fazerem de mim o homem que sou hoje e pelo apoio incondicional ao longo destes 5 anos. O meu muito obrigado pelo que fizeram por mim ao longo deste percurso e da minha vida.

À minha irmã, Célia Cabral, por sempre me motivar a perseguir os meus sonhos e por acreditar nas minhas capacidades. Por todo o carinho que sempre me deste, obrigada “maninha”.

Ao meu cunhado, Ricardo Barros, por demonstrar disponibilidade e pelo apoio ao longo deste percurso.

À minha família mais próxima, pelo suporte e pelas constantes palavras de motivação.

À minha namorada, Catarina, agradeço todo o apoio, carinho e motivação. Obrigado por todos os momentos vividos ao longo destes 5 anos e por fazeres com os mesmos passassem num abrir e fechar de olhos. Obrigado por nunca parares de acreditar nas minhas capacidades e por me levatares o ânimo sempre que precisei. Por fim, agradeço a ajuda na realização deste trabalho.

Para terminar, aos meus amigos e colegas, aos de agora e aos de sempre, pelo apoio e companheirismo nestes 5 anos. Partilhámos memórias e as tradições da “Cidade dos Estudantes”, recordações que levo para o resto da vida.

Resumo

Nos últimos séculos a procura pela melhoria das condições de vida tem vindo a aumentar exponencialmente e com ela o aumento do consumo de energia. Atualmente as principais fontes de energia primária são os combustíveis fósseis que representam uma ameaça para o nosso meio ambiente pela produção de CO₂. De entre estes destaca-se o gás natural pela sua ampla utilidade tanto em meios industriais como domésticos.

Torna-se imperativo adotar medidas para promover a redução de gases de efeito de estufa na produção de energia. Nesse sentido, surgem tecnologias, como é o caso da *Combined Heat and Power Generation* (CHP), que são capazes de produzir dois tipos de energia útil recorrendo apenas a um ciclo de potência apresentando, com isto, uma redução no consumo de energia primária. Esta tecnologia, apesar de já ter atingido a maturidade em grande escala, é ainda pouco explorada em microescala, onde poderá ter um grande impacto. Para a implementação desta técnica, a nível habitacional, o ciclo proposto é o *Organic Rankine cycle* (ORC) por ser o que apresenta a proporção produção de energia elétrica/ energia térmica que mais se adequa a este fim.

A presente dissertação tem como caso de estudo uma bancada experimental de teste de evaporadores, já implementada no Departamento de Engenharia Mecânica (DEM), baseada nessa mesma tecnologia. Tem como principal objetivo a continuidade do estudo da aplicabilidade deste sistema para fins domésticos sendo para isso necessário: i) Dotar a bancada de capacidade para simular as cargas térmicas típicas de uma habitação (águas quentes sanitárias (AQS) e aquecimento central (AC)) e ii) Automatizar o seu funcionamento permitindo ao sistema adaptar-se aos diferentes consumos de energia impostos sem intervenção do operador.

Relativamente ao primeiro ponto, foi projetado um novo sistema de dissipação composto por dois circuitos (circuito de água quente e circuito de dissipação) e realizada a sua implementação. Após ensaio experimental, verificou-se a possibilidade de controlar a temperatura no circuito de água quente, permitindo a simulação das diferentes utilizações habitacionais.

Por último, foi desenvolvido um controlo para tornar a instalação autónoma. É apresentada uma breve descrição das metodologias mais utilizadas e feita a sua análise para o caso em estudo. Recorreu-se a uma metodologia cada vez mais utilizada no controlo de

sistemas fortemente não-lineares e para os quais não existe qualquer modelo matemático desenvolvido, o controlo baseado em *Fuzzy Logic*. Após implementação tanto do controlo como dos procedimentos de arranque, paragem e segurança, em software LabView™, pode-se concluir, por validação experimental, que a bancada era capaz de funcionar e ajustar-se automaticamente às diferentes cargas térmicas impostas.

Palavras-chave: Sistema de cogeração, Ciclos orgânicos de Rankine, Escala doméstica, Projeto de sistemas, Controlo *Fuzzy Logic*.

Abstract

In the last centuries the search for better life standards have been growing exponentially and with it the energy consumption. Nowadays, the main primary energy sources are fossil fuels that represent a threat to our environment by producing CO₂ emissions. Amongst those, natural gas arises as the most used by its versatility on industrial and domestic practises.

It is crucial to adopt measures to promote the reduction of greenhouse gases on the power generating methods. For that, some technologies arise which is the case of the Combined Heat and Power Generation (CHP) technic that is capable of generating both heat and power by using only one power cycle, nevertheless presenting a reduction of primary energy consumption. This technology, although have reached its maturity on a large scale, its micro-scale application, however it might cause a big impact, is not very explored yet. For implementation of this technology, for household applications, the power cycle proposed is the Organic Rankine cycle (ORC) because it is the one which presents the more adequate power and heat generation proportion.

The present text has its foundation on an experimental apparatus for evaporator testing, already operational within Department of Mechanical Engineering (DEM) and it's based on the referred technology. The main objectives of this paper are: i) Endowing the experimental apparatus with the capability for simulating the typical thermal loads of a household (domestic hot water (AQS) and central heating (AC)) and ii) Make its operation fully automatic and capable of adapt to different thermal loads.

Regarding the first objective, the solution consisted on projecting a new dissipation system formed by two separated circuits (hot water circuit and dissipation circuit) and then implementing it alongside with the necessary secondary repairs. After experimental trials the control of the temperature on the hot water circuit was verified allowing for simulation of household applications.

Lastly, a control methodology was developed in order to endow the experimental bench with an automatic operation. A brief description of the current methodologies of control was presented and their main properties for this case study were analysed. A very sought methodology for controlling very non-linear systems in which the mathematical model is to complex or is unknown was used, the Fuzzy Logic control. After the control, On,

Off and safety procedures were implemented, in LabView software, the automatic operation of the test bench was validated by experimental testing in which it could adapt itself to the different thermal loads that were imposed.

Keywords: Cogeneration systems, Organic Rankine cycles, Domestic scale, System design, Control, Fuzzy Logic controller.

Índice

Índice de Figuras.....	vii
Índice de Tabelas	xi
Nomenclatura.....	xiii
1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1. Enquadramento	1
1.1.1. Estado atual e perspetiva energética	1
1.1.2. Tecnologia CHP	3
1.1.3. Ciclo de Rankine	4
1.1.4. Sistema de micro-cogeração: Caso de estudo	6
1.2. Motivação e Objetivos	14
1.3. Estrutura da Dissertação	15
2. SISTEMA DE DISSIPACÃO/EMULAÇÃO	17
2.1. Diagrama de princípio	17
2.2. Dimensionamento e seleção de componentes.....	19
2.2.1. Circuito de água quente.....	19
2.2.2. Sistema de segurança e enchimento automático	30
2.2.1. Circuito de dissipação	34
2.3. Instrumentação e sistema de aquisição de dados	35
2.3.1. Componentes a controlar	35
2.3.2. Instrumentação	35
2.3.3. <i>Interface</i>	36
2.4. Desenho de detalhe	36
2.5. Construção e comissionamento	37
3. SISTEMA DE CONTROLO	41
3.1. Metodologias de controlo	41
3.1.1. Método PID.....	42
3.1.2. <i>Fuzzy Logic</i>	43
3.1.3. Seleção do tipo de controlo	46
3.2. Desenvolvimento do controlo	48

3.2.1. Dependência de parâmetros de controlo e controlados	49
3.2.2. Procedimento de implementação	51
3.3. Validação experimental	59
3.3.1. Arranque e colocação da válvula de laminagem em operação	59
3.3.1. Simulação de AQS e atuação do sistema de segurança	62
3.3.1. Simulação de AC	65
4. CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS	69
4.1. Conclusão	69
4.1. Trabalhos Futuros	71
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	73
ANEXOS	75
APÊNDICES	81

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Concentrações atmosféricas globais de CO ₂ entre os anos 1700 e 2020 [2].	2
Figura 1.2. Previsão para fontes de energia primária até ao ano de 2050 [3].	2
Figura 1.3. Unidades instaladas a nível da EU-28, em 2019, para produção de AQS e AC (adaptado de [4]).	3
Figura 1.4. Configuração básica do ciclo de Rankine: a) Representação esquemática dos principais componentes e fluxos de energia b) Diagrama <i>T-s</i> dos processos do ciclo com água [9].	5
Figura 1.5. Curvas de saturação representadas no espaço termodinâmico <i>T-s</i> para água/vapor e fluidos orgânicos de uso comum em ciclos de Rankine [9].	6
Figura 1.6. Diagrama de princípio do sistema base [12].	7
Figura 1.7. Representação 3D da bancada de ensaios e dos componentes principais: a) vista lateral direita e b) vista lateral esquerda [13].	9
Figura 1.8. Bancada experimental em estudo: a) vista lateral direita e b) vista lateral esquerda [13].	9
Figura 1.9. Interface de controlo: a) Bloco de alarmes e principais parâmetros, b) Bloco de controlo e c) Bloco geral com ilustração da aba "General view"	10
Figura 1.10. Interface de controlo com ilustração das abas a) "Water circuit" e b) "Power circuit"	13
Figura 2.1. Diagrama de princípio com integração do sistema de dissipação/emulação: a) circuito de água quente e b) circuito de dissipação.	18
Figura 2.2. Fotografia do Permutador de calor disponível no DEM.	20
Figura 2.3. Evolução de <i>U</i> com a variação no <i>m_q</i>	22
Figura 2.4. Evolução da temperatura de saída do lado quente com a variação da temperatura de entrada.	23
Figura 2.5. Evolução da temperatura de saída do lado quente com a variação do caudal... ..	23
Figura 2.6. Fotografia da bomba e respetivo variador de velocidade disponível no DEM. ..	25

Figura 2.7. Valores de referência para k_i de diferentes acessórios [18].	27
Figura 2.8. Curvas características da bomba e da instalação.	30
Figura 2.9. Purgador Calfeffi® 502040.	31
Figura 2.10. Válvula de segurança Calfeffi® 3114.	31
Figura 2.11. Vaso de expansão Calfeffi® 555705.	33
Figura 2.12. Sistema de enchimento automático Calfeffi® 553540.	34
Figura 2.13. Válvula de regulação independente da pressão Calfeffi® FLOWMATIC 14544.H80.	34
Figura 2.14. Atuador linear proporcional Calfeffi® FLOWMATIC 145013.	35
Figura 2.15. Nova interface de controlo: a) Aba "General view" modificada e b) bloco de controlo modificado.	36
Figura 2.16. Desenho 3D da bancada experimental como novo sistema de dissipação: a) Bancada total e b) Sistema de dissipação/emulação.	37
Figura 2.17. Bancada experimental com novo sistema de dissipação/emulação: a) vista dimétrica, b) vista lateral direita e c) vista lateral esquerda com identificação dos componentes principais.	38
Figura 3.1. Estrutura do tipo SISO de um controlo PID clássico[25].	42
Figura 3.2. Formas típicas das <i>membership functions</i> [26]	45
Figura 3.3. Estrutura de um controlo <i>Fuzzy</i> (adaptado de [26]).	46
Figura 3.4. <i>Membership functions</i> e termos linguísticos da variável linguística $ErroDT2$.	54
Figura 3.5. <i>Membership functions</i> e termos linguísticos da variável linguística $dErroDT2$.	54
Figura 3.6. <i>Membership functions</i> e termos linguísticos da variável linguística ΔRPM	55
Figura 3.7. Função 3D que relaciona os <i>inputs</i> com o <i>output</i> da bomba.	57
Figura 3.8. Função 3D que relaciona os <i>inputs</i> com o <i>output</i> do queimador.	57

Figura 3.9. Evolução da temperatura $T7$ na fase de arranque e introdução da válvula de laminagem.	60
Figura 3.10. Evolução do grau de sobreaquecimento $DT2$ na fase de arranque e introdução da válvula de laminagem	60
Figura 3.11. Evolução da resposta dos controlos da bomba-ORC e queimador na fase de arranque e introdução da válvula de laminagem	61
Figura 3.12. Evolução da temperatura $T7$ em simulação AQS e resposta do sistema de segurança.	62
Figura 3.13. Evolução do grau de sobreaquecimento $DT2$ em simulação AQS e resposta do sistema de segurança.	63
Figura 3.14. Evolução da temperatura $T2$ e pressão $P2$ em simulação AQS e resposta do sistema de segurança.	63
Figura 3.15. Evolução da resposta do controlo em simulação AQS e resposta do sistema de segurança.	64
Figura 3.16. Evolução das temperaturas $T5$ e $T7$ em simulação AC.	65
Figura 3.17. Evolução do grau de sobreaquecimento $DT2$ em simulação AC.	66
Figura 3.18. Evolução da resposta dos controlos em simulação AC.	66

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1.1. Principais características da instrumentação utilizada no sistema base.....	11
Tabela 2.1. Características do Permutador (GBS240H da GEA).....	20
Tabela 2.2. Compilação das perdas de carga localizadas consideradas.	29
Tabela 2.3. Dados e resultados do dimensionamento do vaso de expansão.....	33
Tabela 3.1. Dependência de parâmetros de controle e controlados.	49
Tabela 3.2. Representação esquemática da dependência de parâmetros de controle e controlados.	50
Tabela 3.3. Universos de discurso (<i>UD</i>) para as diferentes variáveis linguísticas presentes nos controles.....	52
Tabela 3.4. Termos linguísticos de <i>input</i> definidos para o controle da bomba-ORC.	53
Tabela 3.5. Termos linguísticos de <i>output</i> definidos para o controle da bomba-ORC.	54
Tabela 3.6. Conjunto de regras utilizadas no controle da bomba-ORC.....	56

NOMENCLATURA

Simbologia

A	Área	m^2
$A_{project}$	Área projetada	m^2
A_{Fuzzy}	<i>Fuzzy set</i>	-
A_0	Área mínima livre	m^2
b	Espessura do canal	m
C	Capacidade térmica	$J/K.s$
C_r	Razão de capacidades térmicas	-
cp	Calor específico	$J/kg.K$
D	Diâmetro externo	m
$DMLT$	Diferença média logarítmica de temperatura	$^{\circ}C$ ou K
DT_2	Grau de sobreaquecimento	$^{\circ}C$
d	Diâmetro interno	m
d_e	Diâmetro do canal da placa	m
d_{Erro}	Variável linguística que representa o declive de <i>Erro</i>	- (<i>expressão</i>)
E	Espessura do permutador	m
$Erro$	Variável linguística que representa $PV - SP$	- (<i>expressão</i>)
e	Rugosidade absoluta	m
$e_{\acute{a}gua}$	Coefficiente de expansão da água	-
$e(t)$	Erro instantâneo	-
f	Coefficiente de perda de carga de Darcy	-
$f_{fricção}$	Fator de fricção	-
G	Velocidade da massa de fluido	$kg/m^2.s$
G_s	Conjunto de regras de sintaxe	-
g	Aceleração gravítica	m/s^2
g_c	Constante de proporcionalidade da 2. ^a lei de Newton	-
H	Altura manométrica	m
K_C	Constante proporcional	-
k_i	Coefficiente de perda de carga localizada	-
L	Comprimento	m

L_h	Distância entre ramais do permutador	m
L_p	Altura da placa	m
LV	<i>Linguistic variable</i>	- (<i>expressão</i>)
M	Conjunto de regras de semântica	-
\dot{m}	Caudal mássico	kg/s
m_l	Número de variáveis linguísticas estabelecidas	-
N_p	Número de placas do lado do fluido pretendido	-
N_r	Número máximo de regras a definir	-
NTU	<i>Number of transfer units</i>	-
n_p	Número de passagens p/placa do permutador	-
$PV(t)$	<i>Process variable</i>	-
p	Pressão	Pa
p_a	Pressão absoluta inicial do lado do gás	bar
p_{co}	Passo long. corrugação	m
p_e	Pressão absoluta final do lado do gás	bar
p_{e_r}	Pressão máxima do lado do gás	bar
p_l	Número de termos linguísticos definidos	-
p_p	Passo transversal da placa	m
Q	Caudal volúmico	m^3/s
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	W
Re	Número de Reynolds	-
$SP(t)$	<i>Setpoint</i>	-
T	Temperatura	$^{\circ}C$ ou K
$T(X)$	Termos linguística	- (<i>expressão</i>)
t	Espessura da placa	m
t_m	Temperatura máxima admissível	$^{\circ}C$
U	Coefficiente global de transferência de calor	$W/m^2.K$
UD	Universo de discurso	-
$u(t)$	Resposta do controlo	-
V	Velocidade	m/s
V_a	Volume de água na instalação	l
V_n	Capacidade do vaso de expansão	l
V_v	Volume mínimo de água no vaso	l

w	Largura	m
X	Nome da variável	- (<i>expressão</i>)
z	Altura	m
β	Ângulo de chevron	$^{\circ}$
ΔRPM	Variação da rotação da bomba	- (<i>expressão</i>)
$\Delta Volt$	Variação do controlo do queimador	- (<i>expressão</i>)
ε	Efetividade de transferência de calor	-
μ	Viscosidade dinâmica	$kg/m.s$
$\mu_A(x)$	Grau de adesão a um termo linguístico	-
ν	Viscosidade cinemática	m^2/s
ρ	Massa volúmica	kg/m^3
τ_D	Constante de tempo diferencial	-
τ_I	Constante de tempo integral	-
ϕ	<i>Enlargement factor</i>	-

Subíndices

b	Bomba
c	Contínuas
d	Diâmetro interno
exp	Experimental
f	Lado frio
g	Gás
in	Entrada no permutador
l	Localizadas
out	Saída do permutador
p	Placas do permutador
q	Lado quente
r	Enchimento
sat	Saturação
st	Ponto de instalação
vs	Válvula de segurança
{1...13}	Localização no diagrama de princípio-CHP

Siglas e Acrónimos

AC – Aquecimento Central

AQS – Águas Quentes Sanitárias

CHP – Combined Heat and Power Generation

CO₂ – Dióxido de Carbono

DEM – Departamento de Engenharia Mecânica

DNPSH – Differential Net Positive Suction Head

EU – União Europeia

FCTUC – Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra

IEO2021 – International Energy Outlook 2021

O₂ – Oxigénio Molecular

ORC – Organic Rankine Cycle

UC – Universidade de Coimbra

1. INTRODUÇÃO

1.1. Enquadramento

1.1.1. Estado atual e perspectiva energética

Os efeitos das alterações climáticas são cada vez mais notórios a nível mundial sendo as principais repercussões observadas no aumento de temperatura média anual do planeta e na frequência crescente de eventos catastróficos, como é o caso de tempestades tropicais e tornados. Os principais potenciadores desta mudança são os gases de efeito de estufa. Estes que, apesar de contribuírem para a vida terrestre, têm, também, efeitos nefastos se a sua concentração na atmosfera se descontrolar.

É de realçar o CO₂ (Dióxido de Carbono) como sendo o principal interveniente para o aumento do efeito de estufa. A procura incessante por novas tecnologias e pela melhoria das condições de vida levou a que, segundo Borrego *et al.* [1], se verificasse um aumento exponencial da sua concentração na atmosfera. Após a primeira Revolução Industrial, em meados do séc. XVIII, e até 2004, devido ao recurso intensivo a combustíveis fósseis, a concentração de CO₂ na atmosfera aumentou cerca de 35%, devido à atividade humana, ultrapassando o nível mais elevado alguma vez registado na Terra em 420 mil anos.

Para além disso, em dados mais recentes obtidos pelo *Met-Office* (serviço meteorológico nacional do Reino Unido) este valor terá atingido um aumento de cerca de 50% em 2020 [2].

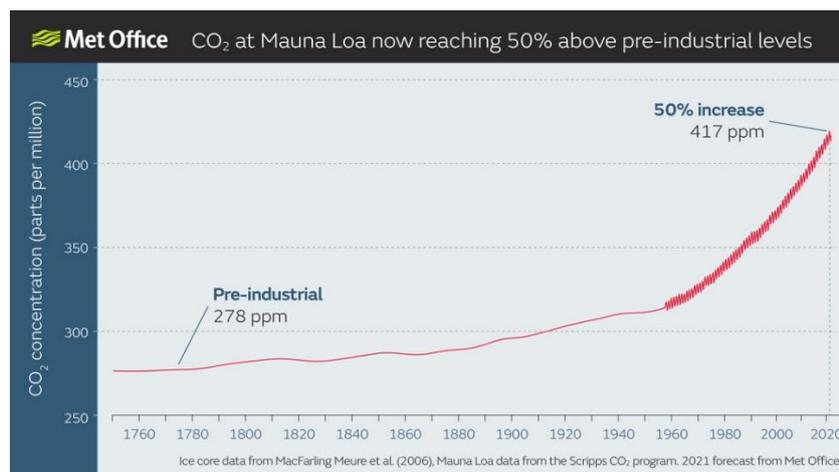


Figura 1.1. Concentrações atmosféricas globais de CO₂ entre os anos 1700 e 2020 [2].

Atualmente, a dependência de combustíveis fósseis continua a ser muito acentuada e, segundo o IEO-2021 (International Energy Outlook report) realizado pela *U.S. Energy Information Administration*, estes serão ainda a fonte predominante de energia primária até ao ano de 2050 [3].

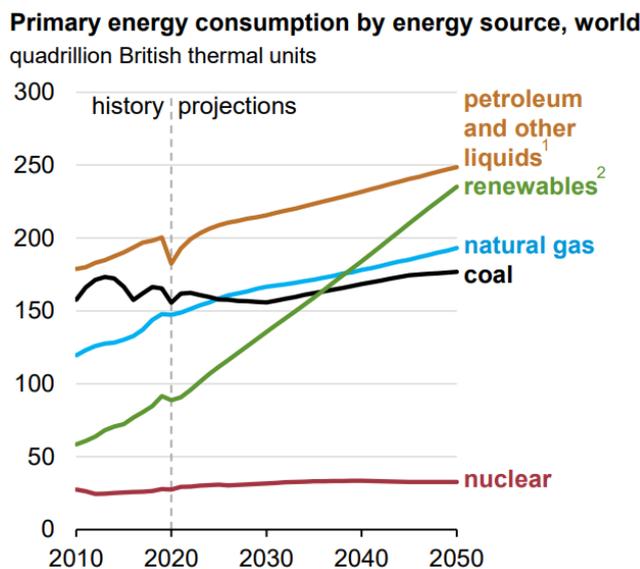


Figura 1.2. Previsão para fontes de energia primária até ao ano de 2050 [3].

Torna-se, então, imperativo adotar medidas para reduzir a emissão de gases de efeito de estufa e é nesse sentido que surge a grande procura por tecnologias como a *Combined Heat and Power Generation* (CHP).

Na Europa, segundo Pezzuto *et al.* [4], existe, em quase todas as habitações, um equipamento para produção de Águas Quentes Sanitárias (AQS) e/ou Aquecimento Central

(AC). O equipamento que se encontra mais difundido, para esse fim, é a convencional caldeira, que recorre a combustíveis fósseis como energia primária, tendo o gás natural como combustível preferencial [5]. Este equipamento apresenta, como características principais que contribuem para a sua popularidade, um baixo custo de aquisição e um baixo tempo de resposta a variações nas cargas térmicas [4].

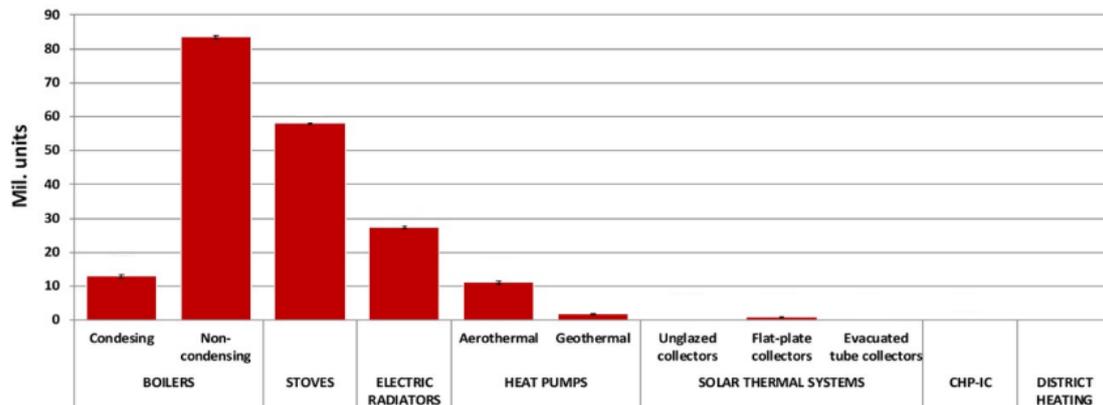


Figura 1.3. Unidades instaladas a nível da EU-28, em 2019, para produção de AQS e AC (adaptado de [4]).

Torna-se, por isso, impreterível substituir esta tecnologia mais tradicional por novas, capazes de satisfazer as necessidades térmicas impostas reduzindo o consumo de energia primária, como é o caso da técnica CHP.

1.1.2. Tecnologia CHP

A tecnologia CHP, como já foi referido anteriormente, tem vindo a ter grande destaque. A grande justificação para esta preponderância deve-se à sua capacidade de produzir simultaneamente dois tipos de energia útil com recurso à mesma fonte de energia e, com isto, aumentar as poupanças de energia primária comparativamente à produção individualizada [6]. Devido a este aumento, que tem por consequência uma redução das emissões de gases de efeito de estufa (relembrando que grande parte dos sistemas ainda recorrem ao uso de combustíveis fósseis, ver secção anterior), os sistemas de CHP são vistos como a ponte necessária para uma transição energética sustentável [7].

Atualmente, estes sistemas têm vindo a ser muito estudados e já amplamente instalados em média/grande escala e com operações de funcionamento constantes (regime permanente). No entanto, é de notar a falta de maturidade desta tecnologia quanto à sua aplicação a

micro/pequena escala onde o seu impacto poderá ser muito significativo, conforme demonstrado por Farrokhi *et al.* [8].

As tecnologias disponíveis para implementação prática destes sistemas podem ser divididas em quatro grupos: sistemas de combustão externa, sistemas de combustão interna, geradores termo-fotovoltaicos e sistemas de conversão química (*fuel cells*) [9]. Dentro destas, segundo Pereira *et al.* [9], a tecnologia que apresenta características mais adequadas para a implementação habitacional é a do ciclo de potência de Rankine (que se enquadra nos sistemas de combustão externa) [10].

1.1.3. Ciclo de Rankine

O ciclo de Rankine é baseado no ciclo de Carnot e que tem como objetivo tirar proveito da mudança de fase de um fluido de trabalho. Este, na sua configuração mais simples, é constituído por quatro componentes principais: uma bomba, um expansor, um evaporador e um condensador.

O seu funcionamento pode ser resumido pelas seguintes etapas/transformações do fluido de trabalho (ver Figura 1.4):

- Pressurização isentrópica na bomba [4-1];
- Aquecimento e vaporização isobárica no evaporador [1-2];
- Expansão isentrópica no expansor (produção de trabalho) [2-3];
- Arrefecimento e condensação isobárica no condensador (produção de calor) [3-4].

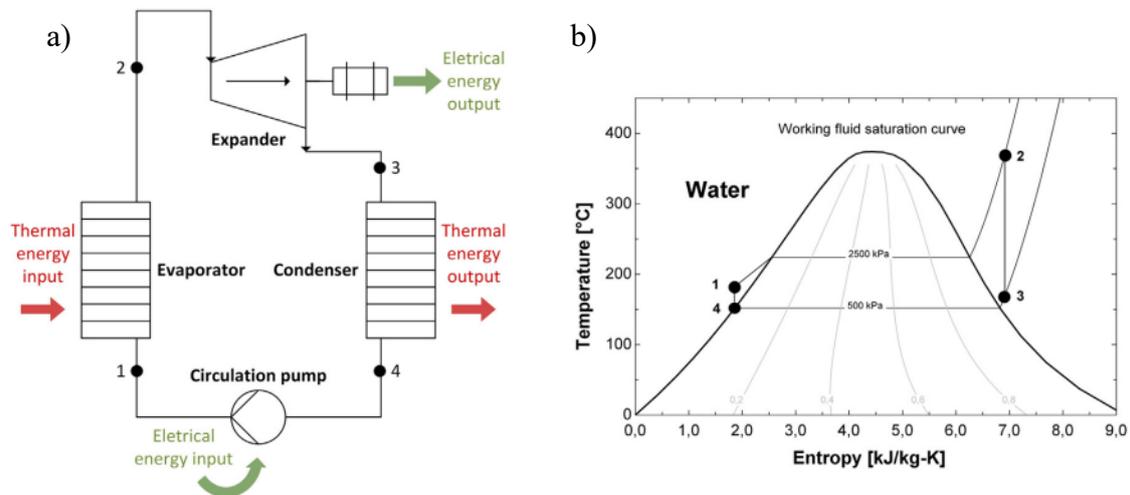


Figura 1.4. Configuração básica do ciclo de Rankine: a) Representação esquemática dos principais componentes e fluxos de energia b) Diagrama $T-s$ dos processos do ciclo com água [9].

Uma das variantes comumente aplicadas a esta tecnologia é a mudança de fluido de trabalho para um fluido orgânico designada por ciclo orgânico de Rankine (ORC). Esta alteração leva a muitas vantagens para a utilização doméstica como o funcionamento com: i) baixos graus de sobreaquecimento (devido aos declives característicos das curvas de saturação na fase final do processo de expansão, ver Figura 1.5), garantindo um tempo de vida longo para o expansor e a sua alta eficiência, ii) pressões de saturação mais elevadas para valores de temperatura significativamente inferiores comparativamente aos da água, aumentando a versatilidade do sistema a diferentes fontes de calor, e iii) permite funcionar com razões de pressão inferiores (devido às diferenças entre volumes específicos entre a fase líquida e gasosa, que é significativamente maior nos ciclos com água e por isso estes têm de funcionar com pressões de vaporização mais elevadas para evitar problemas operacionais [9]), diminuindo a exigência em termos de segurança e complexidade em termos de fabrico.

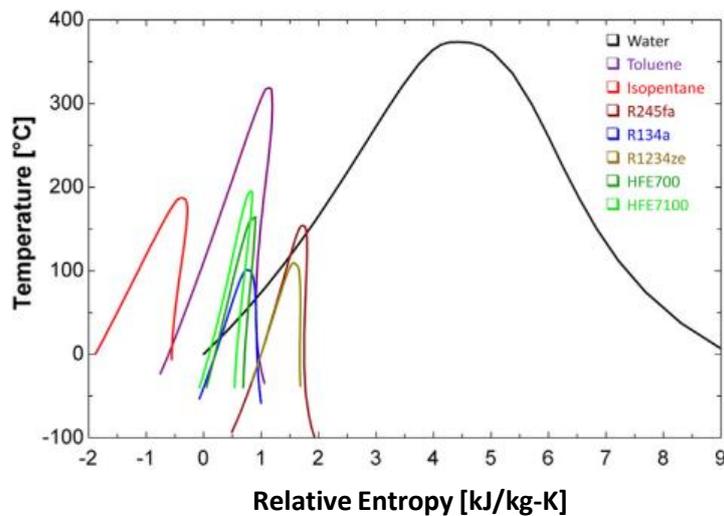


Figura 1.5. Curvas de saturação representadas no espaço termodinâmico T-s para água/vapor e fluidos orgânicos de uso comum em ciclos de Rankine [9].

Torna-se, portanto, essencial aprofundar o estudo e desenvolvimento desta tecnologia em microescala com o intuito de apresentar uma solução capaz de realizar o *retrofitting* dos sistemas atuais de uma forma simples e com baixos encargos.

1.1.4. Sistema de micro-cogeração: Caso de estudo

Tendo em conta o referido sobre o interesse dos sistemas de CHP baseados em ORC, a Universidade de Coimbra (UC), tem vindo a desenvolver uma série de projetos com o intuito de suportar o caminho para o mercado de um produto que materialize este conceito. Nesse âmbito, foi desenvolvida, no Laboratório de Termodinâmica do Departamento de Engenharia Mecânica (DEM), uma instalação experimental com o intuito de apoiar a identificação dos princípios ótimos de projeto de um dos componentes mais importantes deste tipo de sistemas, o evaporador [11].

A presente Dissertação de Mestrado vai ao encontro da continuidade do estudo da aplicabilidade destes sistemas tendo por base a instalação referida. A instalação experimental pretende emular, em alguns dos seus aspetos, o funcionamento de um ORC usando o fluido o R245fa (pentafluoropropano) como fluido de trabalho. O diagrama de princípio da respetiva bancada, identificando os componentes principais e a instrumentação utilizada, é apresentado na Figura 1.6.

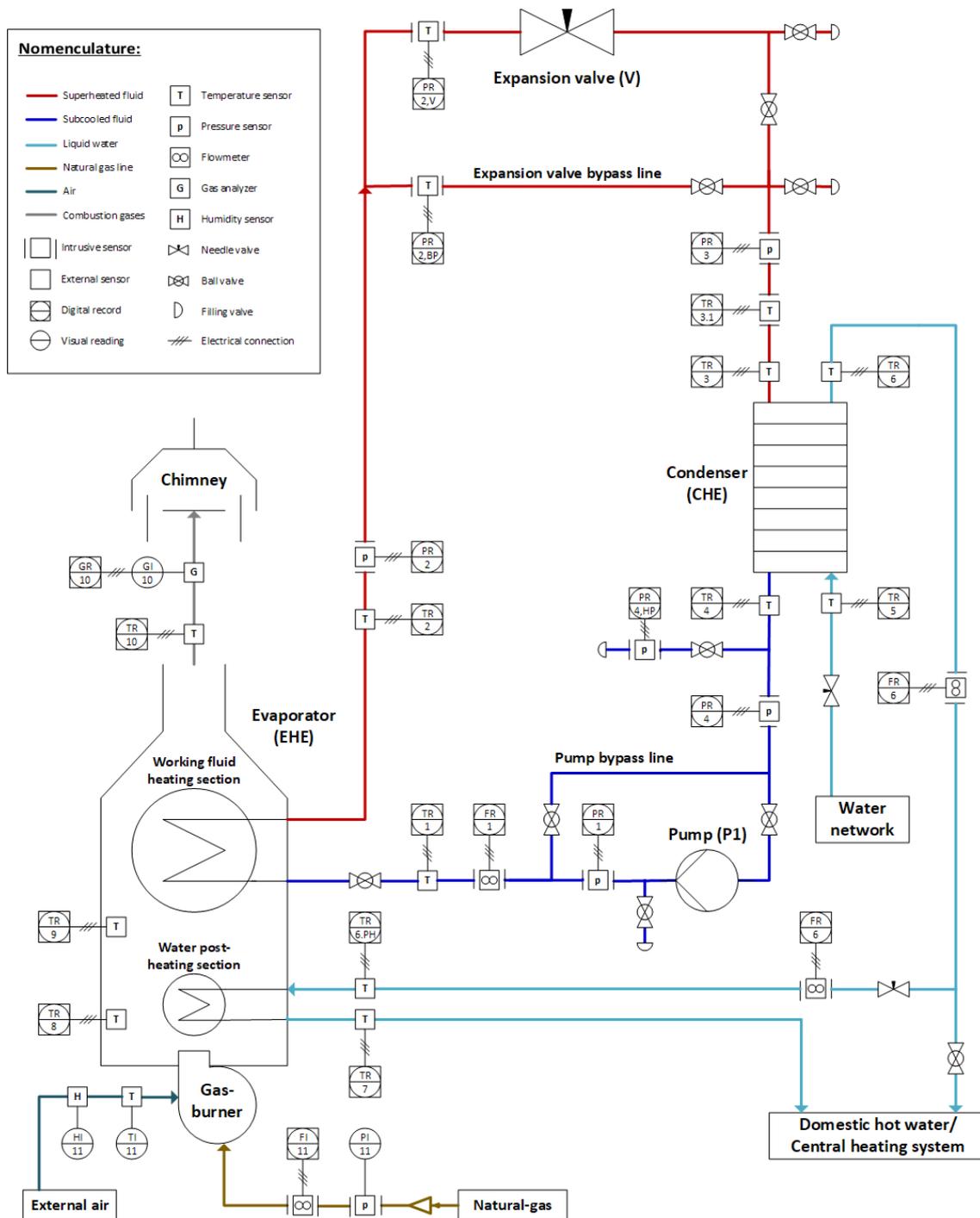


Figura 1.6. Diagrama de princípio do sistema base [12].

Como se pode verificar, a instalação recorre a um queimador a gás natural, por ser a fonte de energia primária mais utilizada na produção de água quente [5], para fornecer calor no evaporador e utiliza como dissipador de calor, no condensador, água proveniente da rede de distribuição hidráulica do edifício.

Posto isto, são de realçar duas principais diferenças na conceção relativamente ao ciclo de Rankine padrão: i) o pós-aquecedor no circuito de água e ii) a substituição do expansor por uma válvula de laminagem. A necessidade da introdução do primeiro componente (pós-aquecedor) surge como resultado da opção tomada em se realizar a vaporização do fluido de trabalho utilizando diretamente os gases de combustão provenientes da queima do gás natural. Essa opção faz com que as elevadas temperaturas dos mesmos entrem em contacto direto com a tubagem promovendo o risco de ocorrer degradação térmica do fluido de trabalho. Com este componente, é possível tentar minimizar este potencial efeito adverso ao inserirmos, antes do contacto com os tubos por onde circula o fluido de trabalho, uma superfície de transferência de calor para a água [12]. Para além disto, este permutador de calor adicional trás ainda benefícios do ponto de vista do tempo de resposta do sistema na produção de água quente e na eficiência com que é produzida a energia elétrica em regime de cogeração.

Sendo o principal objetivo desta bancada experimental o estudo do evaporador, por forma a simplificar a instalação, procedeu-se à substituição do expansor por uma válvula de laminagem. Contrariamente à utilização de um expansor, onde ocorre uma transformação isentrópica, a utilização deste tipo de válvulas irá promover uma expansão isentálpica do fluido de trabalho. Em termos de consequências para o ciclo, esta substituição é insignificativa para o seu comportamento se o condensador selecionado for capaz de retirar a energia que caso contrário seria consumida pelo expansor [12].

O desenho do projeto da bancada (realizado em Solidworks®) e o respetivo resultado físico podem ser vistos na Figura 1.7 e Figura 1.8, respetivamente.

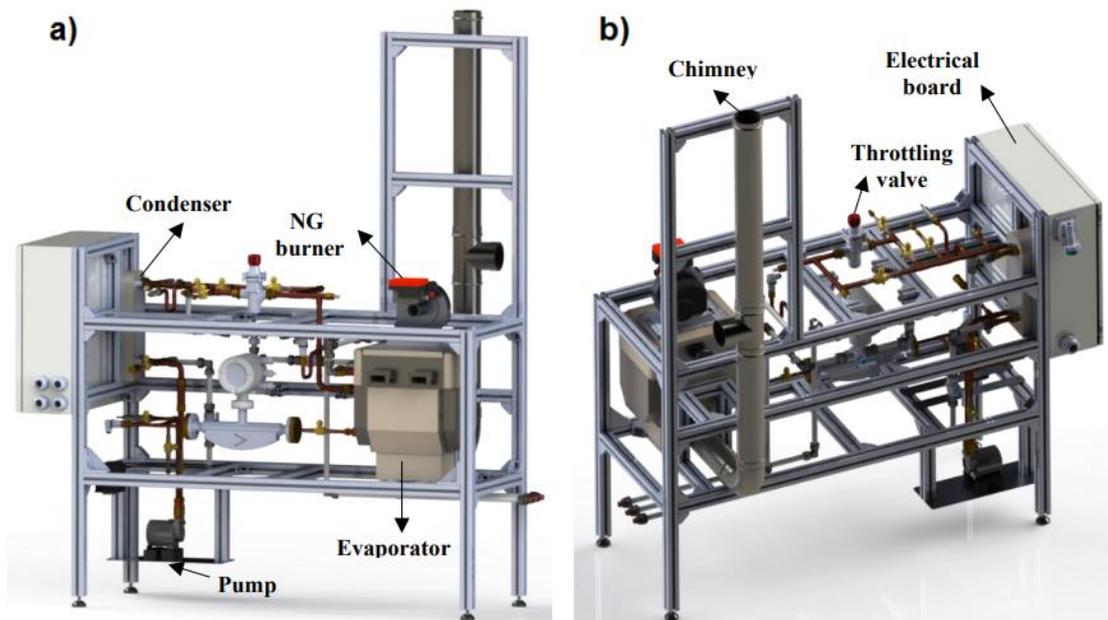


Figura 1.7. Representação 3D da bancada de ensaios e dos componentes principais: a) vista lateral direita e b) vista lateral esquerda [13].

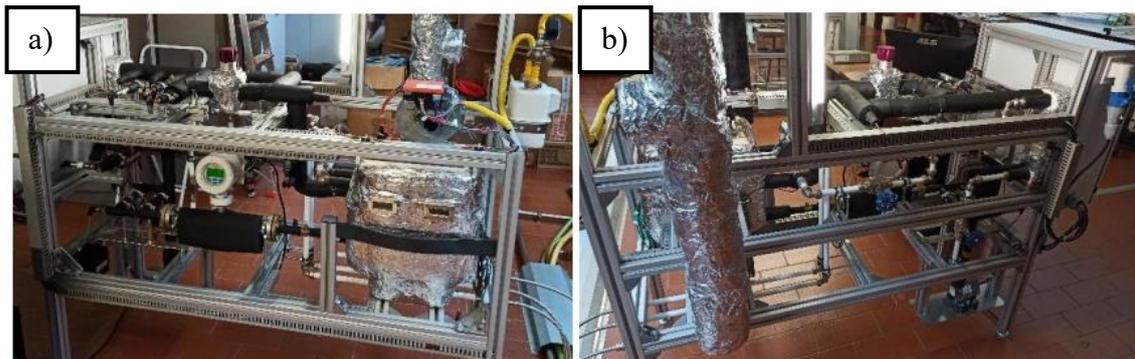


Figura 1.8. Bancada experimental em estudo: a) vista lateral direita e b) vista lateral esquerda [13].

Neste momento, as condições de funcionamento do ORC eram definidas com recurso ao i) volume de gás natural consumido pelo queimador que, conseqüentemente, afeta a energia fornecida pela combustão, e ii) pela rotação da bomba, que tem influência direta no caudal de fluido de trabalho. A imposição de uma determinada condição de funcionamento, é realizada à custa do controlo de velocidade de rotação da bomba do ORC e do ventilador do queimador por meio de sinais analógicos. No entanto, a válvula de laminagem do circuito ORC (define a razão de pressões e pressão máxima de trabalho) e a válvula de agulha do circuito de dissipação (define o caudal de água) são de operação manual.

Para a atuação do controlo descrito e respetiva aquisição de dados para monitorização e caracterização das condições de funcionamento, foi desenvolvido um quadro elétrico (diagrama elétrico ilustrado em [13]) e uma *interface* de controlo em Labview™.

A *interface* é composta por três blocos principais (ver Figura 1.9): a) bloco de alarmes e principais parâmetros, b) bloco de controlo (bomba e queimador) e c) bloco geral. Neste último encontra-se toda a informação obtida pelos sensores devidamente organizada em cinco abas, consoante a informação que o utilizador deseja visualizar. A primeira aba, denominada por “General view”, contém um breve esquema da instalação com indicação dos parâmetros principais nas diferentes localizações do sistema. As restantes quatro abas, não apresentadas na Figura 1.9, fornecem ao utilizador informação mais específica relativamente aos circuitos/componentes de forma individualizada. Na Tabela 1.1 encontra-se uma compilação da instrumentação utilizada na bancada de ensaio.

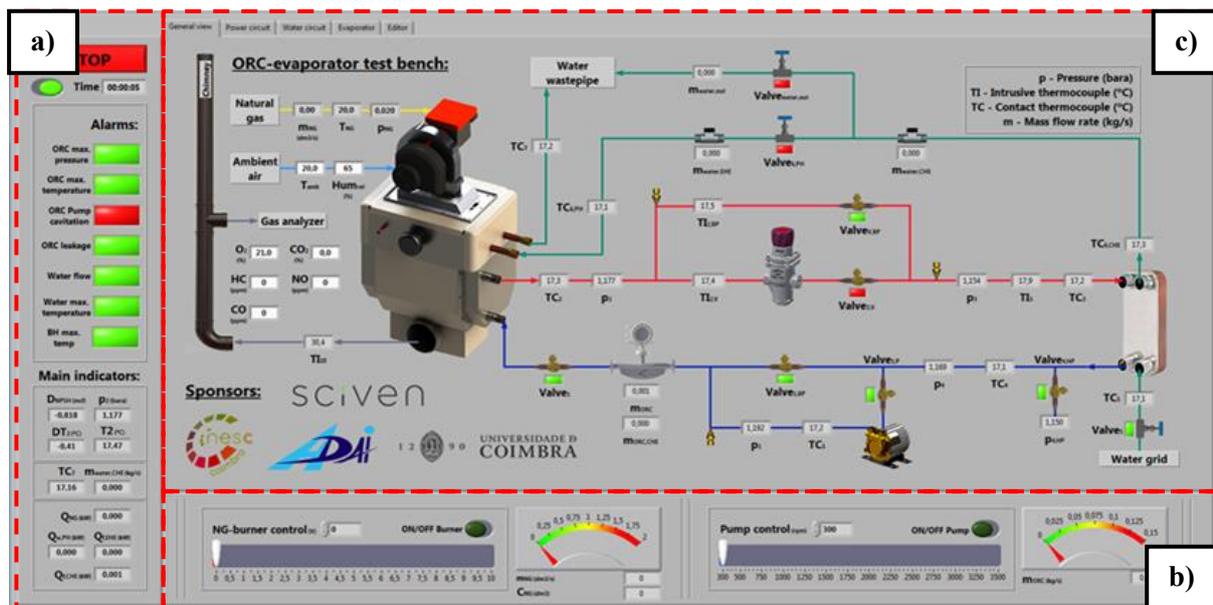


Figura 1.9. Interface de controlo: a) Bloco de alarmes e principais parâmetros, b) Bloco de controlo e c) Bloco geral com ilustração da aba "General view".

Tabela 1.1. Principais características da instrumentação utilizada no sistema base.

Nº da linha (ver Figura 1.6)	Grandeza	Fluido	Tipo	Gama operacional	Precisão
1	Caudal mássico	Fluido orgânico	Coriolis	[0-2,2] kg/s	0,4%
[1,2]	Pressão	Fluido orgânico	Diafragma	[0-25] bara	0,25%
[3,4]	Pressão	Fluido orgânico	Diafragma	[0-10] bara	0,05%
[1,11]	Temperatura	Todos	Termopar Tipo T	[-40-300] °C	0,75% T ou 1 °C
[6,7]	Caudal volúmico	Água	Turbina	[1-25] l/min	2%
10	Sensor de Oxigénio	Gases de combustão	Infravermelhos	[0-25] %	0,2%
11	Temperatura/ humidade	Ar ambiente	Termístor/ filme de polímero	[-20 – 40] °C / [20 – 80] %	5%
11	Caudal volúmico	Gás-natural	Diafragma	[0 – 1,7] dm ³ /s	1%

O procedimento de controlo do sistema base (incluindo a fase de arranque, modo estacionário e paragem) é realizado da seguinte forma:

1. Ligar o sistema de dissipação no máximo;
2. Fechar o *bypass* da bomba;
3. Ligar o queimador a uma baixa voltagem (e.g. 2 [V]);
4. Esperar que o DNPSH (Differential Net Positive Suction Head) seja superior a 2 [m.c.f], para garantir que a bomba não entra em cavitação.
5. Ligar e ajustar a rotação da bomba de forma a estabilizar o sistema;
6. Fechar o *bypass* da válvula de laminagem e abrir a passagem pela mesma;
7. Ajustar potência do queimador, rotação da bomba, posição da válvula de laminagem e da válvula de agulha (sistema de dissipação) de acordo com o ponto de funcionamento pretendido;

8. Para desligar o sistema, abrir o *bypass* da válvula de laminagem e fechar a passagem pela mesma;
9. Estabilizar o sistema num ponto de potência reduzida;
10. Desligar o queimador e manter a bomba a funcionar;
11. Quando DNPSH for igual a 2 [m.c.f], desligar bomba e abrir *bypass* da mesma;
12. Esperar que o sistema arrefeça para desligar o sistema de dissipação;

Detalhes adicionais relativos ao sistema base e ao procedimento de controlo são descritos por Pereira *et al.* em [13].

1.1.4.1. Limitações/problemas da instalação experimental

A familiarização com a bancada de ensaios, que envolveu a realização de vários testes, permitiu verificar que esta possuía algumas limitações/problemas tanto a nível operacional quanto a nível de controlo. A identificação destas será apresentada ao longo desta subsecção enquanto que a sua resolução será descrita ao longo dos capítulos 2 e 3.

Flutuações de caudal e emulação-cliente

No decorrer dos ensaios de familiarização com a instalação experimental foi possível verificar a ocorrência de uma instabilidade no funcionamento do sistema associada à flutuação do caudal da água da rede usada na dissipação de energia no condensador. Essa variação, que ocorre de modo relativamente frequente, com maior ou menor relevância, está associada à utilização das instalações sanitárias do bloco do DEM. Estas instabilidades de funcionamento, na prática, traduzem-se em variações de pressão abruptas que podem colocar a instalação experimental em risco de falha potencialmente grave. Uma ilustração deste fenómeno, associada à descarga propositada dos autoclismos das instalações sanitárias do referido bloco do DEM pode ser observado na Figura 1.10.

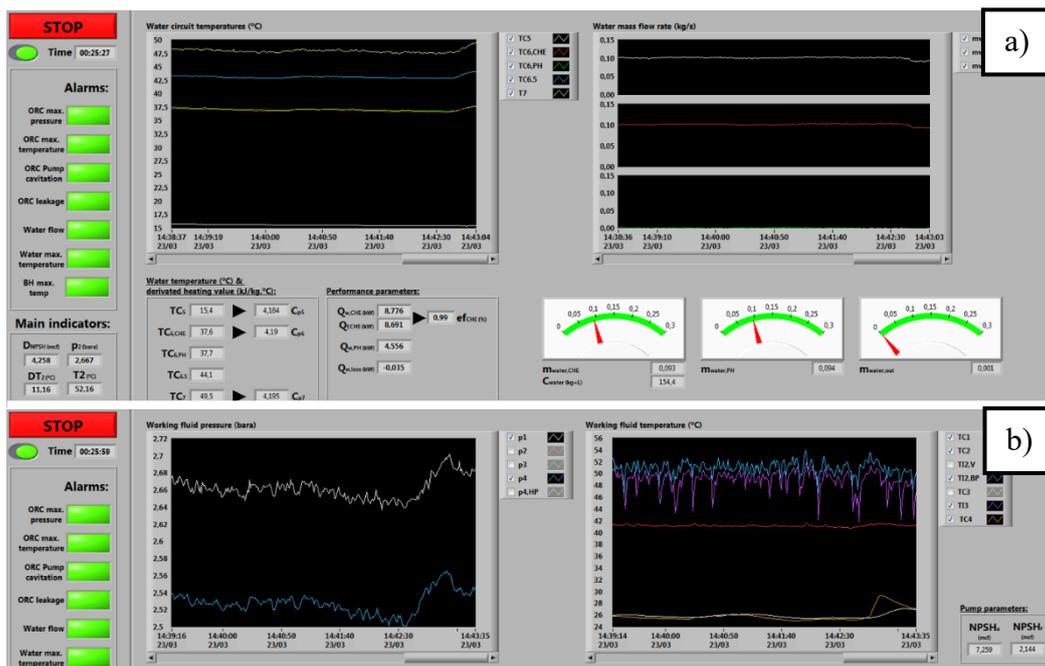


Figura 1.10. Interface de controlo com ilustração das abas a) "Water circuit" e b) "Power circuit".

Para além da limitação referida, há ainda um outro aspeto relacionado com o sistema de dissipação de calor no que toca sua capacidade para simular as necessidades térmicas de um sistema de aquecimento central (AC). Neste tipo de aplicações, as cargas térmicas requeridas e as temperaturas a que a água deve ser aquecida, são muito distintas das que normalmente são necessárias para os sistemas de aquecimento de água quente para fins sanitários (AQS). Assim sendo, a resposta do sistema de micro-CHP deve ser testada também para esse tipo de solicitação. A instalação experimental atual permite variar o caudal da rede de forma manual (associada à abertura ou fecho da válvula de agulha) e, dessa forma, simular uma variação da carga térmica. Tendo em conta a proveniência da água (rede de distribuição do bloco sul do edifício do DEM), não existe qualquer controlo sobre a temperatura desta à entrada do condensador. O seu valor, normalmente, situa-se entre os 15 e os 25 [°C] sendo que este ainda se encontra bastante afastado dos valores típicos (para a água de retorno à caldeira) de um sistema de AC.

Controlo manual

Como descrito anteriormente, a operação da bancada é realizada de forma totalmente manual. Esta abordagem de controlo é suficiente para utilização em laboratório, visto que o utilizador terá conhecimentos suficientes para operar o sistema, mas, quando se fala em aplicações habitacionais reais, é uma solução impraticável por razões óbvias. Para além desta justificação, espera-se também que este controlo aumente a segurança de operação do sistema, limitando a intervenção do operador, mesmo em ambiente laboratorial.

1.2. Motivação e Objetivos

O estudo da aplicação da tecnologia ORC em sistemas de cogeração residenciais é extremamente pertinente visto que, como já foi referido anteriormente, pode ajudar a contrabalançar as problemáticas ambientais atuais. Visto isto, a Universidade de Coimbra (UC), mais propriamente no DEM, desenvolveu uma bancada de testes para continuar a aprofundar o estudo destes sistemas. No entanto, esta bancada possui uma série de limitações que não permitem que esta possa simular este tipo de sistemas nas suas várias vertentes de utilização e, por isso, validar o seu real potencial para vir a substituir a tecnologia mais convencional e amplamente adotada no cenário europeu: as caldeiras.

Assim sendo, a motivação da presente dissertação é a de dotar a bancada experimental de capacidade para simular a utilização habitacional, na produção de água quente para fins sanitários e para aquecimento central, de forma a conseguir simular o funcionamento real destes sistemas numa habitação. Espera-se que isto possa conduzir ao desenvolvimento de equipamentos que, baseados nesta técnica, permitam substituir e servir de ponte à alteração necessária na forma como produzimos e convertemos energia numa microescala.

Nesse sentido, esta dissertação de mestrado tem como objetivos:

- Projetar e implementar um novo sistema de dissipação/emulação para possibilitar a avaliação do sistema em todas as condições de funcionamento de uma habitação;
- Desenvolver e implementar uma metodologia de controlo totalmente automático para a nova bancada que assegure a evolução para pontos de funcionamento estáveis. Espera-se que a metodologia de controlo, depois de

provar a sua eficácia e robustez, possa vir a ser utilizada para a implementação da mesma em equipamentos domésticos reais.

1.3. Estrutura da Dissertação

Esta dissertação de mestrado encontra-se estruturada em três capítulos principais.

Capítulo 1: Neste capítulo, para além de abordar a situação atual mundial a nível ambiental e energético, avalia as fontes de energia primárias dos sistemas habitacionais para aquecimento de água quente mais disseminados. Após isto, os sistemas de CHP baseados na tecnologia ORC são avaliados quanto à sua potencial aplicação numa escala doméstica e quais as vantagens que advêm da sua implementação. Por fim, é descrito um caso de estudo laboratorial de um sistema de micro CHP baseado na tecnologia ORC onde são estudadas as suas principais limitações: i) incapacidade de simular um sistema de AC e ii) inexistência de um controlo automático.

Capítulo 2: No segundo capítulo é abordada a primeira limitação do referido caso de estudo que está ligada a incapacidade de simular um sistema de AC. Aqui é apresentada uma metodologia de resolução da limitação referida que passará pelo projeto, dimensionamento e construção de circuitos de água quente e seus respetivos componentes.

Capítulo 3: De forma análoga ao capítulo 2, o capítulo 3 irá abordar a segunda limitação do referido caso de estudo que está ligada à inexistência de um sistema de controlo automático. Aqui serão apresentados e estudados vários tipos e controlos tendo em vista os requisitos intrínsecos do caso de estudo. Para além disto, a metodologia de controlo selecionada será implementada e validada experimentalmente.

2. SISTEMA DE DISSIPACÃO/EMULAÇÃO

Duas das maiores limitações/problemas da instalação de teste de sistemas de produção de água em regime de cogeração, para aplicações domésticas baseados num ORC, estão relacionadas com o modo como é realizada a dissipação de energia térmica do sistema (do ponto de vista do cliente, tratar-se-á do modo como é realizada a produção de água quente). Pela sua relevância, não só na questão de simulação, como também no que toca à segurança da instalação, estas limitações necessitaram de uma resolução eficaz.

2.1. Diagrama de princípio

Tendo em conta as duas situações reportadas no capítulo anterior (flutuações de caudal da água da rede e incapacidade de simular AC), chegou-se à conclusão que seria necessário isolar o circuito de potência (ORC) da influência direta da água da rede de distribuição criando um circuito intermédio entre estes. Tal processo, iniciou-se com a atualização do diagrama de princípio da instalação base de forma a transmitir uma ideia clara do funcionamento deste circuito intermédio e, desta forma, poder identificar os componentes e instrumentos necessários para o seu correto funcionamento e caracterização. O diagrama de princípio atualizado é ilustrado na Figura 2.1.

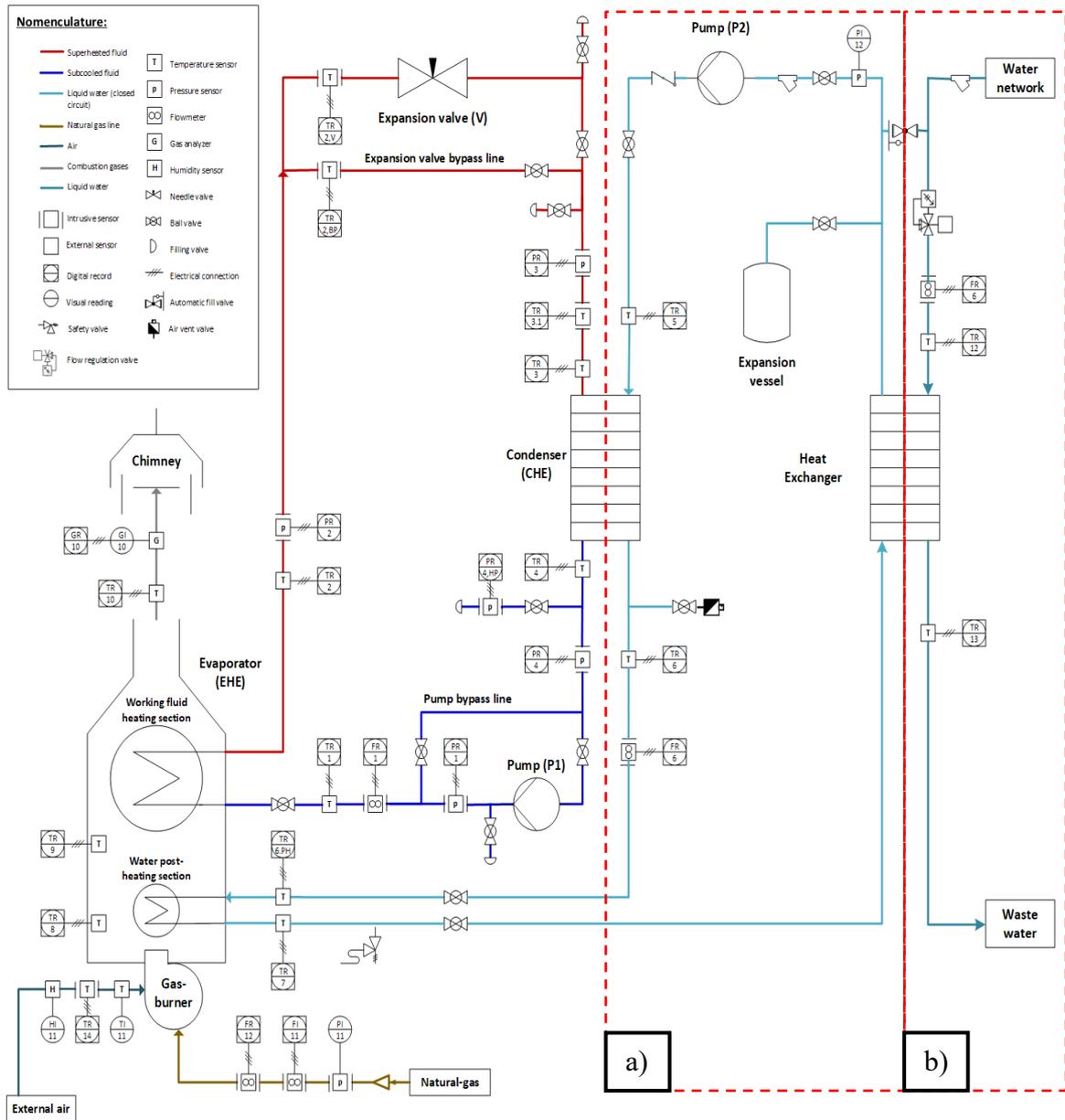


Figura 2.1. Diagrama de princípio com integração do sistema de dissipação/emulação: a) circuito de água quente e b) circuito de dissipação.

Como se pode observar, a partir da análise do novo diagrama de princípio, a dissipação da energia do ORC envolve a utilização de dois subsistemas ligados entre si através de um (novo) permutador de calor: o subsistema de água quente e o subsistema de dissipação. Isto é, o ORC interage, através do condensador e pós-aquecedor, com o subsistema de água quente e este, por sua vez, está ligado, através do novo permutador de calor, ao subsistema de dissipação (onde circula a água da rede).

Esta configuração irá resolver, simultaneamente, a incapacidade de simulação de AC e as referidas flutuações da rede. Como as flutuações da rede são originadas por reduções da pressão (e.g. quando se abre uma torneira ou faz a descarga de um autoclismo), é esperado que a adição de uma válvula reguladora de caudal, que funciona independentemente da pressão a montante, resolva totalmente a questão das flutuações do caudal da água da rede. Relativamente ao sistema de simulação de AC, este é conseguido através do controlo da bomba do circuito de água quente e da regulação da válvula referida (adicionada no circuito de dissipação). Desta forma será possível controlar as temperaturas e as cargas térmicas do circuito de água quente e simular as operações de funcionamento tanto de um sistema de AQS, como de AC.

Os restantes componentes presentes tais como, vaso de expansão, filtro, válvula de enchimento, purgador, válvula de seccionamento, entre outros, são componentes tipicamente utilizados para a manutenção da segurança e bom funcionamento de um circuito fechado de águas quentes e o seu dimensionamento é apresentado nos seguintes subcapítulos.

2.2. Dimensionamento e seleção de componentes

Após desenvolvimento do diagrama de princípio, o passo seguinte foi o dimensionamento e a seleção dos componentes identificados neste.

2.2.1. Circuito de água quente

2.2.1.1. Permutador de calor

Para a seleção deste componente deve-se ter em conta, como principal parâmetro, a potência térmica a dissipar. Como um dos objetivos das alterações efetuadas na instalação experimental era o de ampliar a sua capacidade de simulação este componente deve conseguir dissipar toda a energia que provém do condensador e pós-aquecedor do ORC de modo a permitir manter as condições de funcionamento para qualquer que seja a carga térmica solicitada e o modo de operação (AQS ou AC).

No laboratório de Termodinâmica do DEM, encontrava-se disponível o permutador de calor presente na

Figura 2.2. Como tal, de forma tentar reaproveitar este componente, foi avaliada a sua aplicabilidade ao sistema a desenvolver.



Figura 2.2. Fotografia do Permutador de calor disponível no DEM.

Para tal, foi necessário realizar um modelo matemático de transferência de calor que permitisse avaliar o comportamento deste componente às diferentes temperaturas e caudais envolvidos para uma operação em contra corrente. O permutador em questão é da marca GEA®, modelo GBS240H. As características fornecidas pelo fabricante encontram-se na Tabela 2.1.

Tabela 2.1. Características do Permutador (GBS240H da GEA).

L (altura)	0,415 [m]	β (ângulo de chevron)	$\sim 30^\circ$
w (largura)	0,090 [m]	b (espessura do canal)	$\sim 0,002$ [m]
E (Espessura do permutador)	0,0848 [m]	t (espessura da placa)	0,0004
L_h (Distancia entre ramais)	0,043 [m]	p_p (passo transversal da placa)	$\sim 0,0025$ [m]
A (área desenvolvida)	0,0437[m ²]	N (Nº placas c/ as extremas)	34
$A_{project}$ (área projectada)	0,0374 [m ²]	Nº de placas do lado quente	16
ϕ (“enlargement factor”)	1,17	Nº de placas do lado frio	17
p_{co} (passo long. corrugação)	$\sim 0,005$ [m]		

O modelo de transferência de calor para o permutador de calor foi baseado nos procedimentos descritos em [14] e desenvolvido com o intuito de avaliar a capacidade deste às alterações das condições de funcionamento tanto do lado frio (circuito de dissipação) como do lado quente (circuito de água quente). Uma vez que apenas se conhece os caudais mássicos e as temperaturas de entrada no permutador de calor tanto do lado quente ($T_{in,q}$) como do lado

frio ($T_{in,f}$), para se obter as respectivas temperaturas de saída será necessário calcular a potência transferida. Para tal, será utilizada a equação (2.1) que tanto poderá ser aplicada ao lado frio como ao lado quente.

$$T_{out} = \frac{\dot{Q}}{\dot{m} \times cp_{\acute{a}gua}} + T_{in} \quad (2.1)$$

Na equação (2.1), o \dot{Q} representa a potência térmica transferida, \dot{m} o caudal mássico, $cp_{\acute{a}gua}$ o calor específico da água e T_{in} e T_{out} as temperaturas de entrada e saída do permutador de calor, respetivamente. Para o cálculo do \dot{Q} será utilizado o conhecido método ε -NTU onde é necessário definir as temperaturas de entrada e o coeficiente global de transferência de calor (U). Não sendo o valor deste último providenciado pelo fabricante, foi necessário proceder à sua determinação por via experimental. Para tal, conectou-se o permutador de calor a uma instalação de aquecimento de água já implementada no Laboratório de Termodinâmica. Aqui mediram-se as respectivas temperaturas e caudais de ambos os lados do permutador de calor para se realizar um balanço de energia de forma a obter a potência térmica transferida (\dot{Q}_{exp}). Com esse valor, será agora possível retirar o valor de U do permutador de calor através da equação (2.2), onde A é a área de transferência de calor e $DMLT$ é a diferença da temperatura média logarítmica calculada através da equação (2.3).

$$U = \frac{\dot{Q}_{exp}}{A \times DMLT} \quad (2.2)$$

$$DMLT = \frac{\Delta T_{in} - \Delta T_{out}}{\ln(\Delta T_{in}) - \ln(\Delta T_{out})} \quad (2.3)$$

Esta metodologia experimental foi aplicada para diferentes pontos de funcionamento onde se verificou que o valor de U era significativamente mais sensível às variações de caudal do lado quente (sendo que este é o lado limitante relativamente à transferência de calor) do que às variações de temperatura. Assim sendo, criou-se uma regressão linear, representada na Figura 2.3, para relacionar os valores do caudal mássico do lado quente (\dot{m}_q) com o valor de U obtido experimentalmente.

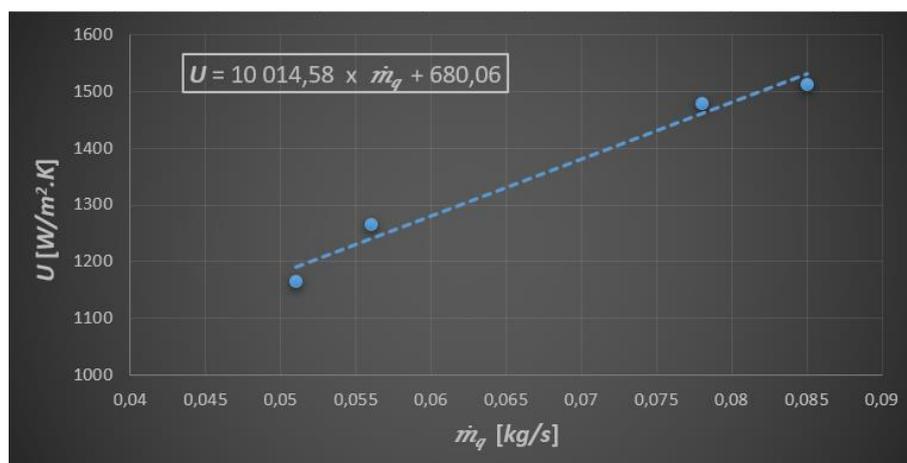


Figura 2.3. Evolução de U com a variação no \dot{m}_q .

Uma vez definido o valor de U , é agora possível aplicar na sua íntegra o método ε -NTU de forma a obter a potência térmica transferida e as respetivas temperaturas de saída do permutador de calor (ver equação (2.1)). Visto isso, o valor da potência térmica transferida (\dot{Q}) será obtido através da equação (2.4) onde $\dot{Q}_{m\acute{a}x}$ representa a potência térmica máxima transferida e ε a efetividade do processo de transferência de calor.

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{m\acute{a}x} \times \varepsilon \quad (2.4)$$

O valor de $\dot{Q}_{m\acute{a}x}$ será obtido através da equação (2.5), onde C_{min} representa a capacidade térmica mínima entre o lado quente e o lado frio do permutador de calor. O valor da capacidade térmica é obtido pela simples multiplicação do caudal mássico com o respetivo calor específico.

$$\dot{Q}_{m\acute{a}x} = C_{min} \times (T_{in,q} - T_{in,f}) \quad (2.5)$$

Relativamente ao valor de ε , este será calculado utilizando as equações (2.6) ou (2.7) para um permutador de calor a operar em contra corrente, dependendo do valor de C_r que representa a razão entre a capacidade térmica mínima e a máxima. Nas respetivas equações, NTU representa o número de unidades de transferência, um parâmetro intrínseco do método utilizado, e é calculado pela equação (2.8).

$$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad \text{para } C_r = 1 \quad (2.6)$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]} \quad \text{para } C_r \neq 1 \quad (2.7)$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (2.8)$$

Uma vez definida a metodologia de cálculo, foi realizada uma análise paramétrica modificando individualmente a temperatura de entrada (que pode ser conseguida através da variação da potência do queimador; ver Figura 2.4) e o caudal mássico de água quente (ver Figura 2.5). É de notar que os caudais mássicos de água quente definidos nesta análise paramétrica correspondem à utilização que vai desde um lavatório até um duche [15]. Não foram definidos caudais superiores pois espera-se que o comportamento do sistema seja semelhante, será apenas uma questão de escala de potência.

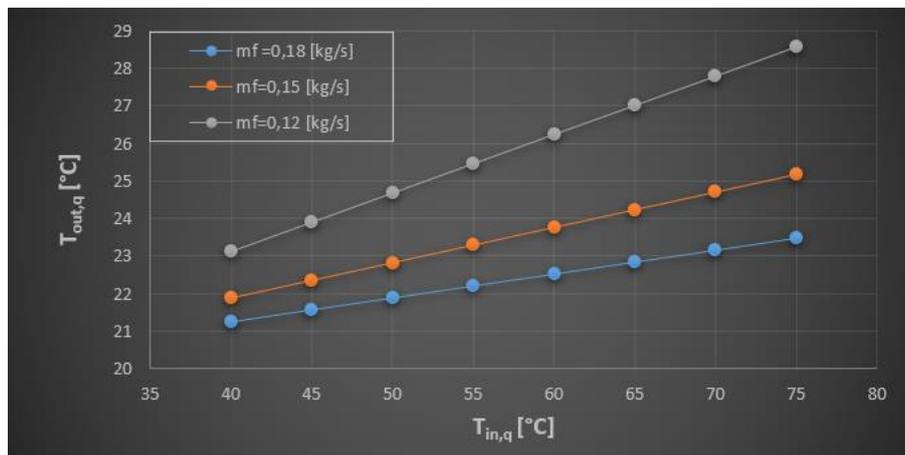


Figura 2.4. Evolução da temperatura de saída do lado quente com a variação da temperatura de entrada.

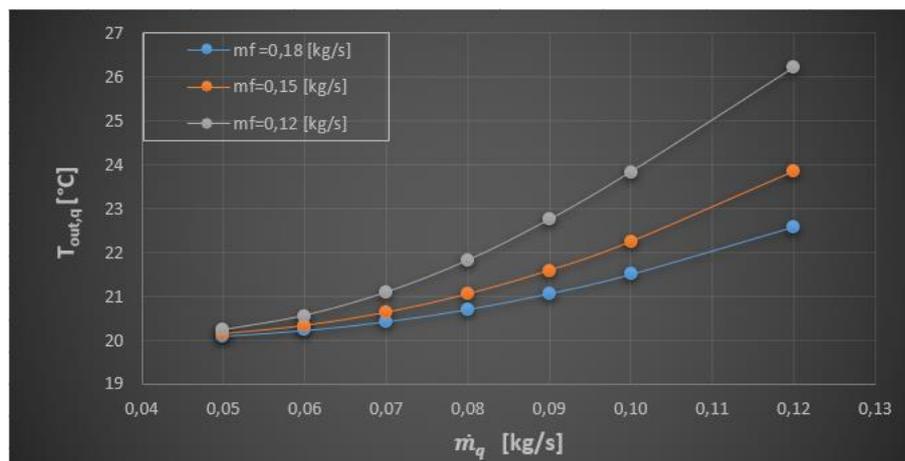


Figura 2.5. Evolução da temperatura de saída do lado quente com a variação do caudal.

Considerações usadas na obtenção dos resultados da análise paramétrica:

- i) Na Figura 2.4 foi mantido o caudal do lado quente de 0,12 [kg/s] e uma temperatura de entrada no permutador do lado frio de 20 [°C].
- ii) Na Figura 2.5 foi mantida uma temperatura de entrada no permutador do lado quente de 60 [°C] e do lado frio de 20 [°C];

Analisando a Figura 2.4 verifica-se que, para o caudal mássico máximo da água da rede de distribuição hidráulica (0,18 [kg/s]), a temperatura de saída do permutador sofreu um aumento de apenas 3,5 [°C]. Este aumento, praticamente insignificativo, demonstra a capacidade de simulação do sistema para quase todas condições de funcionamento de um sistema real de aquecimento de águas.

Por sua vez, analisando a Figura 2.5, é possível constatar que a temperatura de saída do lado quente, é mais influenciada pelas variações no caudal do circuito de água quente do que pelas variações do caudal do circuito de dissipação. Esta influência é, possivelmente, justificada pelo circuito dissipação apresentar capacidades térmicas inferiores.

2.2.1.2. Bomba

A função da bomba a adicionar ao circuito fechado será a de simular o consumo de água quente habitacional. Esta deve ser capaz de debitar uma ampla gama de caudais para que seja possível replicar as diferentes cargas térmicas associadas não só ao consumo de AQS, mas, também, às necessidades do sistema de AC.

No Laboratório de Termodinâmica do DEM existia já uma bomba (Figura 2.6) disponível para utilização (ficha técnica no ANEXO A). O modelo da bomba é o TMFROT151E. Possui como características principais: i) um motor integrado que permite um controlo contínuo de velocidade a partir do variador de velocidade e ii) baixa sensibilidade a variações na perda de carga (bomba de pressurização). Na tentativa de reutilizar este componente foi realizado um modelo de perdas de carga, tendo por base a metodologia apresentada em [16], de modo a avaliar a capacidade da bomba para cumprir com as condições de funcionamento desejadas.



Figura 2.6. Fotografia da bomba e respetivo variador de velocidade disponível no DEM.

Para realizar esta análise, determinou-se a curva característica da instalação, através da aplicação da equação de Bernoulli (ver equação (2.9)), para intercalar com a curva característica da bomba existente.

$$\frac{p_0}{\rho g} + \frac{V_0^2}{2g} + z_0 = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + \Delta H_c + \Delta H_l - H_b \quad (2.9)$$

Tratando-se de um circuito fechado, não existe variação de energia potencial gravítica (que é representado pela não variação de altura entre o ponto inicial e final: $z_0 = z_1$), nem de energia cinética (representado pela semelhança de velocidades do escoamento: $V_0 = V_1$) e nem variação do trabalho realizado pelas forças de pressão (representado pela igualdade de pressões no fluido: $p_0 = p_1$). O resultado destas simplificações é demonstrado na equação (2.10), onde H_b representa a altura manométrica da bomba, ΔH_c perdas de carga contínuas e ΔH_l as perdas de carga localizadas.

$$H_b = \Delta H_c + \Delta H_l \quad (2.10)$$

Para o cálculo das perdas de carga contínuas foi necessário recorrer à equação (2.11), onde f representa o coeficiente de perda de carga de Darcy, L o comprimento do tubo, d o diâmetro interno do tubo, V a velocidade do escoamento e g a aceleração gravítica.

$$\Delta H_c = \left(f \times \frac{L}{d} \right) \times \frac{V^2}{2g} \quad (2.11)$$

Sendo L e d variáveis geométricas, tem-se de calcular apenas o valor de f . Para o seu cálculo, é necessário recorrer às equações (2.12) ou (2.13), onde e representa a rugosidade absoluta do interior do tubo. A seleção da equação a utilizar está dependente do valor de Reynolds (Re_d) que é obtido através da equação (2.14).

$$f = \frac{64}{Re_d} \quad \text{para } Re_d < 2300 \quad (2.12)$$

$$f = \left\{ -1,8 \times \log_{10} \left(\frac{6,9}{Re_d} + \left(\frac{e}{3,7d} \right)^{1,11} \right) \right\}^{-2} \quad \text{para } Re_d > 2300 \quad (2.13)$$

Sendo Re_d necessário, este pode ser determinado por recurso à equação (2.14) onde v se trata da viscosidade cinemática.

$$Re_D = \frac{Vd}{\nu} \quad (2.14)$$

Para poder chegar ao valor de f é necessário conhecer o tubo a utilizar. Para a construção do sistema foi considerado tubo Multicamada pois é de fácil montagem e apresenta temperaturas e pressões de trabalho compatíveis com as necessárias (90 [°C] e 4 [bar], respetivamente). O tubo de multicamada disponível no laboratório de Termodinâmica possui um diâmetro externo de 20 [mm] e uma espessura de 2 [mm]. Este originará uma velocidade do escoamento, para a situação de caudal máximo da bomba (0,12 [kg/s]), de 0,58 [m/s]. Este valor é inferior à velocidade máxima recomendada pelas boas práticas dos circuitos hidráulicos (< 2 [m/s] [17]) o que valida assim a utilização do material disponível.

Para a obtenção das perdas de carga localizadas recorreu-se à equação (2.15), onde k_i representa o coeficiente de perda de carga individual.

$$\Delta H_l = \left(\sum_{i=1}^n k_i \right) \times \frac{V^2}{2g} \quad (2.15)$$

De forma a tornar o modelo completo deve-se ter em conta todas as perdas de carga localizadas presentes no circuito e, para tal, é necessário partir para a seleção dos componentes/instrumentos descritos no diagrama de princípio (ver figura Figura 2.1) para o circuito de água quente (e.g. válvula antirretorno, filtros, sensores intrusivos, etc.). Visto que a velocidade do escoamento se encontra longe de atingir valores limite, optou-se pela utilização dos acessórios já disponíveis em laboratório, tendo estes a medida de ½". A seleção destes componentes secundários revelou-se trivial, pois as condições de funcionamento deste circuito não necessitam de componentes especializados o que leva a que o critério de seleção dos mesmo se baseie, maioritariamente, na sua medida geométrica. Visto isso, alguns valores

de referência para o coeficiente de perda de carga localizada podem ser retirados de [18] e observados na Figura 2.7.

Peça	K	Peça	K
ampliação gradual	0,30	junção	0,40
bocal	2,75	medidor venturi	2,50
comporta aberta	1,00	redução gradual	0,15
cotovelo 90°	0,90	registro de ângulo aberto	5,00
cotovelo 45°	0,40	registro de gaveta aberto	0,20
crivo	0,75	registro globo aberto	10,00
curva 90°	0,40	saída de conduto	1,00
curva 45°	0,20	tê, passagem direta	0,60
curva 22,5°	0,10	tê, saída de lado	1,30
entrada em conduto	0,50	tê, saída bilateral	1,80
entrada de borda	1,00	válvula de pé	1,75
pequena derivação	0,03	válvula de retenção	2,50

Figura 2.7. Valores de referência para k_i de diferentes acessórios [18].

Como é possível verificar na Figura 2.7, praticamente todos os acessórios de uso comum encontram-se caracterizados. No entanto, componentes mais específicos (como, por exemplo, o filtro em Y) não constam na tabela e a sua avaliação será feita de seguida.

Perdas de carga no filtro em Y, caudalímetro e condensador

Não possuindo nenhum valor de referência para o coeficiente de perda de carga localizada será necessário recorrer às suas fichas técnicas individuais (filtro em Y ver ANEXO B e para o caudalímetro e condensador consultar [13]). Para retirar o valor de perda de carga do filtro em Y, foi tido em conta o caudal máximo da bomba (0,12 [kg/s] ou 0,432 [m³/h]) e a dimensão geométrica (1/2"). Relativamente ao caudalímetro e condensador, o fabricante apenas fornece um valor máximo para a perda de carga em cada componente. Por questões de segurança, este valor máximo foi considerado e tido como constante para todas as condições de funcionamento.

Perda de carga no Pós-aquecedor

O pós-aquecedor é constituído por tubos soldados a curvas de cobre pelo que para obter o valor global da perda de carga, foi necessário ter em conta as perdas de carga contínuas (comprimento do tubo) e localizadas (curvas a 90°), recorrendo às equações (2.11) e (2.15), respetivamente.

Perda de carga no permutador de calor de placas

Nenhuma informação relativamente à perda de carga foi disponibilizada pelo seu fabricante. Assim, recorreu-se a um método de cálculo, descrito por Shah, R.K. e Sekulic, D. P. [19], baseado nas características físicas do mesmo já apresentadas na Tabela 2.1. Este método considera que as perdas de carga no permutador de placas podem ser de 3 origens distintas: i) relacionadas com os coletores de entrada e saída, ii) ao longo das placas e iii) devido à elevação da água ao longo do permutador. Por se tratar de um circuito fechado, a perda de carga relativa à elevação do fluido é desprezada. Visto isso, a perda de carga será definida pela equação (2.16). O primeiro termo da equação depende da velocidade mássica de fluido (G_p), do número de passagens por placa do lado a analisar (n_p) e da constante de proporcionalidade da segunda Lei de Newton (g_c). O segundo termo desta expressão está dependente do fator de fricção ($f_{fricção}$), da altura da placa/permutador (L_p), da velocidade mássica de fluido baseada na área livre mínima de passagem (G) e do diâmetro do canal (d_e) que é aproximadamente o dobro da espessura do mesmo (b).

$$\Delta p = \frac{1,5G_p^2 n_p}{2g_c \rho_i} + \frac{5fL G^2}{2g_c d_e} \left(\frac{1}{\rho}\right)_m \quad (2.16)$$

Para a determinação do primeiro termo da equação (2.16) será apenas necessário calcular G_p recorrendo à equação (2.17).

$$G_p = \frac{\dot{m}}{(\pi/4) \times d^2} \quad (2.17)$$

O segundo termo da expressão (2.16) depende diretamente de dos termos $f_{fricção}$ e G . Começando pelo cálculo de $f_{fricção}$, foi necessário recorrer à equação (2.18) onde Re_d representa o número de Reynolds e, neste contexto, este pode ser determinado pela equação (2.19) na qual μ corresponde à viscosidade dinâmica.

$$f_{fricção} = 0,8 \times Re^{-0,25} \quad (2.18)$$

$$Re_d = \frac{G \times d_e}{\mu} \quad (2.19)$$

Para obter o valor da velocidade da massa de fluido na área mínima livre (G) utilizou-se a equação (2.20) sendo que esta é inversamente dependente de A_o que representa a área

mínima livre. Esta área pode ser obtida pela equação (2.21) onde N_p representa o número de passagens do fluido pretendido e os restantes parâmetros são referentes a características geométricas presentes na Tabela 2.1.

$$G = \frac{\dot{m}}{A_o} \quad (2.20)$$

$$A_o = N_p \times w \times b \quad (2.21)$$

Perdas de carga localizadas totais

Para além das perdas de carga localizadas já referidas foi ainda necessário considerar também as introduzidas pelo uso de outros acessórios. Como tal, na Tabela 2.2, encontra-se um resumo de todas as perdas de carga localizadas existentes no circuito, calculadas para a condição de projeto (isto é, para o caudal máximo da bomba).

Tabela 2.2. Compilação das perdas de carga localizadas consideradas.

Componente	Perda de carga [Pa/componente]	Nº de componentes¹⁾
Válvula de esfera	1802	3
Caudalímetro	10000	1
Curvas a 90°	162	16
Saída de T lateral	324	2
Saída de T a direito	108	4
Condensador	1866	1
Pós-Aquecedor	457	1
Permutador de calor	345 ²⁾	1
Válv. Retenção	450	1
Filtro	1200	1

¹⁾ O número de unidades considerado foi uma estimativa baseada nas unidades presentes mais as necessárias para um primeiro protótipo de montagem da bancada.

²⁾ Este valor é baixo relativamente aos valores de referência [15]. Provavelmente o seu dimensionamento foi realizado considerando maiores potências (e maiores caudais).

Ponto de funcionamento da bomba

Estando na posse de todas as perdas de carga, localizadas e contínuas, podemos obter a curva característica da instalação. Para a sua construção, recalculou-se os valores de perda de carga para diferentes caudais de funcionamento. O resultado final, juntamente com a curva característica da bomba (retirada da ficha técnica no ANEXO A), é apresentado na Figura 2.8.

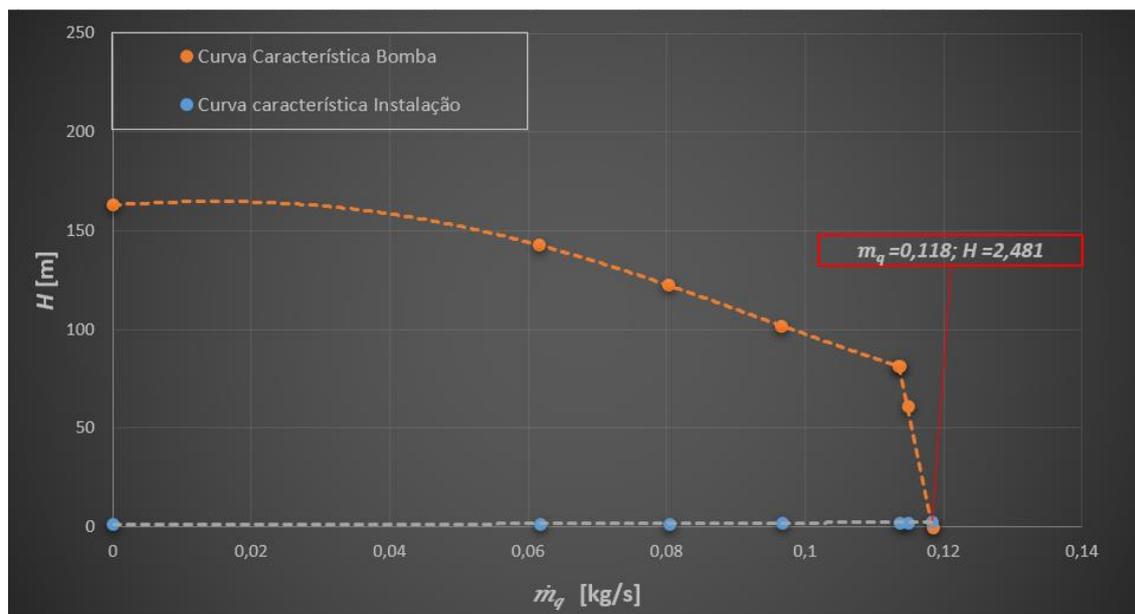


Figura 2.8. Curvas características da bomba e da instalação.

Como se pode verificar, a bomba consegue suportar perfeitamente as perdas de carga esperadas para a instalação, sendo que a variação do seu caudal máximo será mínima.

2.2.2. Sistema de segurança e enchimento automático

Como o circuito de água quente é fechado é necessário ter em conta as precauções habituais neste tipo de circuitos. Assim sendo, e como já representado no diagrama de princípio (ver Figura 2.1), os componentes a seleccionar para o correto e seguro funcionamento do sistema são:

- Purgador;
- Válvula de segurança;
- Vaso de expansão;
- Grupo de enchimento automático.

2.2.2.1. Purgador

A seleção deste componente é simples, visto que as condições de funcionamento presentes no circuito intermédio serão, em tudo, semelhantes a um circuito de águas quentes comum. Como tal, foi apenas necessário ter em conta as suas dimensões geométricas (½”).



Figura 2.9. Purgador Callefi® 502040.

2.2.2.2. Válvula de segurança

Tal como no caso do purgador, a seleção deste componente apresenta a mesma simplicidade. É necessário, apenas, ter-se em conta, para além da união roscada, a pressão de enchimento do circuito e a temperatura máxima da água ($T_{máx} = 90$ [°C]) para que o dimensionamento seja feito de forma adequada. A escolha mais indicada seria possuir uma regulação por pressão e temperatura, no entanto, como é possível o controlo da temperatura optou-se pela válvula de segurança apenas por pressão. Como é esperada que a pressão de funcionamento varie entre 1,5 [bar] (à temperatura ambiente) e 3,5 [bar] (à temperatura máxima de funcionamento) [20], a válvula de segurança a utilizar deverá ter como pressão máxima de abertura 4 [bar] para permitir o correto funcionamento da instalação.



Figura 2.10. Válvula de segurança Callefi® 3114.

2.2.2.3. Vaso de expansão

Para a seleção deste componente foi necessário considerar a expansão da água aquando do aquecimento para que este seja capaz de absorver evitando um aumento de pressão significativo na instalação. Para tal, recorreu-se ao método descrito pela marca Caleffi® [21]. Este começa por determinar o coeficiente de expansão da água ($e_{\text{água}}$) recorrendo à equação (2.22), onde t_m representa a temperatura máxima admissível:

$$e_{\text{água}} = \frac{0,31 + 3,9 \times 10^4 \times t_m^2}{100} \quad (2.22)$$

De seguida, determinou-se a pressão de enchimento da instalação do lado da água (p_r) com recurso à equação (2.23), onde p_{st} representa a pressão hidrostática no ponto de instalação e p_g a pressão de pré-carga do vaso do lado do gás que, por sua vez, é calculado a partir da equação (2.24).

$$p_g = p_{st} + 0,3 \quad (2.23)$$

$$p_r = p_g + 0,2 \quad (2.24)$$

Para além desses valores, foi necessário obter o valor da pressão máxima de funcionamento da instalação do lado do gás (p_{e_r}), através da equação (2.25) onde p_{vs} corresponde à pressão de regulação da válvula de segurança.

$$p_{e_r} = p_{vs} - 0,5. \quad (2.25)$$

Por fim, obtiveram-se as pressões absolutas inicial (p_a) e final (p_e) do lado do gás, partindo das equações (2.26) e (2.27), respetivamente. Com estes valores, é agora possível obter o volume do vaso de expansão (Vn) utilizando a equação (2.28) onde Va corresponde ao volume da água na instalação e Vv ao volume mínimo de água no vaso.

$$p_a = p_g + 1. \quad (2.26)$$

$$p_e = p_{e_r} + 1. \quad (2.27)$$

$$Vn = \frac{e_{\text{água}} \cdot Va + Vv}{1 - \frac{p_a}{p_e}} \quad (2.28)$$

Os dados utilizados e os resultados finais encontram-se compilados na Tabela 2.3.

Tabela 2.3. Dados e resultados do dimensionamento do vaso de expansão.

<i>tm</i>	90	[°C]	<i>pg</i>	1,8	[bar]
<i>n</i>	3,469		<i>pr</i>	2	[bar]
<i>e</i>	0,03469		<i>pe_r</i>	6,5	[bar]
<i>V_a</i>	2,13	[l]	<i>V_n</i>	4,48	[l]
<i>V_v</i> ¹⁾	2,13	[l]	<i>pa</i>	2,8	[bar]
<i>p_{st}</i>	1,5	[bar]	<i>pe</i>	7,5	[bar]
<i>p_{vs}</i>	4	[bar]			

- ¹⁾ O método apresentado foi desenvolvido para instalações de maiores dimensões e como tal indicava um valor de 3 [l] para o volume mínimo de água no vaso. Este volume tem como objetivo principal responder a eventuais fugas que possam existir numa instalação que não possua um sistema de enchimento automático, o que não é o caso. Assim sendo, considerou-se apenas um valor igual ao volume de água na instalação.

Pelo resultado obtido é possível concluir que o vaso de expansão a utilizar deverá ter uma capacidade superior a 4,48 [l]. Assim sendo, e comparando com os modelos comerciais disponíveis (ver Figura 2.11), selecionou-se um vaso com uma capacidade de 5 [l].

**Figura 2.11.** Vaso de expansão Calfeffi® 555705.

2.2.2.4. Sistema de enchimento

A seleção do sistema de enchimento do circuito de dissipação fez-se tendo em conta os seguintes requisitos: atuação automática e garantir uma pressão mínima de funcionamento. Assim sendo, este componente foi selecionado de acordo com as condições de funcionamento, mais especificamente, a gama de pressões à qual irá trabalhar. É possível observar o sistema selecionado na Figura 2.12.



Figura 2.12. Sistema de enchimento automático Callefi® 553540.

2.2.1. Circuito de dissipação

Para este circuito é necessário selecionar um componente que proporcione um controlo do caudal da água da rede via a *interface* em Labview™, permitindo alternar a simulação entre AQS e AC. Além disso, deverá impedir que ocorram as flutuações de caudal referidas na subsecção 1.1.4.1.

Os parâmetros a ter em conta para a sua seleção são: i) o caudal máximo admissível (relacionado com o caudal máximo debitado pela rede hidráulica do edifício, que é, aproximadamente 0,18 [kg/s]), e ii) capacidade de ser controlável através da *interface* desenvolvida em software Labview™. O componente selecionado foi a válvula de regulação independente da pressão FLOWMATIC®, modelo H80 e pode ser vista na Figura 2.13 (ficha técnica no ANEXO C).



Figura 2.13. Válvula de regulação independente da pressão Callefi® FLOWMATIC 14544.H80.

Para permitir o controlo da abertura da válvula foi selecionado um atuador linear proporcional que pode ser visualizado na Figura 2.14 (ficha técnica no ANEXO C).



Figura 2.14. Atuador linear proporcional Calfei® FLOWMATIC 145013.

2.3. Instrumenta o e sistema de aquisi o de dados

A adi o do sistema de dissipa o   instala o experimental implicou a introdu o de novos sensores e atuadores. Esta inclus o implicou altera es no quadro el trico e no programa de aquisi o de dados.

2.3.1. Componentes a controlar

Os novos controlos s o: i) o variador de velocidade da bomba do circuito de  gua quente e ii) o atuador da v lvula de regula o do caudal do circuito de dissipa o. Em rela o   bomba, e uma vez que a agora adicionada   semelhante   utilizada no ORC, todas as liga es el tricas e programa o a n vel de *interface* foram id nticas.

Para o conjunto v lvula/atuador, foi necess rio ter em conta as informa es fornecidas na Figura 2.14 e na respetiva ficha t cnica (ANEXO C). Ap s verifica o da compatibilidade das conex es el tricas, tanto a n vel de alimenta o (24 [V]) como de controlo (0-10 [V]), procedeu-se   sua instala o e liga o.

2.3.2. Instrumenta o

A instrumenta o selecionada foi feita com base nas opera es de funcionamento e no diagrama de princ pio ilustrado na Figura 2.1. Por simplifica o, recorreu-se   utiliza o de sensores semelhantes aos que j  estavam a ser utilizados no sistema base (sensores de temperatura e caudal de  gua). Com estes, pretende-se realizar balan os energ ticos ao permutador de calor adicionado, com vista a obter a informa o necess ria para o controlo da v lvula de regula o de caudal proporcionando assim as condi es de funcionamento em modo AC.

O diagrama elétrico final com a adição dos novos controlos e sensores pode ser visto no APÊNDICE A.

2.3.3. Interface

Associado às alterações a nível elétrico foi necessário modificar a aplicação/*interface* do sistema base para ser possível realizar o controlo dos novos componentes e visualizar os dados adicionados. Apesar das alterações, a estrutura da *interface* manteve-se semelhante, sendo apenas adicionada/reorganizada a informação. Como tal, é de realçar as alterações realizadas à aba “General view” e bloco de controlo, apresentada na Figura 2.15.

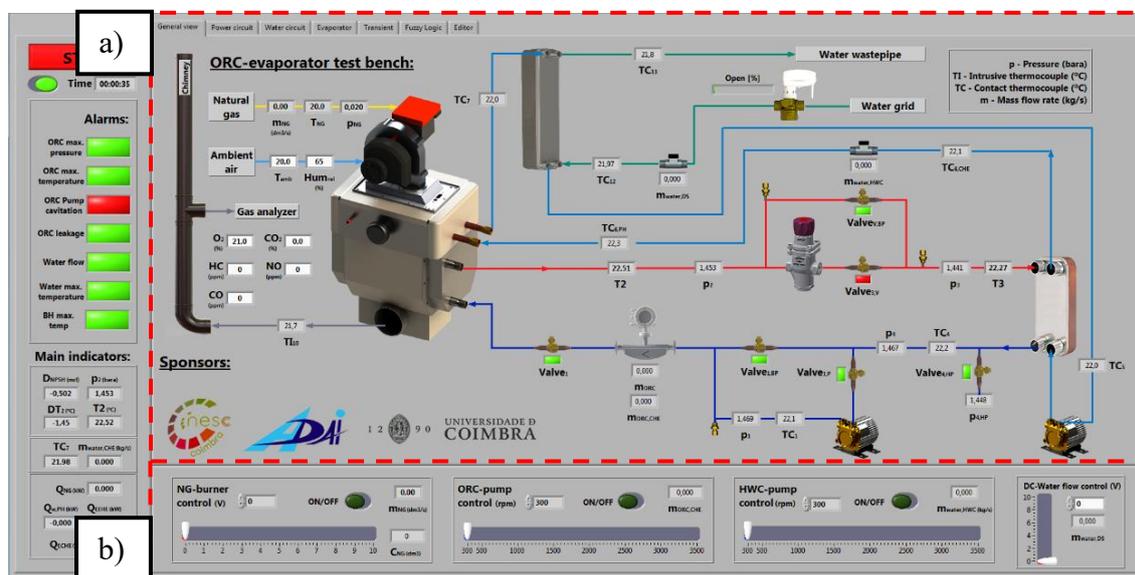


Figura 2.15. Nova interface de controlo: a) Aba "General view" modificada e b) bloco de controlo modificado.

2.4. Desenho de detalhe

Tendo todos os componentes a adicionar selecionados, partiu-se para a atualização do desenho de detalhe da bancada experimental de forma a, posteriormente, proceder à sua construção. Esta atualização teve como objetivo principal evitar alterações desnecessárias ao circuito já implementado passando apenas por adicionar/organizar este novo sistema de dissipação. Assim sendo, para a montagem da estrutura optou-se por continuar a utilizar perfis de alumínio, já utilizados na restante bancada.

A nível de tubagem, optou-se por uniões por compressão visto que as condições de funcionamento não são muito exigentes, tanto a nível de temperatura como de pressão. Para além disso, estas uniões permitem ajustes mesmo após primeira montagem e são reutilizáveis.

O desenho de detalhe em 3D do circuito de dissipação e de toda a bancada experimental pode ser visto na Figura 2.16.

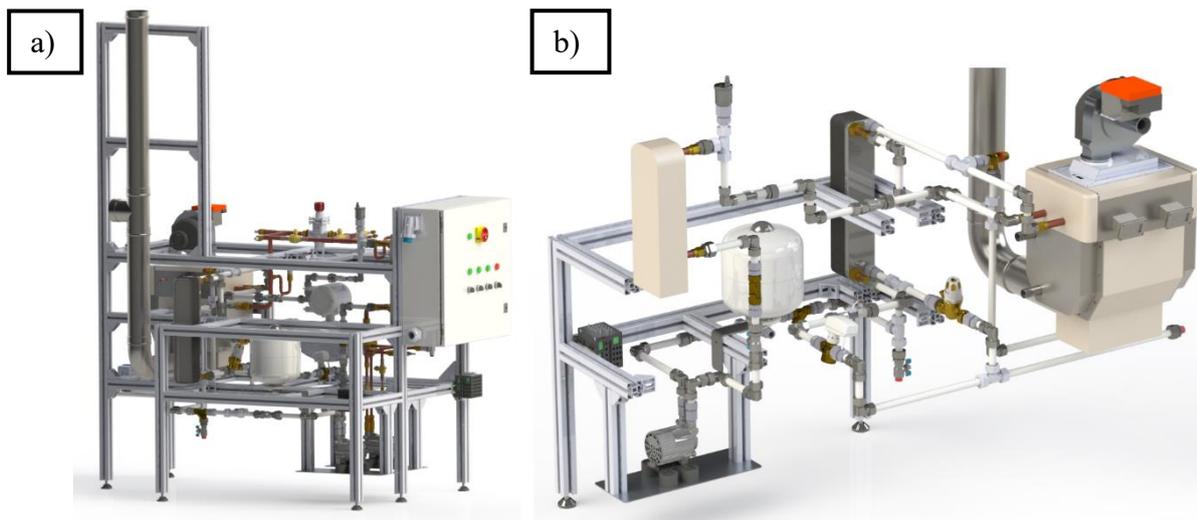


Figura 2.16. Desenho 3D da bancada experimental como novo sistema de dissipação: a) Bancada total e b) Sistema de dissipação/emulação.

2.5. Construção e comissionamento

Tendo realizado o projeto em 3D, partiu-se para a implementação das alterações na bancada experimental existente.

A montagem consistiu em 3 passos principais:

- Desmontagem das secções não necessárias do circuito de dissipação da instalação existente;
- Montagem da estrutura do novo sistema de dissipação;
- Montagem do sistema de dissipação.

A bancada experimental atualizada pode ser vista na Figura 2.17.

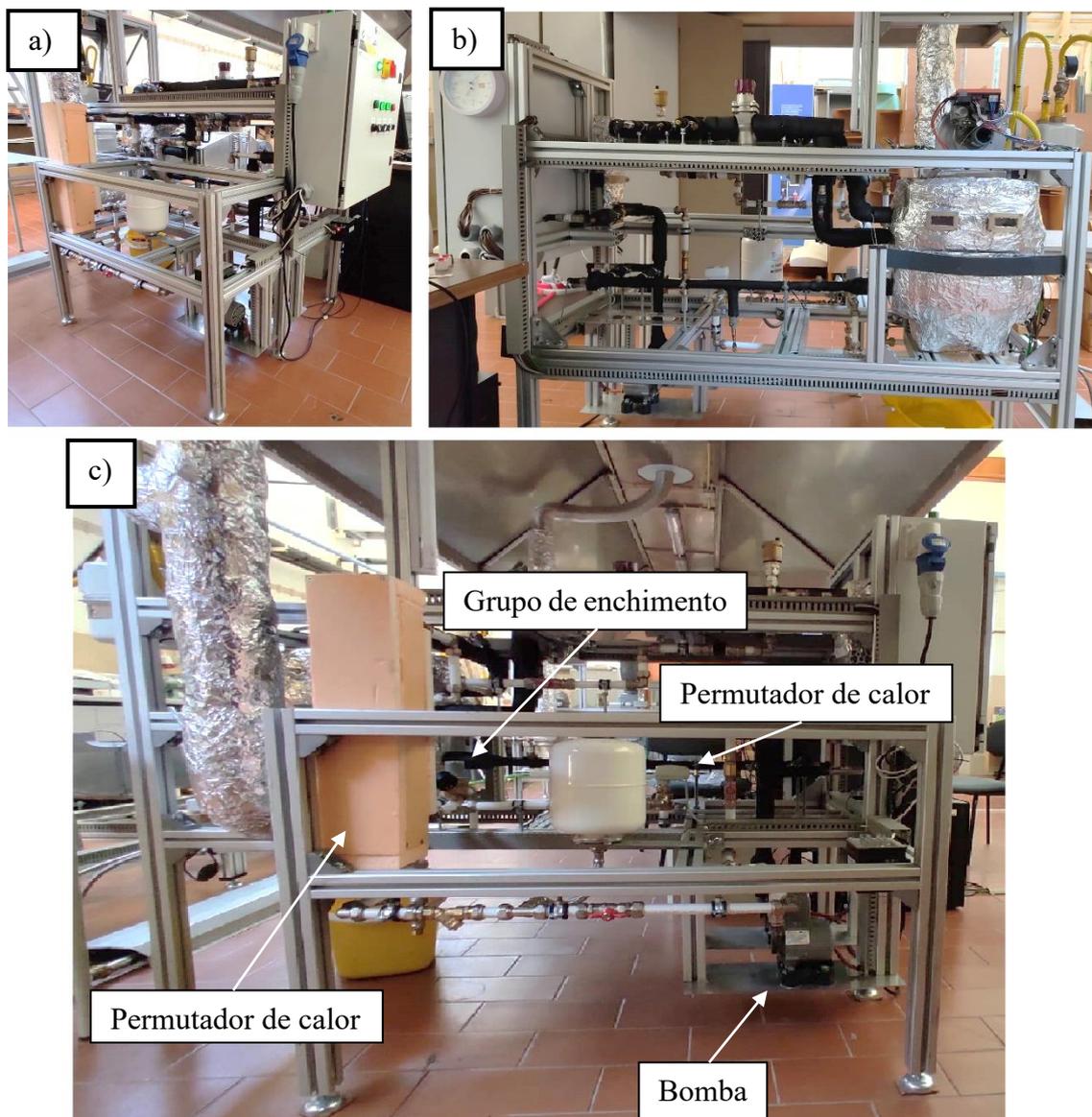


Figura 2.17. Bancada experimental com novo sistema de dissipação/emulação: a) vista dimétrica, b) vista lateral direita e c) vista lateral esquerda com identificação dos componentes principais.

Após a conclusão da construção procedeu-se à avaliação operacional do sistema. Todos os sensores e controlos adicionados foram testados individualmente de forma a assegurar o seu correto funcionamento.

Relativamente aos objetivos a cumprir com esta adição, a nível das flutuações de caudal, procedeu-se à simulação de utilização das instalações sanitárias, no entanto, com o novo sistema de dissipação, não se registou qualquer flutuação no caudal da água da rede o que valida a resolução deste problema. A utilização dos componentes disponíveis em laboratório

ficou também comprovada experimentalmente obtendo um caudal máximo na bomba de cerca de 0,117 [kg/s], sendo o caudal teórico calculado 0,118 [kg/s]. Relativamente ao permutador de calor adicionado, verificou-se que, na situação mais exigente de funcionamento (em termos de potência de dissipação), existe um aumento máximo de 2 [°C]. Este valor é ligeiramente inferior ao calculado pelo modelo desenvolvido na subsecção 2.2.1.1 (3 [°C]), o que se pode ser justificado pela existência de perdas de calor para o ambiente.

Por último, realizou-se um ensaio de modo a validar a capacidade de simulação de AC. Este consistiu em impor um consumo fixo de água (através da rotação da bomba instalada), colocar a válvula de regulação de caudal na posição de abertura máxima e fazer evoluir o sistema para um ponto estável. A partir daí fez-se variar a abertura da válvula para reduzir o caudal da água do lado da rede de distribuição e, com isto, controlar a temperatura de entrada no condensador do ORC. Este ensaio permitiu comprovar a capacidade de emulação de uma utilização em modo AC.

3. SISTEMA DE CONTROLO

Dotar a bancada de um sistema de controlo totalmente automático para que esta consiga dar resposta às imposições térmicas do cliente de forma totalmente autónoma é um dos objetivos principais deste trabalho. O sucesso da aplicação desta metodologia de controlo poderá levar a que esta possa ser aplicada em equipamentos reais.

3.1. Metodologias de controlo

Para o desenvolvimento de um controlo para a bancada experimental, existem três métodos principais:

- i) Modelação física/matemática da instalação que, apesar de ser o método mais preciso, na maioria dos casos, não é trivial. Para além disso, na aplicação real, muitos processos possuem interações fortemente não-lineares muito difíceis de modelar, pelo que apenas podem ser aplicados para o controlo nos casos mais simples [22];
- ii) PID (Proporcional, Integral e Diferencial) é um método determinístico (existe uma relação analítica entre *inputs* e *outputs*), sendo, pela sua simplicidade e robustez, um dos métodos mais bem difundidos de controlo na indústria [23].
- iii) *Fuzzy Logic* é um método heurístico (baseado na experiência real e observação de fenómenos). Permite modelar o comportamento de um ou mais operadores experientes no controlo de um determinado sistema [22];

Após análise das três metodologias apresentadas conclui-se que a opção do modelo deve ser excluída da análise pois o sistema em estudo possui vários fenómenos não-lineares como os fenómenos de mudança de fase e inércias elevadas o que faria deste um processo moroso e sem garantias de sucesso relativamente à sua precisão. Relativamente aos restantes métodos, estes serão avaliados individualmente nas seguintes subsecções de acordo com a sua viabilidade e adequabilidade a este caso de estudo.

3.1.1. Método PID

O PID é a estratégia de controlo mais utilizada na indústria pela robustez que apresenta na resposta à maioria das situações que ocorrem neste setor [24]. Apresenta uma estrutura relativamente simples o que faz com que este tipo de controlo seja o ideal para aplicações de baixo custo [25]. Informação mais detalhada acerca desta tipologia de controlo pode ser encontrada no trabalho de Goodwin *et al.* [24].

3.1.1.1. Estrutura do PID

A estrutura mais comum de um controlo PID é do tipo SISO (*Single Input – Single Output*) e pode ser vista na Figura 3.1.

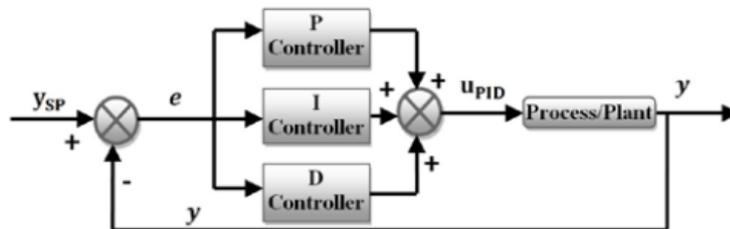


Figura 3.1. Estrutura do tipo SISO de um controlo PID clássico[25].

A expressão mais comum desta estrutura descreve a relação do *input* com o *output* do controlo recorrendo à equação (3.1), onde $e(t)$ representa o erro instantâneo, $SP(t)$ o valor objetivo (*setpoint*) e $PV(t)$ a variável do processo (*process variable*); e à equação (3.2), na qual $u(t)$ corresponde ao *output* instantâneo do controlo, K_C à constante proporcional, τ_I à constante de tempo integral e τ_D à constante de tempo diferencial [25]:

$$e(t) = SP(t) - PV(t) \quad (3.1)$$

$$u(t) = K_C e(t) + \frac{K_C}{\tau_I} \int e(t) dt + K_C \tau_D \frac{de}{dt} \quad (3.2)$$

Este tipo de controlo possui, como o próprio nome indica, três formas de quantificação do *input* que, conseqüentemente, levará ao mesmo número de respostas distintas. O *output* final é, como pode ser visualizado na equação (3.2), o somatório das diferentes respostas devolvidas:

i) A ação proporcional devolve uma resposta que é diretamente proporcional à evolução do erro, pelo que, por si só, apenas consegue responder a sistemas estáveis. No entanto, apresenta desempenhos limitados e erros residuais (erro apresentado após estabilização do sistema) não nulos.

ii) A ação integral que, por sua vez, tem em conta a acumulação de erro onde a resposta resultante será proporcional a este. Isto resulta numa reação mais lenta do controlo sendo que, por outro lado, leva a eliminação do erro residual.

iii) A ação diferencial tem em conta a taxa de variação do erro promovendo uma reação mais expedita do controlo. Esta ação também é, de certa forma, preditiva visto que tem em conta a tendência do erro.

3.1.1.2. Métodos de Otimização do PID

Por ser uma técnica de controlo já muito estudada e implementada, existem várias metodologias de obtenção dos parâmetros do PID como, por exemplo:

- Método de Ziegler-Nicols;
- Método de Cohen-Coon.

Apesar de existirem métodos bem estabelecidos que permitem otimização dos parâmetros do PID deve ter-se em conta que estes foram desenvolvidos para casos específicos [24]. Isto conduz a que muitas vezes os resultados após otimização do PID possam não ser os esperados.

3.1.2. Fuzzy Logic

Um sistema baseado em *Fuzzy Logic* é um método capaz de dar uma resposta tendo em conta um conjunto de regras sendo, por isso, muito utilizado para controlo de sistemas e processos especializados [26]. Esta, difere da mais comum lógica Booleana (0 ou 1) na medida em que admite que um valor possua uma adesão parcial a um conjunto de valores [26]. É uma metodologia de controlo muito associada à inteligência artificial pela sua capacidade de mimetizar a resposta de um ou mais operadores experientes no controlo e reconhecimento de padrões. Esta característica fez com que, nos últimos anos, tenha vindo a ser cada vez mais desenvolvida e aplicada a nível de equipamentos “inteligentes” [27].

3.1.2.1. Estrutura de um sistema *Fuzzy Logic*

Para entender o princípio de funcionamento de um sistema baseado em *Fuzzy Logic* é necessário entender os seus conceitos base.

VARIÁVEIS LINGUÍSTICAS

De acordo com L.A. Zadeh [28], as variáveis linguísticas (*LV*) “São variáveis cujo valor não é um número, mas sim uma palavra ou uma frase numa linguagem natural ou artificial”. Estas variáveis representam, por palavras, os *inputs* e *outputs* do sistema a controlar. São definidas como se apresenta na equação (3.3), onde X representa o nome da variável, $T(X)$ os seus termos linguísticos, UD o seu universo de discurso, G_s o conjunto de regras de sintaxe e M o conjunto de regras de semântica [29]:

$$LV = \{X, T(X), UD, G_s, M\} \quad (3.3)$$

FUZZY SET

Um *Fuzzy set* pode ser interpretado como um conjunto (neste caso) difuso de valores que é definido pela equação (3.4) na qual $\mu_A(x)$ representa o grau de adesão de x ao *Fuzzy set* tendo em conta a respetiva *membership function* (definida na subsecção seguinte) [29]:

$$A_{Fuzzy} = \{(x, \mu_A(x)) \mid x \in UD, \mu_A(x) \in [0,1]\} \quad (3.4)$$

Pela equação (3.4) é possível concluir que a definição de um *Fuzzy set* não se cinge apenas aos valores contidos no mesmo, como seria o caso da definição de um conjunto comum (lógica Booleana) mas, também, a ter em conta o grau de adesão ao mesmo.

MEMBERSHIP FUNCTION

Tendo em conta a expressão (3.4), uma *membership function* pode ser definida como a função que quantifica o quanto x pertence a A_{Fuzzy} , ou seja, quantifica o grau de adesão de um determinado valor numérico a cada um dos termos linguísticos de uma variável linguística [26]. Existem vários tipos de *membership functions* normalizados sendo estes capazes de responder à maioria das aplicações. Estes podem ser vistos na Figura 3.2. Nesta

figura, as ordenadas representam o grau de adesão ($[0 - 1]$) e as abcissas os respetivos valores numéricos de *input* ou *output*.



Figura 3.2. Formas típicas das *membership functions* [26] .

CONJUNTO DE REGRAS

O conjunto de regras é o meio que, baseado nos termos linguísticos, promove a interligação entre *inputs* e *outputs*. Estas regras apresentam uma estrutura típica de uma inferência *Modus Ponens* (IF/THEN), ou seja, definindo a regra “se A é verdade então B é verdade”, podemos concluir que, pela observação de A ser verdade, B também o será. Caso estejamos perante situações onde existem múltiplos *inputs* ou *outputs* é necessário adicionar os termos AND/OR para realizar a conexão entre termos linguísticos, isto é, “se A é verdade e B é verdade então C é verdade”.

PROCESSO DE UM CONTROLO FUZZY

O controlo baseado em *Fuzzy Logic* consiste em obter uma aproximação para aquela que é a função que descreve o fenómeno real a controlar, mas baseando-se na mimetização do seu operador experiente. Como recorre a intervalos contínuos entre 0 e 1 (*membership functions*), para realizar esta aproximação, não possui as desvantagens da utilização de variáveis discretas [29]. O processo de operação de um controlo deste tipo pode ser visualizado na Figura 3.3.

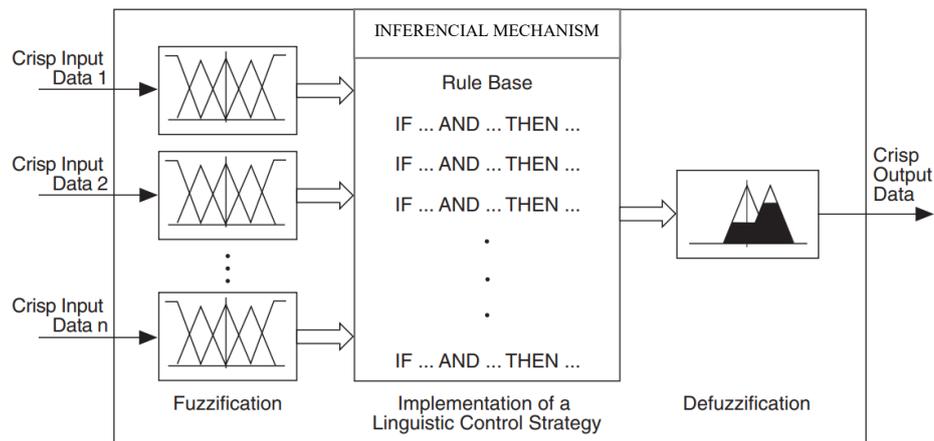


Figura 3.3. Estrutura de um controle *Fuzzy* (adaptado de [26]).

A sua estrutura encontra-se dividida em três partes principais:

- Fuzzificação: método de associar a variável numérica discreta aos diferentes termos linguísticos de uma variável linguística, tendo por base as *membership functions* definidas;
- Mecanismo Inferencial: responsável por produzir uma resposta, sobre a forma de termos linguísticos, a partir do conjunto de regras estabelecidas. O mecanismo usa os conectores de antecedentes (AND/OR) para determinar um valor a partir de múltiplos *inputs*. [26];
- Desfuzzificação: método onde é realizada a conversão para uma variável numérica, por recurso a métodos matemáticos (como, por exemplo, Centro de Área, Centro dos Máximos e Média dos Máximos) [26].

É possível encontrar informação mais detalhada acerca deste tema em [30].

3.1.3. Seleção do tipo de controlo

Para poder realizar a seleção do controlo foi primeiro necessário analisar algumas características do funcionamento da bancada experimental. Visto isto, é importante referir dois aspetos: i) a inexistência de um modelo matemático (o único componente que se encontra modelado matematicamente é o evaporador (ver [12])), e ii) os sistemas ORC são caracterizados por fenómenos fortemente não-lineares, como é o caso das mudanças de fase

e transientes. Tendo em conta os aspetos referidos, é necessário fazer uma comparação genérica entre os métodos de controlo apresentados para a situação em estudo.

Características do controlo PID:

Vantagens:

- Relativa simplicidade de compreensão e implementação [24, 25];
- Como são geralmente otimizados partindo de modelos analíticos do sistema a controlar, apresentam elevada robustez/fiabilidade [24];
- Base analítica e bem cimentada (método determinístico) [24, 25].

Desvantagens:

- Baixa adaptabilidade a alterações no sistema a controlar [24, 25];
- Dificuldade em responder a sistemas fortemente não-lineares, por se tratar de um controlo de segunda-ordem [24, 25];
- Melhor desempenho apenas obtido caso exista um modelo do sistema a controlar [24];
- Em casos específicos, e não possuindo qualquer modelo analítico do fenómeno a controlar, muitos dos métodos de otimização podem não devolver o conjunto de parâmetros ótimos tornando o processo de otimização um processo puramente heurístico de tentativa e erro [24].

Características do controlo baseado em *Fuzzy Logic*:

Vantagens:

- Elevada adaptabilidade a variações no sistema a controlar (incluindo sistemas fortemente não-lineares) [22];
- Possibilidade de utilizar conhecimento qualitativo para o controlo (mesmo quando a informação existente é pouco precisa ou ambígua) [22, 31];
- Consegue simular a resposta de um ou vários operadores experientes [22];

Desvantagens:

- Muitas vezes são rejeitados por serem considerados *shallow models* (modelos superficiais) pelo seu processo de inferência passar do geral para o específico (raciocínio dedutivo), ao contrário dos *deep models* em que a

resposta é obtida pela compreensão de todos os fenómenos físicos que descrevem o elemento a controlar (raciocínio indutivo) [30].

- É necessário compreender detalhadamente o funcionamento do elemento/sistema a controlar (operador experiente) para implementar a *Fuzzy Logic* [22].

Para além desta análise sintética de vantagens e desvantagens de ambas tipologias de controlo, foram também consideradas diversas comparações descritas na literatura para casos muito distintos. Um exemplo dessa comparação é apresentado por Nur *et al.* [31], onde demonstra a utilização de ambas as metodologias para o controlo de um robot com um pêndulo invertido. Este autor terá realizado duas simulações: i) afinação e teste de ambos os controlos e ii) variação da massa do robot sem mudar os parâmetros dos controlos já implementados. Para ambas as simulações a conclusão foi a mesma, o controlo baseado em *Fuzzy Logic* superou o PID sendo que no segundo ensaio, devido à sua falta de adaptabilidade, o PID não conseguiu estabilizar.

Outros exemplos, tanto de comparação direta como da utilização do *Fuzzy Logic* para a melhoria do desempenho do PID, podem ser encontrados em [22, 32-35].

O *Fuzzy Logic* parece, portanto, apresentar melhores resultados do que o PID pois exige (aparentemente) menos esforço para ser implementado e apresenta elevada adaptabilidade às variações de funcionamento e das características do sistema (sistemas não-lineares). A metodologia de controlo baseada em *Fuzzy Logic* não necessita de compreender completamente todos os fenómenos físicos presentes (modelo matemático), mas, apenas, necessita de compreender o modo como o operador vai controlar o sistema.

3.2. Desenvolvimento do controlo

A metodologia de controlo a utilizar foi assim baseada em *Fuzzy Logic* pelas vantagens descritas na subsecção anterior. O seu desenvolvimento e implementação foi realizado através dos recursos presentes no software LabView™ (LabView™ Fuzzy Logic Toolkit).

3.2.1. Dependência de parâmetros de controlo e controlados

Para o desenvolvimento de qualquer controlo, o primeiro passo é compreender o funcionamento do sistema. Para tal, foi necessário compreender quais seriam as implicações da variação do *output* de cada um dos componentes. Primeiramente, foi necessário avaliar qual seria a resolução de cada um destes, resultando em 0,1 [V], para o queimador e válvula de regulação, e 10 [rpm], para as bombas. Seguidamente, avaliou-se a influência individual da variação destes controlos (queimador, bomba-ORC, bomba-água e válvula de regulação de caudal) nos parâmetros a controlar ($\{T_1, T_2\}$, P_2 , DT_2 , T_5 e T_7 ; ver Figura 2.1). É importante referir que, para esta análise, não foi incluída a válvula de laminagem visto que se verificou experimentalmente que esta não altera o sentido de funcionamento do sistema. A variação dos parâmetros a controlar, com indicação do controlo atuado, encontra-se compilada na Tabela 3.1 (valores numéricos absolutos) e Tabela 3.2 (forma esquemática).

Tabela 3.1. Dependência de parâmetros de controlo e controlados.

	Variação ¹⁾	T_1	T_2	P_2	DT_2 ²⁾	T_5	T_7
Ponto inicial	—	29	60	3,53	10	24,6	60
Bomba-ORC [rpm]	+50	32	50	3,53	0	24,5	60
Queimador [V]	+0,4	28	75	3,74	23	24,6	62,3
Bomba-Água [rpm]	+200	28	60	3,4	10,5	24,8	57,5
Válvula de regulação [V]	-7	32	65	4	11	28,5	63,5

¹⁾ A variação imposta foi tal que tornasse perceptível a sua influência no sistema.

²⁾ DT_2 representa o grau de sobreaquecimento ($T_2 - T_{sat}$).

Tabela 3.2. Representação esquemática da dependência de parâmetros de controlo e controlados.

	Variação	T_1	T_2	P_2	DT_2	T_5	T_7
Bomba-ORC	↗	↗	↘	—	↘	—	—
Queimador	↗	—	↗	↗	↗	—	↗
Bomba-Água	↗	—	—	↘	↗	—	↘
Válvula de regulação	↘	↗	↗	↗	↗	↗	↗

Com esta análise, é possível verificar que a pressão mantém-se praticamente inalterada com o aumento do caudal de fluido (aumento de rotação da bomba-ORC). Isto justifica-se pela diminuição de quantidade de vapor a ser formado no evaporador (visto que a transferência de calor é governada pelos gases de combustão e, portanto, se mantém; provocando apenas uma descida no valor de T_1) sendo este compensado pela maior fase de vapor no condensador, mantendo a pressão inalterada. É importante referir que, se a válvula de laminagem estivesse em funcionamento, a variação do caudal do fluido reproduziria este mesmo comportamento pois, mesmo que esta variação cause alterações na perda de carga do sistema, a quantidade de vapor continuaria a ser compensada entre o condensador e evaporador, mantendo a pressão inalterada.

Com a variação do controlo do queimador, é de notar que apesar de T_2 subir, sobe também a pressão do sistema e, com isto a temperatura de saturação do fluido. Apesar disto, verifica-se que o DT_2 também aumenta o que leva a querer que existe um aumento da quantidade de fluido na fase de vapor.

Para além dos dois fenómenos descritos anteriormente, é também importante referir que a variação do caudal no circuito de água quente vai influenciar diretamente a dissipação de calor a ocorrer no condensador. O seu aumento (como aumenta também a transferência de calor neste componente) leva a que a quantidade de fluido no estado de vapor diminua e, conseqüentemente, a que a pressão (P_2) também reduza (assim como a T_{sat}). Neste caso, como a transferência de calor se mantém no evaporador, o DT_2 irá aumentar.

Adicionalmente, esta análise permitiu identificar e estabelecer as variáveis objetivo. Para proceder ao controlo do queimador considerou-se a temperatura T_7 , visto que a potência

do mesmo deverá variar de forma a garantir que o cliente possui sempre disponível água quente para utilização nas condições pretendidas. Ficou a cargo da bomba-ORC manter a estabilidade do sistema. Como tal, um dos parâmetros mais importantes para o bom funcionamento de um ORC é o grau de sobreaquecimento DT_2 . Esta variável deve ser sempre suficientemente elevada para garantir que não ocorra mistura bifásica no expensor e, ao mesmo tempo, ser a mínima possível para maximizar a eficiência do ciclo.

Por último, mas não menos importante, verificou-se durante estes ensaios que o evaporador (por possuir uma elevada inércia térmica) deveria ter uma resposta o mais lenta possível para evitar instabilidades no controlo. Contrariamente, constatou-se que o controlo da bomba-ORC pode ser otimizado para obter uma reação significativamente mais expedita.

3.2.2. Procedimento de implementação

3.2.2.1. Controlos baseados em Fuzzy Logic

Tendo conhecimento da influência de cada componente no funcionamento do sistema foi possível passar para o desenvolvimento do controlo a implementar. De realçar, que o procedimento apresentado vai referir-se pormenorizadamente ao controlo da bomba-ORC pois o seguido para o queimador foi análogo.

VARIÁVEIS LINGUÍSTICAS

Em primeiro lugar foi necessário associar variáveis linguísticas às variáveis de *input* e *output*. Para ambos os controlos, foram consideradas as variáveis linguísticas de *Erro* e *dErro* para as variáveis de *input* e ΔRPM e $\Delta Volt$ para as variáveis linguísticas de *output* da bomba-ORC e do queimador, respetivamente. O *Erro* representa a diferença entre a *process variable (PV)* e o *setpoint (SP)*. O *dErro* representa o declive de uma reta ajustada ao conjunto de *Erro(s)*, de forma a obter a tendência de evolução do mesmo (semelhante à parte diferencial da estrutura do PID). ΔRPM e $\Delta Volt$ representam a variação a impor no controlo (variação na rotação para a bomba-ORC e na voltagem para o queimador).

MEMBERSHIP FUNCTIONS

Tendo o nome das variáveis linguísticas definidas foi então necessário estabelecer o Universo de discurso (UD) para cada uma destas (gama de operação). Este passo tem uma componente empírica muito significativa. As gamas de valores de UD definidas para este caso de estudo são apresentados na Tabela 3.3.

Tabela 3.3. Universos de discurso (UD) para as diferentes variáveis linguísticas presentes nos controlos.

$UD_{Erro_{DT_2}}$	$[-20; 40]$	$[^{\circ}C]$
$UD_{dErro_{DT_2}}$	$[-2; 2]$	$[^{\circ}C/s]$
$UD_{Erro_{T_7}}$	$[-40; 40]$	$[^{\circ}C]$
$UD_{dErro_{T_7}}$	$[-2; 2]$	$[^{\circ}C/s]$
$UD_{\Delta RPM}$	$[-30; 40]$	$[RPM]$
$UD_{\Delta Volt}$	$[-0,3; 0,3]$	$[V]$

Os valores seleccionados correspondem aos valores máximos observados experimentalmente. É de salientar que $UD_{Erro_{DT_2}}$, associado ao *Erro* no DT_2 que, como referenciado anteriormente, é controlado pela bomba-ORC, não é simétrico. Isto acontece porque o valor mínimo de DT_2 é zero (que corresponde a qualquer estado físico que não o de vapor sobreaquecido), limitando o valor do *Erro* máximo negativo ao valor do SP definido. Contrariamente, não existe um valor máximo teórico para DT_2 e, por isso, o valor do *Erro* máximo positivo possui uma escala superior.

Para terminar de caracterizar as *membership functions*, será necessário definir as respetivas subdivisões das variáveis linguísticas (termos linguísticos). Relativamente aos termos linguísticos das variáveis de *input*, estes não podem ser descritos exclusivamente por um único valor devido ao ruído existente no sinal (não desprezável), especialmente nos sensores de temperatura. Visto isso, são definidos intervalos de valores para os respetivos termos linguísticos. Estes são apresentados na Tabela 3.4.

Tabela 3.4. Termos linguísticos de *input* definidos para o controlo da bomba-ORC.

Variáveis linguísticas	Termos linguísticos ¹⁾	Valores
<i>Erro_{DT₂}</i>	NM	[-10; -20]
	NS	[-2; -3]
	Z	[-1,2;1,2]
	PS	[2;3]
	PM	[10;20]
	PB	[25;40]
<i>dErro_{DT₂}</i>	NM	[-1,3; -2]
	NS	[-0,2; -0,7]
	Z	[-0,1;0,1]
	PS	[0,2;0,7]
	PM	[1,3;2]

¹⁾ As designações adotadas para os termos linguísticos foram as mais comuns: Z- Zero, N- *Negative*, P- *Positive*, S- *small*, M- *Medium* e B- *Big* [29].

Posto isto é possível concluir que as *membership functions* a utilizar terão de ser trapezoidais (*II-type*) ou sigmoidais (*Sigmoide-type*) pois os termos linguísticos definidos possuem gamas de valores que correspondem totalmente ao valor linguístico por eles expressado. Por motivos de simplicidade optou-se pelas funções trapezoidais para as variáveis de *input*.

Para o caso da variável de *output*, contrariamente às de *input*, os seus termos linguísticos necessitam apenas de um valor numérico que defina o seu valor linguístico. Como tal, é possível recorrer a *membership functions* mais simples como é o caso das funções triangulares (*A-type*).

Tabela 3.5. Termos linguísticos de *output* definidos para o controlo da bomba-ORC.

<i>DRPM</i>	NM	-10
	NS	-3
	Z	0
	PS	3
	PM	10
	PB	40

Por fim, tendo definido todos estes parâmetros e selecionado as *membership functions* adequadas, apresentam-se na Figura 3.4, Figura 3.5 e Figura 3.6 as variáveis e termos linguísticos considerados.

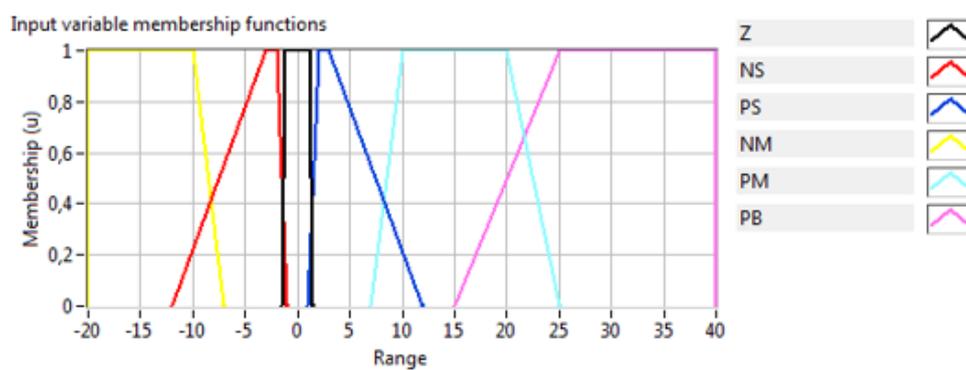


Figura 3.4. *Membership functions* e termos linguísticos da variável linguística ***Erro_{DT2}***.

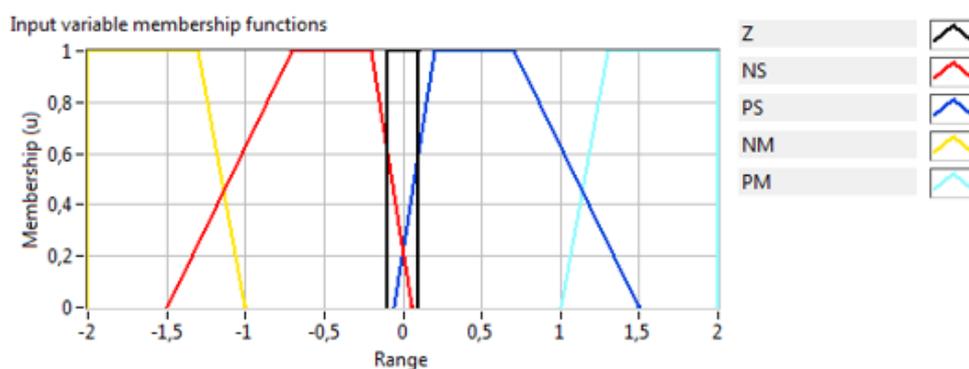


Figura 3.5. *Membership functions* e termos linguísticos da variável linguística ***dErro_{DT2}***.

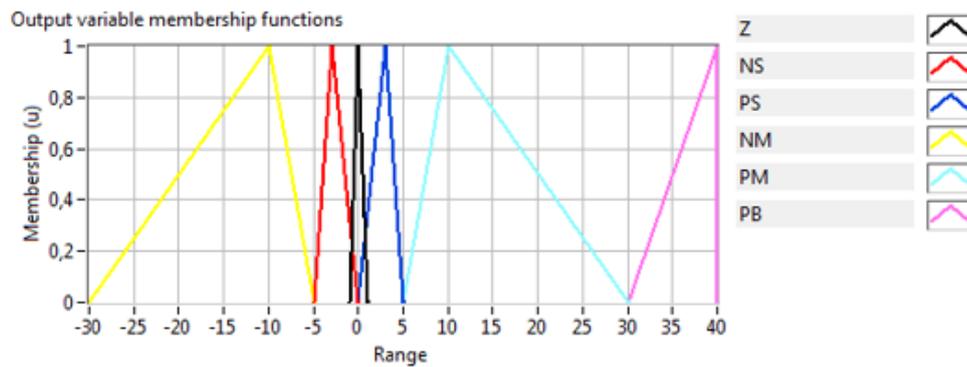


Figura 3.6. Membership functions e termos linguísticos da variável linguística ΔRPM .

CONJUNTO DE REGRAS

Após a definição das *membership functions*, é necessário criar um conjunto de regras que relacione as variáveis de *input* e *output* consideradas. Para criar esse conjunto é necessário definir os antecedentes (associados ao IF) e os consequentes (associados ao THEN). A construção das regras passou então pela associação das variáveis de *input* com o respetivo termo linguístico - formando os antecedentes - e, de forma análoga, criar os consequentes. Para além disso, foi necessário selecionar o conector de antecedentes correto tendo em conta a implicação do uso de cada um. Os conectores existentes são [26]:

- AND – com o valor de mínimo. O uso deste conector leva a que seja escolhido o menor dos graus de associação entre os antecedentes para a obtenção do consequente;
- AND – com o valor de produto. O uso deste conector leva a que seja escolhido o produto dos graus de associação entre os antecedentes para a obtenção do consequente;
- OR – com o valor de máximo. O uso deste conector leva a que seja escolhido o máximo dos graus de associação entre os antecedentes para a obtenção do consequente;
- OR – com o valor de probabilístico. O uso deste conector leva a que seja escolhida a soma probabilística dos graus de associação entre os antecedentes para a obtenção do consequente.

Por ser o conector que devolve a resposta mais ponderada e mais intuitiva, foi escolhido o conector AND (mínimo). Na construção deste conjunto devem ainda ser considerados alguns pontos:

- Evitar a construção de regras contraditórias;
- Deve possuir uma regra ativa para cada combinação possível de variáveis e termos linguísticos de *input*;
- O número total de regras possíveis de definir depende do número de variáveis e termos linguísticos estando essa relação demonstrada pela equação (3.5), onde N_r representa o número máximo de regras a definir, p_l o número de termos linguísticos definidos e m_l o número de variáveis linguísticas estabelecidas:

$$N_r = p_l^{m_l} \quad (3.5)$$

Uma compilação das regras aplicadas ao controlo da bomba-ORC pode ser observada na Tabela 3.6, representada por uma matriz de dupla entrada, sendo o resultado da conjunção dos termos linguísticos de *input*, o termo linguístico da variável de *output*.

Tabela 3.6. Conjunto de regras utilizadas no controlo da bomba-ORC.

$d\text{Erro}_{DT_2}$ / Erro_{DT_2}	NM	NS	Z	PS	PM
NM	NM	NM	NS	Z	PS
NS	NM	NS	NS	Z	PS
Z	NS	NS	Z	PS	PS
PS	NS	Z	PS	PS	PM
PM	NS	Z	PS	PM	PM
PB	Z	PS	PM	PM	PB

DESFUZIFICAÇÃO

O método de desfuzificação recorre a métodos matemáticos para obter a conversão da variável linguística para numérica. Existem vários métodos descritos na literatura apresentados já na subsecção 3.1.2. Para esta aplicação, o método utilizado foi o “Centro dos Máximos” por ser o que apresenta o menor esforço computacional e possui como campos de aplicação o controlo em ciclo fechado (utiliza a resposta do sistema para ajustar o seu *output*) e o suporte à decisão (uma aplicação da Inteligência Artificial).

Este método consiste em primeiro lugar determinar o valor numérico típico de cada *membership function*. Esse valor corresponde ao valor numérico que possui um grau de adesão máximo (ou seja 100%), para essa *membership function*. Após isto, calcula a média ponderada de todos esses valores numéricos típicos em função dos seus graus de adesão (determinados pela aplicação do conjunto de regras aos inputs). Um exemplo de aplicação deste método pode ser observado em [26].

Para o desenvolvimento do controlo do queimador procedeu-se de forma análoga. Informações mais detalhadas acerca deste controlo podem ser vistas no APÊNDICE B.

As funções em 3D que relacionam os *inputs* com o *output* para cada um dos controlos, obtidas por recurso à ferramenta *Fuzzy Logic Toolkit* do software Labview™ podem ser vistas na Figura 3.7, para a bomba-ORC, e Figura 3.8, para o queimador.

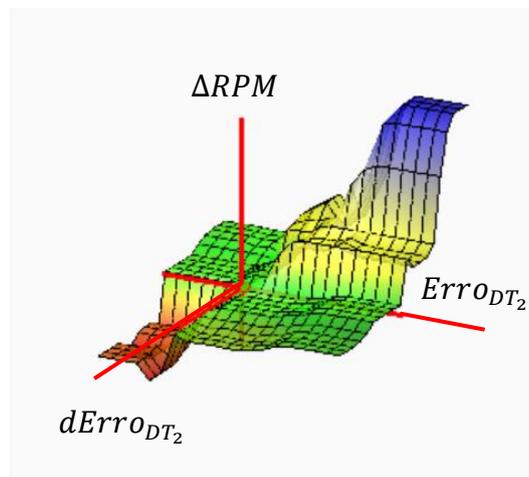


Figura 3.7. Função 3D que relaciona os *inputs* com o *output* da bomba.

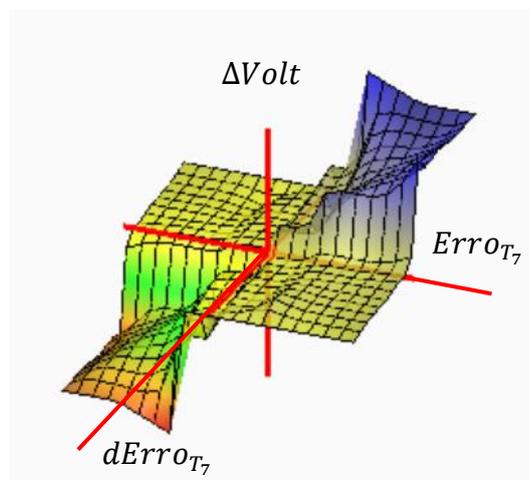


Figura 3.8. Função 3D que relaciona os *inputs* com o *output* do queimador.

3.2.2.2. Controlo da válvula de regulação independente da pressão

O controlo da válvula de regulação de caudal da rede de distribuição hidráulica foi realizado de uma forma mais simples, pois o fenómeno a controlar é o de uma transferência de calor monofásica num permutador de placas tendo como fluido do lado quente e do lado frio, a água. O controlo implicou realizar um balanço energético ao permutador de calor (tendo em conta a sua eficiência - 92%, obtida no ensaio experimental descrito na subsecção 2.2.1.1.) onde a única variável em aberto seria o caudal da água a impor do lado frio (valor controlado pela válvula de regulação). Neste cálculo, a temperatura de saída da água do lado quente (T_5) será a temperatura definida pelo *setpoint*.

3.2.2.3. Medidas de segurança

Como os controlos respondem apenas às necessidades térmicas do cliente, para uma específica posição da válvula de laminagem, isto poderia levar a que se atingissem pontos de funcionamento que estejam além dos limites de segurança, principalmente, pelas temperaturas e pressões atingidas no ORC ($T_2 = 120$ [°C] e $P_2 = 12$ [bar]). Como tal, se assim for o caso, o procedimento adotado foi o de reduzir o *setpoint* da água quente (T_7) em 10 [°C] e introduzir um tempo de espera para que o sistema possa reagir à alteração (neste caso, 30 [s]), fazendo com que o queimador reduza drasticamente a sua potência fornecida. Se ao fim destes 30 segundos o sistema ainda se encontrar acima do limite de segurança procede-se novamente da mesma forma. Caso o consumo imposto seja alterado ou se retorne às condições de funcionamento em segurança, o *setpoint* regressa ao valor inicial. Sempre que este sistema de segurança é atuado, o operador recebe um aviso para alterar o respetivo ponto de funcionamento.

3.2.2.4. Operação do sistema

Com a implementação dos novos controlos foi, como era o objetivo, automatizado (e simplificado para o operador), a forma de funcionamento do sistema. Tendo-se realizado a implementação dos procedimentos de arranque e paragem do sistema, o novo método operativo pode ser resumido pelos seguintes passos, na seguinte ordem:

1. Fechar o *bypass* da bomba-ORC;

2. Premir o botão “Ligar” do sistema e, com a bomba-água do circuito de dissipação, definir o consumo de água quente a simular. Para além disso, é necessário definir a condição de funcionamento (AQS ou AC) e respetivos parâmetros (*setpoints*). O queimador e a bomba-ORC ajustar-se-ão automaticamente para as condições de funcionamento impostas;
3. Para por a válvula de laminagem em funcionamento basta deixar o sistema estabilizar e fechar o seu *bypass* (o sistema adaptar-se-á a qualquer variação na abertura da mesma);
4. Para intercalar entre um funcionamento de AQS para AC, e vice-versa, basta carregar no botão “AQS/AC”. A diferenciação entre os casos está no controlo da válvula de regulação de caudal do circuito de dissipação e nas variáveis objetivo (como exemplo, temperatura da água à entrada do condensador T_5);
5. Para desligar, fechar *bypass* da válvula de laminagem;
6. Premir o botão “Desligar” e esperar por aviso para fechar *bypass* da bomba;

3.3. Validação experimental

Para averiguar a aplicabilidade do controlo desenvolvido é necessário realizar ensaios experimentais impondo as mais diversas condições de funcionamento de forma a avaliar o seu desempenho. Dentro destes, situações de arranque, variações de consumos (com válvula) e alterações do modo de funcionamento (AQS ou AC) são os mais relevantes para avaliar a resposta do controlo. Para poder analisar esta resposta, vamos ter em conta o tempo de subida (0-100% do *setpoint*), tempo de pico, *overshoot* (valor absoluto acima do *setpoint*) e tempo de estabelecimento ($Erro = \pm 5\%$) [36].

3.3.1. Arranque e colocação da válvula de laminagem em operação

O arranque do sistema foi realizado com a bancada à temperatura ambiente (arranque a frio). Para este, recorreu-se ao procedimento descrito na subsecção 3.2.2.4. A evolução da temperatura T_7 , do grau de sobre aquecimento DT_2 e da resposta dos controlos ORC, são apresentadas Figura 3.9, Figura 3.10 e Figura 3.11, respetivamente, onde se observa a fase

de arranque, estacionária, e funcionamento com válvula de laminagem. De notar que, o arranque realizou-se com o bypass da válvula de laminagem aberto, visto que, no caso de existir um expansor, o procedimento real seria semelhante pela necessidade de garantir as condições de funcionamento seguras.

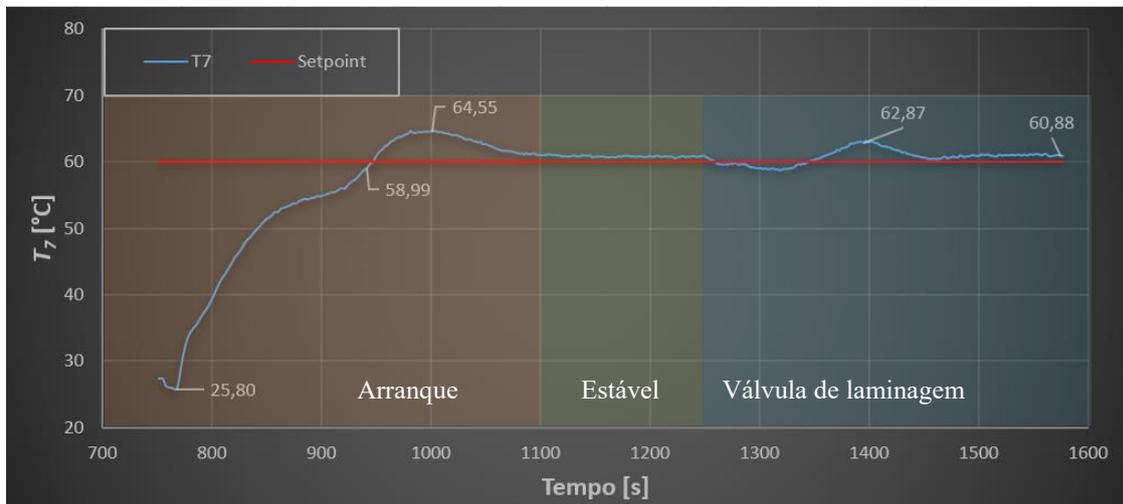


Figura 3.9. Evolução da temperatura T_7 na fase de arranque e introdução da válvula de laminagem.

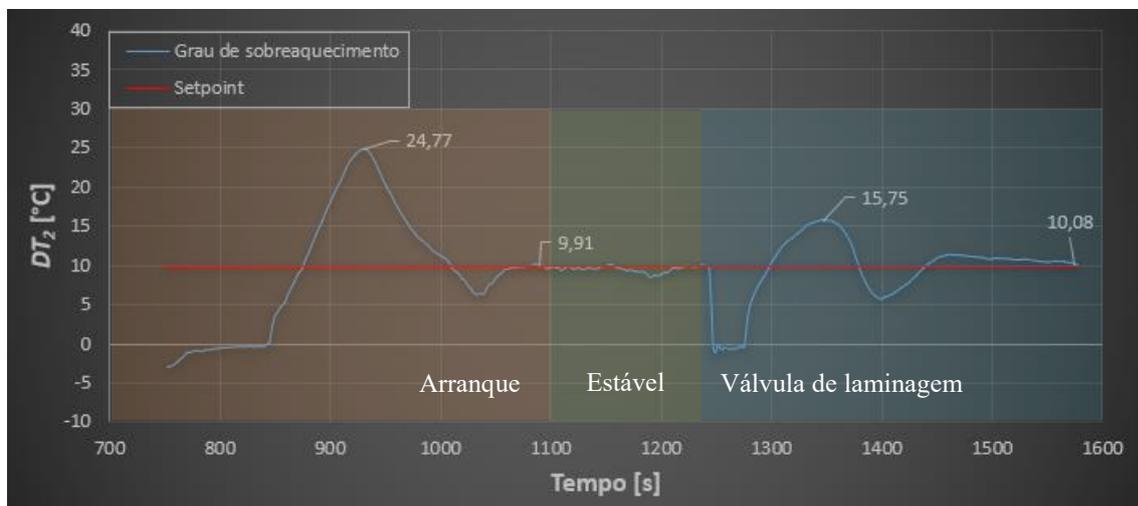


Figura 3.10. Evolução do grau de sobreaquecimento DT_2 na fase de arranque e introdução da válvula de laminagem .

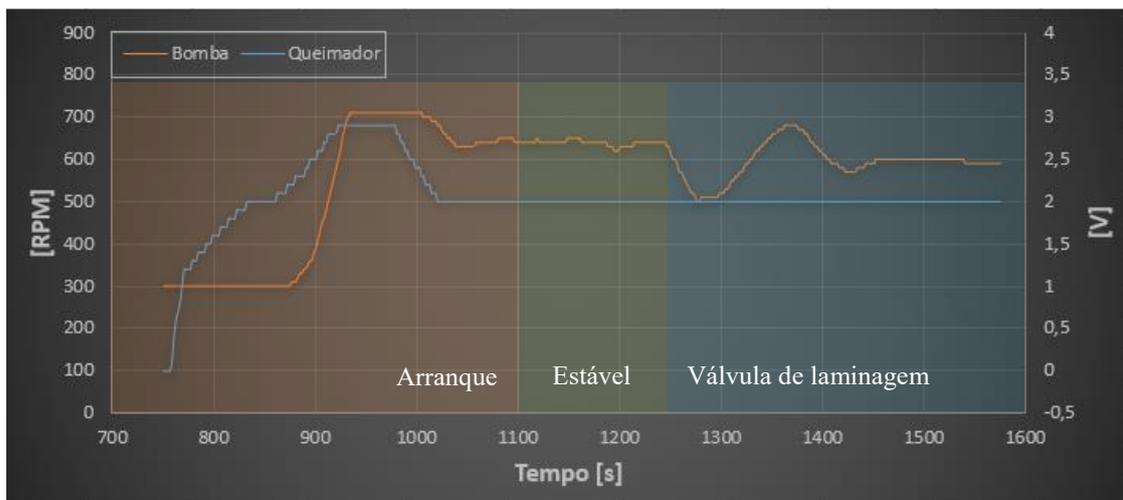


Figura 3.11. Evolução da resposta dos controles da bomba-ORC e queimador na fase de arranque e introdução da válvula de laminagem

Através dos gráficos anteriores, relativamente à temperatura T_7 , verificou-se que:

- Tempo de subida (0-100%): ≈ 180 [s] (3 [min]);
- Tempo de pico: ≈ 240 [s] (4 [min]);
- *Overshoot*: 4,55 [°C];
- Tempo de estabelecimento: ≈ 340 [s] (5,7 [min])

Quanto ao grau de sobreaquecimento DT_2 :

- Tempo de subida (0-100%): ≈ 80 [s] (1,3 [min]);
- Tempo de pico: ≈ 130 [s] (2,2 [min]);
- *Overshoot*: 14,07 [°C];
- Tempo de estabelecimento: ≈ 280 [s] (4,7 [min]).

É de realçar o elevado *overshoot* que se obteve no DT_2 . Este deveu-se ao arranque a frio, onde a diferença entre a temperatura da água e o seu *setpoint* é muito elevada. Isto levou a que o queimador, por possuir uma inércia térmica muito significativa, aumentasse a sua potência acima da necessária para o consumo imposto, na tentativa de obter uma resposta mais expedita. Apesar disto, é de realçar que, a segurança da instalação em momento algum foi posta em causa.

3.3.1. Simulação de AQS e atuação do sistema de segurança

Após introdução da válvula de laminagem no circuito foi realizado um teste de simulação de AQS (variação no caudal de consumo). As condições iniciais foram:

- Queimador: 2 [V];
- Caudal- ORC: 0,031 [kg/s] (630 [RPM]);
- Caudal-Água: 0,066 [kg/s] (2000 [RPM]);
- Razão de pressões na válvula: $\frac{P3}{P2} = \frac{3,84}{5,12} = 0,75$

Alterando a carga térmica imposta (através de uma variação de 500 [RPM] na bomba de água do circuito quente), obteve-se os seguintes resultados após estabilização (das variáveis a controlar):

- Queimador: 3,2 [V];
- Caudal- ORC: 0,032 [kg/s] (640 [RPM]);
- Caudal-Água: 0,084 [kg/s] (2500 [RPM]);
- Razão de pressões na válvula: $\frac{P3}{P2} = \frac{3,29}{10,17} = 0,32$

A evolução da temperatura T_7 , do grau de sobre aquecimento DT_2 , da temperatura e pressão à saída do evaporador (T_2 e P_2) e da resposta dos controlos ORC, são apresentadas na Figura 3.12, Figura 3.13, Figura 3.14 e Figura 3.15, respetivamente, onde se observa a fase de AQS, estacionária, e atuação do sistema de segurança.

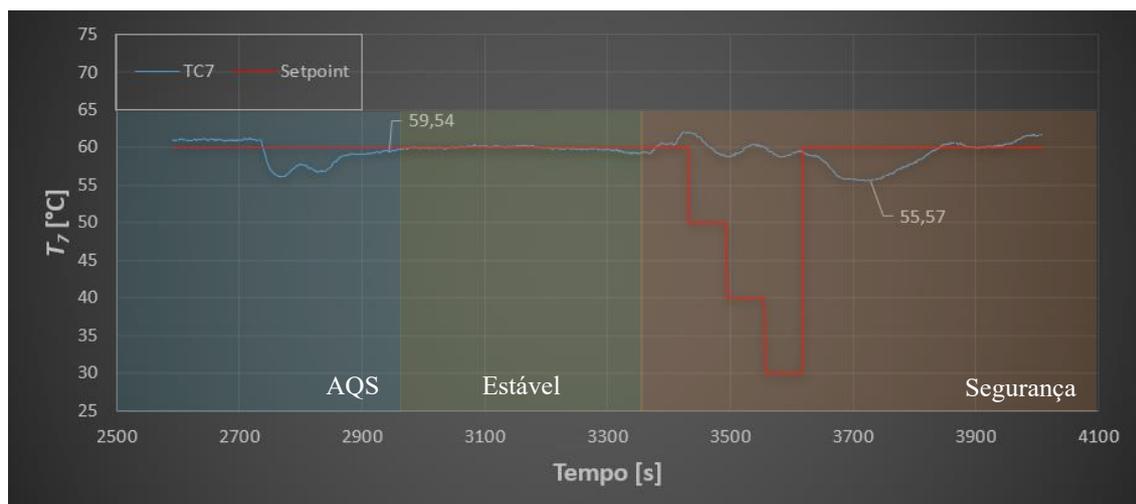


Figura 3.12. Evolução da temperatura T_7 em simulação AQS e resposta do sistema de segurança.

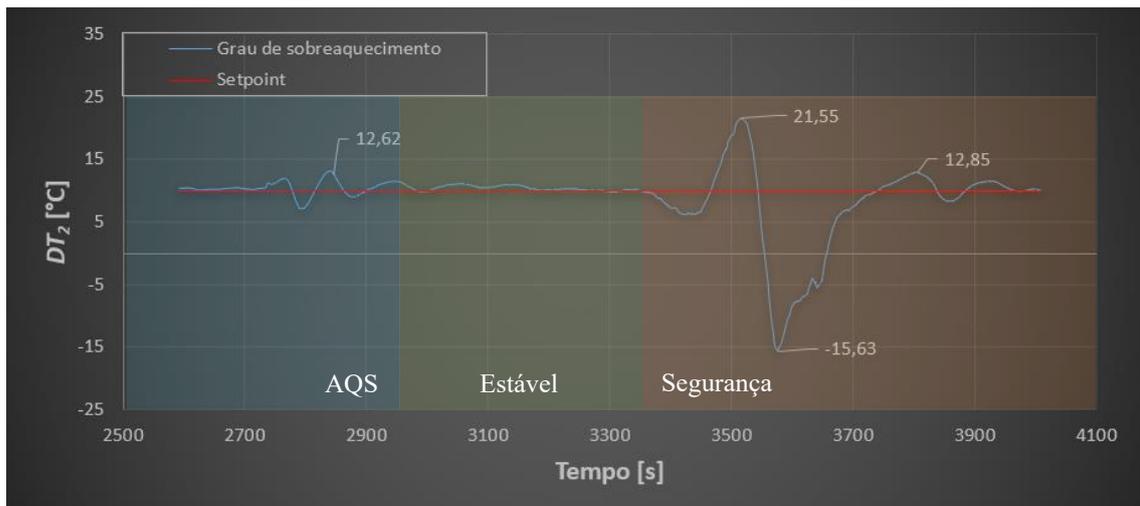


Figura 3.13. Evolução do grau de sobreaquecimento DT_2 em simulação AQS e resposta do sistema de segurança.

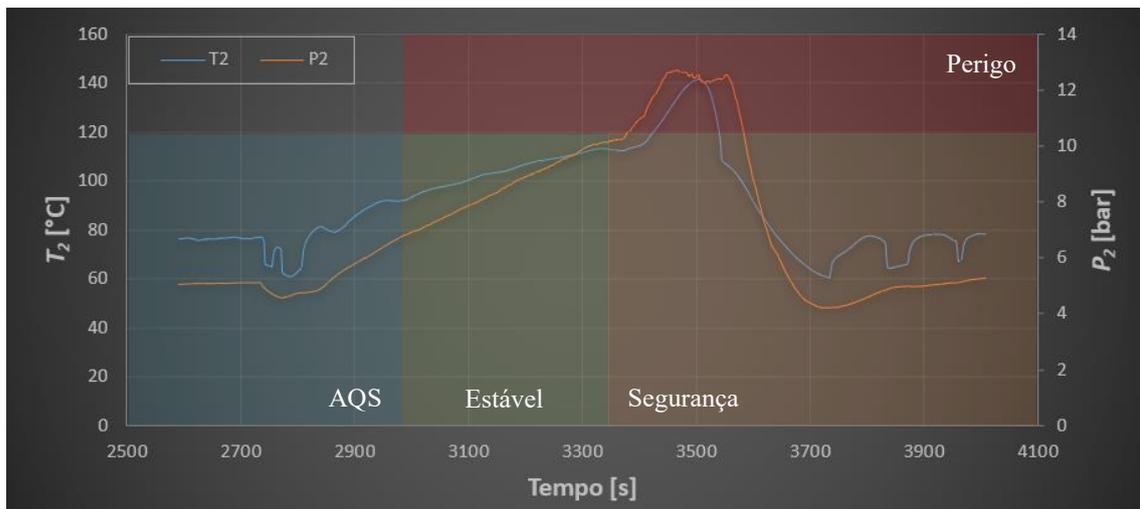


Figura 3.14. Evolução da temperatura T_2 e pressão P_2 em simulação AQS e resposta do sistema de segurança.

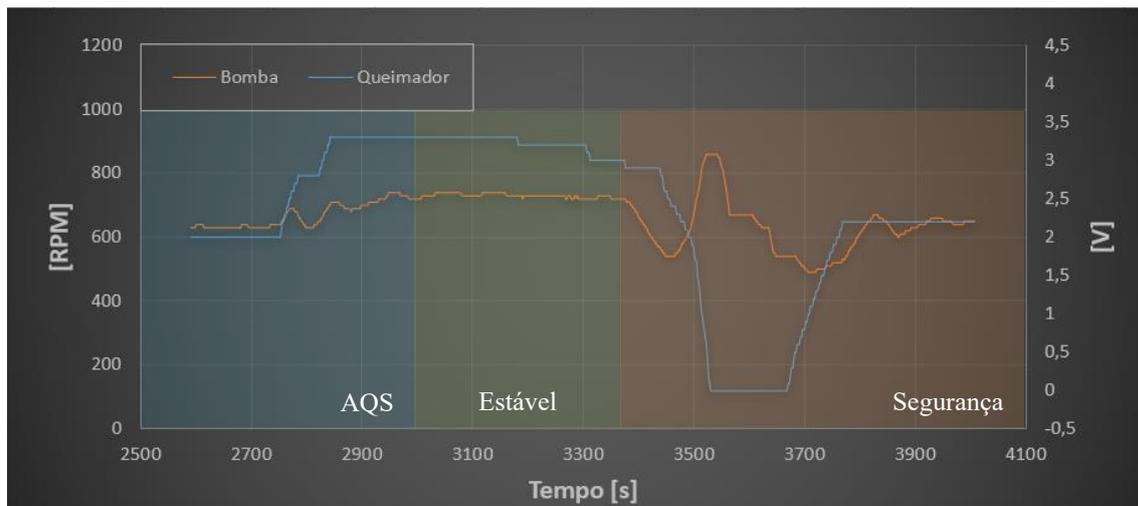


Figura 3.15. Evolução da resposta do controlo em simulação AQS e resposta do sistema de segurança.

Através dos gráficos anteriores, relativamente à temperatura T_7 , verificou-se que:

- Tempo de subida (0-100%): ≈ 220 [s] (3,67 [min]);
- Tempo de pico: ≈ 220 [s] (3,67 [min]);
- *Overshoot*: 0 [°C];
- Tempo de estabelecimento: ≈ 220 [s] (3,67 [min]).

Quanto ao grau de sobreaquecimento DT_2 :

- Tempo de subida (0-100%): ≈ 40 [s] (0,67 [min]);
- Tempo de pico: ≈ 60 [s] (1 [min]);
- *Overshoot*: 2,62 [°C];
- Tempo de estabelecimento: ≈ 220 [s] (3,67 [min]).

Para a situação apresentada o controlo conseguiu responder relativamente bem pois, apesar da variação imposta, as variáveis a controlar pouco variaram. Constata-se, no entanto, que devido à posição da válvula de laminagem, o ORC não teria ainda estabilizado (ver Figura 3.14) e tendia para uma situação de perigo. Como se pode ver na Figura 3.12, o sistema de segurança interveio atuando da forma já descrita da subsecção 3.2.2.3. Isto provocou uma redução abrupta no queimador (ver Figura 3.15) de forma a repor as condições de segurança do funcionamento. No geral, mesmo com a atuação do sistema de segurança, o grau de sobreaquecimento evoluiu rapidamente para o seu *setpoint* e a alteração sofrida na temperatura da água de consumo foi de apenas 5 [°C].

3.3.1. Simulação de AC

Para este ensaio realizou-se a transição entre a simulação de AQS e AC de forma a visualizar o comportamento do sistema, especialmente, a atuação da válvula de regulação do caudal do circuito de dissipação. Tendo como condições iniciais:

- Queimador: 2,8 [V];
- Caudal- ORC: 0,035 [kg/s] (680 [RPM]);
- Caudal-Água: 0,072 [kg/s] (2200 [RPM]);
- Razão de pressões na válvula: $\frac{P3}{P2} = \frac{4,25}{4,7} = 0,90$

Após T_5 e T_7 atingirem os *setpoints* definidos para a situação de AC pretendida, obtiveram-se os seguintes valores:

- Queimador: 0,1 [V];
- Caudal- ORC: 0,022 [kg/s] (350 [RPM]);
- Caudal-Água: 0,072 [kg/s] (2200 [RPM]);
- Razão de pressões na válvula: $\frac{P3}{P2} = \frac{4,43}{4,96} = 0,89$

A evolução das temperaturas T_5 e T_7 , do grau de sobreaquecimento DT_2 , e da resposta dos controlos ORC, são apresentadas na Figura 3.16, Figura 3.17 e Figura 3.18, respetivamente, onde é possível verificar a alternância entre modos de funcionamento.

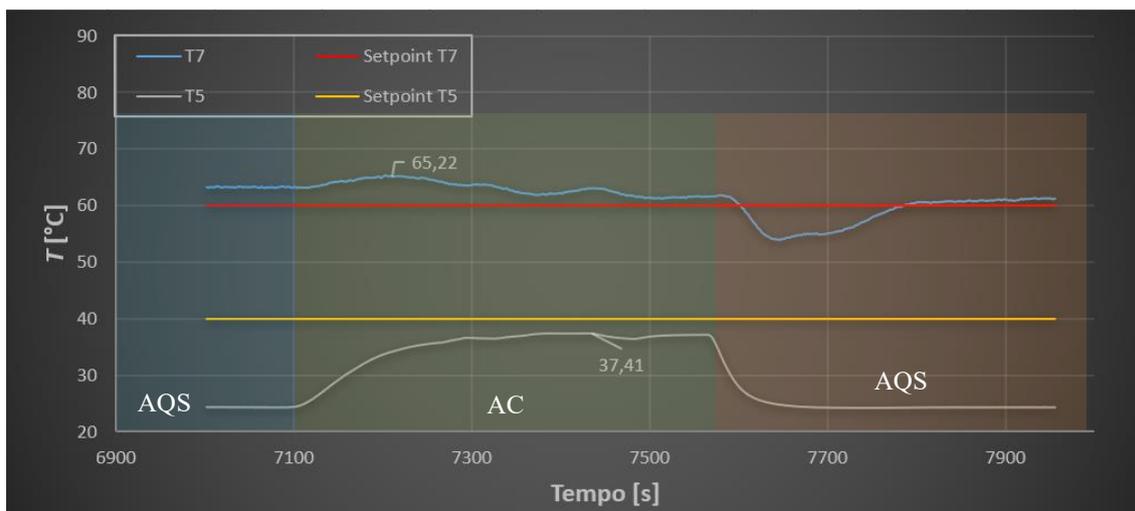


Figura 3.16. Evolução das temperaturas T_5 e T_7 em simulação AC.

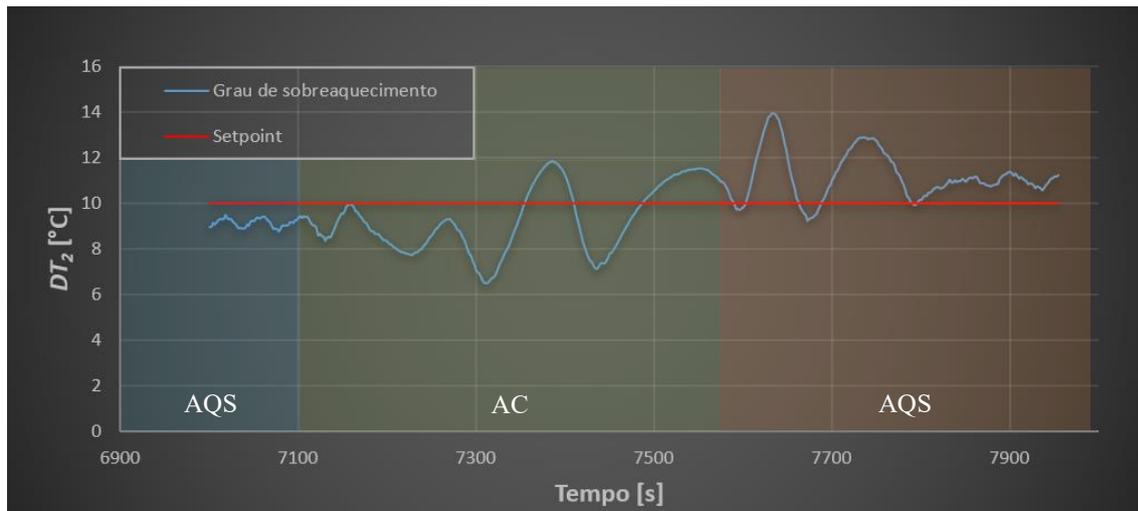


Figura 3.17. Evolução do grau de sobreaquecimento DT_2 em simulação AC.

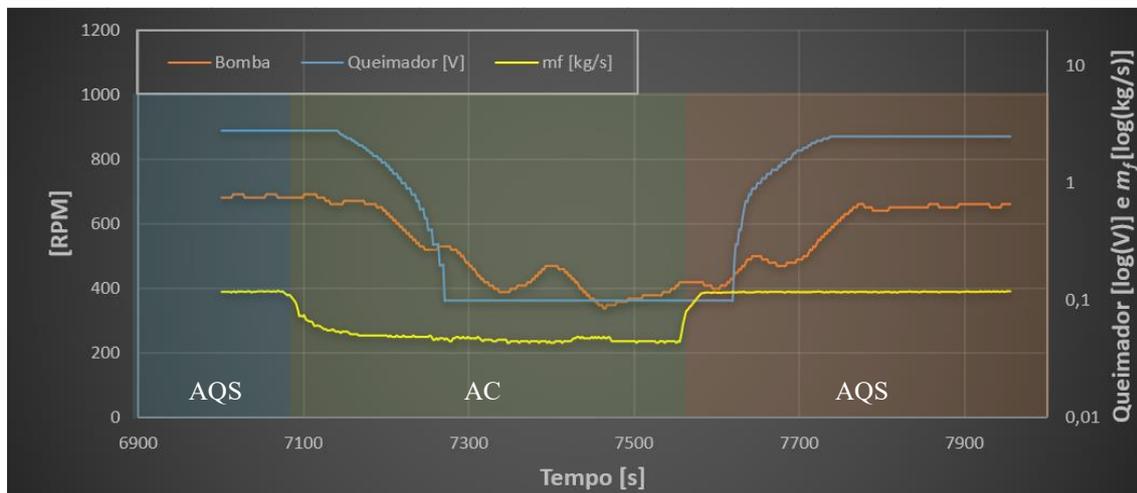


Figura 3.18. Evolução da resposta dos controlos em simulação AC.

No que toca à temperatura da água de consumo (T_7) esta quase não sofreu alteração pelo que o controlo conseguiu responder bem à variação imposta. Quanto à temperatura (T_5) verificou-se que:

- Tempo de subida (0-100%): ≈ 200 [s] (3,33 [min]);
- Tempo de pico: ≈ 200 [s] (3,33 [min]);
- *Overshoot*: 0 [°C];
- Tempo de estabelecimento: ≈ 200 [s] (3,33 [min]).

De notar que a evolução relativamente lenta deveu-se à redução de potência do queimador uma vez que a carga térmica diminuiu, pela redução da diferença de temperatura entre T_7 e T_5 . Em relação ao grau de sobreaquecimento DT_2 , este ficou um pouco instável pelo queimador encontrar-se a trabalhar numa condição limite, sendo incapaz de debitar uma potência de forma estável.

4. CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS

Neste capítulo apresentam-se as conclusões de maior relevância desta dissertação seguidas de algumas sugestões de trabalhos futuros.

4.1. Conclusão

A presente dissertação de Mestrado tinha dois principais objetivos: i) desenvolvimento e implementação de um sistema de dissipação/emulação e ii) desenvolvimento e implementação de um controlo automático para a nova bancada experimental. Os passos para a realização dos mesmos foram apresentados e discutidos ao longo deste documento.

Relativamente ao desenvolvimento e implementação de um novo sistema de dissipação, foi possível concluir que os componentes que se encontravam disponíveis no Laboratório de Termodinâmica do DEM cumpriam com os requisitos para serem instalados, tendo sido verificada a sua aplicabilidade via analítica e experimental. Após a construção e comissionamento do sistema, verificou-se a sua capacidade de simular situações de AC e AQS. Dotar a bancada experimental desta capacidade de simulação, era um dos principais objetivos deste trabalho. É importante ressaltar a adição de uma válvula de regulação de caudal independente da pressão que foi adicionada ao circuito de dissipação. Esta válvula é controlada através da *interface* desenvolvida e, para além de permitir controlar o caudal de água neste circuito (e assim permitindo a alternância entre uma simulação entre AC e AQS), também elimina as flutuações no caudal da rede de distribuição hidráulica, prevenindo assim possíveis instabilidades no funcionamento.

Quanto ao segundo objetivo principal (desenvolvimento de um controlo), existem bastantes conclusões relevantes. Em relação à metodologia adotada, foi possível concluir que, por se tratar de um sistema altamente não-linear e não possuindo qualquer modelo de simulação matemático da instalação, o PID (método mais comum) não é capaz de produzir uma resposta adequada. Visto isto, deve-se optar por métodos que possuam maior adaptabilidade a estas situações como é o caso do controlo baseado em *Fuzzy Logic*. Este tipo de controlos já são implementados em diversos tipos de equipamentos pois devolvem

bons resultados e possuem elevada adaptabilidade tendo, cada vez mais, uma tendência de aplicação crescente. Nesse sentido é também interessante a sua aplicação por se tratar de uma metodologia que se apresenta como um dos futuros do controlo inteligente de sistemas.

Os controlos desenvolvidos foram capazes de responder tanto à simulação de AQS como de AC para a situação de arranque, estabilização e paragem do sistema. Por análise dos resultados obtidos na validação experimental é possível concluir que se consegue obter água à temperatura de consumo em cerca de 3 minutos e o grau de sobreaquecimento do ORC estável, em cerca de 4,7 minutos. Comprovou-se que o controlo responde de forma muito positiva (ligeira variação na temperatura objetivo) e expedita a variações na carga térmica. Na transição de AQS para AC é de realçar as flutuações presentes no grau de sobreaquecimento que se devem ao facto do queimador trabalhar numa situação limite.

Numa visão mais geral do trabalho realizado, concluiu-se que os objetivos propostos foram cumpridos, culminando numa bancada experimental totalmente operacional e com uma capacidade de emulação superior. A nível de ensaio, este tornou-se mais expedito pela automatização dos principais componentes da instalação. Em relação à aplicação desta tecnologia para a realização do *retrofitting* das convencionais caldeiras, foi possível concluir que esta se adapta melhor para situações de AC ou produção de AQS para armazenamento porque as cargas térmicas altamente variáveis podem destabilizar o ORC e dificultar o seu funcionamento em condições de segurança e/ou condições ótimas para produção elétrica.

A metodologia utilizada para o controlo, apesar de ser construída para o caso de estudo específico deste trabalho, pode ser facilmente extrapolada para sistemas semelhantes (não-lineares), utilizando diferentes configurações, componentes ou fontes de calor.

Os resultados obtidos (tempos de resposta) ainda são inadequados para uma escala residencial, demonstrando assim um dos grandes obstáculos à implementação destes sistemas. Juntamente com o grande potencial de redução de energia primária e, conseqüente, redução de emissões, os sistemas de micro-cogeração residenciais (aproveitando as vantagens de uma produção de energia descentralizada), merecem continuar a ser estudados utilizando soluções de baixa inércia, controlos mais complexos, diferentes fontes de calor e, talvez, modificações no ciclo.

4.1. Trabalhos Futuros

Tendo a vista a automatização total da bancada é ainda necessário aplicar algumas alterações à mesma:

- É necessário introduzir 3 válvulas automáticas no ORC, sendo uma delas para substituir a válvula de bypass da bomba e as restantes para realizar o *bypass* da válvula de laminagem;
- Substituição da válvula de laminagem por uma capaz de ser operada via *interface* ou introdução de um grupo expensor/gerador.

A nível de controlo o primeiro ponto a abordar será o de analisar em detalhe o evaporador de forma a identificar os parâmetros construtivos que influenciam nos tempos de resposta do sistema visto ser este o componente mais influente.

Os controlos desenvolvidos conseguem automatizar o funcionamento da bancada, no entanto, a sua otimização foi realizada empiricamente. Como tal, de forma a otimizar a resposta, podemos recorrer a algoritmos genéticos [37] ou ao algoritmo de otimização *particle swarm* [38]. Para além da otimização, é possível ainda testar outras metodologias de controlo cada vez mais utilizadas como:

- Híbridas (Fuzzy - PID control);
- Machine Learning.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Borrego, C., et al., *As alterações climáticas: uma realidade transformada em desafio*. Revista Captar: Ciência e Ambiente para Todos, 2010. **2**(2): p. 1-16.
2. Betts, R., *Met Office: Atmospheric CO2 now hitting 50% higher than pre-industrial levels*. Carbon Brief, 2021.
3. LaRose, S.N.a.A., *International Energy Outlook 2021 (IEO2021)*, C.f.S.a.I. Studies, Editor. 2021: www.eia.gov.
4. Pezzutto, S., et al., *Assessment of the Space Heating and Domestic Hot Water Market in Europe—Open Data and Results*. Energies, 2019. **12**(9): p. 1760.
5. eurostat. *Energy use in households in 2020*. 2022; Available from: <https://ec.europa.eu/eurostat/web/products-eurostat-news/-/ddn-20220617-1>.
6. Bianchi, M., et al., *Application of environmental performance assessment of CHP systems with local and global approaches*. Applied Energy, 2014. **130**: p. 774-782.
7. Jin, T., *The effectiveness of combined heat and power (CHP) plant for carbon mitigation: Evidence from 47 countries using CHP plants*. Sustainable Energy Technologies and Assessments, 2022. **50**: p. 101809.
8. Farrokhi, M., S.H. Noie, and A. Akbarzadeh, *Preliminary experimental investigation of a natural gas-fired ORC-based micro-CHP system for residential buildings*. Applied thermal engineering, 2014. **69**(1-2): p. 221-229.
9. Pereira, J.S., et al., *ORC based micro-cogeneration systems for residential application—A state of the art review and current challenges*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2018. **92**: p. 728-743.
10. Maghanki, M.M., et al., *Micro combined heat and power (MCHP) technologies and applications*. Renewable and sustainable energy reviews, 2013. **28**: p. 510-524.
11. Pereira, J.S., et al., *Analysis of a hybrid (topping/bottoming) ORC based CHP configuration integrating a new evaporator design concept for residential applications*. Applied Thermal Engineering, 2019. **160**: p. 113984.
12. Pereira, J.S., et al., *Modelling and experimental validation of the heat-transfer processes of a direct vaporization micro-scale ORC-evaporator for thermal degradation risk assessment*. Energy Conversion and Management, 2021. **238**: p. 114130.
13. Pereira, J.S., *Study and Development of Evaporators for Residential-scale Cogeneration Systems based on Organic Rankine Cycles*, in *Sustainable Energy Systems*. 2021, Universidade de Coimbra: Repositório científico da Universidade de Coimbra. p. 156.
14. Incropera, F.P., et al., *Fundamentos de Transferência de Calor e Massa*. 6ª edição. Rio de Janeiro: LTC, 2008.
15. Caleffi, *O DIMENSIONAMENTO DAS REDES HIDRO-SANITÁRIAS*, in *Hidráulica*. 2003: www.caleffi.com.
16. Oliveira, L.A.e.L., António G., *Mecânica dos Fluidos*. 2ª ed. 2007: Lidel.
17. Ministério das Obras Públicas, T.e.C., *Decreto Regulamentar n.º 23/95, de 23 de agosto*. 1995: Diário da República n.º 194/1995, Série I-B de 1995-08-23, páginas 5284 - 5319.
18. Netto, J.M.d.A., *Perdas de Carga Localizadas, em Canalizações*. Revista DAE, 1954(Edição n.º: 25).

19. Shah, R.K. and D.P. Sekulic, *Fundamentals of heat exchanger design*. 2003: John Wiley & Sons.
20. Caleffi, *A pressão de distribuição nas redes de água sanitária*, in *Hidráulica*. 2019: www.caleffi.com.
21. Caleffi, *Vasos de expansão*. 2019: www.caleffi.com.
22. van der Wal, A.J., *Application of fuzzy logic control in industry*. Fuzzy Sets and Systems, 1995. **74**(1): p. 33-41.
23. Inntruments, N. *PID Theory Explained*. 2022; Available from: <https://www.ni.com/pt-pt/innovations/white-papers/06/pid-theory-explained.html>.
24. Goodwin, G.C., S.F. Graebe, and M.E. Salgado, *Control system design*. Vol. 240. 2001: Prentice Hall Upper Saddle River.
25. Kumar, V., B. Nakra, and A. Mittal, *A review on classical and fuzzy PID controllers*. International Journal of Intelligent Control and Systems, 2011. **16**(3): p. 170-181.
26. LabView, *PID and Fuzzy Logic Toolkit User Manual*. 2009: www.ni.com.
27. Rico, J.B., *Intelligent Control Toolkit for LabVIEW® 2007*, INSTITUTO TECNOLÓGICO Y DE ESTUDIOS SUPERIORES DE MONTERREY EGIA.
28. Zadeh, L.A., *The concept of a linguistic variable and its application to approximate reasoning—I*. Information sciences, 1975. **8**(3): p. 199-249.
29. H.R.Tizhoosh, P., *Machine Intelligence - Lecture 17 (Fuzzy Logic, Fuzzy Inference)*. 2019, University of Waterloo: www.youtube.com.
30. Ross, T., *Fuzzy Logic with Engineering Applications, 2nd edn*. University of New Mexico, USA. World Appl. Sci. J, 2009. **6**(1): p. 16-23.
31. Nour, M., J. Ooi, and K. Chan. *Fuzzy logic control vs. conventional PID control of an inverted pendulum robot*. in *2007 International Conference on Intelligent and Advanced Systems*. 2007. IEEE.
32. Al-Odienat, A.I. and A.A. Al-Lawama, *The advantages of PID fuzzy controllers over the conventional types*. American Journal of Applied Sciences, 2008. **5**(6): p. 653-658.
33. Li, X., et al., *Fuzzy PID Control Applied in Evaporator of Organic Rankine Cycle System*.
34. Vaishnav, S. and Z. Khan. *Design and performance of PID and fuzzy logic controller with smaller rule set for higher order system*. in *Proceedings of the World Congress on Engineering and Computer Science*. 2007.
35. Paul, R., C. Shreesha, and S. Shinde. *LabVIEW implementation of fuzzy logic controller for heat exchanger process*. in *2015 International Conference on Futuristic Trends on Computational Analysis and Knowledge Management (ABLAZE)*. 2015. IEEE.
36. Almeida, L.B.d., *Resposta no tempo de sistemas de primeira e de segunda ordem só com pólos* 2011.
37. Pelusi, D. *Optimization of a fuzzy logic controller using genetic algorithms*. in *2011 Third International Conference on Intelligent Human-Machine Systems and Cybernetics*. 2011. IEEE.
38. Michalczuk, M., B. Ufnalski, and L.M. Grzesiak. *Particle swarm optimization of the fuzzy logic controller for a hybrid energy storage system in an electric car*. in *2016 18th European Conference on Power Electronics and Applications (EPE'16 ECCE Europe)*. 2016. IEEE.

ANEXOS

ANEXO A: Ficha técnica da Bomba



Fluid-o-Tech
POWER THE FLOW



Find out more

Magnet drive rotary vane pump-motor units TMFR 30-200 series

The TMFR series, an integrated pump-motor unit where the motor has no moving parts, features a combination of compact size, superior performance, low energy consumption and silent operation to provide great versatility in a refined, high tech design.

The internal magnet, driven through an electromagnetic field, is capable of transmitting high torque to the shaft.

The speed control system allows the unit to self-adapt to the hydraulic conditions of the circuit to maintain a set pressure or flow rate, while the brushless technology provides a reliable and long lasting operation.

- Compact size
- Motor housing in aluminum
- No wear on the motor
- Black anodized finishing available
- Continuous speed control
- Continuous duty



MAIN APPLICATIONS

- Laser cooling
- Fuel burner
- Solar heating systems
- Water repressurization
- Refrigerating gas transfer
- Post mix systems
- Reverse osmosis
- Espresso coffee machines
- Welding

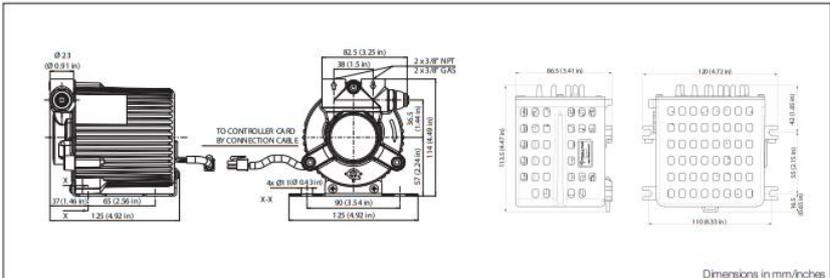





TECHNICAL INFORMATION

Pump housing material	Brass or AISI 303	Max. operative temperature	70 °C (158 F)
Pumping chamber	Graphite	Motor type	100-110-230 V AC 50/60 Hz
Ports	3/8" GAS or NPT	Speed range	1100 to 3500 rpm
Max static pressure	20 bar/290 psi	Absorbed power	max 330 W
Noise	46dB (A) at 1500 rpm	Actual power	max 250 W
Unit weight (w/o controller*)	2.7 kg (5.9 Lb)	Motor IP protection	IP 20

* Controller weight: 700 g (1.5 Lb).



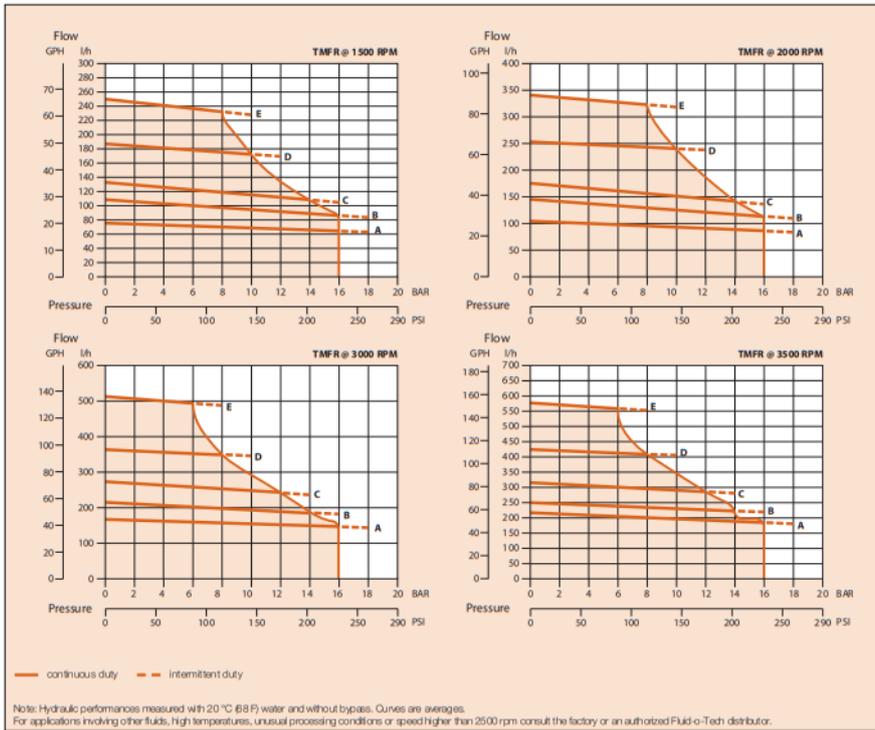
Dimensions in mm/inches

www.fluidotech.com

Magnet drive rotary vane pump-motor units TMFR 30-200 series

TMFR0T (BRASS)	050	051	054	070	071	074	100	101	104	150	151	154	200	201	204
Figure	A-A			B-B			C-C			D-D			E-E		
Relief valve	NO	STD	BAL												

TMFRSS (STAINLESS STEEL)	050	051	070	071	100	101	150	151	200	201
Figure	A-A		B-B		C-C		D-D		E-E	
Relief valve	NO	STD								



Fluid-o-Tech reserves the right to alter the specifications indicated in this catalogue at any time and without prior notice.

Fluid-o-Tech srl
Via Leonardo da Vinci, 40
20094 Corsico, Milano, Italy
Tel. +39 02 999501
Fax +39 02 99950999
info@fluidotech.it

Fluid-o-Tech Int'l Inc.
161 Atwater St.
06479 Plainville CT (USA)
Tel. +1 (860) 276-9270
Fax +1 (860) 620-0193
info@fluid-o-tech.com

Fluid-o-Tech Int'l Inc. Japan
203, 2-17-19, Ebara, Shinagawa
Tokyo 142-0063, Japan
Tel. +81 (0) (3) 3783-9960
Fax +81 (0) (3) 3783-9961
k.kato@fluidotech.com

Fluid-o-Tech Asia (Beijing) Co., Ltd
Jingwei Industrial Zone,
Beifang Huarou, Beijing, 101400, PRC
Tel. +86 (0) (10) 61684650
Fax +86 (0) (10) 61684651
info@fluidotech-asia.com

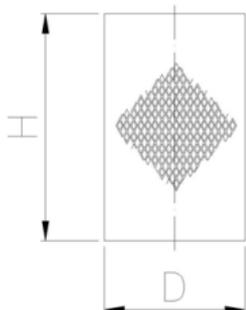
TMFR 30-200 en - 05/12 Ed.

ANEXO B: Ficha técnica do Filtro Y

GENEBRE

GENEBRE S.A. - Avda. Joan Carles I, 46-48 · EDIFICIO GENE BRE
 Tel. +34 93 298 80 00/01 · Fax +34 93 298 80 06
 08908 L'HOSPITALET DE LLOBREGAT Barcelona (Spain)
 e-mail: genebre@genebre.es
 internet: <http://www.genebre.es>

TAMIZ (RECAMBIO) / SIEVE (SPARE PARTS)



Código/Code Tamiz/Sieve	Medida / Size	Luz malla / Sieve light	Dimensiones / Dimensions (mm.)		Peso / Weight (g)
			H	D	
T302XO 04	1/2"	500 μ .	30,5	18,5	1
T302XO 05	3/4"	500 μ .	39,5	23	2
T302XO 06	1"	500 μ .	40	25	3
T302XO 07	1 1/4"	500 μ .	46,5	33,2	7
T302XO 08	1 1/2"	500 μ .	48,5	41	8
T302XO 09	2"	500 μ .	70	50,5	13
T302XO 10	2 1/2"	1200 μ .	80	62	22
T302XO 11	3"	1200 μ .	91,5	72,5	36
T302XO 12	4"	1200 μ .	123	95	53

DIAGRAMA PÉRDIDA DE CARGA / HEAD LOSS CHART

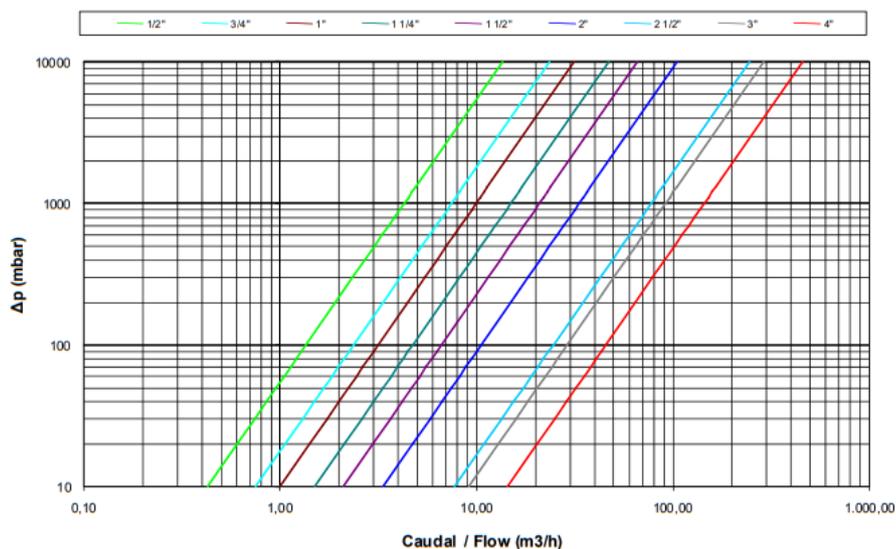
(Filtro tipo "Y" / "Y" Type strainer filter)
 (H₂O / 20°C Flujo Horizontal / Horizontal flow)

Valores de Kv / Kv Values:

Kv = Es la cantidad de metros cúbicos por hora que pasará a través del filtro generando una pérdida de carga de 1 bar.

Kv = The flow rate of water in cubic meters per hour that will generate a pressure drop of 1 bar across the filter.

Med. /Size	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	4"
Kv	4.3	7.5	10	15	21	33.5	78	92	145



GENEBRE S.A.

FECHA DE REVISIÓN: 30/09/2020

NUMERO DE REVISIÓN: R10

ANEXO C: Ficha técnica da Válvula de regulação independente da pressão e

Atuador

Válvula de regulação independente da pressão (PICV) FLOWMATIC®

série 145



01262/20 PT
substitui o cat. 01262/17



Função

A válvula de regulação independente da pressão é um dispositivo formado por um **estabilizador automático de caudal** e uma **válvula de regulação** servocomandada.

A válvula está apta a regular e manter constante o caudal quando variam as condições de pressão diferencial do circuito onde é colocada.

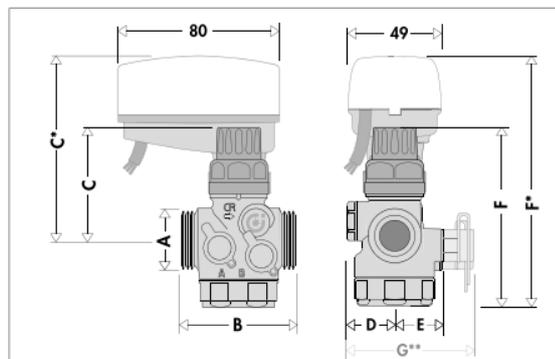
O caudal é regulado de duas formas diferentes:

- manualmente no **estabilizador automático** de caudal, para limitar o valor máximo;
- automaticamente, pela **válvula de regulação** combinada com um servocomando proporcional (0÷10 V) ou ON/OFF, consoante os requisitos de carga térmica da secção do circuito a controlar.

A válvula de regulação independente da pressão (PICV) é fornecida com ligações para tomadas de pressão, a montante e a jusante, para a verificação das condições de funcionamento.

O dispositivo pode ser utilizado em instalações de climatização.

		
	145013	
	-	
Tipo	Atuador	
Alimentação		24 V
Consumo	2,5 VA (AC) • 1,5 W (DC)	
Sinal de comando	0(2)÷10 V 0(4)÷20 mA	
Tempo de abertura e fecho*	aproximadamente 35 s (*)	
Grau de proteção	IP 54	
Campo de temp. ambiente	0÷50 °C	
Sinal de feedback	0÷10 V	
Comprimento do cabo de alimentação	2 m	
Ligação	M30 p.1,5	
Força	160 N	
Pressão diferencial máx.	4 bar	
Corrente de arranque	1,54 mA	



Código	DN	A	B	C	C*	D	E	F	F*	G**	Peso (kg)
14543. H20	15	1/2"	70	59	96	25	26	95	132	76	0,60
14544. H40	15	3/4"	70	59	96	25	26	95	132	76	0,60
14544. H80	15	3/4"	70	59	96	25	26	95	132	76	0,60
14555. H40	20	1"	72	59	96	25	26	95	132	76	0,62
14555. H80	20	1"	72	59	96	25	26	95	132	76	0,62
14555. 1H2	20	1"	72	59	96	25	26	95	132	76	0,62
14566. 1H8	25	1 1/4"	90	63	100	30	36	114	151	86	1,14
14566. 3H0	25	1 1/4"	90	63	100	30	36	114	151	86	1,14
14566. 3H7	25	1 1/4"	90	63	100	30	36	114	151	86	1,14

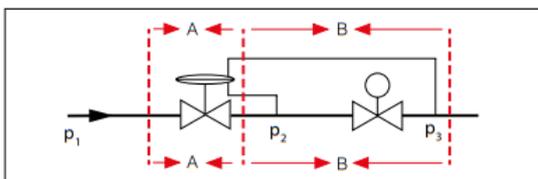
* Código do atuador 145013 ** Só para os códigos 145..7

Princípio de funcionamento

A válvula de regulação independente da pressão (PICV) foi concebida com a finalidade de controlar um caudal de fluido que seja:

- regulável em função das necessidades da parte do circuito controlada pela própria válvula;
- constante quando variam as condições de pressão diferencial do circuito.

O dispositivo pode ser esquematizado da seguinte forma:



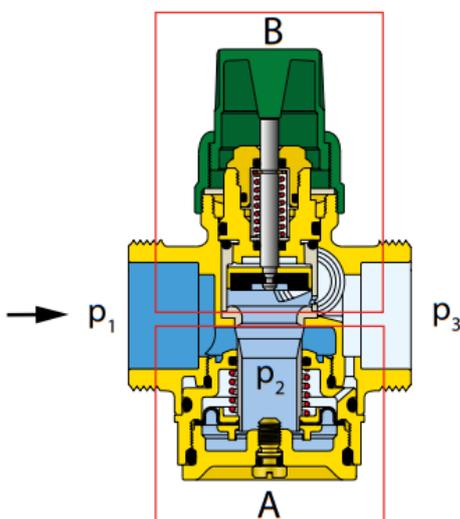
Sendo:

p_1 = pressão a montante

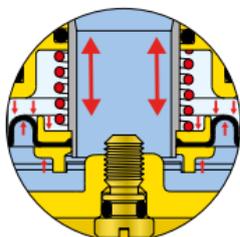
p_2 = pressão intermédia

p_3 = pressão a jusante

$(p_1 - p_3) = \Delta p$ total da válvula

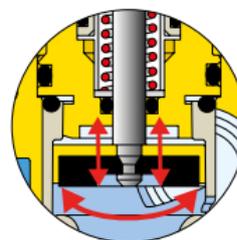


a) O dispositivo (A) controla e mantém constante o $\Delta p_1 (p_2-p_3)$, nos terminais do dispositivo (B), através de uma ação automática (equilíbrio entre a força gerada pelo diferencial de pressão e a mola de contraste interna). Se (p_1-p_3) aumentar, o regulador de Δp interno reage para fechar a passagem e manter $(p_2 - p_3) =$ constante; nestas condições, o caudal permanecerá constante.



b) o dispositivo (B) controla o caudal G, modificando a sua secção de passagem. A variação da secção de passagem determina o valor das características hidráulicas (K_v) do dispositivo de controlo (B), que permanece constante:

- no valor predefinido manualmente;
- no valor determinado pela ação de controlo de um atuador.



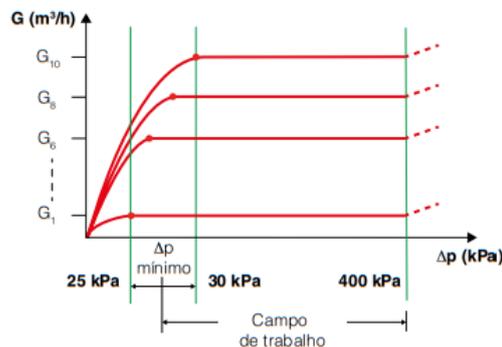
Em suma:

Uma vez que $G = K_v \times \sqrt{\Delta p}$

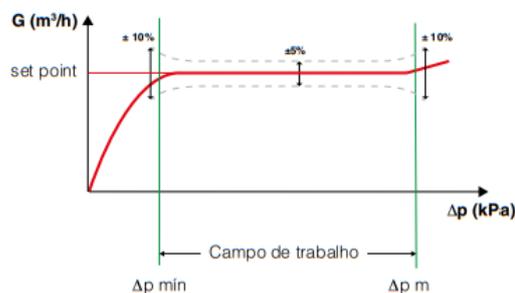
- ajustando manual ou automaticamente o dispositivo (B), determina-se o valor de K_v e consequentemente o valor de G;
- programado o valor de G, este permanece constante graças à ação de (A), quando varia a pressão do circuito.

Campo de trabalho

Para que o dispositivo consiga manter o caudal constante, independentemente das condições de pressão diferencial do circuito, o Δp total da válvula (p_1-p_3) deverá estar compreendido entre o valor de Δp mínimo (consultar a "Tabela de regulação de caudais") e o valor máximo de 400 kPa.



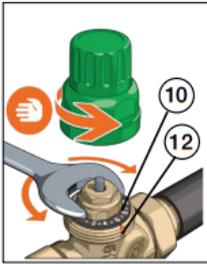
Precisão do caudal



Procedimento de regulação

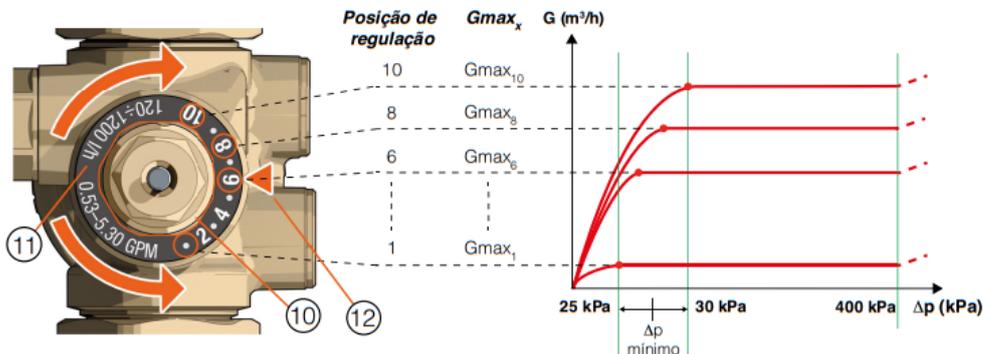
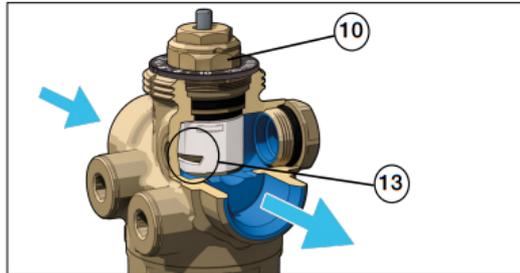
Regulação do caudal máximo

Desaparafusando manualmente a tampa de proteção, é possível aceder à virola de regulação (10) do caudal máximo, utilizando uma chave hexagonal. A virola é dotada de uma escala graduada de 10 posições, dividida em intervalos correspondentes a 1/10 do caudal máximo disponível, também representado na escala (11). Rodar a virola para a posição numérica correspondente ao valor do caudal (de projeto) pretendido, utilizando a "Tabela de regulação de caudais". O entalhe (12) no corpo da válvula é a referência física de posicionamento.



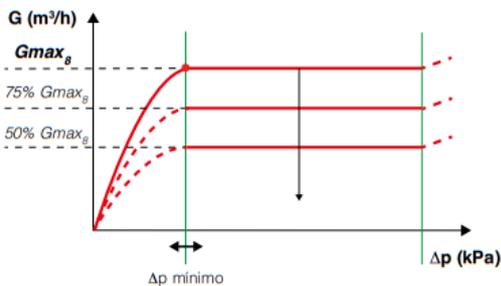
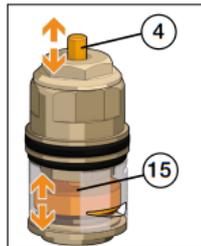
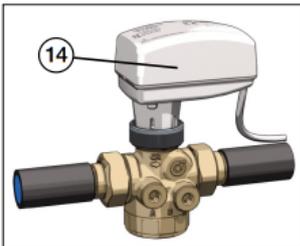
A virola é dotada de uma escala graduada de 10 posições, dividida em intervalos correspondentes a 1/10 do caudal máximo disponível, também representado na escala (11). Rodar a virola para a posição numérica correspondente ao valor do caudal (de projeto) pretendido, utilizando a "Tabela de regulação de caudais". O entalhe (12) no corpo da válvula é a referência física de posicionamento.

Rodar a virola (10) que determina o número relativo à "Posição de regulação", para abrir/fechar a secção de passagem existente no obturador externo (13). Assim, a cada secção de passagem regulada na virola corresponde um determinado valor de G_{max_x} .



Regulação automática do caudal com atuador e regulador externo

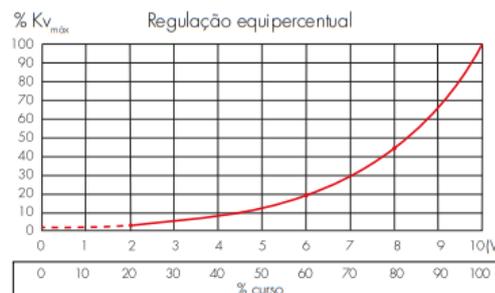
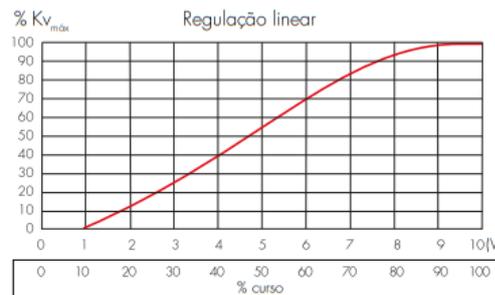
Uma vez efetuada a regulação do caudal máximo, encaixar na válvula o atuador (0÷10 V) cód. 145013 (14). Sob o controlo de um regulador externo, o atuador poderá regular automaticamente o caudal a partir do valor máximo programado (por ex.: G_{max_g}) até ao valor mínimo, consoante a carga térmica a controlar. O atuador provoca a deslocação vertical da haste de comando (4). Isto resulta na abertura/fecho, na secção de passagem máxima, pelo obturador interno (15). Por exemplo, se a posição de regulação do caudal máximo tiver sido definida no valor 8, o caudal poderá ser regulado automaticamente a partir de G_{max_g} pelo atuador, até ao fecho total (caudal zero).



Característica de regulação da válvula

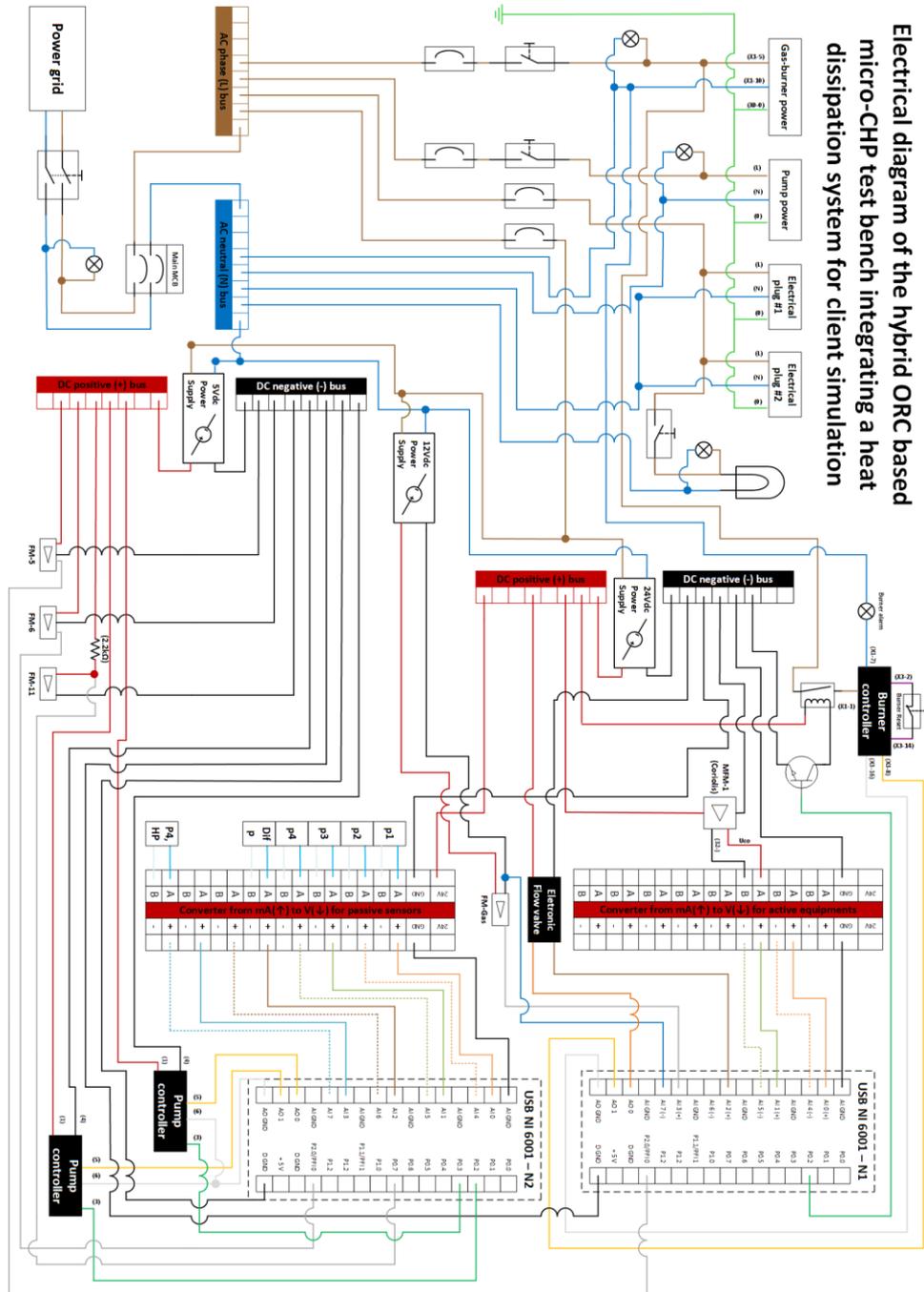
A característica de regulação da válvula é de tipo linear. A um aumento ou diminuição da secção de abertura da válvula corresponde, em proporção direta, um aumento ou diminuição do coeficiente hidráulico (K_v) do dispositivo.

O motor está configurado de fábrica com uma regulação linear. É possível obter uma regulação de tipo equipercentual (ver o gráfico abaixo) programando o atuador (cód. 145013) para esse funcionamento, através do respetivo switch presente no interior do mesmo (consultar o manual de instruções dedicado). Deste modo, o sinal de controlo é gerido para obter uma regulação equipercentual.



APÊNDICES

APÊNDICE A: Diagrama elétrico da nova instalação experimental



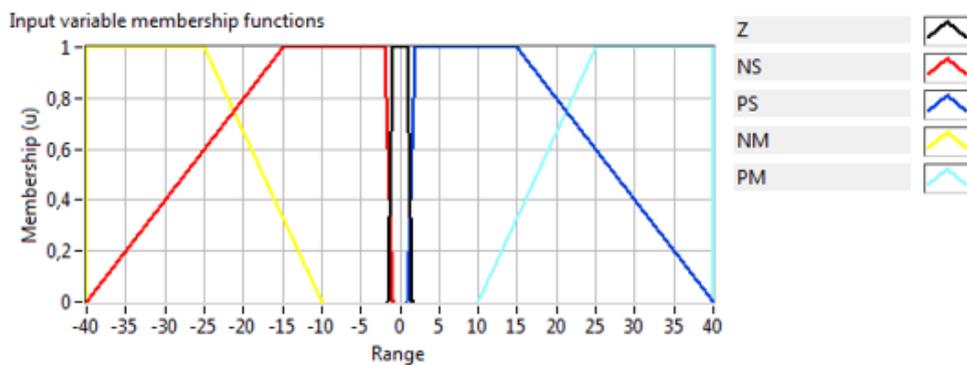
APÊNDICE B: Controlo Queimador

Termos linguísticos do controlo do Queimador

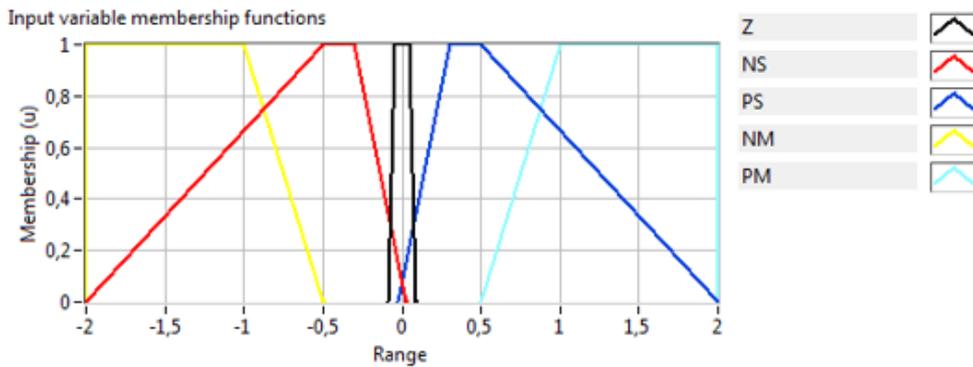
$Erro_{T_7}$	NM	[-25; -40]
	NS	[-2; -15]
	Z	[-1;1]
	PS	[2;15]
	PM	[25;40]
$D\text{Erro}_{T_7}$	NM	[-1; -2]
	NS	[-0,3; -0,5]
	Z	[-0,05;0,05]
	PS	[0,3;0,5]
	PM	[1;2]
ΔVolt	NM	-0,15
	NS	-0,02
	Z	0
	PS	0,02
	PM	0,15

Membership functions do controlo do Queimador

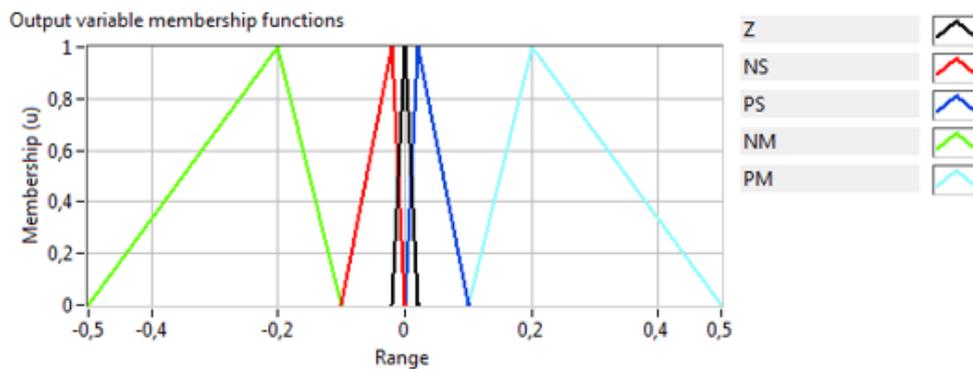
$Erro_{T_7}$



$dError_{T_7}$



$\Delta Volt$



Conjunto de regras do controlo do Queimador

$dError_{T_7}$ / $Error_{T_7}$	NM	NS	Z	PS	PM
NM	PM	PM	PS	PS	Z
NS	PM	PS	PS	Z	NS
Z	NS	PS	Z	NS	PS
PS	PS	Z	NS	NS	NM
PM	Z	NS	NS	NM	NM

