FACULDADE DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE DO PORTO

Otimização do Sistema de Aquecimento de uma Estação de Redução de Pressão

Carlos Daniel Rocha Teixeira

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Orientador FEUP: Carlos Manuel Coutinho Tavares de Pinho

Co-orientador PCV: António Gonçalves Pereira

Junho de 2020

© Carlos Teixeira, 2020

Otimização do Sistema de Aquecimento de uma Estação de Redução de Pressão

Carlos Daniel Rocha Teixeira

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Junho de 2020

Resumo

Com a evolução da gestão energética mundial para uma sustentabilidade dos recursos energético do planeta, a aposta em fontes de energia mais limpas têm aumentado significativamente. O gás natural, apesar de maioritariamente ser de origem não renovável, é a fonte de energia menos poluente deste grupo, estando a receber particular interesse nas centrais termoelétricas, no âmbito de conversão de energia química em energia elétrica, bem como no mundo industrial através da cogeração, obtendo-se energia térmica e elétrica em simultâneo, num único conjunto de processos. No ramo da distribuição do gás natural a nível nacional, a garantia da qualidade desta fonte de energia para o panorama energético do país é importante para a redução da emissão de gases poluentes. Esta distribuição é garantida pela Rede Nacional de Transporte de Gás Natural, ao cuidado da REN - Gasodutos S.A.. Esta entidade é ainda responsável pela redução da pressão do gás natural para posterior distribuição pelos consumidores industriais e domésticos.

No âmbito da remodelação do sistema de aquecimento da *Gas Regulating and Metering Station* do Carregado, foi sugerida a otimização desse mesmo sistema perante o comportamento observado durante o seu funcionamento. Com o presente estudo, realizou-se uma análise térmica ao sistema, expressando cada elemento em equações termodinâmicas, para posterior simulação numérica da sua resposta em regime permanente. Os resultados obtidos mostraram que o sistema apresenta alguns problemas no que toca ao funcionamento recomendado para cada equipamento, resultado de um dimensionamento excessivo para as condições reais de funcionamento. Através de um estudo detalhado da influência de alguns parâmetros na sua resposta, obteve-se três soluções possíveis, sendo elas a implementação de quatro escalões da temperatura da água das caldeiras, a redução de 41,4 % da capacidade de permuta de calor por tamponamento de tubos do permutador e o aumento do valor da temperatura de referência para o gás à saída da estação para 18,5 °C.

A primeira e terceira solução descritas apresentam a vantagem de facilidade de implementação no sistema de controlo, podendo ser visualizada a resposta do sistema em cenário real. No entanto, enquanto a primeira solução apenas resolve um dos problemas e mitiga o impacto dos restantes, a terceira solução implica um aumento significativo nos custos de operação e no consumo de gás natural pelas caldeiras. A segunda solução atua na principal razão da existência dos problemas, solucionando-os. No entanto, a sua implementação implica uma paragem do funcionamento do sistema e a uma forte intervenção mecânica no permutador de calor.

No sentido de auxiliar na tomada de decisão da melhor solução a implementar, realizou-se uma análise económica simplificada às duas primeiras soluções apresentadas, sendo o resultado no seu conjunto inconclusivo.

Abstract

With the evolution of global energy management for a sustainability exploitation of the planet energy resources, clean energy sources have achieved a significant interest. The natural gas, in spite of being a non renewable energy source, is the least pollutant fossil energy source. This source has received a particular interest for energy production in thermoelectric power plants, and by industry, using cogeneration power plants for electricity and useful heat production. In the distribution of natural gas in Portugal, the quality of this energy sources is important for a reduction of emission of polluting gases. This distribution is guaranteed by the Natural Gas Transportation National Network, ruled of REN - Gasodutos S.A.. This company also guarantees the adequate responsible natural gas pression for the consumers purposes.

Within the scope of the remodeling the heating system of the Gas Regulating and Metering Station in Carregado, a thermal analysis was carried out to the system. Thermodynamic equations were written for each equipment component and numerical simulation were then done to evaluate the system response in different operating conditions. The results have shown some operating problems in some equipment components. From the detail study of the system response, three solutions were proposed: four temperature stages in the boiler output water temperature, a reduction of 41.4 % in the area of the heat exchanger and an increase of gas temperature setpoint at the exit of the station to 18.5 °C.

The first and third solutions have the advantage of facility of implementation in the control system of the station. However the first solution only managed to solve one problem albeit decreasing the impact of the others, whereas the third solution causes a significant increase of operational costs and boiler gas consumption. The second solution will go straight to the core of the problems but will be difficult the adopt because it requires a system haulage.

Finally a simple economical analysis was done to find out the best solution but the result were inconclusive.

Agradecimentos

Agradeço ao meu orientador Professor Carlos Pinho por toda a disponibilidade e auxílio para a realização desta dissertação. Agradeço pela amizade criada e pelo conhecimento e experiência profissional partilhados durante este semestre.

Agradeço ao co-orientador Engenheiro António Pereira, pela oportunidade de realizar a dissertação em ambiente empresarial, possibilitando um contacto mais próximo com o mundo industrial.

Agradeço a toda a equipa da PCV que, com todo o apoio e conhecimento industrial partilhado, permitiram a realização desta dissertação.

Agradeço aos meus pais, familiares e namorada que me acompanharam durante esta etapa da minha vida académica, por todos os incentivos e palavras amigas para que tudo isto fosse possível.

Agradeço a todos os meus colegas e amigos da faculdade por todo o apoio e boas memórias desta vida académica.

Carlos Daniel Teixeira

Conteúdo

Resumo **i**

Abstract **iii**

Agradecimentos **v**

1 Introdução **1**
1.1 O gás natural e a sua importância na sociedade 1
1.2 Panorama energético em Portugal Continental 2
1.3 PCV - Equipamentos e Serviços de Gás Natural 3
1.4 Objetivos 4
1.5 Estrutura da dissertação 4

2 Gas Regulating and Metering Station - GRMS **5**
2.1 O que é uma GRMS? 5
2.2 Distribuição do gás natural em Portugal Continental 6
2.3 Central Termoelétrica do Ribatejo 7
2.3.1 Ciclo combinado a gás natural 8
2.3.2 Indicadores Ambientais da Central do Ribatejo 8

3 Caso de Estudo **11**
3.1 Sistema de Aquecimento de uma GRMS 11
3.1.1 Efeito Joule-Thompson 11
3.2 Remodelação do Sistema de Aquecimento da GRMS 01269 - Carregado 12
3.3 Novo sistema de aquecimento da GRMS 13
3.4 Comportamento do sistema de aquecimento 14

4 Análise Termodinâmica do Sistema de Aquecimento **17**
4.1 Permutador de Calor 19
4.1.1 Balanço energético no permutador 20
4.1.2 Coeficiente Global de Transferência de Calor do Permutador 22
4.1.3 Escoamento interior dos tubos 23
4.1.4 Escoamento exterior dos tubos 24

4.1.5 Área de permuta de calor 25
4.1.6 LMTD - Diferença de Temperaturas Média Logarítmica 25
4.2 Caldeiras 26
4.3 UEB - Unidade equivalente de bombagem 27
4.3.1 Perda de carga e curva da instalação 28
4.4 Bomba de Recirculação 35
4.4.1 Perda de carga e curva da instalação 36
4.5 Ponto de mistura e de separação de caudais 39
4.6 Válvula redutora de pressão da GRMS 39

5 Simulação Numérica do Sistema de Aquecimento 41
5.1 Valores de projecto versus valores reais 41
5.2 Implementação do código 42
5.3 Aperfeiçoamento do algoritmo 46

6 Simulação Numérica do Sistema de Aquecimento nas Condições Reais 51
6.1 Resposta do sistema às condições reais 51
6.1.1 Alteração do setpoint da temperatura do gás 52
6.1.2 Alteração da pressão do gás no permutador 53
6.1.3 Alteração do coeficiente Joule-Thompson 54
6.1.4 Alteração da temperatura de entrada do gás 54
6.1.5 Consideração de escalões para a temperatura da água à saída das caldeiras 55
6.1.6 Algumas conclusões principais 57
6.2 Estudo detalhado da influência dos parâmetros do sistema 58
6.2.1 Influência da temperatura da água à entrada do permutador 59
6.2.2 Influência do setpoint da temperatura do gás 59
6.2.3 Influência da redução do número de tubos no permutador 61
6.2.4 Influência da temperatura do gás à entrada 62
6.2.5 Influência da pressão do gás no permutador 64
6.2.6 Influência do coeficiente Joule-Thompson 65
6.3 Algumas conclusões principais 66

7 Otimização do Sistema de Aquecimento 67
7.1 Redução da área de permuta por tamponamento de tubos 67
7.2 Aumento do número de escalões da temperatura da água nas caldeiras 69
7.3 Aumento do setpoint da temperatura do gás 70
7.4 Comparação entre as otimizações apresentadas 70

8 Análise Económica Simplificada das Otimizações 73
8.1 Procedimento de cálculo, simplificações e resultados 73

9 Conclusões 77

10 Trabalhos Futuros **79**
10.1 Substituição da bomba BR ou instalação de uma segunda unidade 79
10.2 Aumento da perda de carga na UEB 79
10.3 Substituição das bombas da UEB 80
10.4 Substituição por caldeiras de condensação 80
10.5 Parametrização dinâmica dos parâmetros dos controladores 80

Referências **83**

Anexo A Rede Nacional de Transporte do Gás Natural em Portugal Continental **85**

Anexo B Desenho de engenharia do circuito hidráulico do sistema de aquecimento **87**

Anexo C Configurações de permutador carcaça e tubo definidos pela TEMA **89**

Anexo D Determinação do tipo de escoamento pelo número de Reynolds **91**

Anexo E Catálogo das válvulas borboleta instaladas no sistema de aquecimento **93**

Anexo F Catálogo das válvulas de globo instaladas no sistema de aquecimento **97**

Anexo G Catálogo da caldeira, com informações da perda de carga **101**

Anexo H Análise da influência da combinação das caldeiras na perda de carga do sistema **105**

Anexo I Catálogo das válvulas anti-retorno instaladas no sistema de aquecimento **107**

Anexo J Folha de especificações da bomba que constitui a UEB **111**

Anexo K Folha de especificações da bomba BR **117**

Anexo L Algoritmo para validação das equações **121**

Anexo M Algoritmo aperfeiçoado e resultados obtidos **129**

Anexo N Resultados da resposta do sistema nas condições reais **143**

Lista de Figuras

1.1 Gráfico do consumo de energia primária por tipo de fonte (à esquerda) e Gráfico do consumo do gás natural por sector (à direita) (Agency, 2018). 3

2.1 Central Termoelétrica do Ribatejo (EDP, 2017). 7
2.2 Ciclo combinado a gás natural (EDP, 2018b). 8
2.3 Indicadores ambientais da Central do Ribatejo (EDP, 2018b). 9

3.1 Variação de temperatura num processo isentálpico (Afonso, 2012). 12
3.2 Sistema de aquecimento anterior. 13
3.3 Desenho 3D do Sistema de aquecimento atual. 14
3.4 Sistema de aquecimento atual. 15

4.1 Esquema hidráulico do sistema de aquecimento. 18
4.2 Esquema do tipo de permutador instalado (Pinho, 2018). 20
4.3 Simplificação termodinâmica do permutador de calor. 21
4.4 Definição das quedas de pressão. 31
4.5 Curva da instalação para UEB. 33
4.6 Curva da instalação e da UEB com uma bomba em funcionamento (superior) e duas bombas em paralelo (inferior). 34
4.7 Definição das quedas de pressão com bomba BR. 36
4.8 Curva da instalação para bomba BR (superior) e curva média da instalação e curvas da bomba BR (inferior). 38
4.9 Pontos de mistura e de separação de caudais do circuito hidráulico. 39

5.1 Diagrama de fluxo de informação do sistema de aquecimento 45
5.2 Temperaturas da água e do gás no sistema, caudais volúmicos e fatores de carga das bombas em função do caudal de gás nas condições de projeto. 49

6.1 Temperaturas da água e do gás no sistema, caudais volúmicos e fatores de carga das bomba em função do caudal de gás com alteração do setpoint da temperatura do gás. 52

6.2 Temperaturas da água e do gás no sistema, caudais volúmicos e fatores de carga das bombas em função do caudal de gás com alteração da pressão do gás no permutador. 53
6.3 Temperaturas da água e do gás no sistema, caudais volúmicos e fatores de carga das bombas em função do caudal de gás com alteração do coeficiente Joule-Thompson. 54
6.4 Temperaturas da água e do gás no sistema, caudais volúmicos e fatores de carga das bombas em função do caudal de gás com alteração da temperatura de entrada do gás. 55
6.5 Temperaturas da água e do gás no sistema, caudais volúmicos e fatores de carga das bombas em função do caudal de gás com consideração dos escalões da temperatura da água nas caldeiras. 56
6.6 Diagrama de processo iterativo de equilíbrio térmico do permutador. 57
6.7 Influência da temperatura da água à entrada do permutador na resposta do sistema. 60
6.8 Influência do setpoint da temperatura do gás na resposta do sistema. 61
6.9 Influência da redução do número de tubos no permutador na resposta do sistema. 62
6.10 Influência da temperatura do gás à entrada na resposta do sistema. 63
6.11 Influência da pressão do gás no permutador na resposta do sistema. 64
6.12 Influência do coeficiente Joule-Thompson na resposta do sistema. 65

7.1 Temperaturas da água e do gás no sistema, caudais volúmicos e fatores de carga das bombas em função do caudal de gás nas condições reais com tamponamento de tubos. 68
7.2 Temperaturas da água e do gás no sistema, caudais volúmicos e fatores de carga das bombas em função do caudal de gás nas condições reais com escalões de temperatura. 69
7.3 Temperaturas da água e do gás no sistema, caudais volúmicos e fatores de carga das bombas em função do caudal de gás nas condições reais com aumento do setpoint do gás. 70

8.1 Poupança obtida nos custo de operação para cada solução analisada. 74

H.1 Curvas da instalação para as várias combinações de duas caldeiras. 105

Lista de Tabelas

4.1 Tipos de válvulas presentes no circuito hidráulico e respetivos valores de Kv . . . 29
4.2 Comprimentos equivalente em regime turbulento 29
4.3 Desvio de caudal na situação de duas caldeiras em funcionamento 35

5.1 Valores de projeto e reais de alguns parâmetros do sistema de aquecimento 42
5.2 Valores de algumas variáveis de entrada 43
5.3 Valores das propriedades termodinâmicas dos fluidos fornecido pelo fabricante . 44
5.4 Valores das principais variáveis do sistema 46
5.5 Frações molares e massas molares de cada constituinte do gás natural 48

7.1 Redução da capacidade de permuta do permutador em função da temperatura da água 67
7.2 Escalões de temperatura da água nas caldeiras 69

8.1 Valores da potência nominal e dos rendimentos de cada elemento do sistema . . . 74

D.1 Valores de algumas propriedades do gás e parâmetros geométricos do permutador 92

Nomeclatura

Variáveis latinas

A_e	Área de permuta de calor	[m^2]
a_{across}	Área de secção da passagem da água	[m^2]
A_{sec}	Área de secção do tubo	[m^2]
B	Espaçamento entre defletores	[m]
c	Calor específico	[J/(kg·K)]
c_p	Calor específico a pressão constante	[J/(kg·K)]
$const$	Constante	[-]
D	Diâmetro do tubo	[m]
D_e	Diâmetro exterior dos tubos	[m]
$D_{i,carc}$	Diâmetro interno da carcaça do permutador	[m]
F	Fator de correção do *LMTD*	[-]
f	Fator de Darcy	[-]
f_I, f_{II}	Fator de Darcy do troço da caldeira I e do da caldeira II, respetivamente	[-]
FC_{BR}	Fator de carga da bomba BR	[-]
FC_{cald}	Fator de carga da caldeira	[-]
FC_{UEB}	Fator de carga da UEB	[-]
g	Aceleração gravítica	[m/s^2]
h	Entalpia específica	[J/(kg·K)]
h_{BR}	Altura manométrica fornecida pela bomba BR	[m.c.a; Pa]
h_m	Altura manométrica	[m.c.a; Pa]
h_{UEB}	Altura manométrica fornecida pela UEB	[m.c.a; Pa]
he	Coeficiente de transferência de calor do fluido no exterior dos tubos	[W/(m^2·K)]
hi	Coeficiente de transferência de calor do fluido no interior dos tubos	[W/(m^2·K)]
$\dot{H}$	Potência entálpica	[W]

K	Coeficiente de perda localizada	[-]
k	Condutividade térmica de um fluido	[W/(m·K)]
K_{curva}	Coeficiente de perda localizada de uma curva	[-]
k_{tp}	Condutividade térmica do material	[W/(m·K)]
Kv	Parâmetro da válvula	[m^3/h]
L	Comprimento do tubo	[m]
L_{equiv}	Comprimento equivalente	[m]
L_I, L_{II}	Comprimento da tubagem do troço da caldeira I e do da caldeira II, respetivamente	[m]
L_{tubo}	Comprimento dos tubos do permutador	[m]
$LMTD$	Diferença de temperaturas média logarítmica	[°C; K]
$\dot{m}$	Caudal mássico de um sistema termodinâmico	[kg/s]
$\dot{m}_{ag,i}$	Caudal mássico da água na entrada de um ponto de mistura ou de separação	[kg/s]
$\dot{m}_{ag,o}$	Caudal mássico da água na saída de um ponto de mistura ou de separação	[kg/s]
$\dot{m}_{ag}$	Caudal mássico da água	[kg/s]
$\dot{m}_{cald.I}, \dot{m}_{cald,II}$	Caudal mássico da água no troço da caldeira I e no da caldeira II, respetivamente	[kg/s]
$\dot{m}_{gas}$	Caudal mássico do gás	[kg/s]
$M_{m,gas}$	Massa molar do gás natural	[kg/kmol]
M_m	Massa molar de um fluido	[kg/kmol]
N_{tubos}	Número de tubos do permutador	[-]
n_{tubos}	Número de tubos tamponados	[-]
NTU	Número de unidades de transferência	[-]
Nu_D	Número de Nusselt	[-]
P	Pressão	[Pa]
P_m	Passo da matriz	[m]
P_p	Parâmetro do permutador	[-]
P_x	Pressão do fluido no ponto x	[Pa]
P_{gas}	Pressão do gás natural	[Pa]
Pi_{gas}	Pressão do gás no permutador	[bar; Pa]
Pot_{nom}	Potência nominal do equipamento	[W]
Pot_p	Potência de energia primária requerida	[W]

Pr	Número de Prantl	[-]
$\dot{Q}$	Potência calorífica ou térmica	[W]
$\dot{Q}_{ag}$	Potência calorífica da água	[W]
$\dot{Q}_{cald,nominal}$	Potência calorífica nominal da caldeira	[W]
$\dot{Q}_{cald}$	Potência calorífica cedida pela caldeira	[W]
$\dot{Q}_{gas}$	Potência calorífica do gás	[W]
$\dot{Q}_{perdas}$	Potência calorífica das perdas do permutador	[W]
$\dot{Q}_U$	Potência calorífica trocada por duas correntes de fluido num permutador	[W]
$\bar{R}$	Constante universal dos gases perfeitos	[J/(mol·K)]
R	Parâmetro do permutador	[-]
RC_{perm}	Redução da capacidade do permutador	[-]
re	Raio exterior dos tubos do permutador	[m]
Re_D	Número de Reynolds	[-]
ri	Raio interior dos tubos do permutador	[m]
Rp	Resistência térmica do material dos tubos	[m^2·K/W]
Rse	Resistência de sujamento no exterior dos tubos	[m^2·K/W]
Rsi	Resistência de sujamento no interior dos tubos	[m^2·K/W]
T	Temperatura	[°C; K]
$T'_{o,gas}$	Temperatura do gás à saída do permutador	[°C; K]
$T_{ag,i}$	Temperatura da água à entrada de um ponto de mistura ou de separação	[°C; K]
$T_{ag,M}$	Temperatura da água resultante da mistura de caudais	[°C; K]
$T_{ag,S}$	Temperatura da água resultante da separação de caudais	[°C; K]
T_{gas}	Temperatura do gás natural	[K]
$T_{i,ag}, Ti_{ag,P}$	Temperatura da água à entrada do permutador	[°C; K]
$T_{i,f}$	Temperatura do fluido frio à entrada do permutador	[°C; K]
$T_{i,gas}$	Temperatura do gás à entrada do permutador	[°C; K]
$T_{i,q}$	Temperatura do fluido quente à entrada do permutador	[°C; K]
$T_{o,ag}, To_{ag,P}$	Temperatura da água à saída do permutador	[°C; K]
$T_{o,f}$	Temperatura do fluido frio à saída do permutador	[°C; K]
$T_{o,q}$	Temperatura do fluido quente à saída do permutador	[°C; K]
$To_{ag,T}$	Temperatura da água após mistura de caudais	[°C; K]

To_{gas}	Temperatura do gás após redução de pressão	[°C; K]
Ue	Coeficiente global de transferência de calor	[W/(m^2·K)]
v	Velocidade de escoamento de um fluido	[m/s]
$\dot{V}_{ag}$	Caudal volúmico da água	[m^3/s]
$\dot{V}'_{ag}$	Caudal volúmico da água que atravessa a válvula	[m^3/h]
v_{ag}	Velocidade de escoamento da água	[m/s]
$\dot{V}_{gas}$	Caudal volúmico do gás natural nas condições de funcionamento	[m^3/s]
v_I, v_{II}	Velocidade de escoamento da água no troço da caldeira I e no da caldeira II, respetivamente	[m/s]
$\dot{V}_{N,gas}$	Caudal volúmico do gás natural nas condições normais de temperatura e pressão	[(N)m^3/s]
v_{UEB}	velocidade de escoamento da água fornecido pela UEB	[m/s]
$\dot{W}$	Potência mecânica	[W]
X_i	Fração molar	[-]
Y_i	Fração mássica	[-]

Variáveis gregas

α	Fração do desvio do caudal pelas caldeiras	[-]
β	Fração de calor cedido pela água	[-]
ΔP	Queda de pressão de um fluido	[Pa]
ΔP_{BR}	Incremento de pressão provocada pela bomba BR descontada com as perdas no troço da bomba	[Pa]
$\Delta P_{cald.I}, \Delta P_{cald.II}$	Queda de pressão provocada pelo troço da caldeira I e pelo da caldeira II, respetivamente	[Pa]
ΔP_{cald}	Queda de pressão provocada pela caldeira	[Pa]
ΔP_{gas}	Redução da pressão do gás natural pela válvula redutora de pressão	[bar]
ΔP_{perm}	Queda de pressão provocada pelo permutador	[Pa]
$\Delta P_{val,ar}$	Queda de pressão provocada pela válvula anti-retorno	[Pa]
ΔP_{val}	Queda de pressão provocada pela válvula	[bar]
ΔT	Variação da temperatura	[°C]
Δt	Intervalo temporal	[s]
η	Rendimento do equipamento	[-]
μ	Viscosidade dinâmica de um fluido	[Pa·s]

μ_{JT}	Coeficiente Joule-Thompson	[K/bar]
Φ	Variável de cálculo auxiliar	[-]
ρ	Massa volúmica de um fluido	[kg/m^3]
ρ'	Massa volúmica da água que atravessa a válvula	[kg/dm^3]
ρ_{ag}	Massa volúmica da água	[kg/m^3]
ρ_{gas}	Massa volúmica do gás natural nas condições de funcionamento	[kg/m^3]
$\rho_{N,gas}$	Massa volúmica do gás natural nas condições normais de temperatura e pressão	[kg/m^3]
ε	Rugosidade da tubagem do escoamento	[m]

Abreviaturas

BR	Bomba de Recirculação
GNL	Gás Natural Liquefeito
GRMS	*Gas Regulating and Metering Station*
PLT	Primeira Lei da Termodinâmica
PRM	Posto de Regulação e Medição
REN	Redes Energéticas Nacionais
TEMA	*Tubular Heat Exchange Manufactures Association*
UEB	Unidade Equivalente de Bombagem

Capítulo 1

Introdução

1.1 O gás natural e a sua importância na sociedade

O gás natural é um dos três combustíveis fósseis que alimenta a Humanidade. Presente em depósitos subterrados, é uma mistura de hidrocarbonetos, essencialmente metano, etano e propano, com hidrogénio, monóxido de carbono, azoto e outros gases em menor percentagem. A sua composição é variável com a sua origem (Smil, 2015).

O metano, principal constituinte do gás natural (mais de 95% em massa), é o hidrocarboneto mais simples que existe, sendo constituído por uma molécula de carbono associada por quatro moléculas de hidrogénio. Este composto é produzido durante a decomposição anaeróbica da matéria orgânica. O etano e o propano encontram-se no gás natural em percentagem muito inferior à do metano (2-7 % e 0.1-1.3 % em massa, respetivamente). É possível encontrar-se ainda outros hidrocarbonetos, como o butano. Estes são designados por hidrocarbonetos pesados, visto que apresentam uma massa volúmica superior. Outros compostos, como dióxido de carbono, sulfeto de hidrogénio, nitrogénio, hélio e vapor de água estão presentes na composição do gás natural. No entanto, para evitar condensação e corrosão nas tubagens de distribuição do gás, o gás é submetido a tratamento para remoção destes compostos e dos hidrocarbonetos pesados (Speight, 2018).

As fontes de energia podem ser definidas segundo vários critérios, nomeadamente (Smil, 2015):

- poder calorífico volumétrico;
- transporte;
- armazenamento;
- eficiência de combustão;
- impacto no ambiente;
- rentabilidade e durabilidade da fonte;
- entre outros.

O gás natural, em comparação com madeira, carvão e derivados do petróleo apresenta boas cotações nos critérios ditos acima, com exceção de apenas um: à pressão atmosférica, o poder calorífico volumétrico é reduzido. A solução passa por se fazer o transporte do gás natural no estado gasoso a pressões superiores à pressão atmosférica, arrecadando custos iniciais superiores para as linhas de distribuição e compressores de gás. No entanto, a relação custo - quantidade de energia para as linhas de distribuição é reduzido, quando comparado com as linhas elétricas de distribuição (Smil, 2015).

O gás natural é uma fonte de energia capaz de ser distribuída através de uma rede para alimentar as necessidades energéticas de uma população. Para além disto, apresenta baixo impacto ambiental, facilidade e segurança na distribuição pelo subsolo e fácil controlo de consumo e temperaturas de funcionamento das caldeiras (Smil, 2015; Mokhatab et al., 2017).

Atualmente, o ciclo combinado é o processo mais eficiente de conversão de energia do gás natural em calor e eletricidade. Os gases de combustão resultantes da queima de gás natural são direcionados para uma turbina que se encontra acoplada a um gerador elétrico. Após este processo, os gases são utilizados para gerar vapor de água, que pode ser direcionado para turbinas de vapor ou algum processo industrial. No entanto, as caldeiras com queimadores de gás natural apresentam bons rendimentos, tornando-as interessantes para aquecimento do ambiente em casas domésticas (Smil, 2015; Speight, 2018).

Outra vantagem do uso de gás natural para gerar calor nas habitações e eletricidade em grandes centrais termoelétricas é a inexistência de formação de compostos ácidos na combustão, como por exemplo o dióxido de enxofre, quando comparado com os restantes combustíveis fósseis. Deve-se ao facto de, no processo de tratamento do gás natural, se retirar o sulfeto de hidrogénio da sua composição. A emissão de partículas resultantes da combustão é reduzida, quando comparada com os outros combustíveis fósseis. Devido à importância de diminuir o efeito de estufa presente no planeta, o gás natural é o combustível fóssil mais vantajoso visto que apresenta menores emissões de dióxido de carbono por unidade de energia final (Smil, 2015).

Existem três tipos de gás natural: o associado ao petróleo, sendo que o mais comum encontra-se perto dos reservatórios do óleo, podendo-se encontrar acima do petróleo ou misturado com ele; o não-associado ao petróleo, e este pode ser molhado, em que a percentagem de hidrocarbonetos pesados na composição é significativo, e finalmente o seco, onde a percentagem de metano é superior a 90 % (Smil, 2015; Speight, 2018).

1.2 Panorama energético em Portugal Continental

A produção mundial de gás natural tem aumentado a cada ano face ao aumento do consumo desta fonte de energia primária. Em 2017, a produção foi de 3 768 biliões metros cúbicos, um incremento de 3,6 % face a 2016 (Agency, 2018).

Atualmente, Portugal não possui qualquer produção de gás natural, pelo que todo o consumo é suportado pela importação desta fonte de energia. Em 2016, o gás natural representou 20 % do

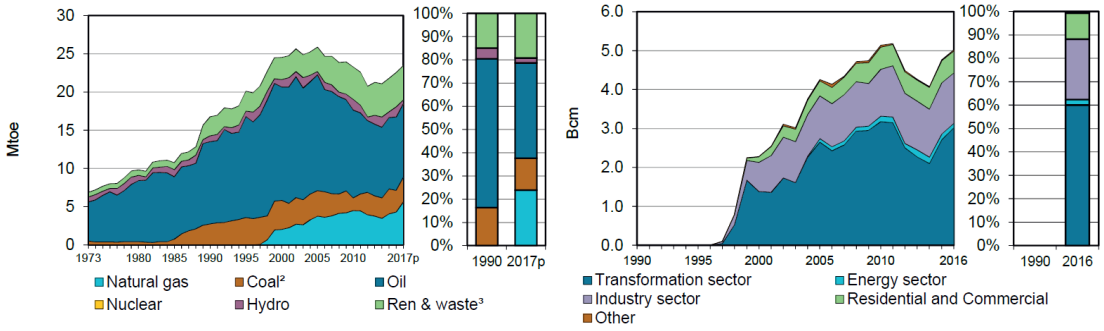


Figura 1.1: Gráfico do consumo de energia primária por tipo de fonte (à esquerda) e Gráfico do consumo do gás natural por sector (à direita) (Agency, 2018).

consumo de energia primária total e 10,4 % do consumo de energia final total. Desta percentagem, 60,6 % foi utilizada para geração de eletricidade (Agency, 2018). Na Figura 1.1 é possível visualizar a evolução do consumo de gás natural em Portugal.

Como se observa, o consumo de gás natural em Portugal surge em 1996, através do sector industrial. Esta necessidade deve-se ao aumento da procura de sistemas de conversão energética mais eficientes e à procura de fontes energéticas alternativas, economicamente mais competitivas e menos poluentes. Com estas medidas, o gás natural, sendo a fonte de energia com origem fóssil com menor emissão de poluentes, começou a ser utilizada pelas indústrias para geração de vapor de água. Com a evolução tecnológica, as grandes indústrias começaram a optar por soluções de cogeração, conseguindo assim satisfazer as suas necessidades industriais e, em auxílio, gerar eletricidade.

1.3 PCV - Equipamentos e Serviços de Gás Natural

A PCV – Equipamentos e Soluções de Gás Natural, Lda. é uma empresa situada no distrito do Porto, Portugal. Iniciando a sua atividade na manutenção de alguns Postos de Redução e Medição de Gás Natural (PRM), é conhecida pelo fornecimento de equipamentos e soluções na área do gás natural. Atualmente é representante exclusiva do Grupo Honeywell e da RMG em Portugal, possuindo relações com outros fornecedores igualmente reconhecidos na área. A PCV tem vários clientes reconhecidos quer nacional quer internacionalmente, nomeadamente a Redes Energéticas Nacionais (REN) – Gasodutos S.A., Galp Gás Natural Distribuição S.A., Capwatt, Grohe, entre outras (PCV, 2020).

Com o crescimento da empresa e da sua equipa, esta tem capacidades de apresentar soluções à medida para análise, conceção e desenvolvimento de sistemas e redes de gás natural para as concessionárias e indústrias.

1.4 Objetivos

Os principais objetivos desta dissertação são:

- Compreender a utilidade de uma *Gas Regulating and Metering Station* (GRMS) e os principais desafios que esta pode apresentar;
- Conhecer a GRMS do Carregado e a sua importância;
- Analisar o sistema de aquecimento da GRMS do Carregado e os seus problemas;
- Encontrar soluções para o sistema de aquecimento;
- Sugerir medidas para melhorar o funcionamento do sistema de aquecimento.

1.5 Estrutura da dissertação

A dissertação segue a seguinte estrutura.

No Capítulo 2 descreve-se o que é uma GRMS, a sua importância na distribuição do gás natural e os seus desafios no funcionamento, sendo especificada a GRMS do Carregado.

No Capítulo 3 apresenta-se o caso de estudo tratado nesta dissertação, incluindo os problemas observados e os principais dados do sistema de aquecimento.

No Capítulo 4 faz-se uma análise termodinâmica dos principais elementos do sistema de aquecimento, descrevendo-se as equações necessárias para a simulação numérica do sistema.

No Capítulo 5 são apresentadas as simulações numéricas para a resposta do sistema, nas condições de projeto, justificando a validação do algoritmo desenvolvido.

No Capítulo 6 mostram-se as evoluções da resposta do sistema com as alterações das condições de funcionamento até aos valores reais, explicando os efeitos e as respetivas consequências, bem como um estudo detalhado da influência de alguns parâmetros do sistema na resposta do mesmo.

No Capítulo 7 são apresentadas as soluções obtidas para a otimização do funcionamento do sistema de aquecimento, bem como os valores necessários dos parâmetros descritos.

No Capítulo 8, realiza-se uma análise económica simplificada às soluções apresentadas, com o objetivo de ajudar na decisão da melhor solução para os problemas do sistema.

No Capítulo 9 são indicadas as conclusões obtidas dos estudos realizados ao sistema de aquecimento, através de simulações numéricas da resposta do sistema em regime permanente.

No Capítulo 10 são propostas outras soluções possíveis de se implementar no sistema, para resolução dos problemas diagnosticados, podendo ser simuladas numericamente.

Capítulo 2

Gas Regulating and Metering Station - GRMS

2.1 O que é uma GRMS?

Uma *Gas Regulating and Metering Station* (GRMS) é uma estação onde se efetua a medição do caudal de gás natural e a sua redução da pressão, proveniente de um tramo de alta pressão da rede de gás para ser seguidamente enviado para um tramo de média pressão, para a distribuição (Mokhatab et al., 2017). É, por isso, responsável pela interface entre a rede de alta pressão e a de média pressão (Galp, 2020a). O seu termo em inglês veio da designação usada na indústria internacional e, para fácil distinção, é usado em Portugal. No entanto, usando o termo português, estas estações são PRM de classe 1 ou 1º escalão.

O gás natural, quando retirado do subsolo, sofre um processo de tratamento para que o seu transporte e consumo seja seguro e prevenindo a rápida corrosão dos gasodutos e dos equipamentos. Gasodutos são condutas, normalmente subterradas, apropriadas para a circulação do gás natural pressurizado. Neste processo é feita a separação de condensados, ácidos e da água existente na sua composição, controlando o ponto de orvalho do gás e da água (Mokhatab et al., 2017).

Devido ao baixo poder calorífico volumétrico do gás natural em condições de pressão e temperatura atmosférica, a única forma de tornar o transporte economicamente viável, quando comparado com os outros combustíveis fósseis, é através da compressão do gás natural, em estações. Outra solução possível e mais apropriada para necessidades de transporte terrestre e marítimo é a liquidificação do gás através da redução da temperatura (Smil, 2015). São necessárias várias estações de compressão ao longo de um gasoduto para compensar as perdas de pressão resultantes da fricção do gás com a tubagem e as elevações de cota necessárias. Usualmente estas estações encontram-se distanciadas entre 60-100 km (Smil, 2015).

Comparando o poder calorífico volumétrico do gás natural comprimido com os seus familiares, isto é, o gás natural liquefeito (GNL) (temperatura na ordem de -162 °C (Mokhatab et al., 2017)) e o petróleo e seus derivados, ambos à pressão atmosférica, o gás natural comprimido apresenta um valor desfavorável. No entanto, para mitigar estas desvantagens, a menor emissão dos gases

efeito de estufa e a possibilidade de utilização direta em turbinas para geração de eletricidade são vantagens fundamentais (Smil, 2015).

Devido a esta compressão necessária do gás natural, perto de grandes consumidores ou nas mediações de uma cidade, existem as GRMS que, apropriadas para cada situação, garantem a redução de pressão do gás para os valores requeridos pelos consumidores para um melhor funcionamento dos seus equipamentos.

2.2 Distribuição do gás natural em Portugal Continental

Atualmente, em território português, todo o gás natural consumido provém do exterior do país. A receção desta fonte de energia é feita via gasodutos de alta pressão pela fronteira espanhola e por via marítima, de gás natural liquefeito, no Terminal de GNL de Sines (REN, 2019a).

A REN Gasodutos S.A. é a empresa responsável pela receção do gás natural em Portugal. O gás natural proveniente da fronteira espanhola é armazenado no Armazenamento Subterrâneo do Carriço, Pombal. O gás proveniente da via marítima é recolhido no terminal de GNL de Sines, Setúbal. Neste terminal faz-se a regaseificação do GNL de modo a que possa ser injetado nos gasodutos e, assim, entregar aos distribuidores ou aos clientes finais, caso estes operem a alta pressão, isto é, a aproximadamente 80 bar relativos. Assim, através da concessão para o transporte de gás natural em alta pressão, a REN Gasodutos faz a gestão técnica global do Sistema Nacional de Gás Natural (REN, 2019a; Galp, 2020a).

A Rede Nacional de Transporte de Gás Natural, possível de visualizar no Anexo A, tem um comprimento total de 1375 km, que estão desenvolvidos geograficamente por dois eixos: Sul-Norte e Este-Oeste. É através desta rede que se dá o transporte do gás a alta pressão (REN, 2010a). O Armazenamento Subterrâneo do Carriço é a infraestrutura onde se faz a receção, compressão, armazenamento e secagem do gás para ser injetado na rede, possuindo uma capacidade atual de armazenamento de 335 Mm^3 e uma capacidade de injeção de 110 000 (N)m^3/h[1] e de extração de 300 000 (N)m^3/h (REN, 2010b). O Terminal de GNL de Sines contém as instalações portuárias de receção, descarga e recarga dos navios, as instalações para expedição e as instalações de processamento de GNL de despacho de gás natural para o gasoduto. É constituído por uma estação de acostagem, para receber navios com uma capacidade entre 40 000 a 216 000 m^3 e tempo de descarga cerca de 20 horas, três tanques de armazenamento com capacidade de 390 000 m^3 e sete vaporizadores, responsáveis pela regaseificação do GNL. O Terminal tem uma capacidade de emissão de 900 000 (N)m^3/h e pode carregar até 36 camiões cisterna de 43 m^3 de volume por dia (REN, 2010c; APVGN, 2019).

Na distribuição existem dois grandes grupos: REN Portgás Distribuição, S.A., que opera essencialmente na zona Norte do país, e a Galp Gás Natural Distribuição S.A., através de várias

[1] Todos os caudais referentes ao gás natural são expressos nas condições normais de pressão e temperatura, representadas por (N), isto é, a pressão de 1 bar e temperatura de 0 °C, excepto aqueles que forem explicitamente referidos em outras condições de pressão e temperatura.

Figura 2.1: Central Termoelétrica do Ribatejo (EDP, 2017).

concessionárias, nomeadamente Beiragás, Lisboagás, Lusitaniagás, Tagusgás, Setgás, Duriensegás, Sonorgás, Dianagás, Paxgás e Medigás (REN, 2019b; Galp, 2020b). A distribuição é feita a média e baixa pressão. A média pressão corresponde a 16 - 20 bar (rel) na rede, enquanto que a baixa pressão é de 2,5 - 4 bar (rel) e de 20 - 200 mbar (rel). Os PRM responsáveis pela passagem da rede de média pressão para baixa pressão são de 2º escalão. Dentro da baixa pressão, a passagem entre os dois patamares descritos é obtida por PRM de 3º escalão. A rede de média pressão destina-se a grandes clientes, como é o caso de centrais termoelétricas e indústrias com unidades de cogeração. A baixa pressão destina-se a outros grandes clientes, clientes domésticos e não domésticos. Cada cliente dispõe do seu próprio PRM de modo a contabilizar o volume de caudal consumido e/ou a regulação da pressão para os seus equipamentos (Galp, 2020a).

2.3 Central Termoelétrica do Ribatejo

Situada no Carregado, Alenquer, a GRMS do Carregado é responsável pela redução da pressão do gás natural que alimenta a Central Termoelétrica do Ribatejo. A Central Termoelétrica do Ribatejo, apresentada na Figura 2.1, veio substituir a Central do Carregado, atualmente desativada, que funcionava a fuelóleo. Trata-se de uma central de ciclo combinado a gás natural. Esta central é constituída por 3 grupos de produção, cada um com capacidade de produzir 400 MW de energia elétrica (240 MW via turbina a gás e 160 MW via turbina a vapor), apresentando valores de rendimento na ordem dos 50 %. Em comparação, a antiga central era constituída por 6 grupos de produção, com capacidade de 125 MW de energia elétrica cada, a fuelóleo, tendo rendimentos na ordem dos 35 % (EDP, 2018a). Assim, a tecnologia de ciclo combinado permite a mesma produção de energia elétrica com menor consumo de energia primária (EDP, 2018b)

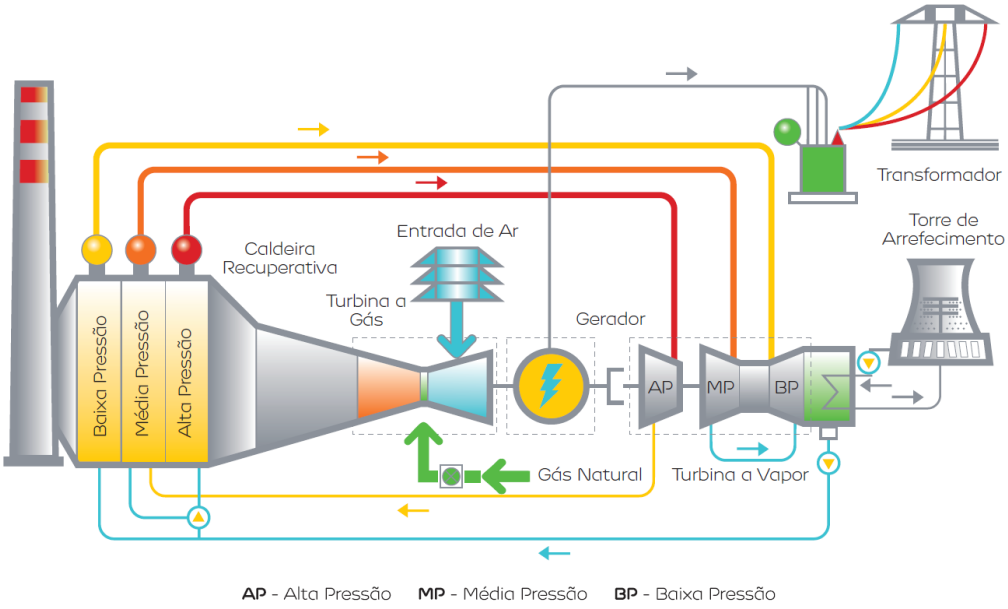


Figura 2.2: Ciclo combinado a gás natural (EDP, 2018b).

2.3.1 Ciclo combinado a gás natural

Por ciclo combinado entenda-se um ciclo que gere energia elétrica através de dois ciclos termodinâmicos: um a gás e outro a vapor de água. Na sequência do funcionamento do compressor de ar, câmara de combustão e queimadores, a expansão dos gases resultantes da queima de gás natural coloca a turbina a gás em rotação estando esta, por sua vez, acoplada a geradores elétricos, convertendo energia química em térmica, por sua vez esta em mecânica e, finalmente, convertida em energia elétrica. Trata-se assim de um ciclo Joule-Brayton (Afonso, 2012). A jusante da turbina faz-se o aproveitamento dos gases de combustão numa caldeira recuperativa para gerar vapor de água. Este vapor gerado será conduzido para turbinas a vapor, que se encontram igualmente acopladas aos geradores. O vapor à saída da turbina é condensado por arrefecimento no condensador, por norma, torre de arrefecimento. Estes condensados são direcionados para a caldeira recuperativa, de modo a se repetir o ciclo, tratando-se assim de um ciclo de Rankine (Afonso, 2012). Assim, devido à combinação de um ciclo de gás com um ciclo água-vapor, o rendimento energético pode ser da ordem dos 57 % (EDP, 2018b). A Figura 2.2 esquematiza esta alternativa de geração de eletricidade.

2.3.2 Indicadores Ambientais da Central do Ribatejo

Em 2018, a EDP Produção obteve uma produção líquida de 25.373 GWh de energia elétrica injetada na rede, do quais 12.159 GWh foram provenientes das suas centrais termoelétricas, sendo elas a Central Termoelétrica de Sines, que ainda trabalha a carvão, a Central Termoelétrica de Lares, que trabalha com ciclo combinado, e a Central Termoelétrica do Ribatejo. Esta última foi

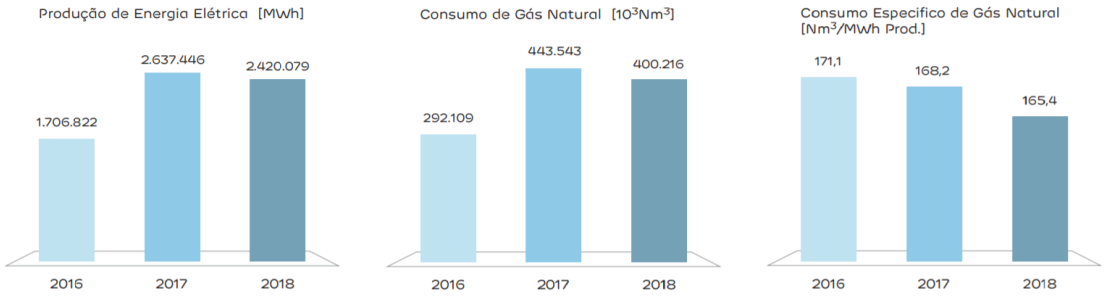


Figura 2.3: Indicadores ambientais da Central do Ribatejo (EDP, 2018b).

responsável pela produção líquida de 19,3 % de energia elétrica da EDP Produções proveniente das centrais termoelétricas, sendo 66,3 % devido à central de Sines e os restantes 14,4 % devido à central de Lares (EDP, 2018b).

Através do documento "Declaração Ambiental 2018", a EDP Produção apresenta os indicadores ambientais da Central de Lares e da Central do Ribatejo. Na Figura 2.3 são apresentados três conjuntos de gráficos, produção total de energia elétrica, consumo de gás natural e consumo específico de gás natural, nos anos 2016, 2017 e 2018, relativos à Central Termoelétrico do Ribatejo.

Observando os indicadores ambientais da Central do Ribatejo, de 2016 para 2017, houve um aumento da produção de energia elétrica. No entanto, o consumo específico de gás natural diminuiu, isto é, o aumento de produção de energia elétrica não foi proporcional ao aumento do consumo de energia primária, indicando assim um aumento do rendimento energético do ciclo combinado. O mesmo se verificou entre 2017 e 2018 em que, apesar da redução da produção, a redução do consumo de gás natural foi mais acentuada.

Perante os valores apresentados naquela declaração ambiental, é possível estimar a importância da GRMS do Carregado, responsável pela redução da pressão do gás natural consumido, na garantia do bom funcionamento da central.

Capítulo 3

Caso de Estudo

3.1 Sistema de Aquecimento de uma GRMS

Nas GRMS, a redução de pressão é feita através de uma válvula redutora de pressão que, através de uma membrana, regula o caudal a jusante de modo a manter uma determinada pressão inferior à pressão a montante. Estes valores são definidos conforme as necessidades da concessionário ou do cliente. No entanto, resultante da queda de pressão existe uma queda da temperatura do gás natural. Este fenómeno é traduzido pelo efeito Joule-Thompson.

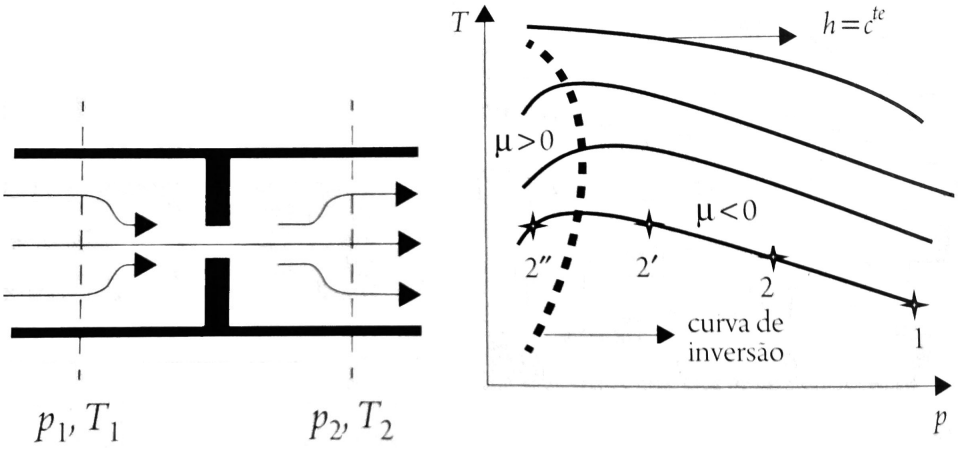
A diminuição da temperatura do gás natural favorece a condensação dos compostos presentes no fluido, como é o exemplo do vapor de água. Esta condensação é indesejada pois intensifica a corrosão da tubagem e, no caso de o gás fornecido se destinar a turbinas de gás, estes líquidos irão destruir as pás. Perante este inconveniente na redução da pressão do gás natural, a solução generalizada é fazer um pré-aquecimento do fluido. O pré-aquecimento, realizado a montante da redução de pressão, é feito através de permutadores de calor água-gás. A energia absorvida pelo gás provém da queima de gás natural em queimadores que, associados a caldeiras, aquecem uma solução água-etilenoglicol[1] existente num circuito fechado. A circulação da água é realizada por intermédio de eletrobombas que são controladas por variadores de frequência.

3.1.1 Efeito Joule-Thompson

O efeito de Joule-Thompson traduz a variação da temperatura de um fluido quando este é forçado a passar por um elemento estrangulador, como é o caso de uma válvula. Este elemento estrangulador é idealmente uma restrição adiabática, isto é, não existem trocas de calor entre o fluido e a vizinhança. Verifica-se nestas condições que a variação da entalpia é nula, processo isentálpico, e existe queda da pressão do fluido (Afonso, 2012).

O efeito de Joule-Thompson é quantificado pelo coeficiente de Joule-Thompson e o seu valor numérico pode ser positivo ou negativo. Isto indica que a queda de pressão provocada pelo elemento estrangulador pode provocar um aumento da temperatura do fluido (coeficiente negativo) ou pode provocar um decréscimo da temperatura (coeficiente positivo). A Figura 3.1 mostra uma

[1] Para facilidade de escrita, esta solução será designada por água.



(a) (b)

Figura 3.1: Variação de temperatura num processo isentálpico (Afonso, 2012).

situação genérica da variação da temperatura do fluido com a pressão para um processo isentálpico (Afonso, 2012).

Num diagrama temperatura versus pressão, as curvas apresentadas são referentes aos estados termodinâmicos em que a entalpia é constante. Como se verifica na Figura 3.1 b), para uma dada curva isentálpica, se se intensificar a restrição (aumentar a queda de pressão), a temperatura aumenta. Nesta zona do diagrama, o coeficiente de Joule-Thompson é negativo (Afonso, 2012). No entanto, continuando a reduzir a pressão, verifica-se que o aumento da temperatura atinge um valor máximo, a partir do qual observa-se o comportamento oposto, ou seja, a redução da pressão provoca uma diminuição da temperatura. Assim, o coeficiente de Joule-Thompson é igual à derivada das curvas para um dado estado, tal como mostra a Equação 3.1 (Afonso, 2012).

$$\mu_{JT} = (\frac{\partial T}{\partial p})_h \tag{3.1}$$

A curva que separa a região onde a derivada é positiva da região onde é negativa designa-se por curva de inversão. A interseção desta curva com as curvas isentálpicas indica a temperatura de inversão (Afonso, 2012).

Este processo ocorre precisamente nas válvulas redutoras de pressão existentes numa GRMS. Com a redução da pressão, a temperatura do gás natural sofre um decréscimo do seu valor, aumentando o risco de formação de condensados nos gasodutos que ligam a estação ao consumidor.

3.2 Remodelação do Sistema de Aquecimento da GRMS 01269 - Carregado

Em 2019, a REN Gasodutos S.A., lançou um concurso para a remodelação do sistema de aquecimento da GRMS 01269 - Carregado. O projeto consistiu na remodelação do sistema de

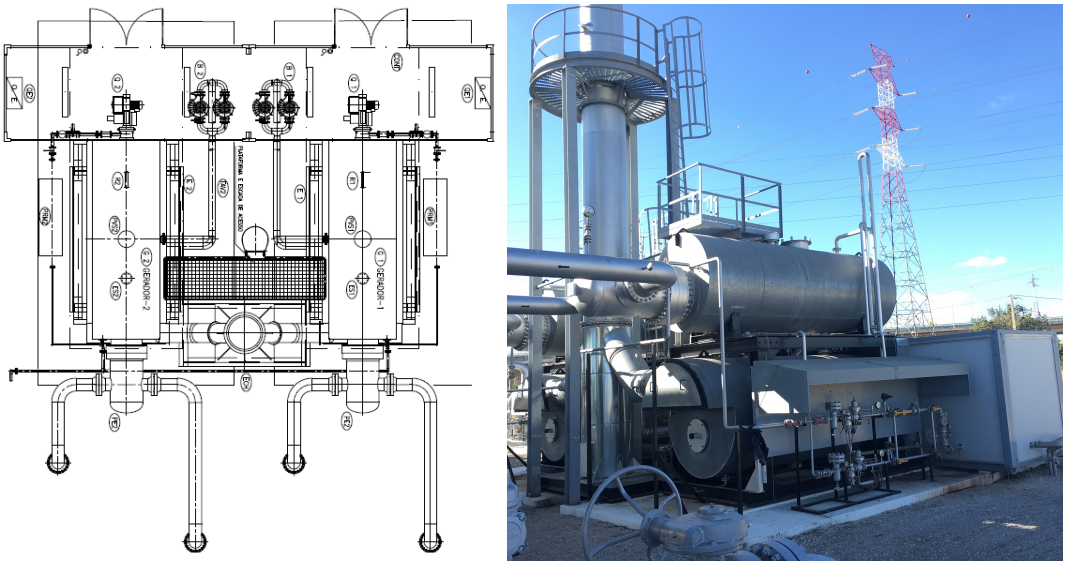


Figura 3.2: Sistema de aquecimento anterior.

aquecimento existente, instalando-se novas caldeiras e permutadores de calor verticais água-gás, bem como todo o circuito hidráulico necessário. A PCV - Equipamentos e Serviços de Gás Natural, Lda apresentou a sua proposta comercial, vencendo o concurso. Neste processo foram realizados os cálculos para um pré-dimensionamento dos componentes necessários para o novo sistema, nomeadamente as caldeiras, os permutadores de calor e a bombas de circulação da água.

O sistema de aquecimento existente na GRMS era constituído por permutadores de calor horizontais, que se encontravam acima das caldeiras. Para garantir a redundância do sistema, que é uma caraterística fundamental, o sistema era composto por dois grupos caldeira-permutador. Cada grupo possuia as suas próprias bombas de circulação, responsáveis pela circulação da água entre a caldeira e o permutador. Uma particularidade interessante deste sistema era que os permutadores encontravam-se acima das caldeiras, o que permitia, em caso de paragem indesejada das bombas, uma circulação natural da água. Com esta particularidade, o sistema permitia aquecer o gás mesmo com o sistema em paragem, dando uma maior janela temporal para intervir sem que a temperatura do gás reduzisse drasticamente. A Figura 3.2 mostra uma vista de cima do esquema do sistema antigo, assim como uma fotografia no local.

3.3 Novo sistema de aquecimento da GRMS

Ao contrário do sistema de aquecimento anterior, o novo sistema de aquecimento é constituído por três caldeiras, tendo cada caldeira associada a si um queimador a gás natural, e dois permutadores verticais de carcaça e tubos. Estes componentes encontram-se ligados por um circuito hidráulico fechado em que a circulação é assegurada por três bombas, cada uma acoplada a um motor elétrico controlado por um variador de frequência, de forma a ajustar o seu funcionamento. Para se verificar a redundância, um elemento de cada componente referido serve para

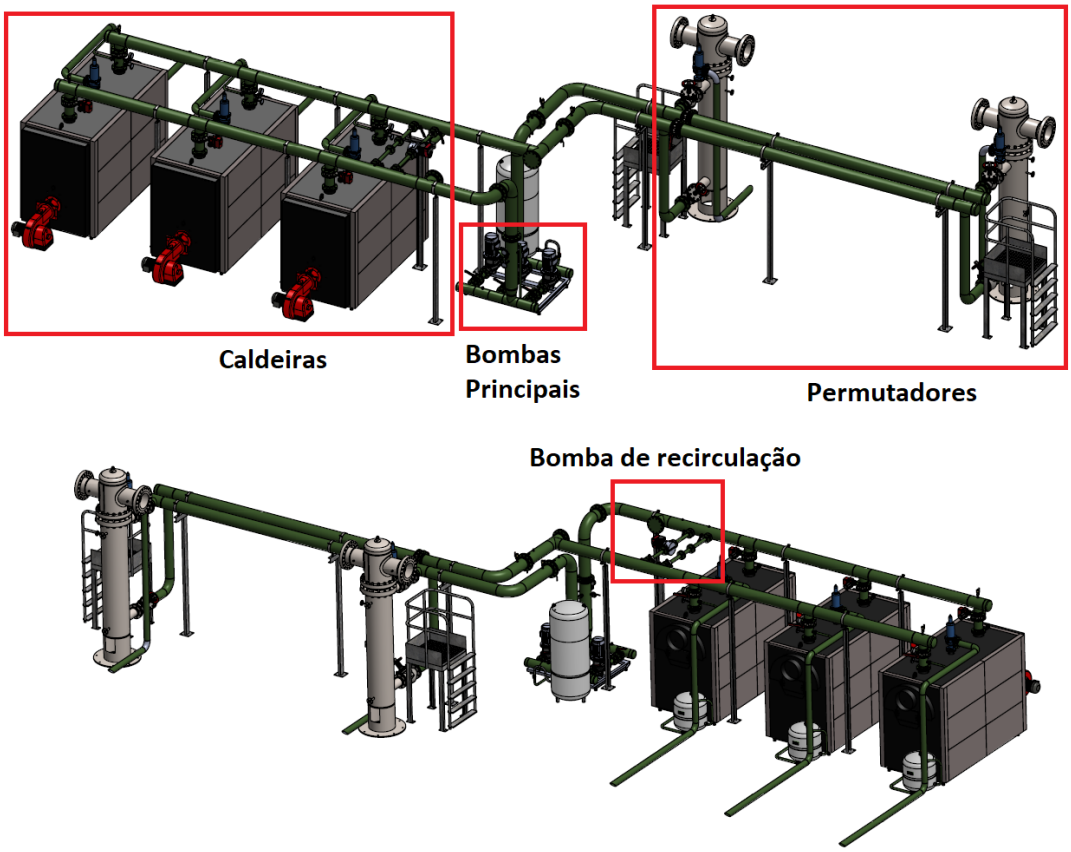


Figura 3.3: Desenho 3D do Sistema de aquecimento atual.

esse propósito. A Figura 3.3 mostra o desenho 3D do sistema de aquecimento atual e a Figura 3.4 apresenta as caldeiras instaladas, um dos permutadores instalado, as bombas principais e a bomba de recirculação.

Devido ao facto de as caldeiras serem de não-condensação, isto é, não estão preparadas para a condensação dos gases de combustão, a temperatura de retorno da água nas caldeiras não deve ser inferior a um determinado valor. Para tal, a solução adotada pela REN foi recorrer a uma bomba, em bypass aos permutadores e às bombas principais, para gerar um ponto de mistura de água à saída das caldeiras (quente) com água de retorno às caldeiras (fria). Assim, a função desta bomba é garantir que a temperatura no retorno não seja inferior ao recomendado para evitar a formação de condensados.

3.4 Comportamento do sistema de aquecimento

O novo sistema de aquecimento teve arranque em finais de dezembro de 2019 com um de dois permutadores instalados. O segundo permutador foi instalado após o desmantelamento da segunda unidade de aquecimento do antigo sistema. A tubagem hidráulica foi projetada de tal modo que a posterior conexão do permutador não obrigasse a uma longa paragem do sistema e,

Figura 3.4: Sistema de aquecimento atual.

consequentemente, o gás natural saísse da estação com temperatura negativa durante esse período de tempo. Visto que este permutador serve apenas para redundância, o sistema de controlo foi estudado e otimizado durante o período de montagem.

O sistema de controlo é composto por dois controladores PID (proporcional, integral e derivativo), um para cada grupo de bombas. As constantes destes controladores servem para modular a resposta das bombas às oscilações das temperaturas, devendo respeitar os setpoints ou pontos de operação. Neste sistema, as bombas principais são responsáveis pela manutenção da temperatura do gás à saída da estação para o setpoint imposto pelo controlo, enquanto a bomba de recirculação é responsável pela manutenção da temperatura da água à entrada da caldeira para o ponto de operação imposto pelo controlo. Estes ajustes são conseguidos pelos variadores de frequência. A resposta das bombas às variações da temperatura não deve ser demasiada lenta sob o risco de os setpoints não serem verificados durante um longo período de tempo, comprometendo os requisitos do gás à saída da estações e a durabilidade das caldeiras. Já uma resposta agressiva compromete a durabilidade das próprias bombas e do motor elétrico associado, com muitos arranques sucessivos e variações bruscas no seu ritmo de funcionamento.

Em visita à estação em finais de janeiro e inícios de fevereiro de 2020, observou-se o sistema em funcionamento, numa altura em que a central termoelétrica consumia gás natural. Nestes dias, o caudal de gás consumido pela central variou entre 45.000 e 115.000 (N)m^3/h. Apesar de o intervalo ser significativo, o comportamento do sistema foi similar independentemente do caudal de gás. De modo geral, o sistema apresentava um comportamento instável na tentativa de

conseguir os pontos de operação pretendidos. Verificaram-se as seguintes situações:

- A queda de temperatura da água no permutador era significativa, cerca de 150 % superior ao projetado, levando a que a temperatura da água à saída do permutador fosse inferior à projetada;
- As bombas principais apresentavam um comportamento instável, através de oscilação da frequência de funcionamento entre o mínimo e o máximo em poucos segundos;
- A bomba de recirculação estava maioritariamente do tempo na sua capacidade máxima;
- A temperatura do gás à saída da estação apresentava uma variação significativa em torno do seu setpoint, chegando a ter uma amplitude de 5 °C;
- A temperatura da água no retorno das caldeiras apresentava um comportamento similar à temperatura do gás e igual amplitude.

O fenómeno que recebeu mais atenção por parte dos colaboradores da PCV e da REN foi a baixa temperatura da água à saída por permutador, o que dificultava o trabalho da bomba de recirculação. Esta foi pensada apenas para absorver ligeiras oscilações da temperatura da água, através da mistura com água a temperatura superior, e não para um funcionamento constante. A instabilidade do funcionamento das bombas principais também foi alvo de uma observação mais detalhada. Parte desta instabilidade pode ser justificada por um sistema de controlo demasiado agressivo e a nova ordem dada às bombas mais curta do que a resposta do sistema à ordem previamente cumprida. Por outras palavras, o controlador não esperava pela estabilização do sistema de aquecimento a uma ordem dada às bombas antes de dar uma nova ordem. No entanto, em conversação com os colaboradores da REN responsáveis pela otimização dos parâmetros do controlador, estes salientaram o facto de que a gama possível de caudal de gás natural que passa pela estação era de 1:5, isto é, o caudal máximo é cinco vezes superior ao caudal mínimo. Uma gama de caudais elevada dificulta a seleção dos parâmetros ótimos do controlador, levando a que possam existir caudais de gás natural em que o sistema é demasiado agressivo e outros em que é demasiado lento. Os parâmetros foram selecionados com base no histórico de caudais de gás que a central termoelétrica consumia. Os valores de projecto que serviram para o dimensionamento do sistema e os valores reais da estação fornecidos pela REN são apresentados no Capítulo 5.

Perante estas observações e conversação com os colaboradores da REN e da PCV, decidiu-se realizar uma análise termodinâmica ao sistema, de forma a simular o comportamento do sistema de aquecimento em função do intervalo de valores de caudal de gás natural usado como referência para projeto, e ainda da gama de valores de caudal de gás natural efetivamente verificados. Esta simulação para ser compatível com o intervalo de tempo disponível para a realização do presente estudo, foi realizada admitindo um regime permanente, isto é, não existe variação dos parâmetros do sistema em longo do tempo de duração da simulação. Foram, contudo, testadas variadas combinações de valores dos parâmetros. Apesar desta simplificação, pretende-se com esta metodologia detetar alguns problemas que o sistema de aquecimento possa ter e sugerir alterações de modo a solucionar ou mitigar esses mesmos problemas.

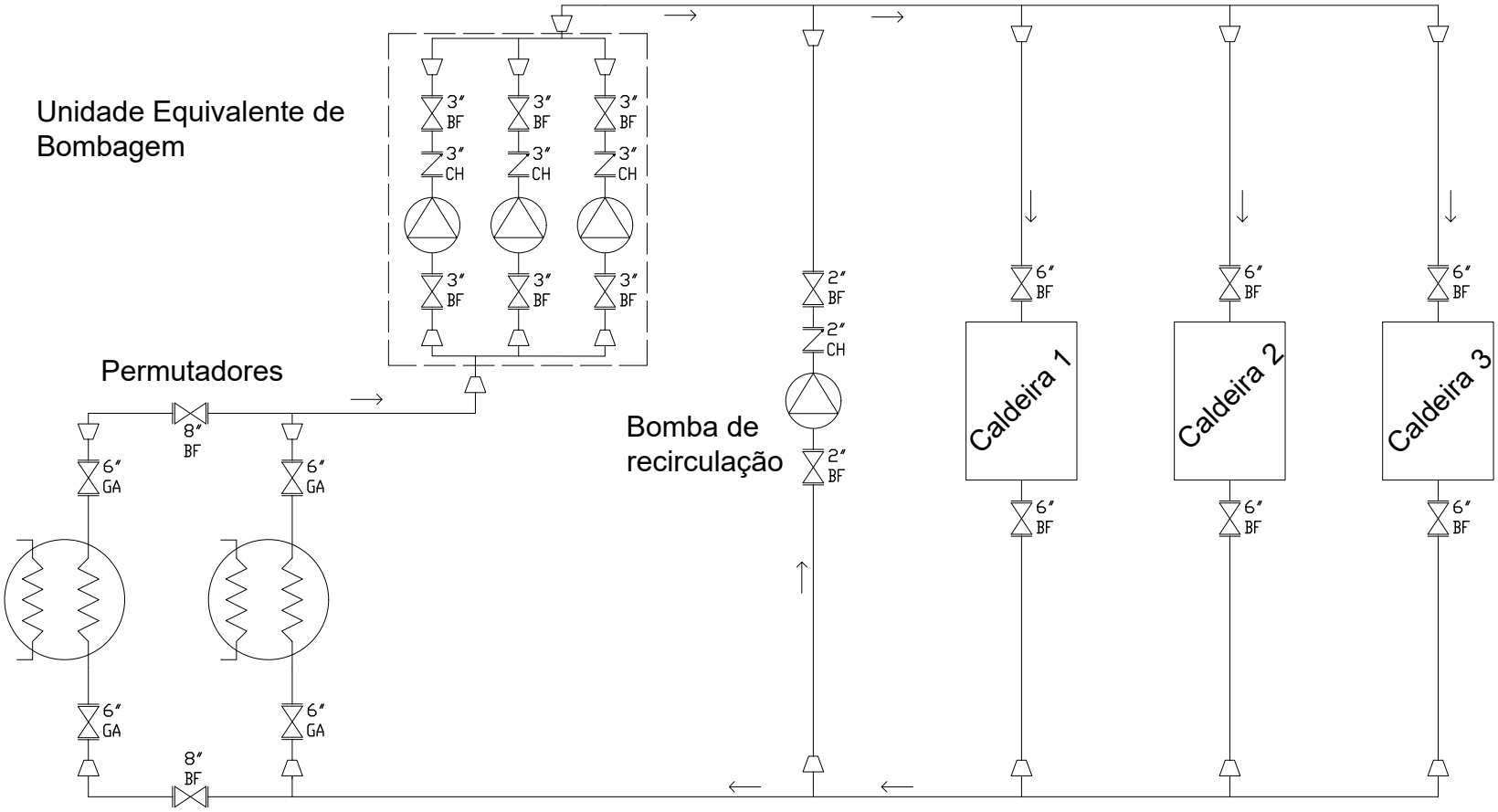
Capítulo 4

Análise Termodinâmica do Sistema de Aquecimento

O sistema de aquecimento da GRMS do Carregado é um circuito hidráulico fechado em que o fluido responsável pelo transporte de energia é uma solução de água - etilenoglicol de 10 % em volume[1]. As caldeiras fornecem energia à água através de queimadores de gás natural existentes em cada uma. As bombas principais de circulação promovem o escoamento da água na tubagem, desde as caldeiras até ao permutador de calor, de modo a vencer as perdas de cargas. No permutador de calor, a água fornece energia térmica ao gás natural que atravessa este elemento, com o objetivo de incrementar a sua temperatura. Tratando-se de um circuito fechado, a água regressa às caldeiras para, novamente, receber energia. Tanto para a água como para o gás natural, o processo de troca de calor pode ser aproximado a isobárico, isto é, a pressão dos fluidos não varia na troca de calor. A troca de calor é promovida pela diferença de temperaturas entre os fluidos. Na caldeira, a troca de calor dá-se entre os gases de combustão (fluido quente) e a água (fluido frio). No permutador, a troca dá-se entre a água (fluido quente) e o gás natural (fluido frio). Tratando-se de caldeiras de não-condensação, para garantir que à entrada destas a temperatura da água não seja demasiado baixa, é necessário misturar água quente. Esta função é cumprida pelo funcionamento de uma bomba de recirculação. A Figura 4.1 mostra o esquema simplificado do circuito hidráulico do sistema de aquecimento real, resultante do desenho de engenharia do circuito hidráulico realizado pela equipa da PCV, disponível no Anexo B. Apesar de o circuito ser constituído por dois permutadores de calor, três caldeiras e três bombas principais, estes elementos devem ter redundância de modo a que em caso de avaria de algum deles, exista disponível um equipamento igual, não comprometendo o funcionamento normal do sistema. Assim, um permutador, uma bomba principal e uma caldeira encontram-se sempre em reserva.

No sentido de se conhecer o comportamento do sistema em regime permanente, é necessário realizar uma análise termodinâmica ao permutador e às caldeiras, bem como aos pontos de mistura e separação de caudal de água. A influência das bombas sobre o circuito hidráulico é quantificada pela curva da instalação e pela curva da bomba e do conjunto das bombas.

[1] Daqui em diante, este fluido será designado apenas por água, para simplificação de escrita



Legenda:

- BF: válvula borboleta
- GA: válvula globo
- CH: válvula anti-retorno (check-valve)
- x": diâmetro da tubagem em polegadas

Figura 4.1: Esquema hidráulico do sistema de aquecimento.

4.1 Permutador de Calor

Um permutador de calor é um equipamento que permite a transferência de calor entre dois fluidos que se encontram a temperaturas diferentes. O fluido que apresenta maior temperatura é designado por fluido quente, enquanto que o fluido com menor temperatura é designado por fluido frio. Neste equipamento, não existe troca de trabalho nem contacto físico entre os fluidos, visto que são separados por uma superfície sólida. Esta separação permite que os fluidos possam estar a pressões diferentes, normalmente constantes se se desprezarem as perdas por atrito. Para evitar as perdas de calor para o exterior, estes equipamento são isolados termicamente, podendo, em análise simplificada, serem considerados como adiabáticos relativamente ao exterior.

Os permutadores de calor são classificados pela configuração do escoamento dos fluidos e do tipo de construção. Quando os fluidos entram na mesma extremidade do permutador, deslocam-se no mesmo sentido e saiem na mesma extremidade (oposta à anterior), trata-se de uma configuração equicorrente. Já o contrário, isto é, entram em extremidades opostas e deslocam-se em sentidos contrários, diz-se que a configuração é contracorrente. Os principais tipos de construção de permutadores de calor são os seguintes:

- Carcaça e tubo;
- Duplo tubo ou multitubulares em U;
- Arrefecidos em ar;
- Placas;
- Espiral;
- Placas alhetadas ou em matriz.

Os permutadores de carcaça e tubo e os de placas são os mais comuns no mundo industrial. Para além de apresentarem uma construção simples, cobrem uma vasta gama de aplicações. Uma das vantagens dos permutadores de carcaça e tubo em relação aos de placas é a menor perda de calor para o ambiente, o que aumenta a eficiência do sistema onde se encontra. No entanto, o de placas pode apresentar um coeficiente global de transferência de calor superior e o sujamento é reduzido (Pinho, 2018).

Os permutadores de calor de carcaça e tubo são subclassificados pelo número de passagens na carcaça e no tubular. O maior número de passagens permite um aumento da transferência de calor, levando a um aumento da eficiência do permutador. Usualmente, o número de passagens, quer no tubular, quer na carcaça, não é superior a dois pois incrementa-se a complexidade da construção e o custo do equipamento. A TEMA (*Tubular Heat Exchange Manufactures Association*) definiu algumas configurações de carcaça e tubo. O Anexo C mostra essas configurações.

Os permutadores instalados no sistema de aquecimento em estudo são permutadores verticais, de carcaça e tubo, do tipo E segundo a classificação de TEMA. Neste permutador, a carcaça está associada ao fluido água, enquanto que a parte tubular corresponde ao gás natural. A parte

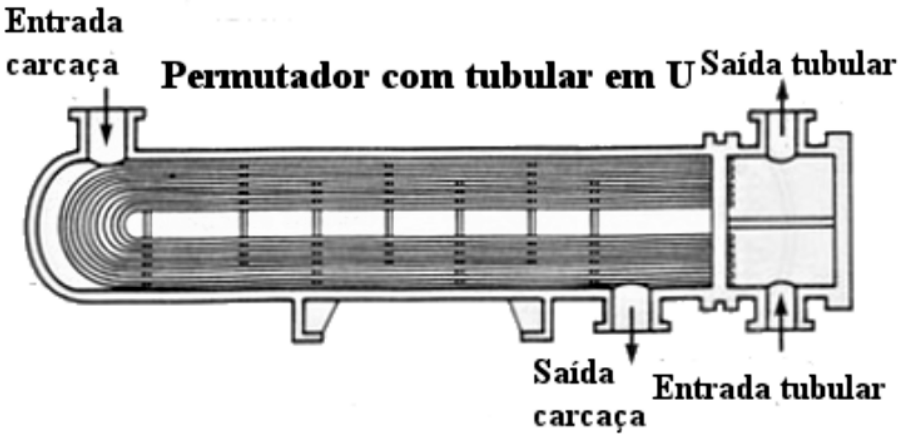


Figura 4.2: Esquema do tipo de permutador instalado (Pinho, 2018).

tubular possui uma geometria em U, levando a que o gás entre e saia do permutador pela mesma extremidade. Esta construção permite assumir que se trata de duas passagens no tubular, enquanto a carcaça é de uma passagem. A dupla passagem no tubular leva a que parte da troca de calor seja feita em contracorrente, enquanto que a outra parte é feita em equicorrente. A Figura 4.2 apresenta um esquema do tipo de permutador instalado.

Como observado na Figura 4.2, o tubular é suportado por umas chapas perfuradas de modo a que os tubos a atravessem. Estes componentes designam-se por defletores e, para além de uma função estrutural para o tubular (rigidez estrutural, restrição de vibrações e agitação dos tubos), promovem um escoamento do fluido na carcaça em serpentina (Pinho, 2018). Com este tipo de escoamento, a velocidade do fluido é superior pois, para o mesmo caudal, a área de passagem é inferior. Este aumento de velocidade promove o aumento do coeficiente de transferência de calor, melhorando a eficiência do permutador. O espaçamento entre defletores, o corte e a folga entre defletor e tubo são os principais cuidados a ter na altura de projeto de modo a maximizar o coeficiente de transferência de calor.

4.1.1 Balanço energético no permutador

Apesar de ser de fácil explicação o princípio de funcionamento de um permutador de calor, devido à complexidade dos fenómenos de transferência de calor, a obtenção de valores das temperaturas dos fluidos pode ser uma tarefa complicada. A transferência de calor é influenciada por diversos fatores geométricos do permutador e a sua variação pode ser significativa para se obter uma boa eficiência. No entanto, a Primeira Lei da Termodinâmicas (PLT) não pode ser desrespeitada e permite uma análise mais simplista ao balanço energética do permutador. Em qualquer volume de controlo, a conservação da energia e a da massa devem ser verificadas. Assim, pode-se representar o permutador de calor através do diagrama da Figura 4.3.

Segundo Pinho (2009), a PLT enuncia que durante um processo de escoamento em regime permanente, a variação temporal da entalpia de um volume de controlo é igual às potências térmicas

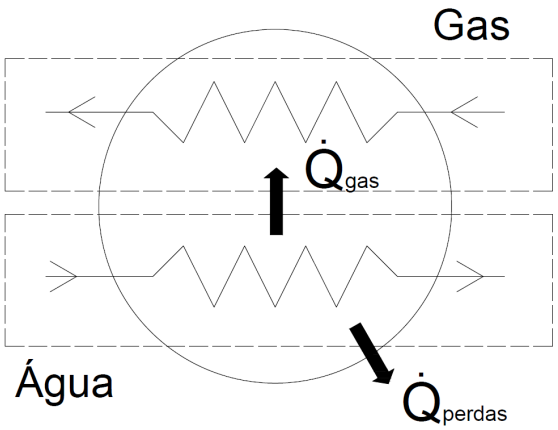


Figura 4.3: Simplificação termodinâmica do permutador de calor.

e mecânicas trocadas com a sua vizinhança, como mostra a Equação 4.1. Nesta equação, $\dot{Q}$ e $\dot{W}$ representam respetivamente a potência calorífica ou térmica e o trabalho trocados pelo volume de controlo na unidade de tempo e $\Delta\dot{H}$ o balanço das potências entálpicas associadas aos escoamentos de entrada e saída desse mesmo volume de controlo.

$$\dot{Q} + \dot{W} = \Delta\dot{H} \tag{4.1}$$

Num ponto de vista termodinâmico, o permutador de calor pode ser dividido em dois volumes de controlo, a água e o gás. Visto que o volume gás é envolvido pelo volume água, pode-se afirmar que todo o calor trocado pelo volume gás é unicamente com o volume água. Já o volume água pode também trocar calor com o exterior, tratando-se estas de perdas caloríficas. Tratando-se apenas de transferência de calor, os volumes considerados não trocam trabalho, pelo que o elemento respetivo da equação 4.1 é nulo. A variação da entalpia pode ser traduzida numa variação de temperaturas com o auxílio do parâmetro calor específico. O calor específico traduz a energia necessária a fornecer a uma unidade de massa de um sistema para provocar a variação de 1 °C (Afonso, 2012). Este parâmetro varia conforme se trate de uma evolução isométrica (volume constante) ou isobárica (pressão constante) no sistema, designando-se de calor específico a volume constante ou a pressão constante, respetivamente. No caso do permutador de calor, a variação da pressão do gás resultante do processo de troca de calor é desprezável, pelo que o calor específico a usar será o de pressão constante. Para a água, visto que se trata de um fluido incompressível, não se justifica a distinção dos calores específicos pois estes são iguais, ou seja, há um único calor específico. Com isto, a troca de um sistema com a sua vizinhança pode ser descrita pela equação 4.2.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \tag{4.2}$$

Nesta equação, $\dot{m}$ representa o caudal mássico, c_p o calor específico a pressão constante do fluido e ΔT a diferença de temperaturas do volume durante o processo.

Segundo o diagrama da Figura 4.3, o volume de controlo água liberta energia para o sistema

gás e para o exterior. Por sua vez, o volume de controlo gás apenas recebe energia do sistema água. Assim, é possível escrever-se as equações seguintes.

$$\dot{Q}_{ag} = \dot{m}_{ag} \cdot c \cdot (T_{i,ag} - T_{o,ag}) \tag{4.3}$$

$$\dot{Q}_{gas} = \dot{m}_{gas} \cdot c_p \cdot (T'_{o,gas} - T_{i,gas}) \tag{4.4}$$

$$\dot{Q}_{ag} = \dot{Q}_{gas} + \dot{Q}_{perdas} \tag{4.5}$$

$$\dot{Q}_{perdas} = \beta \cdot \dot{Q}_{ag} \tag{4.6}$$

Nestas equações, c representa o calor específico da água, c_p representa o calor específico a pressão constante do gás e β uma fração do calor cedido pela água. O subscrito i é referente à entrada no permutador e o subscrito o é referente à saída do permutador. Esta quantificação das perdas térmicas sob a forma de uma fração do calor transferido pela água permite uma simplificação da análise do permutador e será quantificada através de valores típicos.

Nas quatro equações acima, existem doze variáveis e apenas são conhecidas cinco, que são as temperaturas à entrada do permutador, os valores dos calores específicos da água e do gás e o valor de β. Apesar de os valores dos calores específicos variarem com a temperatura, estes podem ser considerados como conhecidos numa primeira abordagem ao problema, assumindo os valores correspondente aos das temperaturas de entrada. Como o pretendido para a análise em regime permanente é a resposta do sistema em função do caudal de gás que passa pelo permutador, esta variável é assumida como conhecida. Para que o sistema de equações seja possível de se resolver, é necessária mais uma equação. Esta equação será obtida através da área de transferência de calor dos permutadores e será função da configuração do permutador. A potência calorífica trocada entre as duas correntes de fluido está relacionada pelo coeficiente global de transferência de calor Ue, a área de permuta de calor A_e, e a diferença de temperaturas média logarítmica $LMTD$, como se pode visualizar na equação 4.7 (Pinho, 2018). Esta equação relaciona-se com as equações descritas acima através da igualdade estabelecida pela equação 4.8.

$$\dot{Q}_U = Ue \cdot A_e \cdot LMTD \tag{4.7}$$

$$\dot{Q}_U = \dot{Q}_{gas} \tag{4.8}$$

4.1.2 Coeficiente Global de Transferência de Calor do Permutador

O coeficiente global de transferência de calor num permutador de calor é o parâmetro do equipamento que permite relacionar as trocas de calor entre os fluidos com os seus coeficientes de transferência de calor e a sua área de permuta de calor. Este parâmetro contabiliza também o sujamento que possa existir no interior e exterior dos tubos e a resistência térmica que estes provocam sob a troca de calor. Segundo Pinho (2018), em permutadores de carcaça e tubo usa-se preferencialmente a área exterior dos tubos como área de referência para transferência térmica. A equação 4.9 mostra a expressão do coeficiente global de transferência de calor, tendo em consideração a área de referência. Nesta equação, *re* e *ri* são o raio exterior e interior dos tubos do permutador,

respetivamente; *he* e *hi* são o coeficiente de transferência de calor do fluido que circula no exterior e interior do tubo, respetivamente; *Rse* e *Rsi* são a resistência de sujamento no exterior e interior dos tubos; e *Rp* é a resistência térmica provocada pelo material dos tubos.

$$Ue = \frac{1}{\left[\frac{re}{ri}\cdot\frac{1}{hi}+\frac{re}{ri}\cdot Rsi+Rp+Rse+\frac{1}{he}\right]} \tag{4.9}$$

As resistências de sujamento são valores dados pelo fabricante do permutador ou pela literatura técnica e contabilizam o efeito da sujidade que se vai acumulando ao longo do tempo de funcionamento do permutador. Neste caso, a resistência pelo interior deve-se aos resíduos que o gás natural contem, devido à sua circulação pelos gasodutos; já a resistência pelo exterior deve-se à possível oxidação dos tubos por parte da água ou o acumular de resíduos devido à circulação da água pela tubagem hidráulica. A resistência térmica por parte do material dos tubos contabiliza os raios dos tubos e a condutividade térmica do material k_{tp}, sendo expressa pela equação 4.10.

$$Rp = \frac{re\cdot\ln\left(\frac{re}{ri}\right)}{k_{tp}} \tag{4.10}$$

Relativamente aos coeficientes de transferência de calor de cada fluido, estes provêm de correlações empíricas referentes aos mecanismos e condições da transferências de calor em jogo. Estes parâmetros contabilizam o tipo de escoamento, as propriedades termodinâmicas dos fluidos e algumas das dimensões geométricas do tubo e da carcaça. As próximas duas subsecções esclarecem estas correlações e apresentam as devidas justificações.

4.1.3 Escoamento interior dos tubos

No interior dos tubos por onde circula o gás natural, o escoamento pode ser laminar, de transição ou turbulento. A forma de se determinar qual o tipo de escoamento em tubo é calculando o valor do número de Reynolds Re_D. O número de Reynolds relaciona as forças de inércia com as forças viscosas, através da massa volúmica ρ, velocidade v e viscosidade dinâmica μ do fluido e diâmetro do tubo D (Incropera e DeWitt, 2008). Trata-se assim de um parâmetro adimensional e é definido pela equação 4.11.

$$Re_D = \frac{\rho\cdot v\cdot D}{\mu} \tag{4.11}$$

Para se realizar uma estimativa do Re_D, é necessário ter uma aproximação dos valores das propriedades do fluido e as caraterísticas do tubo. Estes valores serão devidamente justificados no Capítulo 5. No entanto, para se estimar o valor de Re_D, realizaram-se os cálculos apresentados no Anexo D. Perante os valores obtidos, pode-se afirmar que o escoamento do gás natural pelos tubos é turbulento.

No ramo do gás natural, o seu caudal volúmico é sempre referido nas condições normais de pressão e temperatura, dito caudal normalizado $\dot{V}_{N,gas}$. No entanto, para efeitos de cálculo da velocidade do fluido nos tubos, é necessário referir o caudal nas condições de funcionamento $\dot{V}_{gas}$ no permutador. A equação 4.12 estabelece a relação entre estes dois caudais, sendo $\rho_{N,gas}$ a massa volúmica do gás nas condições normais. A base desta equação é a conservação da massa.

$$\dot{V}_{gas} = \frac{\dot{V}_{N,gas} \cdot \rho_{N,gas}}{\rho_{gas}} \tag{4.12}$$

A transferência de calor dá-se essencialmente pelo modo convectivo visto que existe escoamento do fluido (Incropera e DeWitt, 2008). Com estes dados, é necessário procurar correlações que relacionem o fluido e o escoamento com a transferência de calor. A correlação selecionada para o escoamento interior turbulento em tubo circular é a apresentada na equação 4.13 (Incropera e DeWitt, 2008; Nitsche e Gbadamosi, 2015).

$$Nu_{D,i} = 0,023 \cdot Re_D^{4/5} \cdot Pr^{0,4} \tag{4.13}$$

Nesta equação, $Nu_{D,i}$ é o número de Nusselt, parâmetro adimensional que relaciona a transferência de calor por convecção com a por condução; Pr é o número de Prantl, parâmetro adimensional que relaciona a difusividade de quantidade de momento com a difusividade térmica (Incropera e DeWitt, 2008). Estes dois parâmetros são apresentados nas equações 4.14 e 4.15, sendo k a condutividade térmica do fluido. As propriedades do fluido podem ser calculadas em função das condições de pressão e temperatura a que o fluido se encontra, dando origem a um processo de cálculo iterativo dado que inicialmente apenas se conhecem as condições dos fluidos à entrada.

$$Nu_{D,i} = \frac{hi \cdot D}{k} \tag{4.14}$$

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k} \tag{4.15}$$

4.1.4 Escoamento exterior dos tubos

Relativamente ao escoamento exterior dos tubos, a identificação do tipo de escoamento torna-se mais complicada pois o fluido não tem a mesma velocidade em toda a extensão, resultado de um escoamento através de uma matriz triangular. O formato genérico da correlação é o mesmo da do escoamento interior, variando a constante, os expoentes e o modo de cálculo da velocidade do fluido. Em virtude a uma melhor aproximação dos valores reais, usou-se a equação 4.16, disponibilizada por Nitsche e Gbadamosi (2015). Esta correlação tem em consideração a disposição triangular dos tubos, que é o caso do permutador instalado.

$$Nu_{D,e} = 0,196 \cdot Re_D^{0,6} \cdot Pr^{0,33} \tag{4.16}$$

$$Nu_{D,e} = \frac{he \cdot D}{k} \tag{4.17}$$

Os valores dos números de Reynolds e de Prantl são calculados pelas equações 4.11 e 4.15, respetivamente, mas com os valores das propriedades da água, nas condições de funcionamento.

O cálculo da velocidade do fluido para o valor de Re_D tem em consideração a existências dos defletores. Estes elementos, como reduzem a secção por onde circula o fluido, aumentam a velocidade de escoamento do mesmo, aumentando o coeficiente de transferência de calor por convecção. Segundo Nitsche e Gbadamosi (2015), o valor da velocidade da água v_{ag} e da área da secção a_{across} podem ser calculados pelas equações 4.18 e 4.19, respetivamente.

$$v_{ag} = \frac{\dot{V}_{ag}}{a_{across}} \tag{4.18}$$

$$a_{across} = D_{i,carc} \cdot B \cdot \left(1 - \frac{D_e}{P_m}\right) \tag{4.19}$$

Nestas equações, $\dot{V}_{ag}$ é o caudal volúmico da água, $D_{i,carc}$ é o diâmetro interno da carcaça, B é o espaçamento entre defletores, D_e é o diâmetro exterior dos tubos e P_m é o passo da matriz ou feixe de tubos.

4.1.5 Área de permuta de calor

Como referido anteriormente, a área de referência para transferência térmica é a área exterior dos tubos existentes no permutador em contacto com o fluido que circula na carcaça. Tratando-se de tubos, isto é, com forma cilíndrica, a área a considerar é a face lateral do tubo. No entanto, sabendo que o permutador é constituído por vários tubos, o cálculo da área total responsável pela permuta de calor passa por multiplicar o comprimento de um tubo L_{tubo} pelo número de tubos existentes N_{tubos} (Pinho, 2018). Assim, a área de permuta é dada pela equação .

$$A_e = \pi \cdot D_e \cdot L_{tubo} \cdot N_{tubos} \tag{4.20}$$

4.1.6 LMTD - Diferença de Temperaturas Média Logarítmica

Tomando como ponto de partida o esquema da Figura 4.3, se se dividir a área de troca de calor em pequenas parcelas, pode-se deduzir que a diferença de temperaturas entre o fluido frio e o fluido quente não é a mesma em cada parcela. Isto é associado ao facto de que o fluido quente arrefece enquanto que o fluido frio aquece, estando ambos no mesmo estado físico, isto é, sem mudança de fase. Com isto, para se realizar um balanço térmico entre a entrada e a saída do permutador, é necessário recorrer à diferença de temperaturas média logarítmica (o acrónimo LMTD deriva do inglês *log mean temperature difference*) (Incropera e DeWitt, 2008).

Como mencionado anteriormente, metade da passagem do gás pelo permutador é em contracorrente, enquanto que a outra metade é em equicorrente. Visto que o *LMTD* é sensível em relação

às temperaturas de entrada e de saída dos fluidos, a definição correta da expressão para o *LMTD* torna-se complicada. Para tal, considera-se uma situação de passagem em contracorrente (situação preferida para a troca de calor - $LMTD_{cc}$) e aplica-se um factor de correção F para a parte em equicorrente, penalizando assim o valor de *LMTD* e, consequentemente, a potência calorífica trocada. Assim, recorre-se às equações 4.21 e 4.22 (Pinho, 2018). Na equação 4.22, o subscrito f é referente ao fluido frio; q é referente ao fluido quente; i é referente ao valor da temperatura à entrada do permutador; o é referente ao valor da temperatura à saída do permutador.

$$LMTD = F \cdot LMTD_{cc} \tag{4.21}$$

$$LMTD_{cc} = \frac{(T_{q,o} - T_{f,i}) - (T_{q,i} - T_{f,o})}{\ln\left(\frac{T_{q,o} - T_{f,i}}{T_{q,i} - T_{f,o}}\right)} \tag{4.22}$$

O factor de correção F é obtido em função de três parâmetros: P_p, que é a razão entre a diferença de temperaturas na fonte fria e a máxima diferença de temperaturas no permutador (equação 4.23); R, que é a razão entre a diferença de temperaturas na fonte quente e a diferença de temperaturas na fonte fria (equação 4.24); *NTU*, que é o número de unidades de transferência e é a razão entre o produto do coeficiente global com a área de permuta e a menor taxa de capacidade calorífica (Incropera e DeWitt, 2008; Pinho, 2018). A expressão de *NTU* é influenciada pela configuração do permutador. Segundo Pinho (2018), tratando-se uma configuração do tipo E, a expressão do *NTU* é a equação 4.25, que se relaciona com os outros dois parâmetros mencionados.

$$P_p = \frac{T_{f,o} - T_{f,i}}{T_{q,i} - T_{f,i}} \tag{4.23}$$

$$R = \frac{T_{q,i} - T_{q,o}}{T_{f,o} - T_{f,i}} \tag{4.24}$$

$$NTU = \frac{1}{\sqrt{R^2+1}} \cdot \ln\left(\frac{2 - P_p \cdot (R + 1 - \sqrt{R^2+1})}{2 - P_p \cdot (R + 1 + \sqrt{R^2+1})}\right) \tag{4.25}$$

Perante a determinação destes parâmetros, o fator de correção é calculado segundo a equação 4.26.

$$F = \begin{cases} \dfrac{\ln(\frac{1-P_p}{1-P_p \cdot R})}{(R-1) \cdot NTU}, & \text{se R} \neq 1 \\ \dfrac{P_p}{(1-P_p) \cdot NTU}, & \text{se R = 1} \end{cases} \tag{4.26}$$

4.2 Caldeiras

As caldeiras são os elementos responsáveis pelo aumento da temperatura da água no circuito hidráulico. Este incremento de temperatura é conseguido pela troca de calor entre a água e os

gases de combustão resultantes da queima de gás natural. Esta queima é realizada através de queimadores que se encontram acoplados a cada caldeira, tornando-se quase como um elemento único. Cada caldeira tem apenas um queimador associado. Estas caldeiras são de não condensação, isto é, não estão preparadas para a condensação dos gases de combustão do queimador. A distinção que torna uma caldeira ser de condensação é o tipo de material por onde circulam os gases. Devido a esta caraterística que torna as caldeiras mais baratas, é dada a seguinte recomendação por parte do fabricante para prolongar a durabilidade do equipamento: a temperatura da água à entrada da caldeira não deve ser inferior a um determinado valor, a fim de prevenir a condensação dos gases de combustão. Com a água a entrar na caldeira a uma temperatura inferior à recomendada, a troca de calor entre os gases e a água é intensificada, levando a que a temperatura dos gases seja inferior à de projecto. Com este arrefecimento excessivo, a condensação do vapor de água presente nos gases é favorecida, promovendo a corrosão da tubagem interior da caldeira por onde circulam os gases de combustão. Com isto, é necessário garantir a manutenção da temperatura da água à entrada das caldeiras, conseguida pela bomba de recirculação

A caldeira em si pode ser alvo de uma detalhada análise termodinâmica devido aos vários fenómenos que ocorrem no seu interior, desde a transferência de calor entre os fluidos até à reação de combustão do gás natural no queimador. No entanto, como o pretendido é uma análise termodinâmica do sistema geral, a análise nas caldeiras pode ser simplificada, tornando o elemento como uma "caixa negra", isto é, apenas se observa a entrada e a saída do sistema termodinâmico, ignorando todos os processos que existam no seu interior. Por observação do sistema de aquecimento em funcionamento, concluiu-se que a temperatura da água à saída da caldeira não apresenta oscilações significativas em relação ao valor indicado pelo controlador, pelo que pode ser considerada como constante. Deste modo, a simulação do desempenho térmico das caldeiras fica simplificado, bastando apenas calcular a energia térmica que é necessária fornecer. Este valor é posteriormente comparado com a potência nominal da caldeira, podendo inferir se a caldeira tem, ou não tem capacidade térmica para esse incremento de temperatura. Este resultado pode ainda ser utilizado para uma análise económica, através do consumo de gás, com auxílio dos parâmetros do queimador.

Perante estas simplificações, as equações associadas às caldeiras resultam da aplicação da PLT, já mostrada na secção dos permutadores. A equação 4.27 mostra essa conservação de energia. Para a relação da potência requerida e a potência nominal, a equação 4.28 permite obter um valor percentual designado por fator de carga da caldeira, FC_{cald}.

$$\dot{Q}_{cald} = \dot{m}_{ag} \cdot c \cdot (T_{o,ag} - T_{i,ag}) \tag{4.27}$$

$$FC_{cald} = \frac{Q_{cald}}{Q_{cald,nominal}} \tag{4.28}$$

4.3 UEB - Unidade equivalente de bombagem

A circulação da água no circuito hidráulico do sistema em estudo é garantida por um conjunto de três bombas (duas bombas mais uma em reserva, para redundância), sendo ditas bombas

principais. Para que exista a circulação, o conjunto de bombas deve ser capaz de vencer a perda de carga que, para determinado caudal, a instalação oferece. Esta resistência é traduzida essencialmente por um diferencial de pressão entre a entrada e a saída das bombas. Por visualização do diagrama da Figura 4.1, o conjunto de bombas principais apresenta um elevado número de elementos que provocam perdas localizadas, nomeadamente tês de derivação, válvulas, reduções e expansões na tubagem. Devido à complexidade da construção na proximidade deste conjunto, definiu-se para este estudo uma Unidade Equivalente de Bombagem (UEB) que é constituída pelas bombas e pelos elementos mecânicos existentes na proximidade. Esta consideração simplifica os cálculos para a determinação da curva da instalação, que engloba todos os outros componentes do sistema. A UEB relaciona-se com o circuito hidráulico através da curva da instalação e da curva de funcionamento da UEB. A interseção destas curvas designa-se por ponto de funcionamento do circuito.

4.3.1 Perda de carga e curva da instalação

O escoamento de um fluido num circuito sofre uma perda de carga, isto é, uma queda de pressão devido aos atritos e às turbulências localizadas. As perdas de carga podem ser divididas em dois tipos: em linha; localizada. As perdas em linha são resultantes do escoamento do fluido ao longo da tubagem e são influenciadas pelo comprimento, diâmetro e rugosidade dos tubos, tipo de escoamento, massa volúmica e viscosidade do fluido. As perdas localizadas são resultantes da passagem do fluido por elementos que se encontram no circuito (válvulas, curvas, uniões em T, expansões e contrações) e que provocam uma turbulência localizada ao fluido (White, 2010). A queda de pressão pode ser dada pela Equação 4.29.

$$\Delta P = \left(f \cdot \frac{L}{D} + \Sigma K \right) \cdot \frac{v^2 \cdot \rho}{2} \tag{4.29}$$

Nesta equação, ΔP é a queda de pressão, f é o fator de atrito de Darcy, que tem em conta a influência de Reynolds e a rugosidade da tubagem ε, L é o comprimento da tubagem, D é o diâmetro interno da tubagem, K é o coeficiente de perda localizada, v é a velocidade média do fluido e ρ é a massa volúmica do fluido.

O valor de f pode ser calculado por várias expressões, que têm em consideração o tipo de escoamento (laminar, transição ou turbulento). No entanto, para fácil implementação em Excel, usou-se a equação 4.30, uma expressão empírica dada por Haaland (White, 2010).

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1,8 \cdot \log_{10} \left[\frac{6,9}{Re_D} + \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} \right)^{1,11} \right] \tag{4.30}$$

Os coeficientes de perda localizadas são caraterísticos dos elementos a considerar e dependem das caraterísticas dos mesmos, nomeadamente o diâmetro de passagem do fluido. Relativamente às válvulas, o valor do fabricante é dado através do parâmetro Kv, que corresponde ao caudal de água

Tabela 4.1: Tipos de válvulas presentes no circuito hidráulico e respetivos valores de *Kv*

Tipo de válvula	**Valor de *Kv* [m^3/h]**	**Anexo**
Válvula borboleta de 8”	2509	Anexo E
Válvula borboleta de 6”	1471	Anexo E
Válvula borboleta de 3”	359	Anexo E
Válvula borboleta de 2”	164	Anexo E
Válvula de globo de 6”	369	Anexo F

em m^3/h que atravessa a válvula tal que a queda de pressão seja de 1 bar. A Tabela 4.1 apresenta diferentes válvulas existentes no circuito hidráulico e os respetivos valores de *Kv*. Os Anexos E e F apresentam os catálogos relativos às válvulas borboleta e às válvulas de globo, respetivamente. Visto que o pretendido é conhecer a queda de pressão para um determinado caudal, é necessário recorrer à equação 4.31.

$$\Delta P_{val} = \frac{\rho'}{(Kv/\dot{V}'_{ag})^2} \tag{4.31}$$

Como se observa desta equação, o valor obtido da perda de carga é diretamente somado à perda total, e não se considera o seu valor de coeficiente de perda localizada. Relativamente aos tês, expansões e reduções recorreu-se aos valores apresentados na Tabela 4.2, disponibilizados por Pinho (2018). Os valores apresentados são em comprimentos equivalentes L_{equiv}, isto é, o comprimento que uma tubagem teria de ter tal que provocasse a mesma perda de carga. Assim, para se estabelecer uma relação entre o coeficiente de perda localizada e os valores da tabela, recorreu-se à equação 4.32.

$$K = f \cdot \frac{L_{equiv}}{D} \tag{4.32}$$

Para as curvas existentes no circuito, recorreu-se à equação 4.33, que tem em consideração o raio interno da curva e o próprio tipo escoamento do fluido sob a mesma (White, 2010).

$$K_{curva} = 0,388 \cdot a \cdot (R/D)^{0,84} \cdot Re_D^{-0,17} \quad \text{em que} \quad a = 0,95 + 4,42 \cdot (R/D)^{-1,96} \geq 1 \tag{4.33}$$

O permutador e as caldeiras foram considerados como perdas localizadas, através dos dados fornecidos pelos fabricantes. No caso das caldeiras, o fabricante fornece um gráfico da perda de carga em função do caudal que passa pelo equipamento, como se pode consultar no Anexo G.

Tabela 4.2: Comprimentos equivalente em regime turbulento

Elemento	L_{equiv}/D
Alargamento gradual	12
Redução gradual	6
Tê usado c/ cotovelo. Entrada p/ haste	90
Tê usado c/ cotovelo. Entrada p/ braço	60
Tê em passagem direta	20

Com isto, criou-se uma regressão para implementação no cálculo da perda de carga. Retirando os valores do catálogo do fabricante, obteve-se a expressão apresentada na Equação 4.34.

$$\Delta P_{cald} = 0,4207351 \cdot (\dot{V}_{ag})^{2,012524} \tag{4.34}$$

Já o permutador, o único dado disponível é a perda de carga para um determinado caudal, não explicitando mais nenhuma informação. Segundo Rohsenow et al. (1998), a perda de carga de um permutador pode ser dada pela equação 4.35, para um escoamento turbulento.

$$\Delta P_{perm} = \frac{0,046}{2 \cdot g} \cdot \frac{\mu^{0,2}}{\rho} \cdot \frac{4L}{D} \cdot \frac{\dot{m}^{1,8}}{A^{1,8} \cdot D^{0,2}} \tag{4.35}$$

Analisando a equação 4.35, considerando que as propriedades do fluido não variam e sabendo que os parâmetros geométricos do permutador também não variam, a única variável a ter em consideração é o caudal mássico, $\dot{m}$. Assim, esta equação pode ser simplificada na forma da equação 4.36, em que *const* é uma constante.

$$\Delta P_{perm} = const \cdot \dot{m}^{1,8} \tag{4.36}$$

Conhecendo um ponto da curva referente à equação 4.36, é possível obter o valor da constante e, assim de um modo um pouco simplista consegue-se relacionar a perda de carga localizada com o caudal que passa pelo permutador. A sequência seguinte esquematiza a determinação da constante de perda de carga do permutador de calor, sendo 0,300 bar a perda de carga provocada pelo permutador quando por ele passa um caudal mássico de água de 32,97 kg/s.

$$0,300 \cdot 100.000[Pa] = const \cdot (32,97[kg/s])^{1,8} \Rightarrow const = 55.5274 \tag{4.37}$$

Na gíria da indústria, é recorrente mencionar a perda de carga em altura manométrica, na unidade de m.c.a. (metros de coluna de água). No entanto, os cálculos são realizados com as pressões em Pascal. Assim, a relação entre estas unidades é expressa na equação 4.38, sendo h_m a altura manométrica e g a aceleração gravítica.

$$\Delta P = \rho_{ag} \cdot g \cdot h_m \tag{4.38}$$

O sistema de controlo tem implementado no seu algoritmo a escolha da caldeira em serviço, na situação de ser necessário apenas uma caldeira. O critério passa por o número de horas de funcionamento ser o mais equilibrado entre as três caldeiras. Outra implementação no controlo é o fecho da válvula a montante de cada caldeira que não esteja em funcionamento, de modo a evitar a passagem da água por esta. Assim, a situação de três caldeiras abertas ao circuito hidráulico nunca acontece. O mesmo acontece para os permutadores, isto é, apenas um dos dois permutadores se encontra ligado ao circuito. Para garantir que um correto dimensionamento da UEB, considerou-se o permutador mais longe da UEB através do comprimento da tubagem. Visualizando a Figura

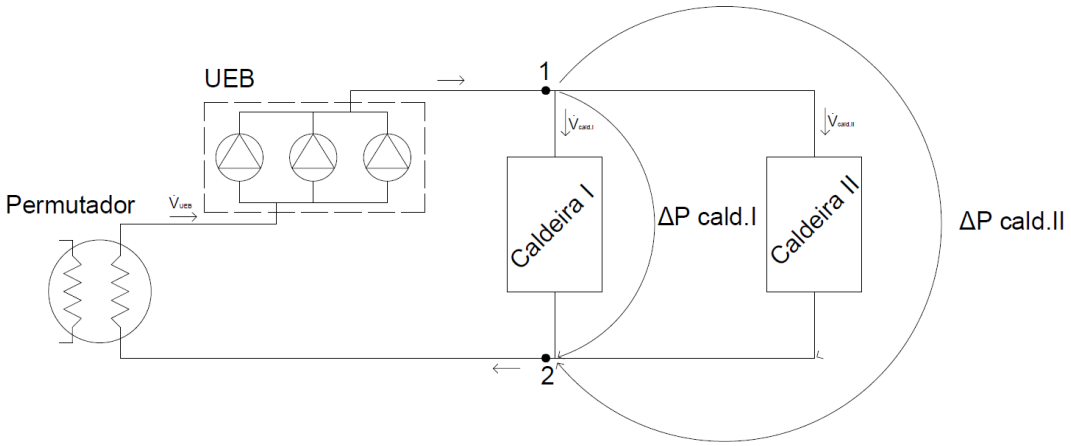


Figura 4.4: Definição das quedas de pressão.

4.1, o caudal de água divide-se por cada caldeira de modo a que a queda de pressão seja igual pelas duas. Como o caudal que passa pela caldeira mais distante da UEB tem de fazer um maior percurso e, consequentemente sofre uma maior perda de carga, as caldeiras não recebem o mesmo caudal, tratando-se de um desiquilíbrio hidráulico intrínseco que o circuito apresenta. O método utilizado para determinar a perda de carga que a UEB tem de vencer foi através de uma analogia elétrica, em que o ΔP é equivalente à tensão elétrica e o caudal é equivalente à corrente. Nesta fase inicial, para determinação da curva da instalação, considerou-se que a bomba de recirculação encontrava-se fora de funcionamento, levando a que o troço que a possui não existisse. A Figura 4.4 apresenta a analogia feita, traduzida nas quedas de pressão consideradas. Perante as definições das quedas de pressão, é necessário traduzir para uma expressão matemática. As equações seguintes apresentam essas expressões.

$$P_1 - P_2 = \rho \cdot g \cdot h_{UEB} - \left(f \cdot \frac{L}{D} + \Sigma K \right) \cdot \frac{v_{UEB}^2 \cdot \rho}{2} \tag{4.39}$$

$$\Delta P_{cald.I} = \left(f_I \cdot \frac{L_I}{D} + \Sigma K_I \right) \cdot \frac{v_I^2 \cdot \rho}{2} \tag{4.40}$$

$$\Delta P_{cald.II} = \left(f_{II} \cdot \frac{L_{II}}{D} + \Sigma K_{II} \right) \cdot \frac{v_{II}^2 \cdot \rho}{2} \tag{4.41}$$

Nestas equações, h_{UEB} é a altura manométrica que a UEB tem de fornecer para determinado caudal, de modo a se verificar o equilíbrio nas quedas de pressão. O sistema pode funcionar com uma ou duas caldeiras, conforme as necessidades térmicas que o permutador requere. Com isto, a determinação da curva da instalação requer condições diferentes para o processo iterativo. Para a situação de apenas uma caldeira em funcionamento, as condições que devem ser verificadas são as equações 4.42 e 4.43, enquanto para a situação de duas caldeiras, as condições são as equações 4.42, 4.44 e 4.45. As equações 4.43 e 4.45 resultam da conservação da massa que deve

ser verificada no sistema.

$$P_1 - P_2 = \Delta P_{cald.I} \tag{4.42}$$

$$\dot{m}_{UEB} - \dot{m}_{cald.I} = 0 \tag{4.43}$$

$$\Delta P_{cald.I} = \Delta P_{cald.II} \tag{4.44}$$

$$\dot{m}_{UEB} - \dot{m}_{cald.I} - \dot{m}_{cald.II} = 0 \tag{4.45}$$

Por visualização do circuito hidráulico, na situação de uma caldeira em funcionamento, a caldeira que provoca maior perda de carga é aquela que se encontra mais longe da UEB. Este facto foi tido em consideração através dos comprimentos da tubagem. As outras caldeiras, como se encontram isoladas do circuito, deixam de ser consideradas na análise à perda de carga. Na situação de duas caldeiras, existem três combinações de duas caldeiras para o sistema e, devido ao desiquilíbrio hidráulico, cada combinação provoca uma perda de carga diferente. A combinação que deve ser considerada é a que provoca maior perda, para garantir o bom funcionamento das bombas. No âmbito de um estágio extracurricular realizada no período de verão de 2019, analisou-se as influência das diferentes combinações de duas caldeiras na curva da instalação e verificou-se que a diferença é desprezável, resultante da proximidade das caldeiras no circuito, variando apenas o comprimento da tubagem que altera o valor da perda em linha (Teixeira, 2019). Esta análise pode ser verificada na Figura H.1 do Anexo H. Com isto, e sem outro critério de seleção, optou-se pela combinação de caldeiras 1 e 3.

Perante os dados recolhidos e as equações descritas, utilizou-se o Excel e, com recurso à ferramenta *Solver* que permite realizar o processo iterativo para verificar as condições, obtiveram-se os valores de altura manométrica que a UEB tem de fornecer para cada caudal de água. Os resultados são as curvas da instalação apresentadas na Figura 4.5. Perante os valores obtidos, concluiu-se que a perda de carga que a UEB tem de vencer é superior na situação de apenas uma caldeira em funcionamento em relação à situação de duas caldeiras. Isto deve-se ao facto de a perda de carga na caldeira apresentar um comportamento quadrático em função do caudal. Assim, a divisão do caudal pelas duas caldeiras leva a que a perda de carga de cada caldeira seja menor que a metade da perda de carga na caldeira se esta recebesse todo o caudal.

Para se obter a curva da UEB, é necessário combinar a curva da própria bomba com as perdas que existem dentro da UEB. Assim, a altura manométrica que a UEB consegue oferecer para cada caudal resulta da diferença entre a altura que as próprias bombas oferecem e as perdas que têm de vencer na UEB. As perdas localizadas existentes na UEB são válvulas borboleta, válvula anti-retorno, reduções, expansões e tês. Deste conjunto, o elemento que domina a perda de carga é a válvula anti-retorno pois, com a bomba em funcionamento, esta tem de vencer a força da válvula. A perda de carga desta válvula é expressa pela Equação 4.46, resultado da interpolação dos valores dados pelo fabricante, disponíveis no Anexo I.

$$\Delta P_{val,ar} = 101,417465 \cdot (\dot{V}_{ag})^{1,512188} \tag{4.46}$$

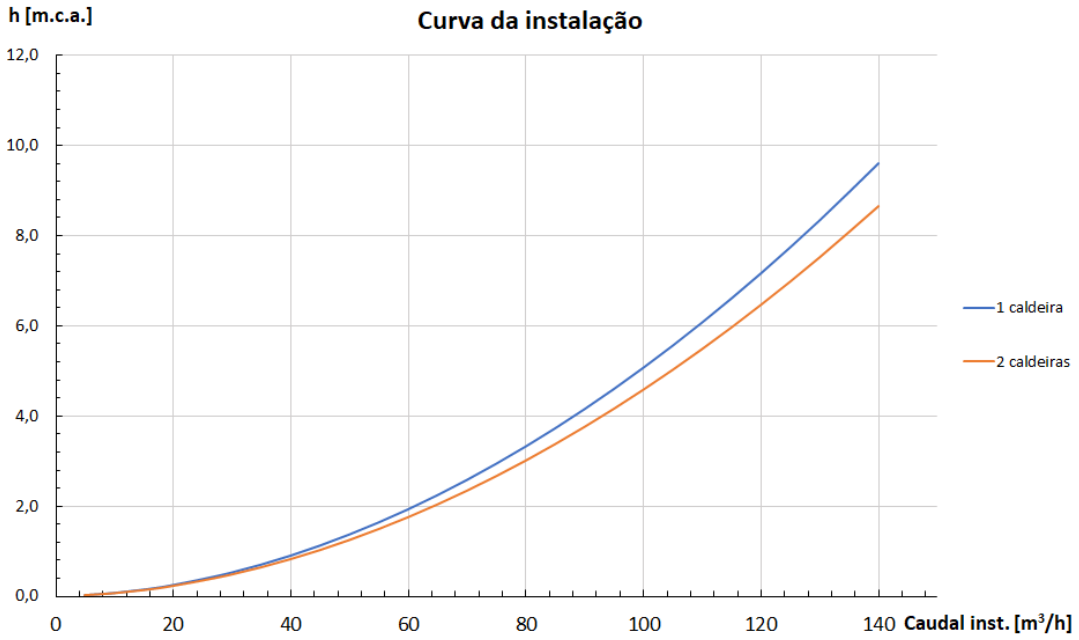


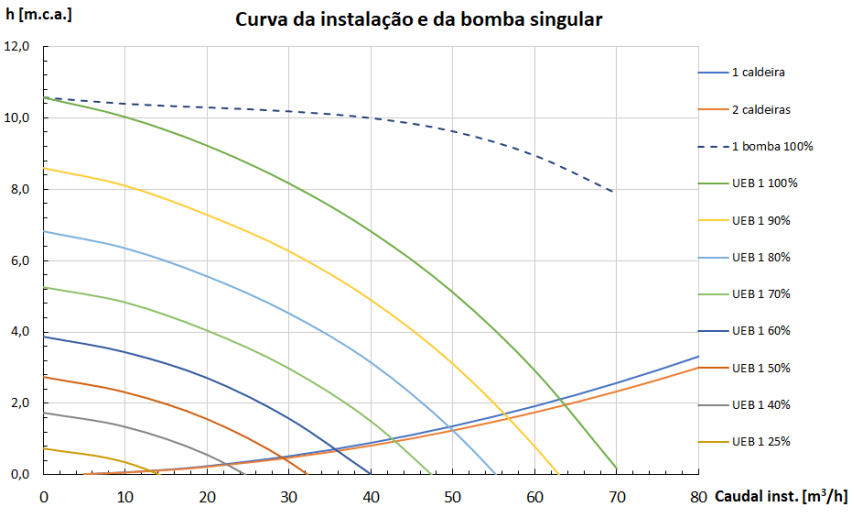
Figura 4.5: Curva da instalação para UEB.

Como mencionado anteriormente, a UEB pode funcionar com uma ou duas bombas, estando as duas bombas em paralelo. Segundo White (2010), a associação de bombas em paralelo resulta na soma dos caudais do fluido para a mesma altura manométrica. Em termos gráficos, a curva da bomba é esticada no sentido positivo do caudal de fluido, resultando assim na deslocação do ponto de funcionamento do sistema. Os valores da altura manométrica disponibilizados pelo fabricante encontram-se no Anexo J, sendo o primeiro gráfico para apenas uma bomba e o segundo gráfico para duas bombas em paralelo.

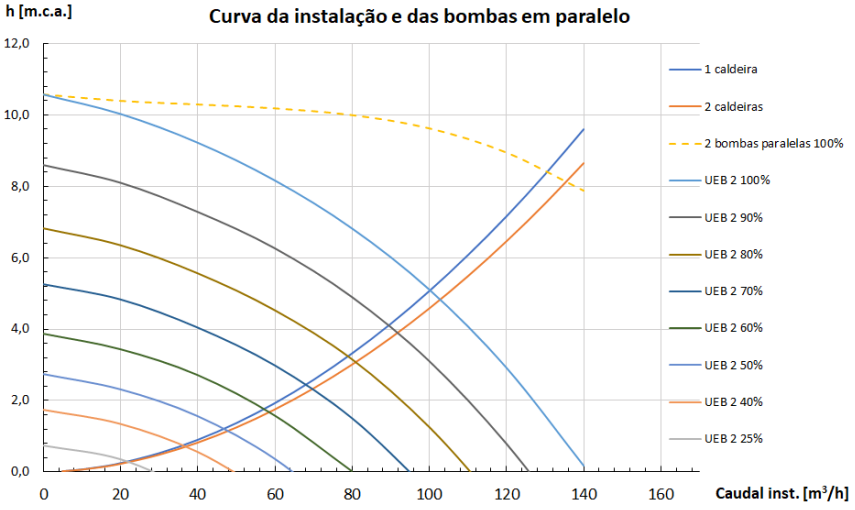
Com os valores obtidos, representaram-se as curvas da UEB, como mostra a Figura 4.6: na imagem superior observam-se as curvas da UEB com apenas uma bomba em funcionamento (UEB 1); na imagem inferior observam-se as curvas da UEB com duas bombas (UEB 2). Nesta figura encontram-se representadas diversas curvas da UEB em função do fator de carga das bombas, isto é, da percentagem de velocidade de rotação máxima, resultante da utilização de variador de frequência. Esta utilização permite um ajuste da temperatura do gás através da variação do funcionamento das bombas. Para simplificação dos cálculos, considerou-se que no funcionamento de duas bombas em paralelo, estas encontram-se à mesma percentagem de carga.

Com os resultados apresentados na Figura 4.6, obtém-se o ponto de funcionamento do sistema para cada percentagem de funcionamento das bombas. Assim, expressando os pontos de funcionamento em caudal e fração, é possível interpolar e obter uma expressão que traduza o caudal debitado pela UEB em função da percentagem de funcionamento FC_{UEB}.

Por observação dos gráficos, verifica-se que a diferença do ponto de funcionamento entre a situação de uma ou duas caldeiras para determinada percentagem é reduzida. Assim, para simplificação da posterior implementação numérica, considerou-se uma curva média da instalação e,



(a)



(b)

Figura 4.6: Curva da instalação e da UEB com uma bomba em funcionamento (superior) e duas bombas em paralelo (inferior).

com esta curva, fez-se a interseção das curvas e interpolação dos pontos. A Equação 4.47 traduz a expressão para UEB 1, enquanto que a Equação 4.48 traduz a expressão para UEB 2.

$$\dot{V}_{ag,UEB1} = 0,676623 \cdot FC_{UEB1} - 4.370130 \tag{4.47}$$

$$\dot{V}_{ag,UEB2} = 1,072522 \cdot FC_{UEB2} - 5.856118 \tag{4.48}$$

Em conclusão da demonstração do desiquilíbrio hidráulico, analisou-se o desvio de caudal entre as caldeiras. Numa situação de equilíbrio, as caldeiras receberiam o mesmo caudal, levando a uma igual perda de carga localizada. No entanto, a caldeira mais próxima da UEB terá a tendência de receber maior caudal, traduzindo-se num maior esforço do queimador associado para garantir os valores de temperatura pretendidos. Assim, determinou-se o incremento de caudal que a caldeira

Tabela 4.3: Desvio de caudal na situação de duas caldeiras em funcionamento

$\dot{V}_{ag,UEB}[m^3/h]$	$\dot{V}_{ag,caldI}[m^3/h]$	$\dot{V}_{ag,caldII}[m^3/h]$	Desvio caudal [%]
5	2,6	2,4	2,07
10	5,1	4,9	1,72
15	7,6	7,4	1,55
20	10,1	9,9	1,44
30	15,2	14,8	1,29
40	20,2	19,8	1,19
50	25,3	24,7	1,12
60	30,3	29,7	1,07
70	35,4	34,6	1,02
80	40,4	39,6	0,99
90	45,4	44,6	0,95
100	50,5	49,5	0,93
110	55,5	54,5	0,90
120	60,5	59,5	0,88
130	65,6	64,4	0,86
140	70,6	69,4	0,84

recebe através da Equação 4.49, obtendo-se os valores apresentados na Tabela 4.3. Estes valores serão tidos em consideração na simulação numérica, através da variável α.

$$Desvio = \frac{\dot{V}_{ag,caldI} - \dot{V}_{ag,UEB}/2}{\dot{V}_{ag,UEB}/2} \tag{4.49}$$

4.4 Bomba de Recirculação

Devido ao facto de as caldeiras instaladas no sistema de aquecimento serem de não condensação, à entrada destas a temperatura da água do circuito não deve ser inferior a um determinado valor. Este valor é definido pelo fabricante e previne que haja uma aceleração na corrosão da tubagem interna da caldeira, aumentando a sua durabilidade. Para se fazer o controlo da temperatura no retorno das caldeiras, a solução imposta pela REN foi de utilização de um bomba de recirculação (BR). Esta bomba, através de um sistema de controlo, realiza um bypass à UEB e ao permutador, de modo a debitar um determinado caudal de água quente (saída das caldeiras) no circuito de água fria (retorno das caldeiras).

Da mesma forma como realizado para a UEB, é necessário determinar a curva da instalação que a BR terá de suportar. Através da análise da Figura 4.1 verifica-se que a UEB e a BR realizam trabalho, através de um incremento de pressão, para o mesmo troço do circuito hidráulico. Com isto, prevê-se que o funcionamento de um grupo influencie a resposta e a capacidade do outro através da perda de carga. Como estas bombas trabalham independentes uma da outra, o número de combinações possíveis de funcionamento do sistema é infinito, o que se torna impraticável em

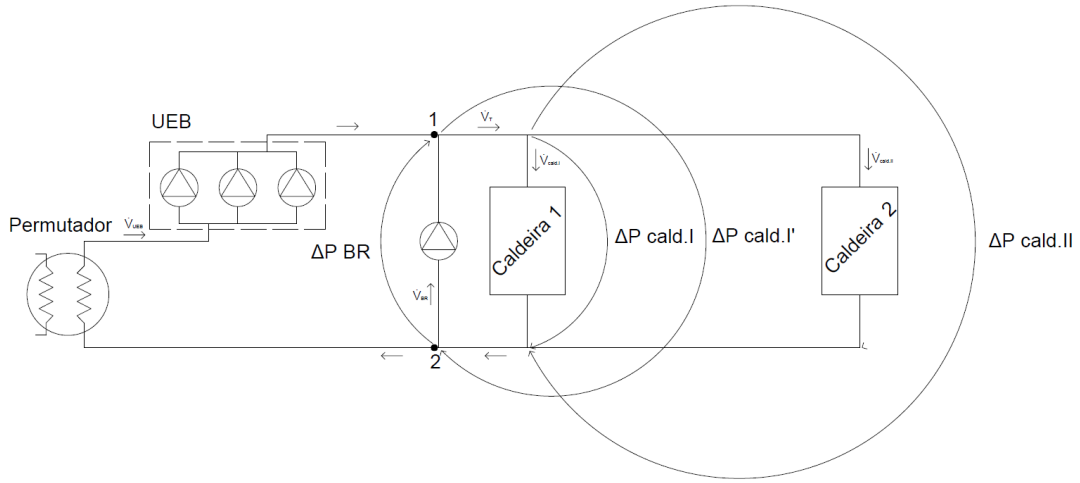


Figura 4.7: Definição das quedas de pressão com bomba BR.

termos de simulação numérica. Para simplificação e permitir obter uma aproximação à realidade ao mesmo tempo que se consegue uma simulação relativamente rápida, analisou-se o funcionamento da bomba BR para quatro cenários: a UEB no máximo, a meia capacidade nominal, no mínimo recomendado e parada. Este último cenário, apesar de se saber que a UEB não pára se existir gás natural a passar pela estação, pode acontecer nas situações em que não existe consumo de gás e o sistema realiza um standby quente[2].

4.4.1 Perda de carga e curva da instalação

À semelhança do realizado para a curva da instalação para a UEB, fez-se a analogia elétrica de modo a ter as quedas de pressões e as expressões que exprimem a igualdade das mesmas. A Figura 4.7 apresenta a representação esquemática das quedas de pressão e as equações seguintes apresentam as expressões.

$$P_1 - P_2 = \rho \cdot g \cdot h_{UEB} - \left(f \cdot \frac{L}{D} + \Sigma K \right) \cdot \frac{v_{UEB}^2 \cdot \rho}{2} \tag{4.50}$$

$$\Delta P_{BR} = \rho \cdot g \cdot h_{BR} - \left(f_{BR} \cdot \frac{L_{BR}}{D_{BR}} + \Sigma K_{BR} \right) \cdot \frac{v_{BR}^2 \cdot \rho}{2} \tag{4.51}$$

$$\Delta P_{cald.I} = \left(f_I \cdot \frac{L_I}{D} + \Sigma K_I \right) \cdot \frac{v_I^2 \cdot \rho}{2} \tag{4.52}$$

[2]O standby quente é uma funcionamento incorporada no sistema de controlo que, nos períodos de tempo em que a central termoelétrica não consome gás natural, o sistema de aquecimento faz uma recirculação da água e mantém a sua temperatura a um valor intermédio de modo que, no momento de arranque, o sistema não demore a cumprir a sua função.

$$\Delta P_{cald.I'} = \left(f_{I'} \cdot \frac{L_{I'}}{D} + \Sigma K_{I'} \right) \cdot \frac{v_{I'}^2 \cdot \rho}{2} \tag{4.53}$$

$$\Delta P_{cald.II} = \left(f_{II} \cdot \frac{L_{II}}{D} + \Sigma K_{II} \right) \cdot \frac{v_{II}^2 \cdot \rho}{2} \tag{4.54}$$

Para a realização dos cálculos para determinação da altura manométrica que a bomba BR tem de oferecer, h_{BR}, desenvolveram-se as igualdades apresentadas nas equações seguintes. Para a situação de uma caldeira em funcionamento, devem ser verificadas as equações 4.55 e 4.56; para a situação de duas caldeiras, devem ser verificadas as equações 4.55, 4.57 e 4.58.

$$P_1 - P_2 = \Delta P_{BR} = \Delta P_{cald.I'} \tag{4.55}$$

$$\dot{m}_{UEB} + \dot{m}_{BR} - \dot{m}_{cald.I} = 0 \tag{4.56}$$

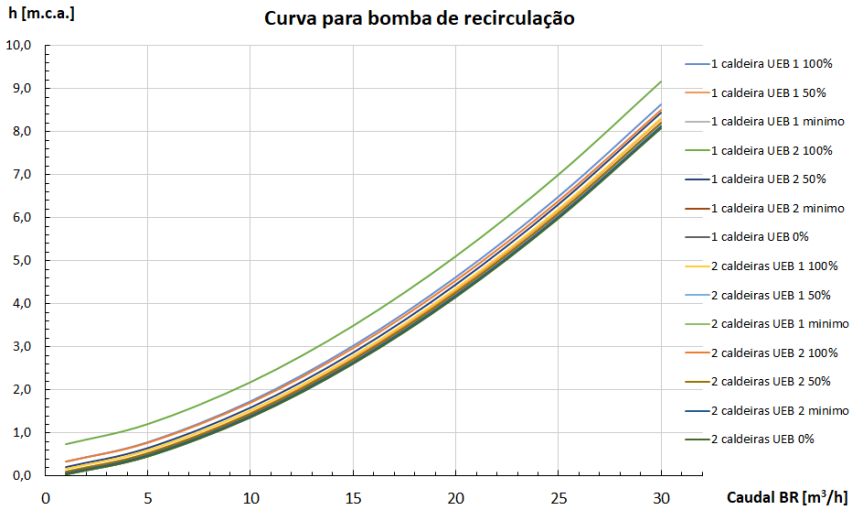
$$\Delta P_{cald.I} = \Delta P_{cald.II} \tag{4.57}$$

$$\dot{m}_{UEB} + \dot{m}_{BR} - \dot{m}_{cald.I} - \dot{m}_{cald.II} = 0 \tag{4.58}$$

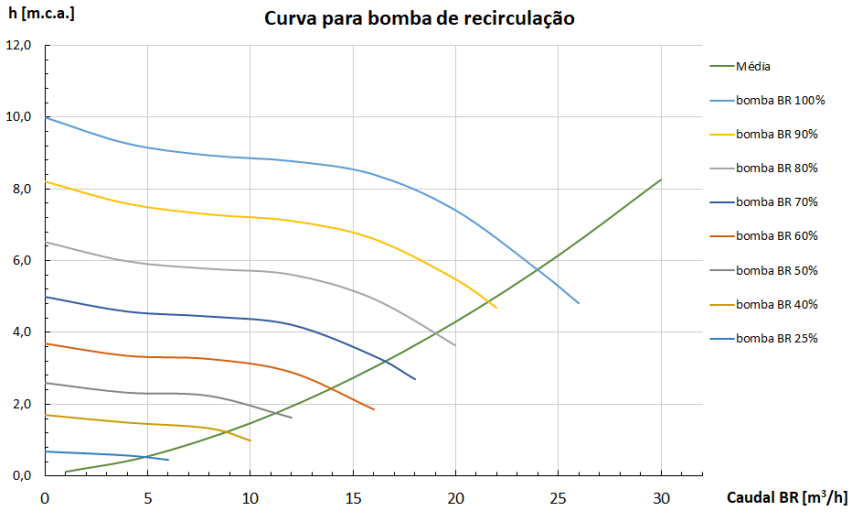
As perdas de carga localizadas adicionais a considerar no sistema são as das válvulas borboleta e a da válvula anti-retorno presentes no troço da bomba BR. O valor de Kv para uma válvula borboleta encontra-se na Tabela 4.1 e a expressão para a válvula anti-retorno encontra-se na equação 4.59.

$$\Delta P_{val,ar,BR} = 338,506737 \cdot (\dot{V}_{ag})^{1,478035} \tag{4.59}$$

Como referido anteriormente, a UEB e a bomba BR trabalham independentes mas, o funcionamento da UEB influencia o trabalho da BR e vice-versa, através do incremento de pressão. Estando a UEB a funcionar num regime constante, a bomba BR terá de vencer as suas perdas e incrementar a pressão tal que não haja retorno do caudal debitado por ela própria. Assim, na análise da curva da instalação para a bomba BR é necessário ter em consideração o estado de funcionamento da UEB. Como a UEB pode ter qualquer percentagem de carga e, por isso, torna-se impossível a análise de todos os cenários, escolheram-se os sete seguintes: 1) UEB 1 a 100 %; 2) UEB 1 a 50 %; 3) UEB 1 a 25 % (mínimo recomendado); 4) UEB 2 a 100 %; 5) UEB 2 a 50 %; 6) UEB 2 a 25 % (mínimo recomendado); 7) UEB parada. Para cada um destes cenários, analisou-se com uma caldeira e duas caldeiras em funcionamento, totalizando quatorze possíveis curvas de instalação para a bomba BR. Para cada cenário, foi necessário interpolar a curva da UEB para cada percentagem, para se obter uma expressão para h_{UEB}. A Figura 4.8 mostra os resultados obtidos. Por observação da Figura 4.8, a influência do funcionamento da UEB e da situação de uma ou dois caldeiras em funcionamento é desprezável, existindo um intervalo de 0,6 m.c.a. para o caudal máximo analisado. A situação de uma caldeira e UEB 2 a 100 % apresenta-se como exceção às outras curvas, apresentando um desvio maior em relação à média. Isto surge do facto da instalação apresentar uma maior perda de carga e a UEB encontrar-se no seu máximo, dificultando assim o trabalho da bomba BR. Com estes resultados e para simplificação de posterior implementação numérica, considerou-se a curva média da instalação. Consultando os dados do



(a)



(b)

Figura 4.8: Curva da instalação para bomba BR (superior) e curva média da instalação e curvas da bomba BR (inferior).

fabricante relativos à bomba instalada, disponíveis no Anexo K, combinou-se no mesmo gráfico a curva média da instalação e as curvas da bomba para as várias percentagens de carga, como mostra a Figura 4.8.

Em semelhança ao procedido para a UEB, descreveu-se os pontos de funcionamento em caudal e percentagem, interpolando para se obter a expressão que traduz o caudal debitado pela bomba BR em função da percentagem de carga FC_{BR}. A Equação 4.60 apresenta essa expressão.

$$\dot{V}_{ag,BR} = 0,256104 \cdot FC_{BR} - 1,511688 \tag{4.60}$$

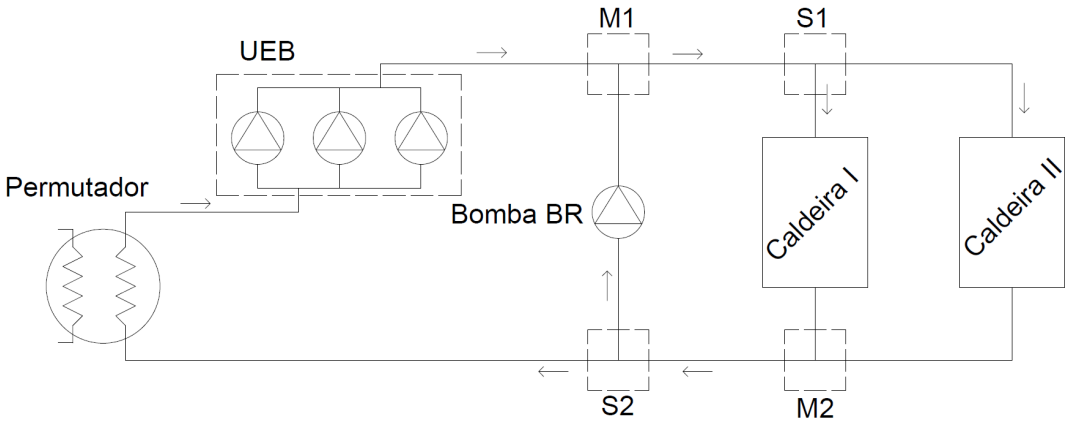


Figura 4.9: Pontos de mistura e de separação de caudais do circuito hidráulico.

4.5 Ponto de mistura e de separação de caudais

Analisados os principais elementos do sistema de aquecimento, é necessário observar o que acontece nos pontos de mistura e de separação de caudais. Nestes pontos é necessário garantir um equilíbrio térmico e mássico para que o sistema esteja em equilíbrio. Em observação ao esquema da Figura 4.1, identificaram-se dois pontos de mistura e dois pontos de separação de caudal. Esses pontos encontram-se devidamente identificados na Figura 4.9. Os pontos de separação estão identificados pela letra S, enquanto que os de mistura pela letra M.

Nos pontos de mistura, o somatório dos caudais à entrada tem de ser igual ao somatório dos caudais à saída; já a temperatura do fluido, de acordo com a PLT, é a média ponderada entre as temperaturas de entrada tendo em conta a contribuição dos caudais de entrada na saída, resultante da conservação da massa. Nos pontos de separação, a conservação dos caudais é igualmente verificada; já a temperatura de saída, visto que se trata uma separação, é igual aos valor da entrada. As equações seguintes expressam estas condições.

$$\sum \dot{m}_{ag,i} = \sum \dot{m}_{ag,o} \tag{4.61}$$

$$T_{ag,M} = \frac{\sum(\dot{m}_{ag,i} \cdot T_{ag,i})}{\dot{m}_{ag,o}} \tag{4.62}$$

$$T_{ag,S} = T_{ag,i} \tag{4.63}$$

4.6 Válvula redutora de pressão da GRMS

Apesar de a válvula redutora de pressão da estação não pertencer diretamente ao sistema de aquecimento, esta influencia-o pois um dos pontos de operação que o sistema tem de cumprir é a temperatura do gás à saída da estação. Sem necessitar de mais detalhe, a válvula redutora influencia o sistema através do Efeito Joule-Thompson, descrito no Capítulo 3. Tratando-se de uma queda de temperatura devido à redução de pressão do gás natural, foi necessário definir a relação

entre a temperatura do gás à saída do permutador $T'_{o,gas}$ (montante da válvula) e a temperatura a jusante To_{gas}. Essa relação é através do coeficiente Joule-Thompson μ_{JT}, apresentada na equação 4.64, sendo ΔP_{gas} a queda de pressão provocada pela válvula.

$$To_{gas} = T'_{o,gas} - \mu_{JT} \cdot \Delta P_{gas} \tag{4.64}$$

Capítulo 5

Simulação Numérica do Sistema de Aquecimento

Em virtude da equações apresentadas no Capítulo 4, é possível simular a resposta do sistema de aquecimento. Estas simulações são realizadas assumindo um sistema funcionando em regime permanente, isto é, as variáveis do sistema não variam no tempo, o que permite descobrir os pontos de funcionamento dos vários elementos quando se atinge um equilíbrio térmico e mássico. Esta análise em regime permanente permite avaliar se os elementos do sistema de aquecimento são capazes de cumprir a sua função e, em caso negativo, que possíveis alterações podem ser feitas para solucionar ou mitigar os problemas. As soluções propostas são de forma a que a intervenção no sistema seja a menor possível, evitando assim modificações na parte mecânica, como o circuito hidráulico, e na parte civil, como a estrutura no edifício.

Como se verifica em todos os projetos, os dados fornecidos para o dimensionamento são sempre valores extremos dos parâmetros essenciais do sistema, no sentido de se garantir um correto funcionamento do mesmo para toda a gama de cenários possíveis. Em complemento a este facto, os elementos são sobredimensionados de modo a que estes não trabalhem nos seus limites nominais, de forma a permitir um melhor controlo do funcionamento dos mesmos. No entanto, a combinação dos valores extremos com sobredimensionamento pode comprometer o bom funcionamento dos elementos quando o sistema se encontra submetido aos valores típicos dos parâmetros. Assim, as simulações serão realizadas para os dois cenários seguintes: para os valores de projecto, e assim inferir o dimensionamento dos elementos; para os valores de funcionamento realmente encontrados no sistema, estudando diferentes condições de projeto, determinando assim o desempenho real do sistema.

5.1 Valores de projecto versus valores reais

Na fase de concurso para a remodelação do sistema de aquecimento da GRMS do Carregado, a REN forneceu os dados essenciais para um pré-dimensionamento dos vários elementos do sistema, nomeadamente para o permutador e para as caldeiras. Focando-se na visão térmica

Tabela 5.1: Valores de projeto e reais de alguns parâmetros do sistema de aquecimento

Parâmetros	**Valor de projeto**	**Valor real**
Temperatura de gás à entrada/ saída da estação [°C]	10/ 0	15/ 8
Pressão de entrada/ saída de gás [bar (rel)]	84/ 33	70/ 33
Coeficiente Joule-Thompson [K/bar]	0,649	0,550
Massa volúmica do gás em condições PTN[1] [kg/m^3]	0,8019	0.8019
Caudal mínimo/ máximo de gás natural [(N)m^3/h]	42.000/ 210.000	42.000/ 140.000
Temperatura da água à entrada/ saída do permutador [°C]	80/ 56	80/ -

do sistema, os dados fornecidos foram 1) pressão do gás natural à entrada e à saída da GRMS, 2) coeficiente Joule-Thompson, 3) temperatura do gás natural à entrada e saída da GRMS, 4) caudais de gás natural que atravessam a estação, 5) calor específico a pressão constante e massa volúmica do gás natural e 6) temperatura da água à entrada e saída do permutador pretendidas. A partir destes dados, foi possível dimensionar o permutador e as caldeiras para que os valores dos parâmetros mencionados fossem respeitados. A PCV, durante a fase do projecto de dimensionamento detalhado dos elementos, apresentou todos as folhas de cálculo necessárias para prever que o sistema proposto era capaz de cumprir com os valores de saída tendo em consideração os valores de entrada. No entanto, como mencionado no Capítulo 3, a temperaturas da água e do gás à saída do permutador apresentaram diferenças significativas em relação aos valores esperados, comprometendo o bom funcionamento do sistema. Em virtude destas observações, pediu-se aos colaboradores da REN que lidam frequentemente com a GRMS do Carregado o fornecimento dos valores típicos dos parâmetros mencionados a montante. A Tabela 5.1 apresenta os valores de projeto e os valores reais.

Perante estes valores, o estudo desenvolvido passou por se verificar as condições de projeto e, passo a passo, alterar cada um dos parâmetros mencionados acima, de modo a analisar a sua influência no funcionamento do sistema e na sua capacidade de resposta, com exceção do caudal máximo de gás, que se realizou sempre os cálculos para todo o intervalo possível.

5.2 Implementação do código

A fase inicial do estudo do funcionamento do sistema de aquecimento através da simulação numérica foi a implementação do código num programa apropriado. O programa utilizado para este estudo foi o EES, *Equation Engineering Solver* , que apresenta uma particular vantagem em relação a outros programas de simulação numérica: as propriedades termodinâmicas de fluidos e sólidos e algumas funções úteis para a área da termodinâmica encontram-se implícitas no programa, permitindo que se possa determinar as propriedades dos fluidos sem recurso a correlações ou a fontes exteriores.

A implementação do código passou por introduzir as expressões descritas no Capítulo 4 e os valores apresentados na Tabela 5.1. Algumas das variáveis mencionadas no capítulo anterior

[1]Condições normais de pressão e temperatura (1 bar (abs) e 0 °C).

Tabela 5.2: Valores de algumas variáveis de entrada

Variável	**Valor**	**Variável**	**Valor**
P_m [m]	0,025	α [-]	0,01
B [m]	0,250	β [-]	0,01
$D_{i,carc}$ [m]	0,490	k_{tp} [W/m^2·K]	45
$D_{i,tubo}$ [m]	0,018	R_s [m^2·K/W]	0,000002
$D_{e,tubo}$ [m]	0,020	$\dot{V}_{ag,UEB}$ [m^3/h]	120
L_{tubo} [m]	2,100	$\dot{V}_{ag,BR}$ [m^3/h]	0
N_{tubos} [-]	266		

advêm de considerações feitas ao sistema ou de caraterísticas do permutador, sendo variáveis de valor fixo. Essas variáveis são apresentadas na Tabela 5.2.

A variável α representa o desvio de caudal de água nas caldeiras devido ao desiquilíbrio hidráulico do circuito. Perante os valores apresentados na Tabela 4.3, fez-se a simplificação de se considerar um valor único para toda a gama de caudais de água. Visto que a variação de α é reduzida e o seu impacto no sistema é pouco significativo, considerou-se o valor percentual de 1 %. Este impacto será traduzido na diferença dos valores de fator de carga para cada caldeira, permitindo uma análise simplista da sua influência no tempo de vida destes elementos.

A variável β representa as possíveis perdas caloríficas do sistema, em particular no permutador de calor. Tendo em conta que não foi possível obter valores experimentais das temperaturas das superfícies dos elementos de modo a determinar a ordem de grandeza das perdas, considerou-se um valor de 1 % do calor que a água tem de fornecer ao permutador. Estas perdas penalizarão o sistema no sentido de aumentar o esforço do mesmo para cumprir os setpoints.

A variável k_{tp} representa a condutividade térmica do aço constituinte dos tubos do permutador, como referido na equação 4.10. O valor desta propriedade não é apresentada pelo fabricante, pelo que usou-se o valor típico de um aço ao carbono.

A variável R_s representa a resistência de sujamento, tanto interior como exterior, que o permutador pode apresentar. O fabricante dos permutadores fornece esse valor na sua folha de cálculo, indicando como o mínimo que se deve considerar. Tendo em conta que os elementos são novos, considerou-se esse valor para todas as simulações.

O passo da matriz ou feixe de tubos P_m, o espaçamento entre defletores B, o diâmetro interno da carcaça $D_{i,carc}$, o diâmetro interno e externo dos tubos $D_{i,tubo}$ e $D_{e,tubo}$, o comprimento dos tubos L_{tubo} e o número de tubos N_{tubos} são caraterísticas geométricas do permutador e são fornecidas pelo fabricante. Uma consideração necessário a ter na fase de validação é a penalização da área real de permuta de calor em 15 % visto que, para os valores considerados e obtidos pelo fabricante, o permutador tem excesso de área, expressa como excesso de superfície na respetiva folha de dados.

O caudal volúmico de água da UEB considerado foi o apresentado na folha de cálculo. Este valor foi obtido na fase de projeto como o caudal de água requerido para fornecer o calor necessário ao gás, tendo em consideração o diferencial de temperatura da água pretendido, provocado pelo permutador. Nesta primeira abordagem, não se considerou o funcionamento da bomba BR, pelo

Tabela 5.3: Valores das propriedades termodinâmicas dos fluidos fornecido pelo fabricante

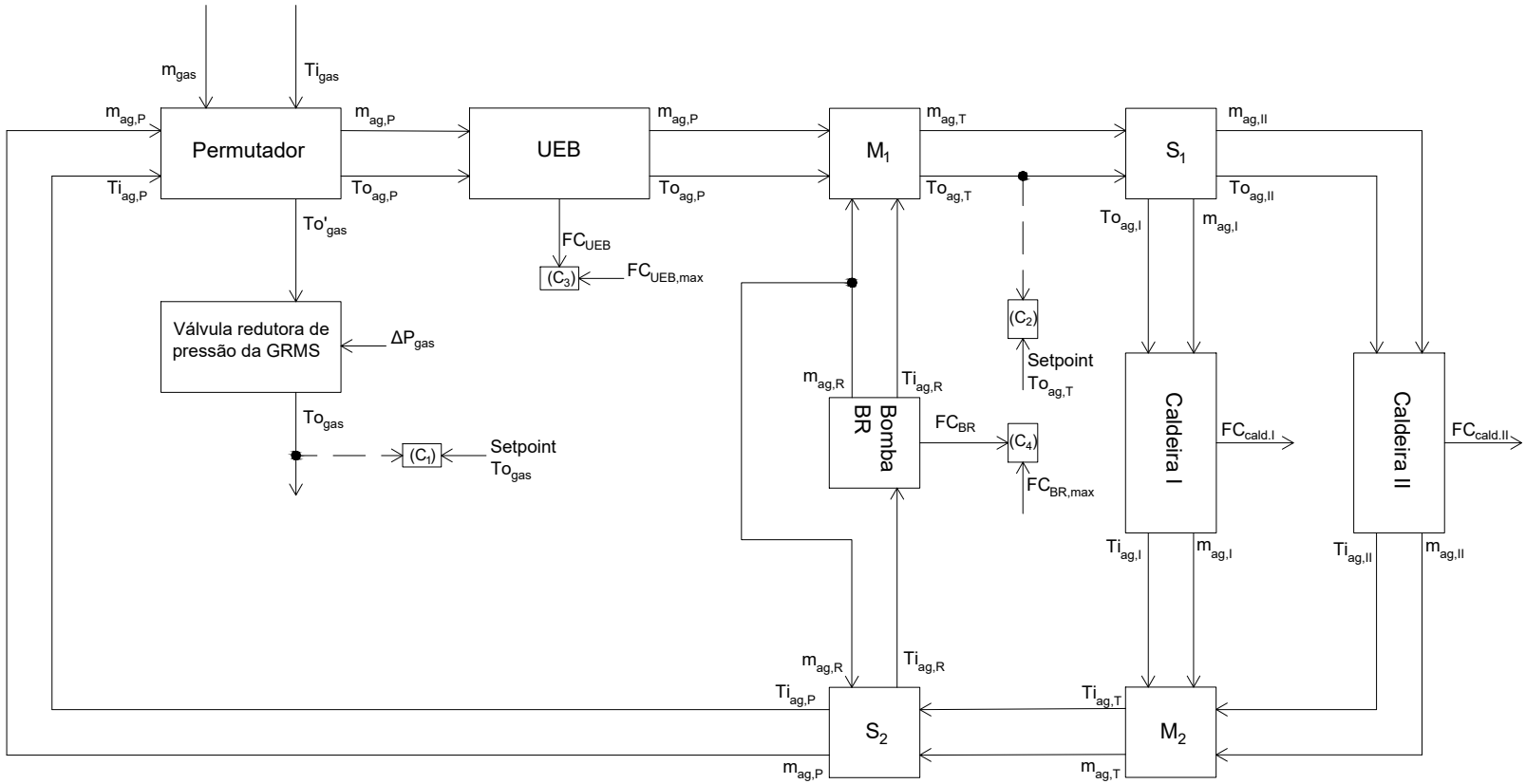
Variável	**Água**		**Gás Natural**	
Temperatura [°C]	80.0	56,7	10.0	33,1
Massa volúmica [kg/m^3]	982,46	995,70	81,74	70,25
Viscosidade dinâmica [Pa·s]	0,00042542	0,000603897	1,34646E-05	1,36865E-05
Calor específico [J/kg·K]	4117,50	4100,15	3114,94	2846,16
Condutividade térmica [W/m·K]	0,5974	0,5819	0,0406	0,0423

que o seu caudal é nulo.

Como referido no capítulo anterior, pretende-se analisar a resposta do sistema em regime permanente em função do caudal de gás normalizada que passa pelo permutador, que é igual ao que passa pela GRMS. Para tal, é necessário que o código apresente apenas uma equação a mais em relação ao número de variáveis. Tendo isto, o procedimento passou por criar uma tabela paramétrica que, em cada linha dita *run*, esteja indicado o valor do caudal de gás normalizado. Assim, o sistema de equações apresenta o mesmo número de equações e de variáveis e o programa consegue obter a solução do sistema. Tratando-se de simulação numérica, será exigido ao programa processos iterativos e a respetiva convergência dos valores aceitando um erro que se considerá desprezável face à ordem de grandeza dos valores das variáveis. Para que tal convergência seja possível, é necessário indicar valores próximos aos esperados para facilitar o processo de convergência. Por outras palavras, é necessário estimar os resultados esperados, ditos *guess values*, para que a convergência se dê com menor esforço computacional e em tempo útil. Assim, o caminho para a evolução do código passou por implementar os resultados apresentados na folha de cálculo do permutador nos *guess values* e iniciar o algoritmo para se obter os valores finais do processo iterativo. Posteriormente, procurou-se validar o algoritmo desenvolvido através da aproximação dos valores obtidos com os presentes na folha de cálculo do fabricante. Esta fase é essencial pois ditará se os resultados da simulação numérica com as alterações dos parâmetros do sistema serão próximos dos esperados na prática.

Neste tipo de sistemas térmicos, os parâmetros mais importantes a observar nos resultados são as temperaturas e os caudais, que vão garantir o equilíbrio térmico e mássico do sistema. Sabendo que o intervalo de temperatura da água e do gás não são significativamente elevados, as propriedades dos fluidos não sofrerão alterações relevantes. Com isto, para diminuir o esforço computacional, facilitar a convergência e validar dos resultados, assumiram-se conhecidos os valores das propriedades dos fluidos, nomeadamente a condutividade térmica, viscosidade dinâmica, massa volúmica e calor específico, sendo os apresentados pelo fabricante dos permutadores. Esses valores são apresentados na Tabela 5.3. Atendendo ao facto de a temperatura da água no permutador e nas caldeiras variar devido ao arrefecimento e aquecimento, para efeitos que cálculo considerou-se a média aritmética dos valores das propriedades.

Para uma fácil compreensão da nomenclatura das variáveis e o fluxo de informação que existe no processo iterativo de simulação numérica, representou-se o algoritmo num diagrama de fluxo de informação, apresentado na Figura 5.1.



LEGENDA:
- To: temperatura saída permutador (circuito frio)
- Ti: temperatura entrada permutador (circuito quente)
- Subscrito "P": caudal da UEB
- Subscrito "R"; caudal da bomba BR
- Subscrito "T": caudal total
- Subscrito "I" e "II"; caudal da caldeira I e caldeira II, respetivamente
- M: ponto de mistura de caudal de água
- S: ponto de separação de caudal de água
- C: condição

Figura 5.1: Diagrama de fluxo de informação do sistema de aquecimento

Tabela 5.4: Valores das principais variáveis do sistema

Variável	Valor do algoritmo	Valor do fabricante
$\dot{V}_{N,gas}$ [(N)m^3/h]	210.000	210.000
$\dot{V}_{ag,P}$ [m^3/h]	120,00	120,00
$Ti_{ag,P}$ [°C]	80,0	80,0
$To_{ag,P}$ [°C]	55,64	56,7
$T'_{o,gas}$ [°C]	33,83	33,1
To_{gas} [°C]	0,72	0
A_e [m^2]	29,83	-
F [-]	0,9523	-
$LMTD_{cc}$ [°C]	45,91	44,82
U_e [W/m$^2 \cdot K$]	2547	2029
$\dot{Q}_{gas}$ [kW]	3322	3192

Perante estas considerações descritas, implementou-se o algoritmo no EES e, para o caudal de gás máximo, obteve-se os valores das principais variáveis do sistema, apresentados na Tabela 5.4. Para comparação entre os resultados obtidos pelo algoritmo e os obtidos pelo fabricante, são igualmente apresentados esses valores na tabela referida anteriormente. Os restantes resultados, bem como o algoritmo, podem ser visualizados no Anexo L . Comparando os valores obtidos com os do fabricante, vê-se que as temperaturas apresentam um desvio de - 1 °C e que o ($F \cdot LMTD_{cc}$), dito *LMTD* corrigido, igualmente um desvio de - 1 °C. Já o valor de U_e e $\dot{Q}_{gas}$ apresentam um maior desvio absoluto face aos apresentados pelo fabricante. No entanto, o erro relativo de U_e é de 25 %, que é aceitável visto que a incerteza das equações empíricas utilizadas para os coeficientes de transferência de calor é dessa ordem de grandeza; o erro relativo de $\dot{Q}_{gas}$ é de 4,1 %, o que é um valor reduzido e aceitável. Assim, em resultado desta simulação, considerou-se o algoritmo válido e capaz de representar o sistema de aquecimento em regime permanente.

Tendo esta validação, a primeira parte da evolução do algoritmo passou pelo seu aperfeiçoamento, através das propriedades dos fluidos, definição do fator de carga das bombas e das caldeiras e incorporação dos pontos de operação definidos no sistema; a segunda parte foi a manipulação dos valores de alguns dos parâmetros do sistema para estudo da resposta do mesmo, seguida da justificação das alterações e previsão do funcionamento do sistema.

5.3 Aperfeiçoamento do algoritmo

A primeira parte do aperfeiçoamento do algoritmo foi a definição do fator de carga das bombas e das caldeiras e incorporação dos pontos de operação definidos no sistema. Estas dois aspetos levou a que o sistema apresentasse quatro condições, como mostra a Figura 5.1, sendo as seguintes:

- Condição C_1: A temperatura do gás To_{gas} deve ser igual ao setpoint definido;
- Condição C_2: A temperatura da água no retorno às caldeiras $To_{ag,T}$ deve ser igual ao ponto de operação definido;

- Condição C_3: O fator de carga da UEB FC_{UEB} não pode ser superior ao seu valor máximo, 100 %;

- Condição C_4: O fator de carga da bomba BR FC_{BR} não pode ser superior ao seu valor máximo, 100 %;

Os fatores de carga das bombas são dados pelas equações 4.47, 4.48 e 4.60. Na situação de simulação em que o resultado de FC_{UEB} é superior ao seu máximo, isto é, a condição C_3 não é verificada, o sistema ignora a condição C_1 (setpoint da temperatura do gás). Com isto, o valor de FC_{UEB} passa a ser o seu máximo e o sistema deve recalcular o valor da temperatura do gás To_{gas}. A previsão para estas situações é que a temperatura do gás seja menor do que o pretendido, visto que a água não será capaz de fornecer a energia necessária. Na situação de simulação em que o resultado de FC_{BR} é superior ao seu máximo, isto é, a condição C_4 não é verificada, o sistema ignora a condição C_2 (ponto de operação da temperatura da água). Com isto, o valor de FC_{BR} passa a ser o seu máximo e o sistema deve recalcular o valor da temperatura da água no retorno das caldeiras $To_{ag,T}$. O fator de carga das caldeiras é dado pela equação 4.34. Como referido no capítulo anterior, a temperatura da água à saída das caldeiras não apresenta variações significativas pelo que, para cálculo do fator de carga das caldeiras, considerou-se o valor de $Ti_{ag,I}$ e $Ti_{ag,II}$ fixo em 80 °C.

Apesar de ainda se estar na fase de análise com os parâmetros de projeto, sabe-se por conversas com a equipa da PCV que a temperatura do gás nunca é de 0 °C mas sim superior. Com esta informação, decidiu-se atribuir o valor de 10 °C ao setpoint, valor típico nestas estações, e verificar a resposta do sistema. O ponto de operação da temperatura da água no retorno às caldeiras é de 58 °C, valor recomendado pelo fabricante e implementado no controlador pela REN.

A segunda parte do aperfeiçoamento do algoritmo foi nas propriedades termodinâmicas dos fluidos, aproveitando as capacidades do software usado. No caso da água, o software apresenta funções para determinar as propriedades necessárias em função das temperaturas do sistema. A utilização destas funções aumenta o esforço computacional pois o processo iterativo incrementa significativa visto que os valores das propriedades afetarão as temperaturas do sistema que, por sua vez, serão usadas para cálculo de novos valores dessas mesmas propriedades. Já no caso do gás, este aperfeiçoamento torna-se mais complicado pois o gás natural é uma mistura de gases e o software apresenta algumas limitações neste âmbito. Para ultrapassar esta dificuldade, recorreu-se a equações que permitem obter as propriedades termodinâmicas de uma mistura de gases através das respetivas propriedades de cada elemento. Para simplificação, considerou-se o gás natural como uma mistura de gases perfeitos e, consequentemente, o seu fator de compressibilidade unitário.

A massa volúmica obteve-se a partir da equação dos gases perfeitos, que relaciona a pressão P_{gas}, massa volúmica ρ_{gas}, temperatura T_{gas}, massa molar $M_{m,gas}$ e constante universal dos gases perfeitos $\bar{R}$ (Pinho, 2009). Esta relação é expressa na equação 5.1.

$$\rho_{gas} = \frac{M_{m,gas} \cdot P_{gas}}{\bar{R} \cdot T_{gas}} \tag{5.1}$$

Tabela 5.5: Frações molares e massas molares de cada constituinte do gás natural

Constituinte	X **[%]**	M_m **[kg/kmol]**
CH_4 (metano)	87,89	16,04
C_2H_6 (etano)	8,056	30,07
C_3H_8 (propano)	1,378	44,10
CO_2 (dióxido de carbono)	1,266	44,01
N_2 (nitrogénio)	1,088	28,01
TOTAL (gás natural)	100	18,192

Relativamente ao calor específico a pressão constante, pode-se demonstrar que o valor do calor específico de uma mistura de gases é a média ponderada dos calores específicos dos componentes que a constituem, sendo utilizada a fração mássica Y, como mostra a equação 5.2 (Pinho, 2009). No entanto, a informação disponível das propriedades do gás natural, fornecida pela REN, apresenta apenas as frações molares X. A relação entre estes tipos de fração é expressa na equação 5.3 (Pinho, 2009). A Tabela 5.5 apresenta as frações molares de cada componente do gás natural, bem com a sua massa molar.

$$c_p = \sum Y_i \cdot c_{p,i} \tag{5.2}$$

$$Y_i = \frac{M_{m,i}}{M_m} \cdot X_i \tag{5.3}$$

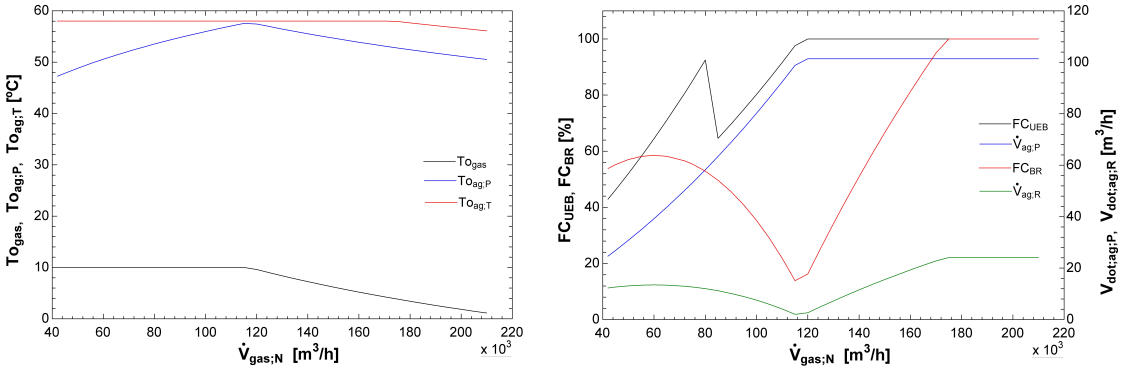
Para a condutividade térmica e para a viscosidade dinâmica da mistura, esta média ponderada já não se verifica, sendo necessário recorrer a expressões com formulação mais complexa (Pinho, 2011). Essas expressões são as equações 5.4 e 5.5, respetivamente.

$$k_{gas} = \sum_{i=1}^{N} \frac{X_i \cdot k_i}{\sum_{j=1}^{N} X_i \cdot \Phi_{ij}} \quad \text{sendo} \quad \Phi_{ij} = \frac{1}{\sqrt{8}} \left(1 + \frac{M_{m,i}}{M_{m,j}}\right)^{-1/2} \left[1 + \left(\frac{k_i}{k_j}\right)^{1/2} \left(\frac{M_{m,i}}{M_{m,j}}\right)^{1/4}\right]^2 \tag{5.4}$$

$$\mu_{gas} = \sum_{i=1}^{N} \frac{X_i \cdot \mu_i}{\sum_{j=1}^{N} X_i \cdot \Phi_{ij}} \quad \text{sendo} \quad \Phi_{ij} = \frac{1}{\sqrt{8}} \left(1 + \frac{M_{m,i}}{M_{m,j}}\right)^{-1/2} \left[1 + \left(\frac{\mu_i}{\mu_j}\right)^{1/2} \left(\frac{M_{m,i}}{M_{m,j}}\right)^{1/4}\right]^2 \tag{5.5}$$

Este aperfeiçoamento do código não afetou os resultados das temperaturas nem do *LMTD* em relação ao valor da folha de cálculo do fabricante.

Alterando os valores do setpoint do gás e considerando toda a área real de permuta de calor obtiveram-se os resultados apresentados nos gráficos da Figura 5.2. Os valores dos diferentes parâmetros, bem como o código desenvolvido, encontram-se no Anexo M. Como se observa na figura, o sistema não é capaz de garantir o setpoint do gás de 10 °C a partir de 120.000 (N)m^3/h, visto que a capacidade da UEB atingiu o valor máximo. No entanto, o valor da temperatura do gás nunca é inferior a 0 °C, verificando-se as condições de projeto. O pico observado na curva de



(a) (b)

Figura 5.2: Temperaturas da água e do gás no sistema, caudais volúmicos e fatores de carga das bombas em função do caudal de gás nas condições de projeto.

FC_{UEB} deve-se à necessidade de duas bombas em funcionamento, levando à redução do fator de carga de cada uma das bombas. Já para o ponto de operação da temperatura da água no retorno das caldeiras, a bomba BR consegue garantir o setpoint até 170.000 (N)m^3/h. Esta bomba apresenta um comportamento interessante no intervalo [42.000; 120.000] (N)m^3/h. O comportamento parabólico deve-se à combinação do comportamento da temperatura da água à saída do permutador e do caudal volúmico de água que passa pelo mesmo. Apesar destas duas variáveis terem um comportamento crescente, para baixos caudais de gás, o efeito do caudal de água é dominante, levando a um maior esforço da bomba BR; posteriormente, o efeito da temperatura é dominante, levando à bomba BR um menor esforço, atingindo quase a situação de paragem. Para os caudais acima de 120.000 (N)m^3/h, como a UEB está na capacidade máxima e a temperatura da água começa a descer, a bomba BR é necessária, atingindo também a sua capacidade máxima. Os fatores de carga das caldeiras apresentam valores ligeiramente acima dos 100 % nos valores máximos de caudal de gás, indicando que as caldeiras não conseguiriam garantir a temperatura da água definida. No entanto, apesar de este limite ter sido ligeiramente ultrapassado, avançou-se com a evolução do algoritmo, tomando em atenção os valores destes fatores de carga.

Perante estes resultados, avançou-se para a segunda parte do estudo: manipulação dos valores de alguns dos parâmetros do sistema para estudo da resposta do mesmo, justificação das alterações e previsão do funcionamento do sistema.

Capítulo 6

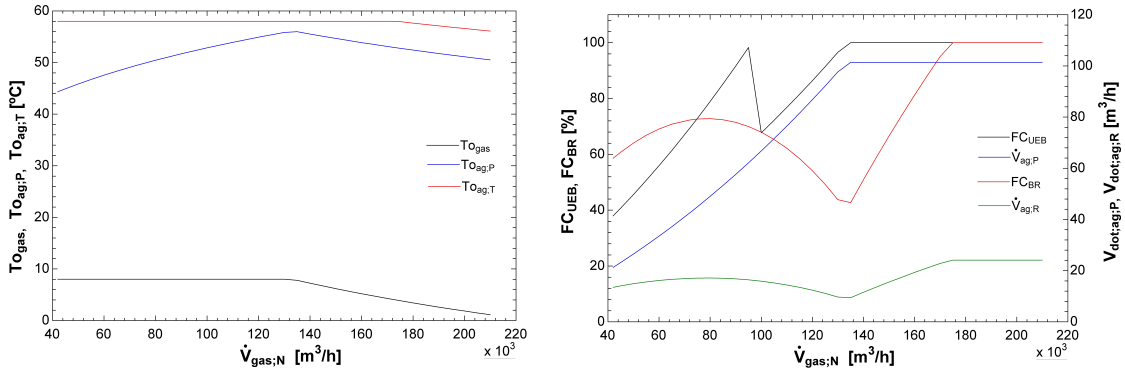
Simulação Numérica do Sistema de Aquecimento nas Condições Reais

Após a simulação numérica do funcionamento do sistema nas condições de projeto, foi necessário conhecer a sua resposta nas condições reais de funcionamento. Estudou-se a adaptação do sistema à alteração do setpoint da temperatura do gás, redução da pressão do gás no permutador, redução do coeficiente Joule-Thompson, aumento da temperatura do gás à entrada e ainda a consideração de escalões para a temperatura da água nas caldeiras. Tendo em consideração que não se dispõe de informação da dependência do coeficiente Joule-Thompson com a pressão e temperatura do gás natural, considerou-se o seu valor independente destes parâmetros. Perante os resultados obtidos para as condições reais, fez-se um estudo mais detalhado da influência de cada parâmetro mencionado anteriormente e ainda do tamponamento de tubos do permutador na resposta do sistema, no sentido de conhecer quais as melhores otimizações possíveis de se realizar, tendo também em consideração o impacto no nível de operação.

6.1 Resposta do sistema às condições reais

A evolução dos resultados da resposta do sistema em função do caudal de gás foi executada alterando o valor de cada parâmetro para se conhecer a sua influência no sistema. O objetivo desta evolução progressiva é de conhecer, de forma preliminar, quais parâmetros podem melhorar e quais prejudicam o funcionamento do sistema. A evolução dos resultados desde as condições de projeto até às condições reais seguiu a seguinte ordem:

- Alteração do setpoint da temperatura do gás de 10 °C para 8 °C;
- Alteração da pressão do gás no permutador de 84 bar (rel) para 70 bar (rel);
- Alteração do coeficiente Joule-Thompson de 0,649 para 0,550;
- Alteração da temperatura de entrada do gás de 10 °C para 15 °C;
- Consideração de escalões para a temperatura da água à saída das caldeiras;



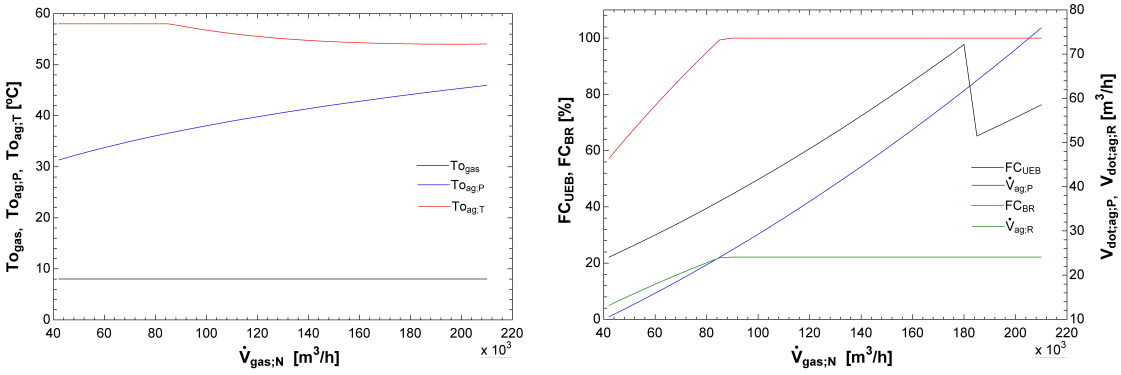
(a) (b)

Figura 6.1: Temperaturas da água e do gás no sistema, caudais volúmicos e fatores de carga das bomba em função do caudal de gás com alteração do setpoint da temperatura do gás.

6.1.1 Alteração do setpoint da temperatura do gás

Como descrito no Capítulo 5, o setpoint da temperatura do gás é sempre superior ao valor de projeto. A temperatura de 0 °C surge da garantia que a REN tem de dar ao seu cliente para que o risco da formação de condensados nos gasodutos seja reduzido. Assim, a imposição de uma temperatura do gás à saída da estação superior tem em consideração as perdas caloríficas que possam ocorrer durante o transporte do gás natural. Para esta estação, o valor inicial do setpoint era de 10 °C, tendo sido posteriormente alterado para 8 °C. Esta redução foi simulada e a resposta do sistema foi analisada, obtendo-se os resultados apresentados na Figura 6.1.

A diminuição da temperatura do gás à saída da estação leva a que a energia térmica necessária a fornecer ao gás seja inferior, levando a uma economia na operação. Verificou-se que, face à alteração imposta, o permutador solicitou um menor caudal de água e a sua temperatura à saída deste diminuiu. Isto deveu-se ao equilíbrio entre as equações 4.3, 4.4 e 4.7. O esperado desta alteração era apenas a diminuição do caudal de água. No entanto, como a redução de caudal provoca uma decréscimo do coeficiente global de transferência de calor mas não na mesma ordem de grandeza, o parâmetro *LMTD* tem de variar para se atingir o equilíbrio. Como este parâmetro depende das temperaturas do gás e da água, a única temperatura que se pode ajustar é a da água à saída do permutador. Em valores quantitativos, a redução da temperatura da água não foi igual para todo o intervalo de caudal de gás, tendo sido a maior redução de 3 °C, para o menor caudal de gás; a redução no caudal de água solicitado foi de 20 m^3/h para 120.000 (N)m^3/h e 3,5 m^3/h para 42.000 (N)m^3/h, o que se traduz no fator de carga da UEB em 11 % e 5 %, respetivamente. Visto que a temperatura da água diminuiu, o que incrementa o esforço da bomba BR, mas o caudal de água também diminuiu, o que facilita esse esforço, a influência na bomba BR é difícil de se prever. Verificou-se que o esforço da bomba BR aumentou, demonstrando que o efeito da redução da temperatura foi dominante, na ordem de + 40 %. Relativamente ao fator de carga das caldeiras, verificou-se que para os caudais de gás entre 180.000 e 210.000 (N)m^3/h, o seu valor é



(a) (b)

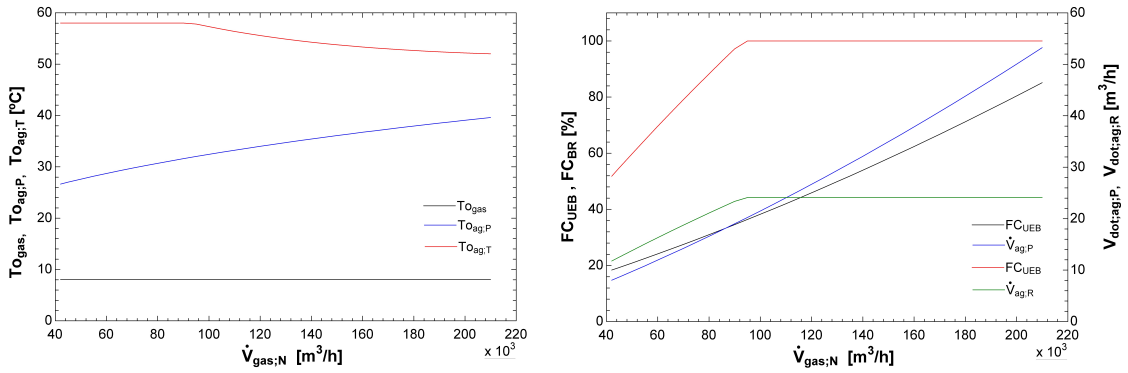
Figura 6.2: Temperaturas da água e do gás no sistema, caudais volúmicos e fatores de carga das bombas em função do caudal de gás com alteração da pressão do gás no permutador.

ligeiramente superior a 100 %, indicando que as caldeiras não seriam capazes de fornecer a água a 80 °C.

6.1.2 Alteração da pressão do gás no permutador

O valor da pressão do gás à entrada da estação, igual à pressão no permutador, descrito nas condições de projeto, é o valor máximo possível de se verificar no gasoduto principal. No entanto, visto que em Portugal não existem estações de compressão e devido às perdas de carga resultantes do escoamento do fluido, este valor é inferior, havendo registos históricos de o seu valor ter sido 55 bar (rel). O valor típico da pressão do gás é de 70 bar (rel), que ainda é uma diferença significativa.

Esta diminuição da pressão, apesar de dificultar a transferência de calor, leva a que o aquecimento necessário seja inferior devido à menor queda de temperatura por efeito Joule-Thompson. Verificaram-se, assim, grandes diferenças na resposta do sistema, como se observa pelos resultados apresentados na Figura 6.2. A temperatura do gás à saída do permutador para que, após redução da pressão, seja verificada a temperatura pretendida, reduziu 9 °C (de 41,1 °C para 32,0 °C), levando a que este setpoint consiga ser cumprido em todo o intervalo de caudal de gás, que se torna uma situação benéfica para o sistema. Esta diminuição da temperatura necessária, que se traduz numa menor necessidade de aquecimento, apresenta os mesmos efeito da situação anterior: um menor caudal de água necessário e, consequentemente, uma menor temperatura da água. Em termos de fator de carga, a UEB teve uma queda significativa, chegando à situação de a segunda bomba da UEB ser apenas requerida para caudais de gás superiores a 185.000 (N)m^3/h. Isto levanta um outro problema ao sistema: para baixos caudais de gás, o fator de carga é inferior ao recomendado pelo fabricante, que é de 25 %. Esta recomendação tem em vista a durabilidade do motor elétrico da bomba pois, se este permanecer muito tempo num regime demasiado baixo, o motor pode sofrer um sobreaquecimento. O problema da verificação do ponto de operação da água é intensificado pois a redução da temperatura da água no permutador é significativa (varia entre



(a) (b)

Figura 6.3: Temperaturas da água e do gás no sistema, caudais volúmicos e fatores de carga das bombas em função do caudal de gás com alteração do coeficiente Joule-Thompson.

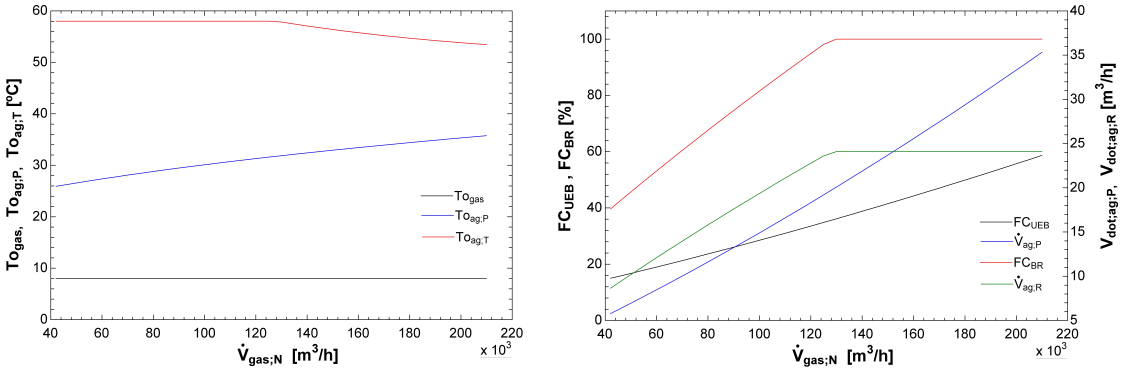
5 a 15 °C) e incrementa o esforço da bomba BR. Nestas condições, esta bomba apenas consegue garantir o ponto de operação até aos 85.000 (N)m^3/h. Já nas caldeiras, a diminuição da potência calorífica a fornecer ao gás levou à redução do fator de carga destas, garantindo assim os 80 °C na água à entrada do permutador.

6.1.3 Alteração do coeficiente Joule-Thompson

Como descrito no Capítulo 3, um coeficiente Joule-Thompson positivo traduz uma queda de temperatura na consequência de uma queda de pressão unitária, num processo adiabático. Um valor de coeficiente inferior indica que a queda de temperatura será inferior para a mesma queda de pressão. Consequentemente, uma menor quantidade de energia será necessário fornecer ao gás para cumprir com o setpoint imposto. Analisou-se a resposta do sistema para o valor de 0,550 K/bar, obtendo-se os resultados apresentados na Figura 6.3. Como verificado na análise anterior, este menor aquecimento leva a que a temperatura da água à saída do permutador seja menor e o esforço da UEB também menor, abaixo do recomendado. Apesar da intensificação destes dois problemas, a bomba BR recebeu um pequeno alívio no seu funcionamento pois, neste caso, o efeito da diminuição de caudal foi dominante e o ponto de operação da temperatura da água é garantido até aos 90.000 (N)m^3/h. Em termos quantitativos, a temperatura da água no permutador teve uma redução de 6 °C e o fator de carga da UEB em 30 %. Nestas condições, a simulação numérica indica que apenas uma bomba da UEB é necessária para cumprir o setpoint do gás em todo o intervalo de caudal de gás.

6.1.4 Alteração da temperatura de entrada do gás

O aumento da temperatura do gás à entrada do permutador leva a que o incremento de temperatura necessário a provocar ao gás seja inferior, visto que este vem mais quente. Observando a equação 4.2, um menor incremento leva a uma menor quantidade de energia requerida. Este efeito



(a) (b)

Figura 6.4: Temperaturas da água e do gás no sistema, caudais volúmicos e fatores de carga das bombas em função do caudal de gás com alteração da temperatura de entrada do gás.

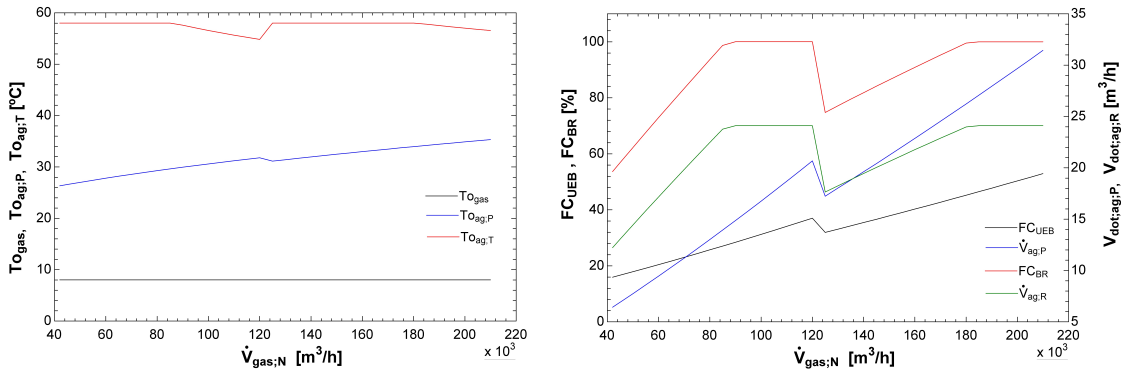
leva a todas as consequências já referidas, intensificando o problema da temperatura da água no permutador e do fator de carga da UEB. Em contrapartida, a bomba BR é folgada, conseguindo cumprir o ponto de operação da água até aos 125.000 (N)m^3/h. A temperatura da água teve uma redução máxima de 4 °C e o fator de carga da UEB em 30 %.

Em resultado de todas as alterações feitas nos valores dos parâmetros mencionados anteriormente, obtiveram-se os gráficos da Figura 6.4 que devem ser comparados com os da Figura 5.2. Os valores numéricos da simulação encontram-se apresentados no Anexo N.

Comparando os gráficos da Figura 6.4 com os da Figura 5.2, observa-se que a temperatura do gás pretendida é conseguida em todo o intervalo de caudal de gás. Já a temperatura da água à saída do permutador, apesar da sua evolução crescente ao longo do intervalo, apresenta valores muito reduzidos, levando a que a bomba BR seja fortemente solicitada, atingindo a sua capacidade máxima aproximadamente a meio do intervalo. Este efeito tem como consequência o não cumprimento da temperatura da água à entrada das caldeiras pretendia. A UEB, em resultado do baixo requisito térmico que o gás exige, apenas funciona com uma bomba em todo o intervalo de caudal de gás, tendo como consequência um baixo fator de carga.

6.1.5 Consideração de escalões para a temperatura da água à saída das caldeiras

No sistema de controlo implementado no sistema de aquecimento tem incluída a possibilidade de fazer escalões de temperatura nas caldeiras. Estes escalões são limitados por valores de caudal de gás que passa no permutador e permitem dividir o regime de gás em dois ou mais níveis. Até à data do presente estudo, existem dois regimes: baixo, em que a temperatura da água da caldeira é menor; alto, em que a temperatura da água da caldeira é maior. Esta implementação de regime baixo tem como base dois pressupostos: com as caldeiras a uma temperatura inferior, o consumo de energia térmica por parte destas é reduzido, levando a uma poupança económica e um menor



(a) (b)

Figura 6.5: Temperaturas da água e do gás no sistema, caudais volúmicos e fatores de carga das bombas em função do caudal de gás com consideração dos escalões da temperatura da água nas caldeiras.

impacto ambiental na emissão de gases de combustão; uma temperatura da água à entrada do permutador inferior leva a um maior esforço para a UEB, aumentando assim o seu fator de carga, aumentando também o seu consumo elétrico mas com menor impacto ambiental. Para as análises anteriores, considerou-se um valor de temperatura da água à saída das caldeiras constante e igual a 80 °C. Para simular a resposta do sistema com os escalões, implementou-se no algoritmos os valores observados no sistema de controlo. Os regimes implementados são: baixo, de 42.000 a 120.000 (N)m^3/h a 75 °C; alto, de 120.000 a 210.000 (N)m^3/h a 85 °C. No sistema de controlo está implementado também um parâmetro de histerese para que o sistema, na situação de 120.000 (N)m^3/h, não esteja sempre em comutação, provocando instabilidade. Realizando a simulação numérica, verificou-se que como resultado de um aumento da temperatura da água das caldeiras, o fator de carga da UEB diminuiu e temperatura da água no permutador também; alternativamente, como resultado da menor temperatura da água das caldeiras, ocorreu o inverso ao referido anteriormente, como se observa pelos resultados apresentados na Figura 6.5. Relativamente à bomba BR, o aumento da temperatura da água das caldeiras levou a que no ponto de mistura para se atingir o ponto de operação pretendido, o esforço da bomba BR diminuísse consideravelmente, levando a ser capaz de cumprir o ponto de operação entre os 120.000 e 180.000 (N)m^3/h. No entanto, para a temperatura de água nas caldeiras de 75 °C, a mistura com a bomba BR no máximo de capacidade já não permite atingir o ponto de operação no limite do regime baixo, apenas até os 85.000 (N)m^3/h.

Observando os valores da simulação e comparando com a situação da temperatura da água das caldeiras constante e igual a 80 °C, verificou-se que o incremento de 5 °C na entrada do permutador provoca um decréscimo de 0,5 °C na saída. Assim, apesar de uma maior temperatura da água na entrada apresentar desvantagens, o esforço da bomba BR é consideravelmente menor. Esta possibilidade de escalões permite fazer um ajuste mais controlado da temperatura da água na entrada do permutador e, assim, obter-se uma solução de compromisso.

6.1.6 Algumas conclusões principais

Todas as alterações das condições de funcionamento do sistema levam ao mesmo efeito, uma menor quantidade de energia necessária de fornecer ao gás natural. A principal consequência deste efeito é um menor caudal de água requerido, na tentativa de equilíbrio térmico entre os fluidos. No entanto, como se percebe da equação 4.17, um menor caudal de água leva a um menor coeficiente de transferência de calor, diminuindo o valor do coeficiente global U_e. Como a redução de U_e não é proporcional à redução do caudal de água, o parâmetro *LMTD* terá de variar para corrigir o desiquilíbrio, influenciando a única temperatura que pode variar no algoritmo desenvolvido, a temperatura da água à saída do permutador. Variando a temperatura, todo o processo de igualdade das equações reinicia-se, dando origem a um processo iterativo. Todo o restante sistema adapta-se a este equilíbrio térmico que o permutador exige. A Figura 6.6 apresenta um *flow chart* no sentido de esquematizar o processo iterativo que se desenvolve, face à variações das condições do gás.

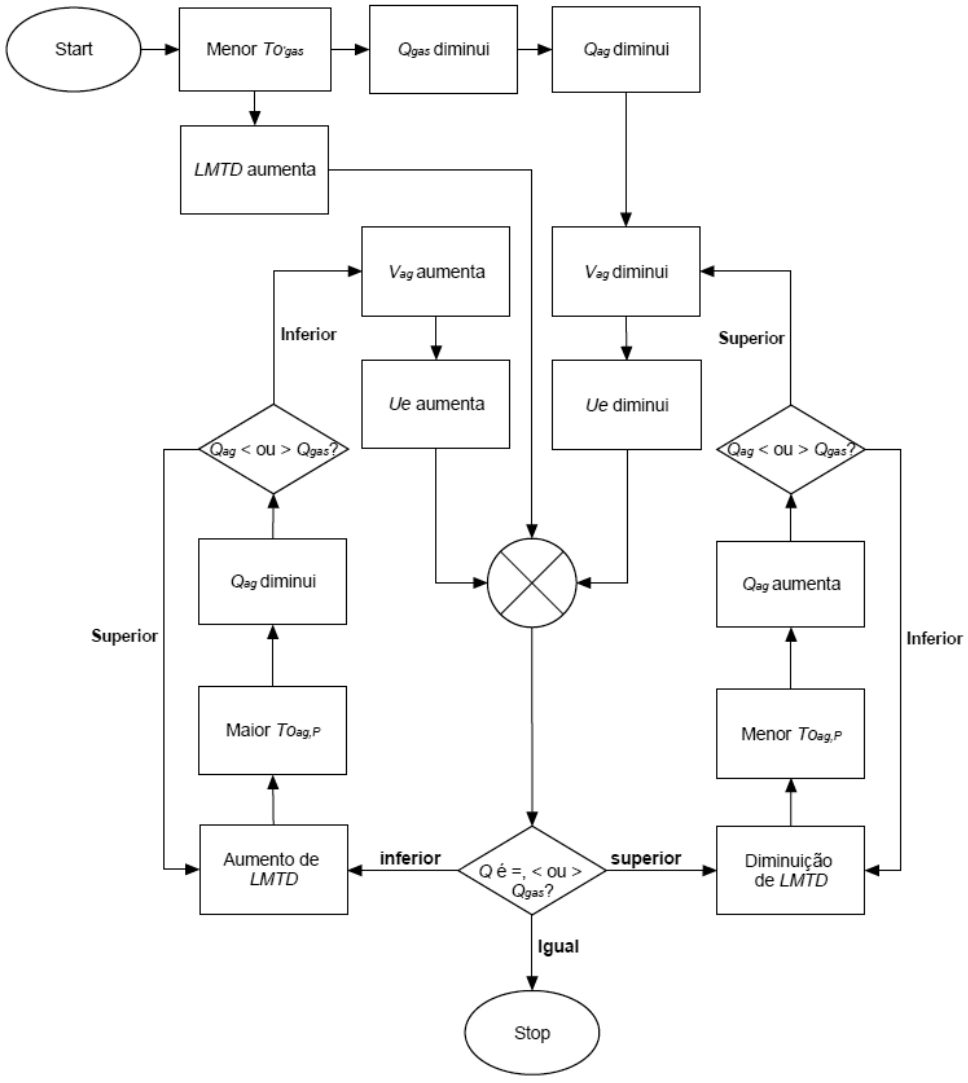


Figura 6.6: Diagrama de processo iterativo de equilíbrio térmico do permutador.

Uma forma de influenciar este processo iterativo no sentido de, quer aumentar a temperatura da água no permutador, quer aumentar o fator de carga da UEB é através da área de permuta, como se constata da equação 4.7. Como referido, a queda de temperatura na água provocada pelo permutador é muito significativo, resultado de uma grande troca de calor. Uma excessiva área de permuta leva a uma grande troca de calor, penalizando assim o fluido que cede a energia. Ora, se se reduzir a área de permuta, o permutador irá requerer um maior caudal de água para transferir a mesma potência calorífica. Em consequência deste aumento de caudal, o processo iterativo segue o lado esquerdo da Figura 6.6 e a queda de temperatura da água é reduzida. Assim, consegue-se mitigar os dois problemas que o permutador provoca ao sistema. A forma prática para redução da área é através do tamponamento de tubos do permutador por onde circula o gás natural. O tamponamento de tubos leva a dois efeitos: a redução da área e o aumento da velocidade de escoamento do gás nos tubos, o que pode incrementar o valor do coeficiente de transferência de calor. Esta otimização será estudada mais à frente no sentido de se identificar o efeito dominante.

No sentido de se reforçar a validação do algoritmo desenvolvido, compararam-se os resultados obtidos, sendo estes a temperatura da água, a do gás e o fator de carga das bombas, com os valores reais, recolhidos numa visita à estação. Verificou-se que, apesar de o sistema ter um comportamento instável, os valores da simulação apresentaram-se próximos dos valores reais, com diferenças nas temperaturas da ordem dos 3 °C. Assim, perante estes resultados e análises da resposta do sistema, procurou-se estudar com um pouco de detalhe a melhor combinação de condições de funcionamento do sistema e as melhores condições dos parâmetros do gás natural, no sentido de se encontrar uma solução que leve o sistema a uma maior estabilidade no funcionamento, garantindo os setpoints pretendidos em regime permanente.

6.2 Estudo detalhado da influência dos parâmetros do sistema

Este estudo detalhado tem como objetivo compreender melhor a influência dos parâmetros do sistema na resposta do mesmo, variando os valores dentro dos seus intervalos reais, no caso das caraterísticas do gás, ou dentro dos intervalos possíveis de se obter, como o caso da temperatura da água nas caldeiras e do número de tubos a tamponar. Assim, os parâmetros selecionados para este estudo detalhado foram os seguintes:

- Temperatura da água à entrada do permutador, $Ti_{ag,P}$;
- Setpoint da temperatura do gás, To_{gas};
- Número de tubos no permutador, n_{tubos};
- Temperatura do gás à entrada do permutador, Ti_{gas};
- Pressão do gás no permutador, Pi_{gas};
- Coeficiente Joule-Thompson, μ_{JT}.

As condições reais dos parâmetros do sistema usadas para as simulações são os descritos na secção anterior e expressos na Tabela 5.1, na coluna de valores reais. Para cada simulação realizada, apenas se alterou única e exclusivamente o parâmetro pretendido, para que não existisse uma combinação de efeitos na resposta do sistema. Apesar do coeficiente Joule-Thompson ser dependente da pressão e da temperatura do gás natural, tendo em conta que não se dispõe de informação da sua dependência, considerou-se o seu valor independente destes parâmetros.

Os dois primeiros parâmetros referidos anteriormente, $Ti_{ag,P}$ e To_{gas} são parâmetros que se podem ajustar no sistema atual, através do controlador, sem qualquer intervenção mecânica. Já o número de tubos a tamponar, n_{tubos}, requer que sistema seja colocado fora de serviço e intervir no permutador de calor, abrindo-o e fazendo o tamponamento. Os últimos três parâmetros referidos, Ti_{gas}, Pi_{gas} e μ_{JT}, são caraterísticas do gás natural que chega à estação, não sendo possível qualquer intervenção nos seus valores antes de passar pelo permutador. Para cada análise detalhada, criou-se uma representação gráfica para quatro variáveis do sistema, sendo elas a temperatura da água à saída do permutador $To_{ag,P}$, o fator de carga da UEB FC_{UEB}, o fator de carga da bomba BR FC_{BR} e a temperatura da água após mistura de caudais $To_{ag,T}$. É importante realçar que a condição do setpoint da temperatura do gás foi garantida em todas as simulações realizadas, para todo o intervalo de caudal de gás, e os fatores de carga das caldeiras não ultrapassaram os seus valores máximos.

6.2.1 Influência da temperatura da água à entrada do permutador

Como visualizado na secção anterior, um aumento da temperatura da água à saída das caldeiras causa um impacto negativo no permutador no sentido de reduzir o caudal de água requerido, baixando mais o fator de carga da UEB e, consequentemente, a temperatura da água à saída. No entanto, a influência deste aumento é muito significativa no ponto de mistura dos caudais, dando um alívio à bomba BR. Assim, variou-se a temperatura da água à entrada do permutador, para as quatros variáveis do sistema referidas anteriormente, como se mostra na Figura 6.7.

Por observação aos gráficos da Figura 6.7, confirma-se que quanto maior $Ti_{ag,P}$, menor $To_{ag,P}$ e menor FC_{UEB}. No entanto, o efeito é pouco significativo e a resolução dos problemas provocados pelo permutador é insuficiente. Já para a bomba BR, as diferenças são notórias e positivas para resolução do seu problema. A diminuição do intervalo de caudal de gás no qual o fator de carga é máximo mostra que a bomba instalada tem capacidade de cumprir com o ponto de operação da água. Esta capacidade é visualizada no gráfico do $To_{ag,T}$, em que o valor desta temperatura é constante e igual ao ponto de operação definido.

Assim, uma possível solução para ajudar o sistema a cumprir as condições definidas é usar escalões na temperatura das caldeiras para uma solução de compromisso entre $To_{ag,P}$ e $To_{ag,T}$.

6.2.2 Influência do setpoint da temperatura do gás

A variação do setpoint da temperatura do gás influencia a quantidade de energia que é necessária fornecer. Sabendo que se se aumentar a energia necessária a transferir, o caudal requerido

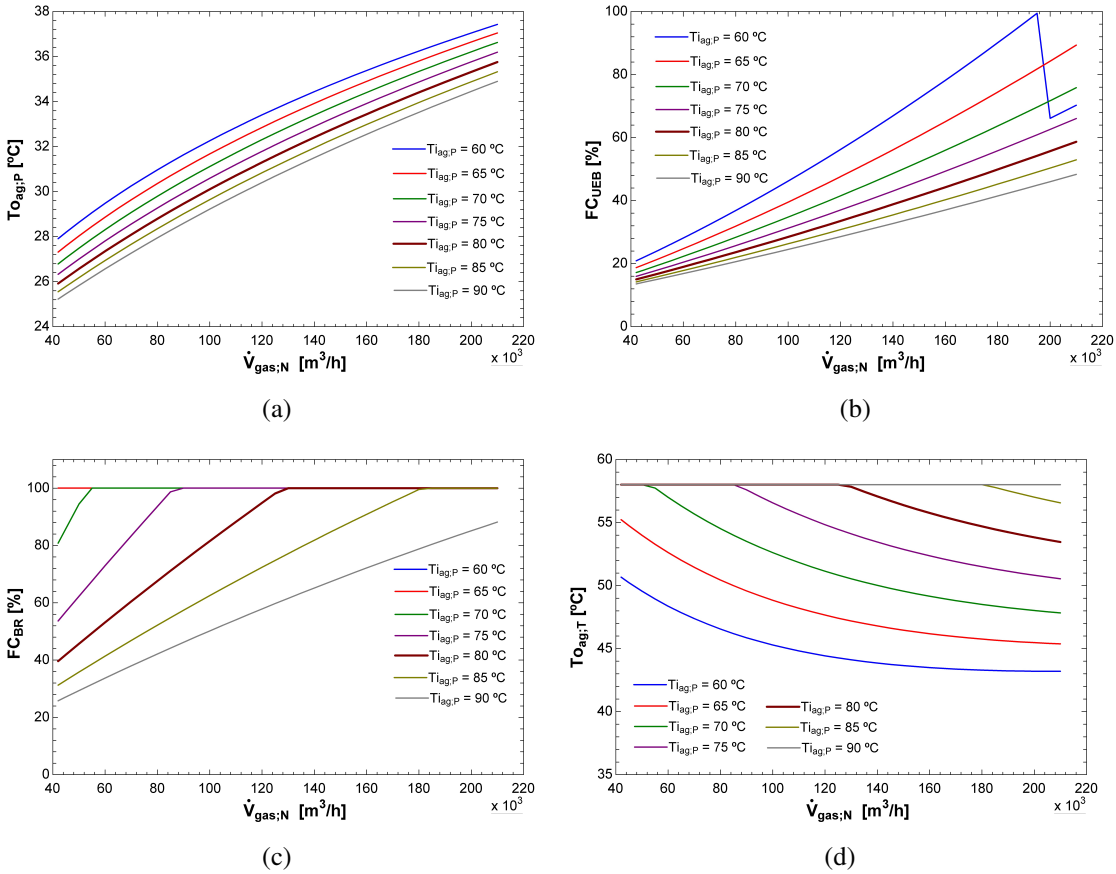


Figura 6.7: Influência da temperatura da água à entrada do permutador na resposta do sistema.

pelo permutador será superior e, consequentemente, a queda de temperatura da água será inferior, consegue-se mitigar os problemas provocados pelo permutador e, indiretamente, aliviar o esforço à bomba BR. No entanto, o impacto negativo desta possível solução é um aumento no consumo de gás natural pelos queimadores para obtenção de mais energia térmica. Variou-se o setpoint da temperatura do gás, para as quatro variáveis principais do sistema, como mostra a Figura 6.8.

Por observação da Figura 6.8, constata-se que o impacto da variação do setpoint na $To_{ag,P}$ e no FC_{UEB} é superior do que o impacto da variação da temperatura da água à entrada do permutador. Para valores de setpoint superiores a 15 °C, o sistema exige que a UEB recorra a duas bombas em funcionamento, para caudais de gás elevados. Já na bomba BR e $To_{ag,T}$, verificou-se um fenómeno interessante. Para valores da temperatura do gás baixos, o ponto de operação da temperatura da água é verificado e o esforço da bomba BR é reduzido, levando a que o sistema cumpra com as suas condições. Com o aumento de To_{gas}, verifica-se que o sistema deixa que conseguir garantir com o ponto de operação da água, resultante de um aumento de caudal de água requerido pelo permutador. No entanto, continuando a aumentar To_{gas}, observa-se uma inversão da tendência, isto é, a bomba BR volta a conseguir cumprir com a sua função e o sistema garante os setpoints pretendidos. Isto é explicado por uma troca do efeito dominante, sendo que, para temperatura do gás superiores, o aumento da temperatura da água no permutador é dominante em relação ao

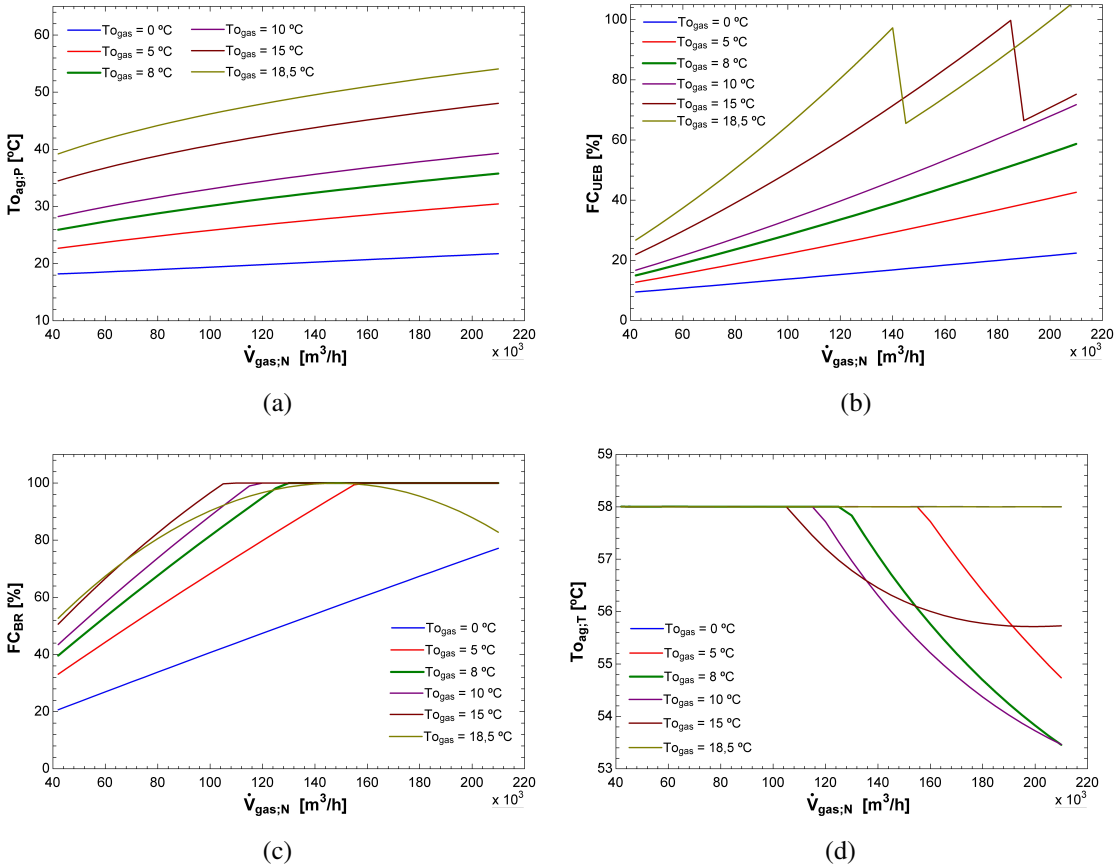


Figura 6.8: Influência do setpoint da temperatura do gás na resposta do sistema.

caudal de água, facilitando assim a mistura dos caudais. Perante os observações descritas, uma possível solução passa por aumentar o setpoint da temperatura do gás.

6.2.3 Influência da redução do número de tubos no permutador

Como referido na secção anterior, a principal explicação para a resposta do sistema nas condições reais de funcionamento é uma área de permuta de calor excessiva, levando a que o permutador requeira um baixo caudal de água e provoque uma grande queda de temperatura. Uma solução prática para resolução deste problema é o tamponamento de tubos por onde circula o gás natural no permutador. Esta solução leva a dois efeitos que se podem contrariar: a redução da área de permuta, como pretendido, e o aumento do coeficiente global de transferência de calor devido ao aumento da velocidade do escoamento. Em primeira aproximação, tendo em consideração a equação 4.7 e assumindo uma variação desprezável do U_e, pode considerar-se que uma redução no número de tubos poderá levar a uma redução na carga do permutador, através da área de permuta. Uma quantificação mais rigorosa desta redução de carga levaria à realização de um pacote de simulações com tal extensão, que esta sairia fora do âmbito do presente estudo. Daí a aproximação por ora considerada, tendo em atenção as restrições acabadas de expôr. Observando a equação

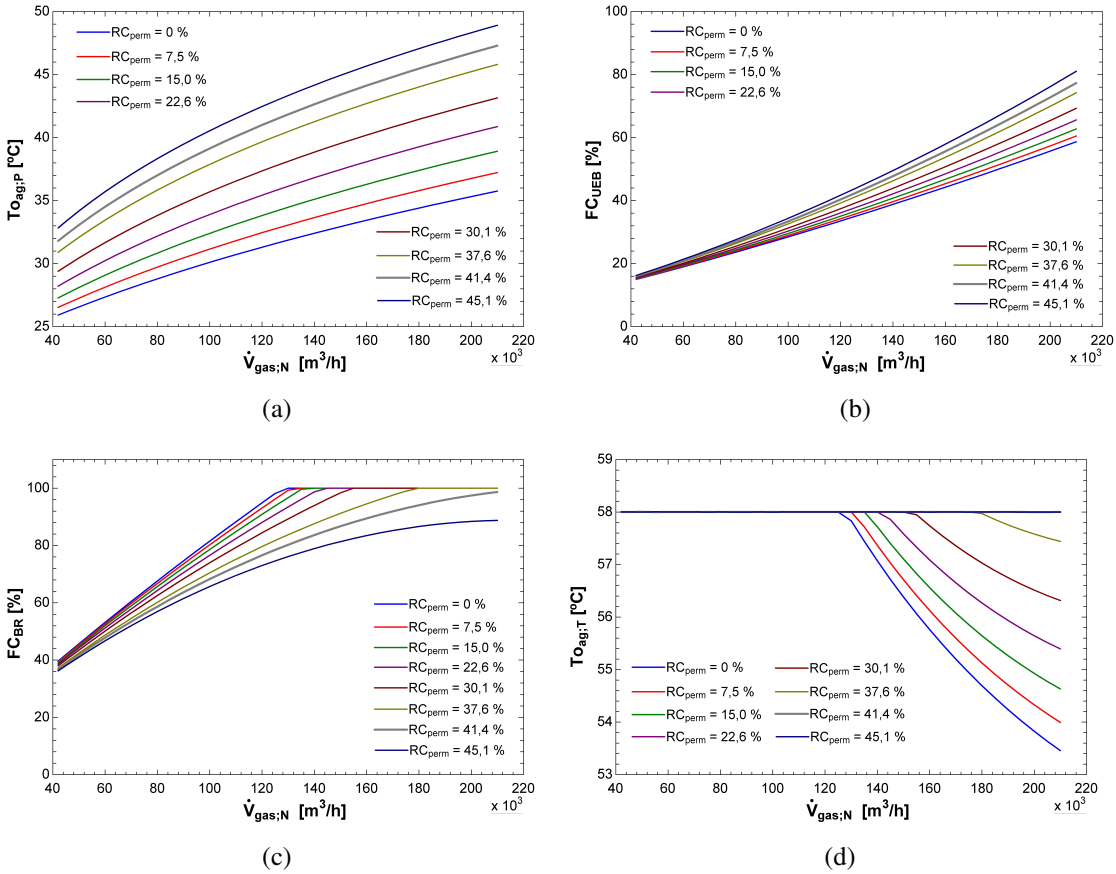


Figura 6.9: Influência da redução do número de tubos no permutador na resposta do sistema.

4.20, a redução de capacidade do permutador RC_{perm} pode ser dada diretamente pela redução de número de tubos, como mostra a equação 6.1. Assim, variou-se o número de tubos tamponados n_{tubos} para os quatro parâmetros principais do sistema, como mostra a Figura 6.9.

$$RC_{perm} = \frac{n_{tubos}}{N_{tubos}} \tag{6.1}$$

Por observação da Figura 6.9, quanto maior o número de tubos tamponados, maior é $To_{ag,P}$ e FC_{UEB}, apesar de nesta última variável a influência ser muito baixa. Relativamente a FC_{BR}, um maior n_{tubos} leva a que FC_{BR} seja menor, aliviando a bomba BR, e a que o ponto de operação da água seja verificado num maior intervalo de caudal de gás. Estes resultados mostram que o efeito da redução da área é dominante ao efeito do aumento do coeficiente global de transferência de calor. Perante estes resultados, uma possível solução para todos os problemas do sistema é o tamponamento de tubos do permutador.

6.2.4 Influência da temperatura do gás à entrada

Como referido anteriormente, não é possível controlar a temperatura do gás à entrada do permutador, estando o sistema sujeito às condições de receção do gás na estação. Apesar de não se

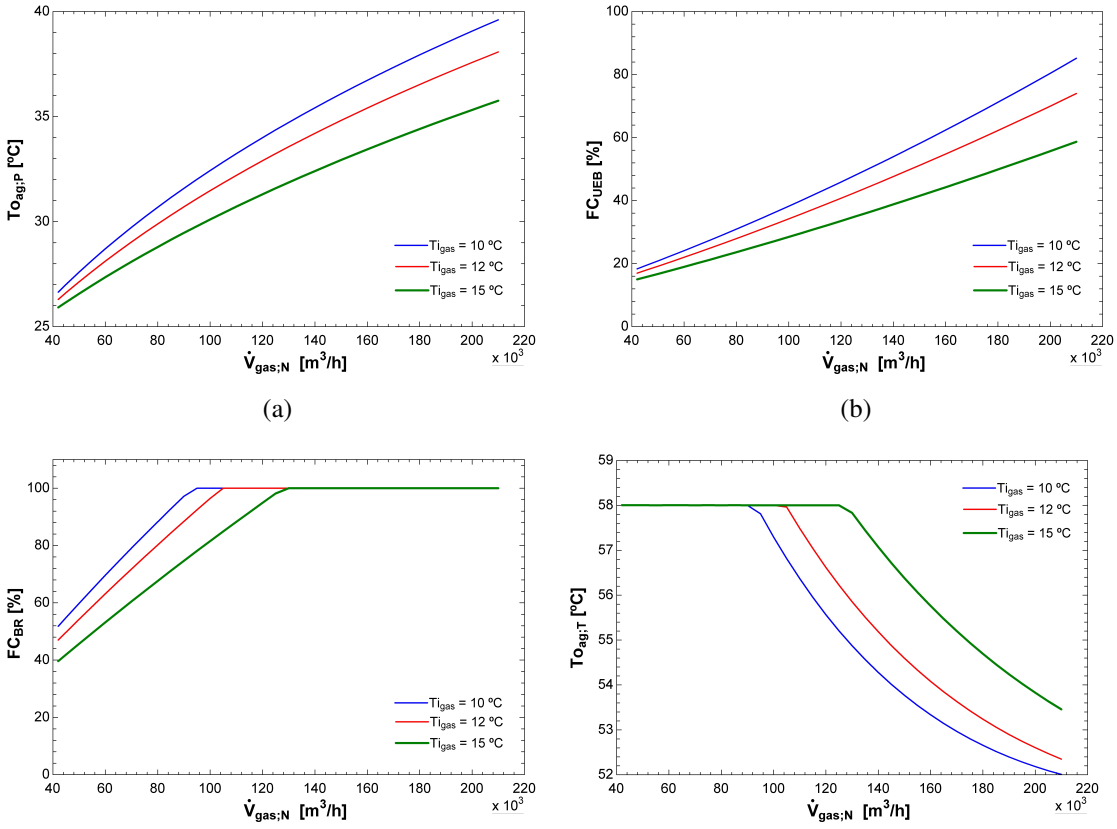


Figura 6.10: Influência da temperatura do gás à entrada na resposta do sistema.

encontrar uma solução para os problemas do sistema através deste parâmetro, achou-se relevante estudar com maior detalhe a sua influência na resposta do sistema, discutindo assim quais os melhores valores que devem ser fornecidos na fase de projeto para um melhor dimensionamento dos equipamentos. Assim, variou-se a temperatura do gás à entrada do permutador para os quatro parâmetros principais do sistema, como se observa na Figura 6.10.

Por observação da Figura 6.10, verificou-se que quanto maior Ti_{gas}, menor é $To_{ag,P}$ e FC_{UEB}. Mais uma vez, este efeito é resultante da menor necessidade térmica que o gás exige para verificar o setpoint pretendido. Relativamente a FC_{BR} e $To_{ag,T}$, verificou-se o inverso, isto é, um maior Ti_{gas} leva a menor esforço requerido à bomba BR e uma extensão do intervalo de gás onde o ponto de operação da água é garantido. Isto mostra que a redução do caudal de água solicitado pelo permutador tem um maior impacto no ponto de mistura do que a redução da temperatura da água à saída deste equipamento.

Assim, perante os resultados observados, uma maior temperatura do gás à entrada é benéfica para o conjunto do sistema, levando a que na fase de projeto, seja interessante fornecer a temperatura máximo e mínima que a temperatura do gás à entrada da estação possa estar, para um melhor dimensionamento dos equipamentos do sistema.

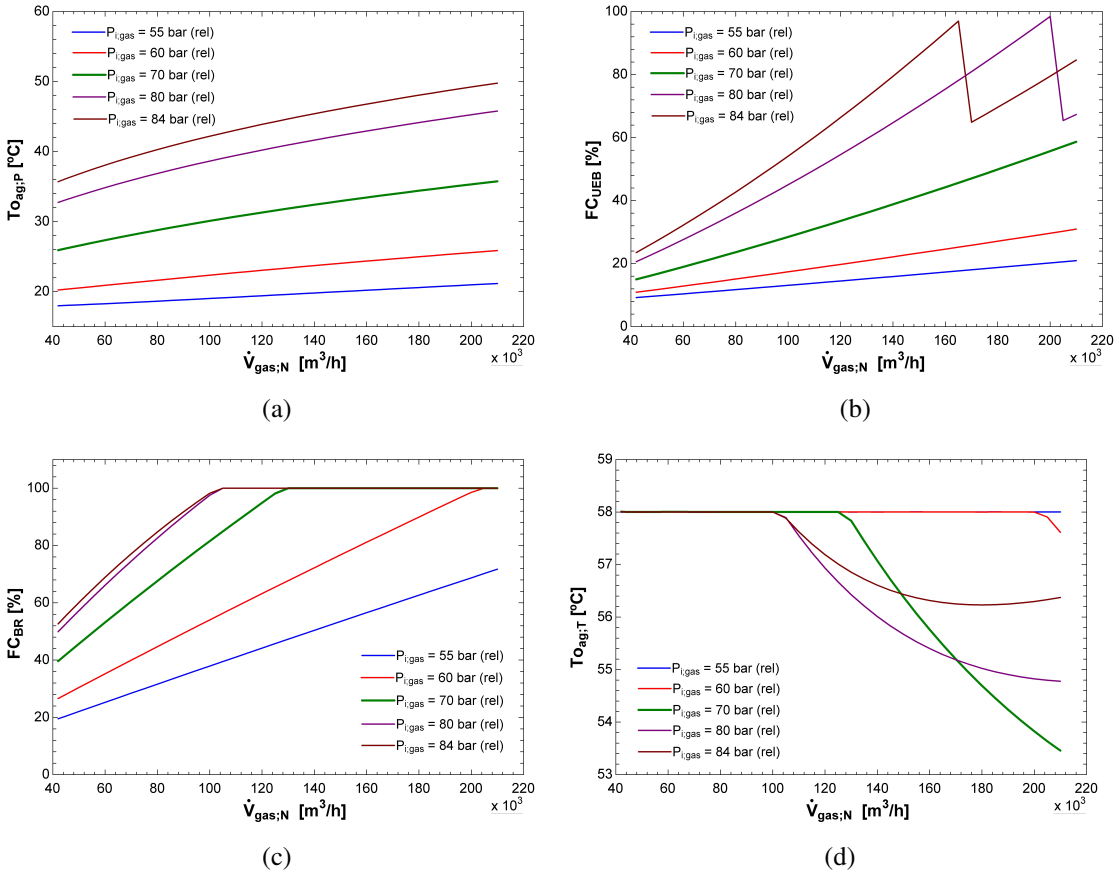


Figura 6.11: Influência da pressão do gás no permutador na resposta do sistema.

6.2.5 Influência da pressão do gás no permutador

Como se verificou na secção anterior, a grande diferença entre valor de projeto da pressão do gás no permutador e o valor real levou a que a resposta do sistema fosse significativamente diferente, levando a que os problemas que o sistema apresentava fossem intensificado. A variação desta pressão tem um grande impacto também no funcionamento da válvula redutora de pressão pois a queda de pressão que tem de provocar é bastante inferior. Apesar de esta pressão do gás não ser um parâmetro controlável na estação, apenas se controla a pressão à saída, isto é, a jusante da válvula, achou-se relevante fazer um estudo mais detalhado da influência desta pressão na resposta do sistema, no sentido de se conhecer quais os valores mais importantes devem ser fornecidos na fase de projeto. Assim, variou-se a pressão do gás no permutador para os quatros parâmetros principais do sistema, como se observa na Figura 6.11.

Por observação da Figura 6.11, verificou-se que Pi_{gas} tem uma influência considerável no sistema. Observou-se que quanto maior Pi_{gas}, maior é $To_{ag,P}$ e FC_{UEB}, explicado pela necessidade de fornecer mais energia ao gás para se atingir o mesmo setpoint. Já para FC_{BR}, um maior valor de Pi_{gas} leva a um maior esforço para a bomba BR cumprir a sua função. Esta observação leva a concluir que o aumento do caudal de água necessário para o permutador é dominante face ao

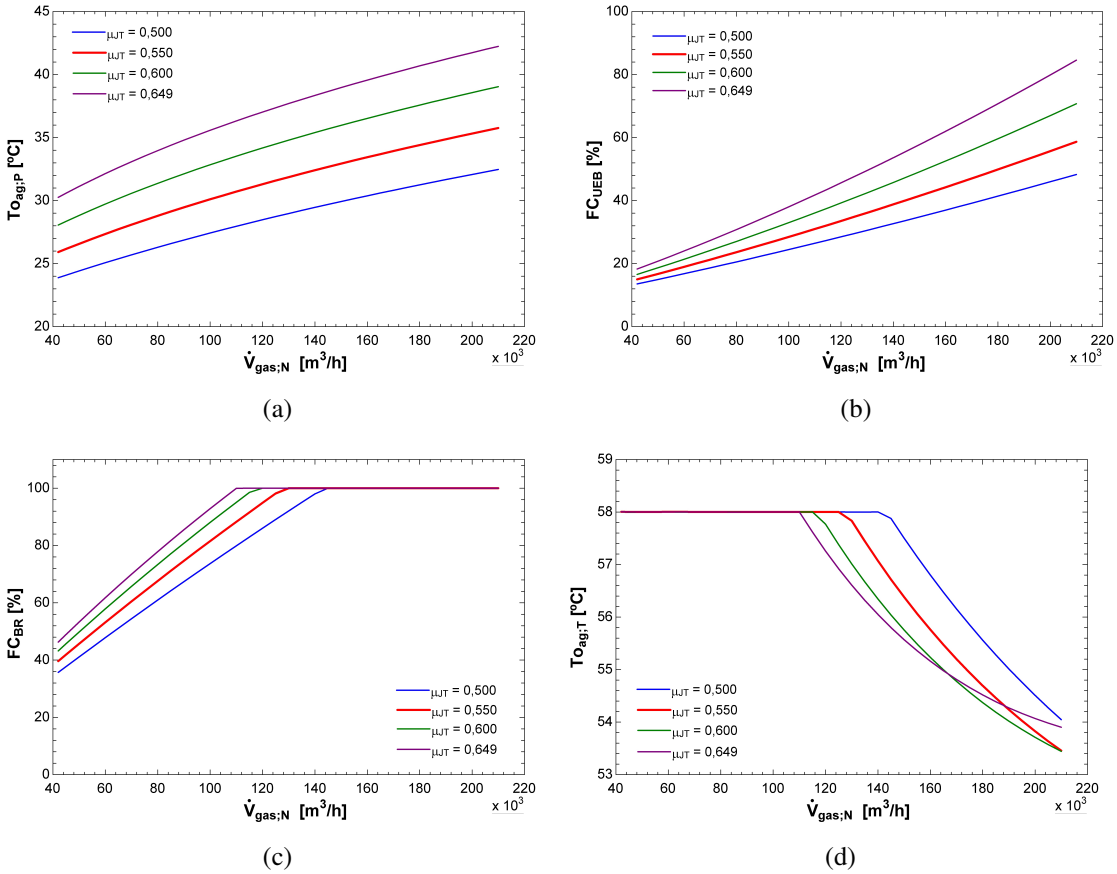


Figura 6.12: Influência do coeficiente Joule-Thompson na resposta do sistema.

aumento da temperatura da água à saída do permutador. Em combinação destes efeitos, verificou-se na $To_{ag,T}$ que o sistema cumpre com os pontos de operação na situação de pressão do gás baixa, começando a falhar à medida que esta pressão aumenta. No entanto, observou-se uma inversão da tendência da resposta tal que, para pressão superiores às analisadas, o sistema conseguiria cumprir com os setpoints pretendidos.

Perante os resultados obtidos, o valor típico da pressão do gás no permutador é a mais desfavorável para o sistema, provocando um maior défice de garantia de cumprimento do ponto de operação da água na entrada das caldeiras. Outra conclusão é que, na fase de projeto, o valor mínimo e máximo da pressão do gás pode não ser informação suficiente para correto dimensionamento dos equipamentos do sistema.

6.2.6 Influência do coeficiente Joule-Thompson

O coeficiente Joule-Thompson afeta a temperatura do gás à saída do permutador através da relação entre queda de pressão e queda de temperatura a que está associada. Um menor valor do coeficiente traduz-se uma menor queda de temperatura para a mesma queda de pressão. Ou seja, para o mesmo setpoint, o aquecimento necessário a fazer ao gás é menor, intensificando os problemas do sistema. Apesar de não ser um parâmetro controlável na estação, achou-se relevante

estudar a sua influência na resposta do sistema, no sentido de se conhecer quais os valores mais importantes devem ser fornecidos na fase de projeto. Assim, variou-se o valor do coeficiente Joule-Thompson para os quatro parâmetros principais do sistema, como mostra a Figura 6.12.

Por observação da Figura 6.12, a influência de μ_{JT}, dentro dos seus valores possíveis, na resposta do sistema é pouco significativa. Isto é facilmente compreendido pois a variação máxima do coeficiente é de 0,15 K/bar o que, numa redução de 40 bar, leva a uma diferença de temperatura do gás à saída do permutador de 6 °C. No entanto, quanto maior o valor de μ_{JT}, maior são $To_{ag,P}$ e FC_{UEB}, vindo isto associado a uma transferência de calor requerida superior. Já para FC_{BR}, verificou-se o mesmo que ocorreu na pressão do gás, um maior valor de μ_{JT} leva a um maior esforço da bomba BR. Em combinação destes resultados, um μ_{JT} superior leva a que $To_{ag,T}$ seja inferior ao ponto de operação num maior intervalo de caudal de gás. No entanto, verificou-se uma ligeira inversão da tendência da resposta do sistema. Para coeficientes baixos, o efeito da redução de caudal de água requerido favorece o esforço da bomba BR mas, com o coeficiente próximo do valor máximo, o efeito do aumento da temperatura da água à saída do permutador começa a tornar-se dominante, aliviando a bomba BR para cumprir o ponto de operação pretendido.

Assim, perante os resultados obtidos, pode-se concluir que, para a fase de projeto, o valor mínimo e máximo do coeficiente Joule-Thompson pode ser insuficiente para um correto dimensionamento dos equipamentos do sistema.

6.3 Algumas conclusões principais

A evolução dos resultados da simulação numérica da resposta do sistema nas condições reais de funcionamento mostrou que o sobredimensionamento aplicado ao sistema foi excessivo, principalmente para o permutador, levando a que o sistema tenha alguns problemas de difícil resolução. Apesar do correto dimensionamento dos equipamentos do sistema para as condições de projeto, mostrado nos resultados da simulação numérica descrita no Capítulo 5, este dimensionamento também deve ser feito para as condições reais de funcionamento e, para um projeto mais consolidado, para as outras condições extremas sendo, neste caso particular, a necessidade de troca térmica muito reduzida.

Perante os parâmetros analisados, a solução para otimizar o sistema passará por manipular o valor da temperatura da água na caldeiras, devido à sua grande influência no ponto de mistura, e pelo número de tubos a tamponar. Este parâmetro foi o único capaz de resolver todos os problemas do sistema em conjunto, apenas apresentando a desvantagem da intervenção mecânica necessária de se realizar.

Capítulo 7

Otimização do Sistema de Aquecimento

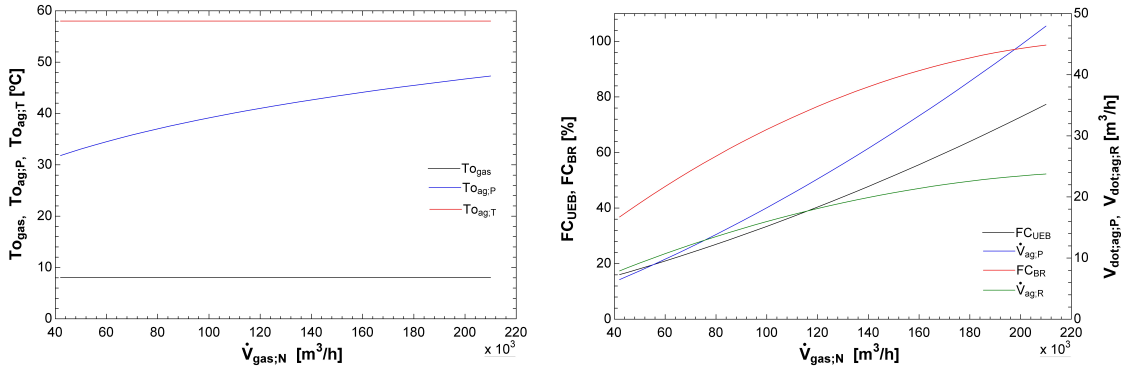
Nos capítulos anteriores procurou-se conhecer e compreender a resposta do sistema quer nas condições de projeto, quer nas condições reais de funcionamento. Devido à diferença significativa entre as condições a que o sistema pode estar sujeito, a resposta deste é diferente levando a que alguns problemas surjam ou, no caso de já existirem nas condições de projeto, sejam intensificados no funcionamento real. Estes problemas, visualizados e analisados no Capítulo 6, são a temperatura da água à saída do permutador muito baixa, o fator de carga da UEB muito reduzido, o fator de carga da bomba BR excessivo e, até mesmo, no limite máximo e o ponto de operação da temperatura da água na entrada das caldeira não garantido, sendo consequência do problema anterior. Assim, perante estes problemas e do estudo detalhado da influência de alguns dos parâmetros importantes para o sistema, procurou-se criar otimizações, possíveis de se realizar no sistema real, de modo a resolver ou mitigar os problemas mencionados. É de realçar que estas otimizações não afetarão diretamente o comportamento do sistema descrito no Capítulo 3 visto que estas análises foram realizadas para a situação do sistema em regime permanente e o descrito nesse capítulo ser um sistema em regime dinâmico. No entanto, com estas otimizações, a resposta dinâmica pode ser melhorada através da resolução dos problemas crónicos que o sistema apresenta.

7.1 Redução da área de permuta por tamponamento de tubos

Como analisado no Capítulo 6, o efeito termodinâmico que leva a que o sistema apresente os problemas identificados é a pequena quantidade de energia necessária fornecer ao gás nas condições reais de funcionamento. Sabendo que na fase de projeto apenas se tinha conhecimento das

Tabela 7.1: Redução da capacidade de permuta do permutador em função da temperatura da água

$Ti_{ag,P}$ [°C]	RC_{perm} (n_{tubos})
90	0,0 % (0)
85	18,8 % (50)
80	41,4 % (110)
75	54,1 % (144)



(a) (b)

Figura 7.1: Temperaturas da água e do gás no sistema, caudais volúmicos e fatores de carga das bombas em função do caudal de gás nas condições reais com tamponamento de tubos.

condições extremas, o permutador de calor instalado foi dimensionado tal que garantisse a temperatura do gás à saída da estação e que a temperatura da água à sua saída não fosse muito inferior à pretendia na entrada das caldeiras. No ponto de vista termodinâmico, os dois parâmetros mais importantes dos permutadores são o coeficiente global transferência de calor U_e e a área de permuta de calor A_e. Relacionando estes parâmetros com as caraterísticas físicas do permutador, o U_e é influenciado pelas caraterísticas geométricas dos tubos e da carcaça através da velocidade e do tipo de escoamento dos fluidos. Já A_e é influenciada pelo diâmetro, comprimento e número dos tubos. Visto que estas condições de projeto são demasiado severas em relação às reais, o equipamento encontra-se excessivamente sobredimensionado, levando a que este apresente uma elevada área de permuta de calor. Esta área excessiva só poderia ser reduzida sem afetar o U_e através do comprimento ou do número de tubos. Tendo em conta a construção do permutador, o mais fácil de executar e futuramente reverter é a redução do número de tubos, através do tamponamento.

Com base nesta ideia, procurou-se o número de tubos necessários tamponar para se conseguir o ponto de operação da temperatura da água nas condições reais e com a temperatura da água à entrada do permutador de 80 °C. Assim, para se conseguir uma garantia do ponto de operação da água em todo o intervalo de caudal de gás, é necessário uma redução de capacidade do permutador de 41,4 %, representando um tamponamento de 110 tubos, em 266 existentes, conforme se mostra na Figura 6.9. Esta solução permite resolver o problema do ponto de operação da temperatura da água após mistura e, consequentemente, o fator de carga da bomba BR e permite mitigar o problema do fator de carga da UEB. Verificou-se também a variação deste número de tubos necessários com a temperatura da água à entrada do permutador $Ti_{ag,P}$, observando que quanto maior esta temperatura, menor será a redução de tubos. Isto deve-se ao facto de com uma temperatura de água superior, a bomba BR consegue obter o ponto de operação com maior facilidade, não sendo necessário sacrificar tanto o permutador. A Tabela 7.1 apresenta alguns valores de redução da capacidade de permuta do permutador e o respetivo número de tubos a tamponar. A Figura 7.1 apresenta os resultados da resposta do sistema na forma gráfica.

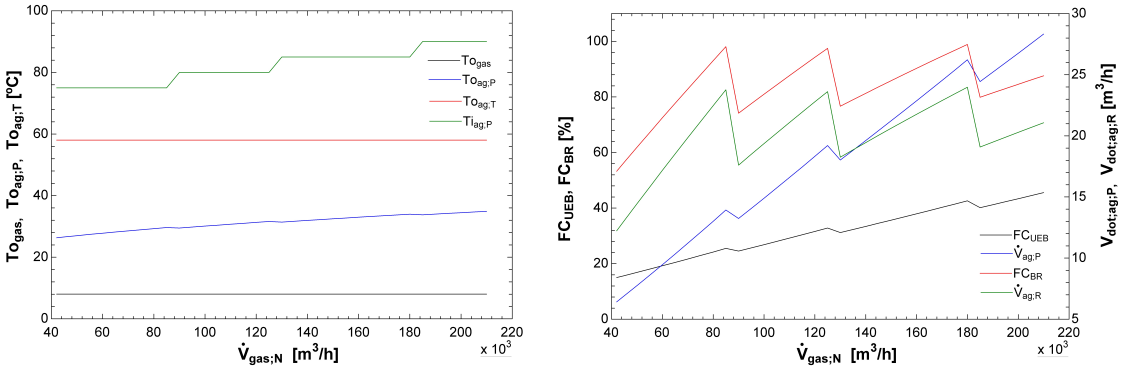
Tabela 7.2: Escalões de temperatura da água nas caldeiras

$\dot{V}_{gas,N}$ **[(N)m^3/h]**	$Ti_{ag,P}$ **[°C]**
[42.000; 85.000]	75
]85.000; 125.000]	80
]125.000; 180.000]	85
]180.000; 210.000]	90

7.2 Aumento do número de escalões da temperatura da água nas caldeiras

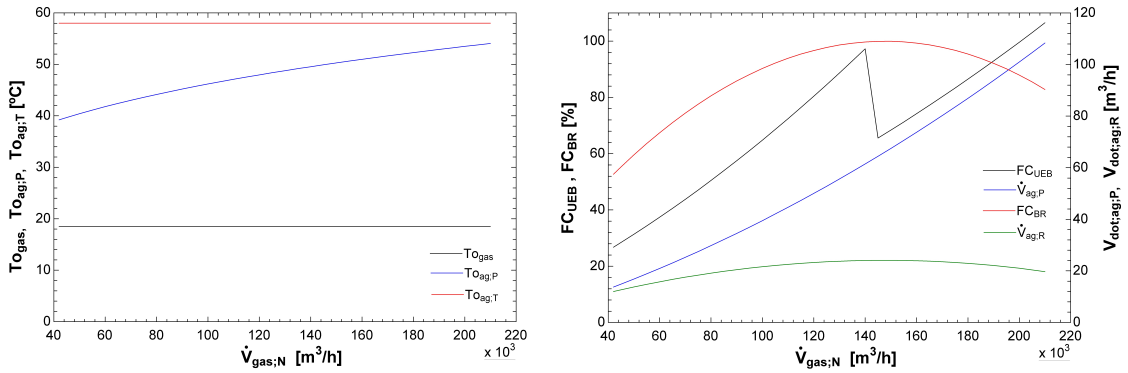
Como analisado no Capítulo 6, a variação da temperatura da água das caldeiras e, consequentemente, à entrada do permutador, não afeta significativamente a temperatura da água à saída deste nem do fator de carga da UEB mas sim no fator de carga da bomba BR e, consequentemente, da temperatura da água após mistura. Uma temperatura da água superior para realizar a mistura dos caudais permite que seja necessário um menor caudal de recirculação para se conseguir o mesmo ponto de operação a jusante da mistura. No entanto, apesar de pouca influência, a temperatura da água à saída do permutador é menor, resultado de um menor caudal de água requerido, intensificado os outros dois problemas do sistema.

Assim, sabendo que o sistema de controlo permite criar escalões de temperatura da água nas caldeiras em função do caudal de gás que passa pelo permutador, determinou-se quantos escalões necessários, os respetivos limites e a temperatura da água que as caldeiras devem garantir. Estes valores foram obtidos com base no estudo detalhado da influência da temperatura da água à entrada do permutador, realizado no capítulo anterior. Observando o gráfico (d) da Figura 6.7 da esquerda para a direito, o caudal de gás onde um novo escalão deve ser iniciado com uma temperatura da água superior é o ponto no qual o sistema não consegue cumprir o ponto de operação requerido. A Tabela 7.2 apresenta os escalões definidos e a Figura 7.2 a resposta do sistema.



(a) (b)

Figura 7.2: Temperaturas da água e do gás no sistema, caudais volúmicos e fatores de carga das bombas em função do caudal de gás nas condições reais com escalões de temperatura.



(a) (b)

Figura 7.3: Temperaturas da água e do gás no sistema, caudais volúmicos e fatores de carga das bombas em função do caudal de gás nas condições reais com aumento do setpoint do gás.

7.3 Aumento do setpoint da temperatura do gás

Uma outra solução possível de se implementar e que não exige uma intervenção mecânica no sistema é o aumento do setpoint da temperatura do gás. Esta solução passa por ser meramente académica visto que não é de interesse pela operação que o gás saia da estação com uma temperatura superior à explicitada anteriormente. No entanto, não deixa de ter interesse em analisar a resposta do sistema para futuras análises a outros sistemas de aquecimento semelhantes. Como o principal efeito dos problemas do sistema é a baixa necessidade de energia a fornecer ao gás e como não se pode alterar o caudal de gás a aquecer, o aumento da temperatura do gás leva a que a necessidade térmica requerida seja maior. Deste modo, o permutador requer um maior caudal de água, levando a que a queda de temperatura deste fluido seja inferior. Assim, mitiga-se todos os problemas do sistema em simultâneo.

Com isto, procurou-se o valor do setpoint da temperatura do gás que permitisse garantir o setpoint da água, sem nunca comprometer a capacidade da UEB, obtendo-se o valor de 18,5 °C. A Figura 7.3 apresenta os resultados da resposta do sistema com a implementação desta possível solução.

7.4 Comparação entre as otimizações apresentadas

As soluções apresentadas neste capítulo basearam-se nas simulações numéricas realizadas com o algoritmo desenvolvido. Apesar de estas soluções não resolveram diretamente a instabilidade da resposta do sistema descrita no Capítulo 3, permitem solucionar alguns problemas, possíveis de visualizar se o controlo conseguisse aproximar a resposta ao regime permanente.

As soluções apresentadas possuem as suas vantagens e desvantagens, levando a que a seleção da melhor solução seja difícil. A solução relativa ao setpoint da temperatura do gás apresenta um aumento de custo de operação significativo devido ao maior esforço por parte das caldeiras,

para satisfazer a necessidade térmica do gás, e das bombas da UEB. Já a solução de aumento de escalões da temperatura da água, apesar de não resolver o problema da temperatura da água à saída do permutador baixa e fator de carga da UEB baixo, resolve o problema do ponto de operação da água após mistura e do fator de carga da bomba BR. Esta solução pode levar a que o controlo seja um pouco dificultado nos caudais limites dos escalões. No entanto, uma análise ao histórico do caudal de gás que passa pela estação e uma correta escolha dos escalões permite facilitar este controlo. A solução do tamponamento de tubos para redução da área de permuta de calor é a única das apresentadas que resolve parcialmente os problemas do sistema, sem um aumento significativo dos custos de operação. No entanto, a necessária intervenção mecânica no sistema, com a abertura do permutador, e o risco de o sistema não garantir os setpoints pretendidos caso as condições se aproximem das de projeto, leva a questões de segurança do funcionamento do permutador.

No sentido de ajudar à escolha da melhor solução, realizou-se uma análise económica simplificada, com o objetivo de se conhecer a poupança no custo de operação.

Capítulo 8

Análise Económica Simplificada das Otimizações

As soluções apresentadas no capítulo anterior têm como base os resultados das simulações numéricas desenvolvidas em torno da resposta do sistema a possíveis alterações e otimizações. Estas otimizações apresentam também uma influência nos custos de operação do sistema, através do fator de carga das bombas e das caldeiras. A título de exemplo, a redução do número de tubos tem impacto nos custo de operação das bombas da UEB pois é exigido um maior esforço, aumentando o seu consumo elétrico.

No sentido de se apresentar um critério de comparação entre as soluções apresentadas, realizou-se uma análise económica simplificada dos custos de operação do sistema, permitindo uma primeira impressão do resultado de um possível estudo detalhado de impacto económico no sistema. Apenas se verificou a solução de redução do número de tubos e a dos escalões da temperatura da água visto que o aumento do setpoint da temperatura do gás implica obrigatoriamente um grande consumo de gás natural pelos queimadores para fornecer uma maior potência térmica ao gás que passa pelo permutador.

8.1 Procedimento de cálculo, simplificações e resultados

Devido ao tempo disponibilizado para a realização do presente estudo, a análise económica requereu algumas simplificações para se obterem valores estimativos em tempo útil. Em resultado das simulações numéricas desenvolvidas, obtiveram-se os valores dos fatores de carga das bombas e das caldeiras para cada caudal de gás. Estes fatores podem ser relacionados de forma direta com a potência térmica ou elétrica consumida pelo conjunto caldeira-queimador ou pelas bombas, respetivamente, através dos dados fornecidos pelos fabricantes. Esta relação é possível conhecendo-se os valores de potência nominal Pot_{nom} e os rendimentos associados η, apresentados na Tabela 8.1. Apesar de se saber que o rendimento da bomba e do motor elétrico dependem do regime de funcionamento, para simplificação assumiu-se o seu valor constante. No caso particular das caldeiras, a energia provém da queima de gás natural por um queimador. A Equação

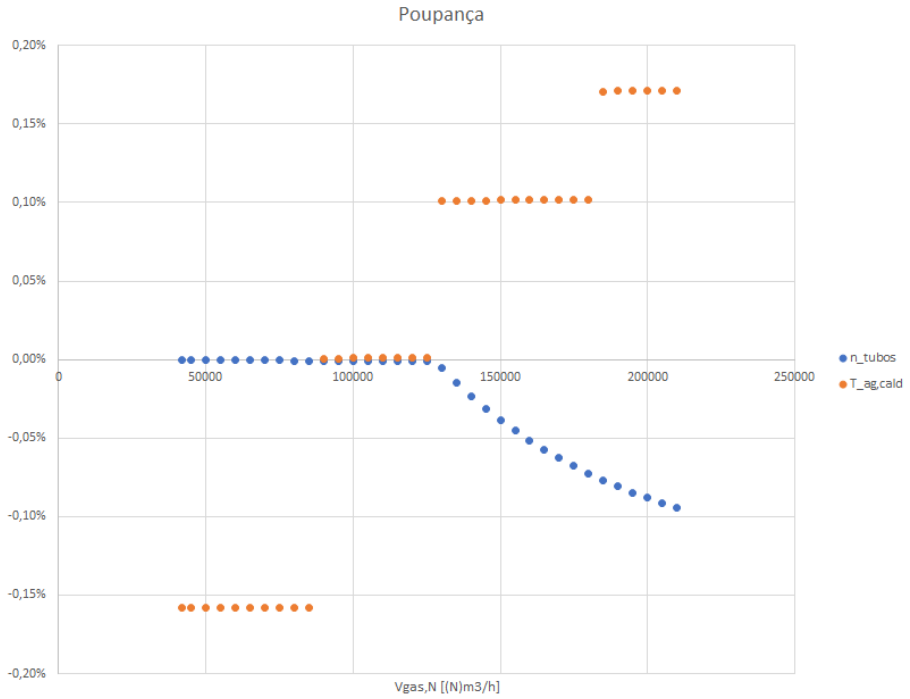


Figura 8.1: Poupança obtida nos custo de operação para cada solução analisada.

8.1 apresenta a relação utilizada para cálculo da potência de energia primária Pot_p a fornecer a cada elemento. Obtendo-se os valores da potência primária necessária a fornecer a cada elemento, calculou-se o valor da respetiva energia. Para tal, é necessário escolher o intervalo temporal Δt para a análise económica, podendo ser horária, diária, mensal ou anual. O cálculo da energia primária E_p é apresentado na Equação 8.2, sendo a sua unidade o kWh.

$$Pot_p = \frac{FC \cdot Pot_{nom}}{\eta} \tag{8.1}$$

$$E_p = Pot_{nom} \cdot \Delta t \tag{8.2}$$

Para se obter o valor do custo de operação de cada elemento, pesquisou-se o valor do custo da eletricidade e do gás natural para meio industrial e multiplicou-se pela respetiva energia primária. Para o caso da eletricidade, considerou-se o valor de 0,12 €/kWh (Eurostar, 2020a); para o gás natural considerou-se o valor 0,03 €/kWh (Eurostar, 2020b). A Figura 8.1 apresenta os valores da poupança relativa nos custos de operação do sistema com a solução apresentada em relação ao sistema apresentado no Capítulo 6 com a temperatura da água nas caldeiras a 80 °C. Como os

Tabela 8.1: Valores da potência nominal e dos rendimentos de cada elemento do sistema

Dados Elemento	**Bomba da UEB**	**Bomba BR**	**Caldeira**
Potência nominal [kW]	2,2	0,75	1600
Rendimento	0,867	0,807	0,92

valores são apresentados na forma relativa, o intervalo temporal selecionado não influencia nos valores numéricos apresentados.

Perante os valores de potência em jogo, apesar de o preço do gás ser inferior ao da eletricidade, a contribuição do custo de operação das bombas no custo total varia entre 0,50 e 0,77 %. Como as soluções apresentadas apenas variam o fator de carga das bombas visto que a energia requerida pelo gás é a mesma, a poupança relativa que se obtém é muito reduzida. O gráfico da Figura 8.1 apresenta resultados interessantes no ponto de vista de comportamento.

Na solução de redução de número de tubos (pontos a azul), para caudais até 125.000 (N)m^3/h, a poupança conseguida é desprezável, resultado de os fatores de carga das bombas serem praticamente iguais aos da situação de referência. Acima deste valor verificaram-se valores negativos na poupança, ou seja, existe um aumento de custo de operação do sistema. Isto aconteceu pelo facto de, reduzindo a área de permuta, é necessário um maior caudal de água a fornecer ao permutador, exigindo-se mais da UEB e consumindo mais energia elétrica. Na solução de escalões na temperatura da água nas caldeiras (pontos a laranja), verificou-se um comportamento em patamares, coincidindo cada patamar com a mudança da temperatura da água. Observou-se que com o aumento da temperatura da água a fornecer ao permutador, existe uma poupança nos custos de operação, resultado de diminuição do trabalho da UEB e da bomba BR, mantendo-se igual a potência requerida às caldeiras.

Face às conclusões obtidas, e como referido no Capítulo 5 atendendo a que o caudal de gás máximo verificado na estação foi de 140.000 (N)m^3/h, nenhuma das soluções apresenta vantagens significativas de poupança nos custos de operação do sistema.

Capítulo 9

Conclusões

Nesta dissertação analisou-se a resposta em regime permanente de um sistema de aquecimento da GRMS do Carregado, tanto nas condições de projeto como nas condições reais e atuais de funcionamento. Os resultados obtidos foram validados pela comparação com os disponibilizados pelo fabricante dos permutadores, na situação de condições de projeto, e pela comparação com os dados registados na estação por visualização no local, na situação de condições reais. Com isto, analisou-se a influência de vários parâmetros do sistema na resposta no sentido de compreender com maior detalhe os problemas do sistema e direcionar o estudo para possíveis soluções a implementar. As principais conclusões do estudo realizado são as seguintes:

- O sistema é capaz de responder às condições de projeto, que se traduzem nas condições extremas de fornecimento de energia térmica ao caudal de gás natural, mostrando que os equipamentos encontram-se bem dimensionados;

- Devido ao grande desvio entre as condições reais e as de projeto, o sobredimensionamento do permutador leva a que o sistema tenha problemas no seu funcionamento, sendo eles um baixo fator de carga na UEB, temperatura da água à saída do permutador baixa, elevado fator de carga da bomba BR, atingindo a sua capacidade máxima e, em consequência deste último, o incumprimento do ponto de operação da temperatura da água à entrada das caldeiras;

- Da realização do estudo detalhado da influência de alguns parâmetros do sistema, concluiu-se que uma redução da capacidade do permutador em 41,4 %, através do tamponamento de tubos, um aumento da exigência ao sistema pelo aumento do setpoint da temperatura do gás para 18,5 °C ou a incorporação de 4 escalões da temperatura da água à saída das caldeiras mitiga os problemas do sistema e garante o cumprimento do ponto de operação da temperatura da água;

- Das soluções apresentadas para otimizar a resposta do sistema, ambas apresentam vantagens e desvantagens que devem ser ponderadas na tomada de decisão na intervenção ao sistema para sua otimização em regime permanente;

- A análise económica simplificada realizada aos custos de operação do sistema com cada solução sugerida não apresentou respostas concretas na qual decisão pode ser mais acertada para a otimização do sistema;
- Para projetos futuros de remodelação de sistemas de aquecimento tendo por base este projeto, o algoritmo desenvolvido permite confirmar o dimensionamento dos equipamentos e estimar a resposta do sistema em regime permanente, em particular nas condições reais de funcionamento, permitindo ainda na fase de projeto solucionar alguns problemas que possam surgir.

Capítulo 10

Trabalhos Futuros

Em resultado da troca de ideias entre os colaboradores da REN e da PCV, levantaram-se outras possíveis soluções para os problemas do sistema. Algumas destas soluções atuam diretamente no problema do fator de carga da UEB, enquanto outras atuam no problema do fator de carga da bomba BR e, consequentemente, no ponto de operação da temperatura da água. Estas soluções podem ser devidamente combinadas.

10.1 Substituição da bomba BR ou instalação de uma segunda unidade

Tendo em vista que a bomba BR não é capaz de garantir o setpoint da temperatura da água à entrada das caldeiras devido à baixa temperatura da água à saída do permutador, a substituição da bomba por uma com maior capacidade pode ser uma possível solução. Em contacto com o fornecedor das bombas instaladas, a instalação uma bomba maior requer o aumento do diâmetro da tubagem do troço onde se faz a recirculação. Este requisito traz a vantagem de reduzir as perdas de carga associadas a este troço, o que reduz o esforço imposto à bomba BR. No entanto, a desvantagem principal é a intervenção mecânica no circuito hidráulico, obrigando à paragem do sistema. Uma alternativa é a instalação de uma segunda bomba de recirculação em paralelo, possibilitando o aumento do caudal de mistura. Esta alternativa é mais fácil de implementar visto que o circuito hidráulico apresenta um troço extra, igual ao de recirculação, atualmente isolado com válvulas.

10.2 Aumento da perda de carga na UEB

Um valor de fator de carga baixo indica que a perda de carga da instalação associada ao caudal requerido é muito inferior ao disponível pelas bombas, levando a que o esforço do motor elétrico seja baixo. Assim, para aumentar o fator de carga da UEB pode-se aumentar a perda de carga que esta unidade tem de vencer, provocando um maior esforço ao motor elétrico. Uma maneira fácil e rápida de se executar é colocar as válvulas de borboleta existentes a montante e jusante de

cada bomba uma posição de fecho parcial. No entanto, a permanência das válvulas nesta posição provoca laminagem na própria borboleta da válvula e desgaste prematura no corpo, levando a que na necessidade de fecho total a válvula não consiga cumprir a sua função. O melhor método para provocar uma perda de carga para longo prazo é a instalação de uma placa-orifício dentro da UEB. Devido ao grande conhecimento científico dos fenómenos que ocorrem numa placa-orifício, é possível projetar este elemento para a perda de carga necessária para o intervalo de caudal possível de existir, assegurando um bom funcionamento e uma boa durabilidade do sistema.

10.3 Substituição das bombas da UEB

Tendo em consideração que o caudal de água requerido pelo permutador é muito inferior ao calculado em fase de projeto, a substituição de uma das bombas da UEB para uma mais pequena pode ser uma solução interessante para o problema do fator de carga baixo. Esta substituição permitiria três patamares de funcionamento da UEB: para caudais de gás baixo, a bomba mais pequena estaria em funcionamento, permitindo um controlo mais fino do seu funcionamento para manutenção da temperatura do gás pretendida; para caudais de gás intermédio, a bomba em funcionamento seria a maior, garantindo que o sistema tinha capacidade para satisfazer as necessidades energéticas do gás; para caudais de gás máximos, as duas bombas estariam em funcionamento, para garantir o setpoint pretendido. Esta solução apenas atua no fator de carga da UEB visto que o permutador irá requerer o mesmo caudal de água, provocando a mesma queda de temperatura na água e o esforço na bomba BR.

10.4 Substituição por caldeiras de condensação

Como explicado no Capítulo 3, a necessidade da bomba BR deve-se à caraterística das caldeiras serem de não-condensação, tendo como recomendação do fabricante a necessidade de a água à entrada das caldeiras não apresentar temperatura inferior a um dado valor, para que os gases de combustão não condensem dentro dos tubulares da caldeira, evitando a sua corrosão prematura. No entanto, existem caldeiras de condensação que, em resultado do uso de materiais resistentes à corrosão, suportam a entrada da água a temperaturas mais baixas. A instalação destas caldeiras inibiria a necessidade da bomba BR, reduzindo os custos de operação e facilidade de controlo do sistema, mas requer um custo de investimento significativo. Assim, para avaliar esta solução, é necessário conhecer os custos de operação reais da bomba BR e determinar o tempo necessário para o retorno do investimento.

10.5 Parametrização dinâmica dos parâmetros dos controladores

Como descrito no Capítulo 3, o sistema de aquecimento apresenta um comportamento instável no funcionamento das bombas, levando a que as temperaturas da água e do gás oscilem em torno do valor pretendido. Como é também explicado nesse capítulo, devido ao grande intervalo

de caudal de gás que pode passar pelo permutador, a escolha dos valores dos parâmetros dos controladores PID instalados torna-se uma tarefa difícil de executar, senão impossível. Assim, uma possível solução para facilitar o sistema de controlo e estabilizar o comportamento do sistema é uma parametrização dinâmica dos parâmetros dos controladores em função do caudal de gás que esteja em circulação. Esta solução exige um maior esforço para a seleção correta dos valores e escolha dos respetivos intervalos de caudal de gás, de modo a que, nas transições de valores, o próprio sistema de controlo não fique instável, comprometendo a segurança do sistema de aquecimento. O estudo desta solução requer uma análise do sistema em regime dinâmico, para se simular a resposta do controlador e do sistema de aquecimento.

Referências

Afonso, C., 2012. Termodinâmica para Engenharia. Manuais, FEUP EDIÇOES, Porto.

Agency, I.E., 2018. Natural Gas Information 2018. IEA Publications, França.

APVGN, 2019. URL: http://www.apvgn.pt/index.php/introducao-ao-gnl. Acedido a 27 de Abril de 2020.

EDP, 2017. URL: https://www.edp.com/pt-pt/central-termoeletrica-do-ribatejo. Acedido a 13 de Março de 2020.

EDP, 2018a. URL: https://www.edp.com/pt-pt/historias/ha-vida-na-central-fantasma. Acedido a 21 de Fevereiro de 2020.

EDP, 2018b. Declaração ambiental 2018.

Eurostar, 2020a. URL: https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php?title=Electricity_price_statistics/pt#Pre.C3.A7os_da_eletricidade_para_consumidores_n.C3.A3o_dom.C3.A9sticos. Acedido a 7 de Junho de 2020.

Eurostar, 2020b. URL: https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php?title=Natural_gas_price_statistics/pt#Pre.C3.A7os_do_g.C3.A1s_natural_para_consumidores_n.C3.A3o_dom.C3.A9sticos. Acedido a 7 de Junho de 2020.

Galp, 2020a. URL: https://galpgasnaturaldistribuicao.pt/Profissionais/Componentes-e-conceitos-da-distribuicao. Acedido a 21 de Fevereiro de 2020.

Galp, 2020b. URL: https://galpgasnaturaldistribuicao.pt/Quem-somos/Organizacao. Acedido a 21 de Fevereiro de 2020.

Incropera, F., DeWitt, D., 2008. Fundamentos de transferência de calor e de massa. LTC, Rio de Janeiro.

Mokhatab, S., Poe, W., Speight, J., 2017. Handbook of Natural Gas Transmission and Processing. Elsevier Science, USA.

Nitsche, M., Gbadamosi, R., 2015. Heat Exchanger Design Guide: A Practical Guide for Planning, Selecting and Designing of Shell and Tube Exchangers. Elsevier Science, USA.

PCV, 2020. URL: http://www.pcvgas.com. Acedido a 11 de Fevereiro de 2020.

Pinho, C., 2009. Termodinâmica. FEUP, Porto, Portugal.

Pinho, C., 2011. Combustão. FEUP, Porto, Portugal.

Pinho, C., 2018. Sistemas Térmicos: Apontamentos teórico.práticos. FEUP, Porto, Portugal.

REN, 2010a. URL: https://www.ign.ren.pt/rede-nacional-transporte-de-gn3. Acedido a 21 de Fevereiro de 2020.

REN, 2010b. URL: https://www.ign.ren.pt/armazenamento-subterraneo3. Acedido a 21 de Fevereiro de 2020.

REN, 2010c. URL: https://www.ign.ren.pt/terminal-de-gnl3. Acedido a 21 de Fevereiro de 2020.

REN, 2019a. URL: https://www.ren.pt/pt-PT/o_que_fazemos/gas_natural/o_setor_do_gas_natural. Acedido a 21 de Fevereiro de 2020.

REN, 2019b. URL: https://www.ren.pt/pt-PT/o_que_fazemos/gas_natural/portgas. Acedido a 21 de Fevereiro de 2020.

Rohsenow, W., Hartnett, J., Cho, Y., 1998. Handbook of Heat Transfer. McGraw-Hill handbooks, McGraw-Hill Education, USA.

Smil, V., 2015. Natural Gas: Fuel for the 21st Century. Wiley, India.

Speight, J., 2018. Natural Gas: A Basic Handbook. Elsevier Science, USA.

Teixeira, C., 2019. Relatório de estágio extracurricular. Relatório. FEUP. Porto, Portugal.

White, F., 2010. Mecânica dos Fluidos - 6.ed. McGraw Hill Brasil, Brasil.

Anexo A

Rede Nacional de Transporte do Gás Natural em Portugal Continental

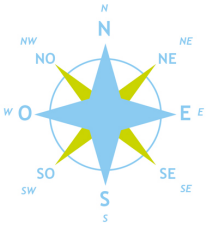
Rede Nacional de Transporte, Infraestruturas de Armazenamento e Terminais de GNL

2017

Portugal continental — 1 janeiro

A localização das estações e o traçado são indicativos, não estando georreferenciados.

The location of infrastructures and the layout of the lines are indicative, not being georeferenced.



Oceano Atlântico

Atlantic Ocean

REN ARMAZENAGEM

REN ATLÂNTICO

Espanha
Spain

Legenda / *Map key*

- INFRAESTRUTURAS EM PROJECTO / CONSTRUÇÃO *INFRASTRUCTURES IN PROJECT / CONSTRUCTION*
- INFRAESTRUTURAS EM ESTUDO *INFRASTRUCTURES UNDER STUDY*
- INFRAESTRUTURAS EM OPERAÇÃO *INFRASTRUCTURES IN OPERATION*
- ESTAÇÃO DE SECCIONAMENTO (BV) *BLOCK VALVE STATION (BV)*
- ESTAÇÃO DE DERIVAÇÃO (JCT) *JUNCTION STATION (JCT)*
- PONTO DE ENTREGA (PE) *DELIVERY POINT (PE)*
- ESTAÇÃO DE REGULAÇÃO DE PRESSÃO E MEDIÇÃO (GRMS) *GAS REGULATING AND METERING STATION (GRMS)*
- ESTAÇÃO DE TRANSFERÊNCIA DE CUSTÓDIA (CTS) *CUSTODY TRANSFER STATION (CTS)*
- ESTAÇÃO DE COMPRESSÃO (EC) *COMPRESSOR STATION (EC)*
- ARMAZENAGEM SUBTERRÂNEA *UNDERGROUND STORAGE*
- CENTRAL TERMOELÉCTRICA *POWER STATION*
- CENTRAL DE CICLO COMBINADO *COMBINED CYCLE POWER PLANT*
- TERMINAL DE GNL *LNG TERMINAL*
- COGERAÇÃO *COGENERATION PLANT*

ESCALA / *SCALE*: 1:1.000.000

10 5 0 10 20 30 40 50 km

REN

REN-Gasodutos, S.A.
Estrada Nacional 116,
2674-505 Bucelas
Tel. 21 968 8200
Fax 21 968 7362

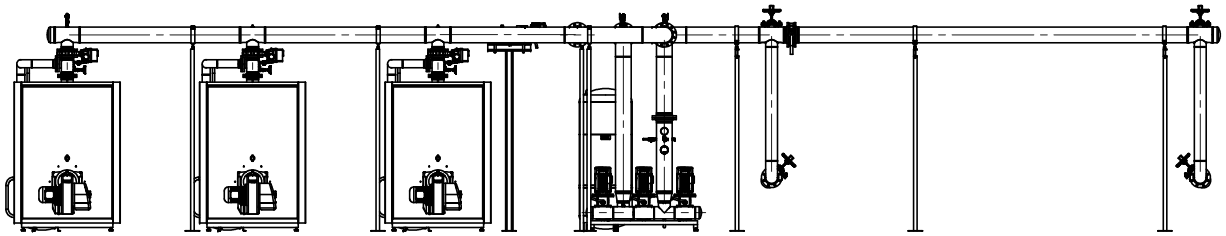
www.ren.pt

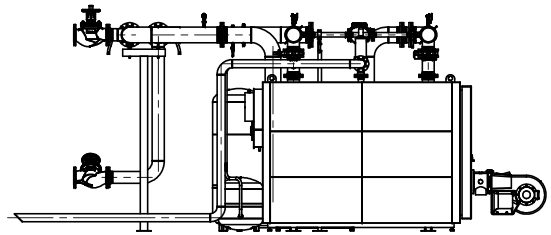
nrv | norvia
CONSULTORES DE ENGENHARIA, S.A.
www.nrv-norvia.com

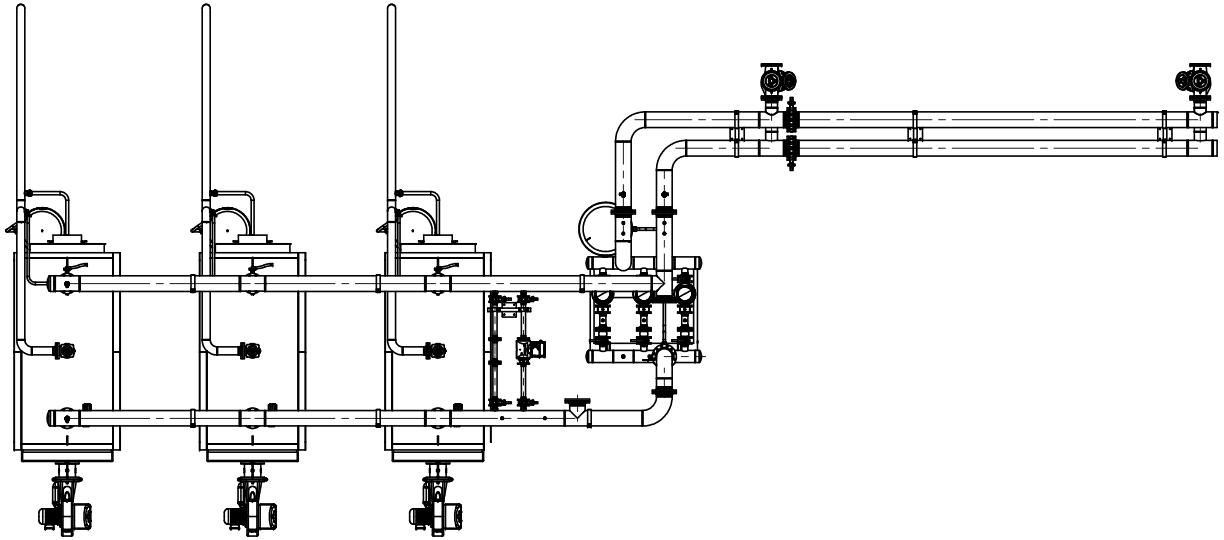
Base Cartográfica cedida por ESRI Portugal.
Cartographic Base by courtesy of ESRI Portugal.

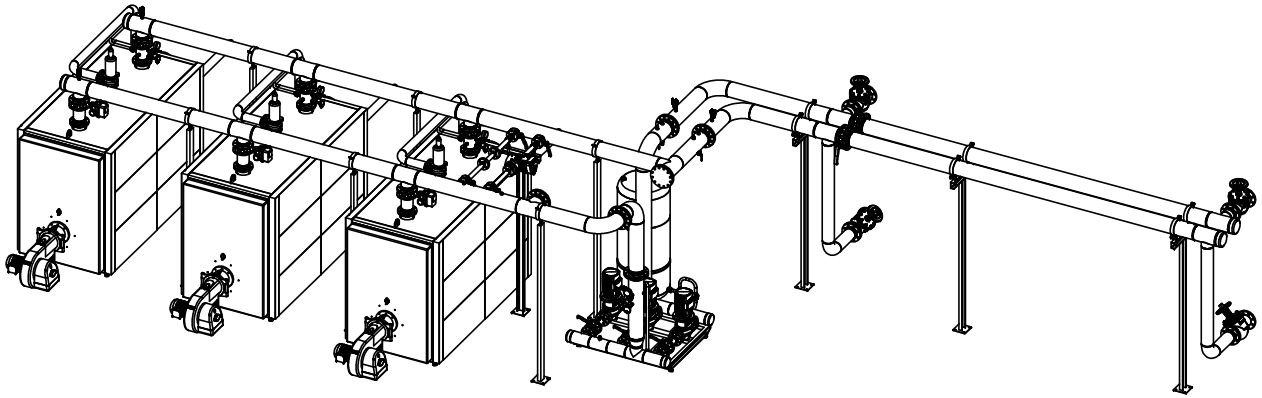
Anexo B

Desenho de engenharia do circuito hidráulico do sistema de aquecimento









Rev.:	Descrição / Description	Data / Date
2	**As Built**	**2020.03.25**
1	**Alteração do Circuito de Águas**	**2019.07.30**
0	**Projeto de Execução**	**2019.07.11**

Fornecedor / Supplier:

PCV Natural Gas Solutions

Cliente / Costumer:

REN

Projecto / Project:

Remodelação do Sistema de Aquecimento da GRMS 01269 - Carregado

Circuito de Águas

	Data / Date	Nome / Name	Escala / Scale:
Desenhado	**2020.03.25**	**Pedro Nunes**	**N/A**
Verificado	**2020.03.25**	**António Pereira**	Formato / size:
Aprovado	**2020.03.25**	**António Pereira**	**A3**

Ref.ª Externa / External Ref.: **M-01269-DWG-MCO-0101-02**

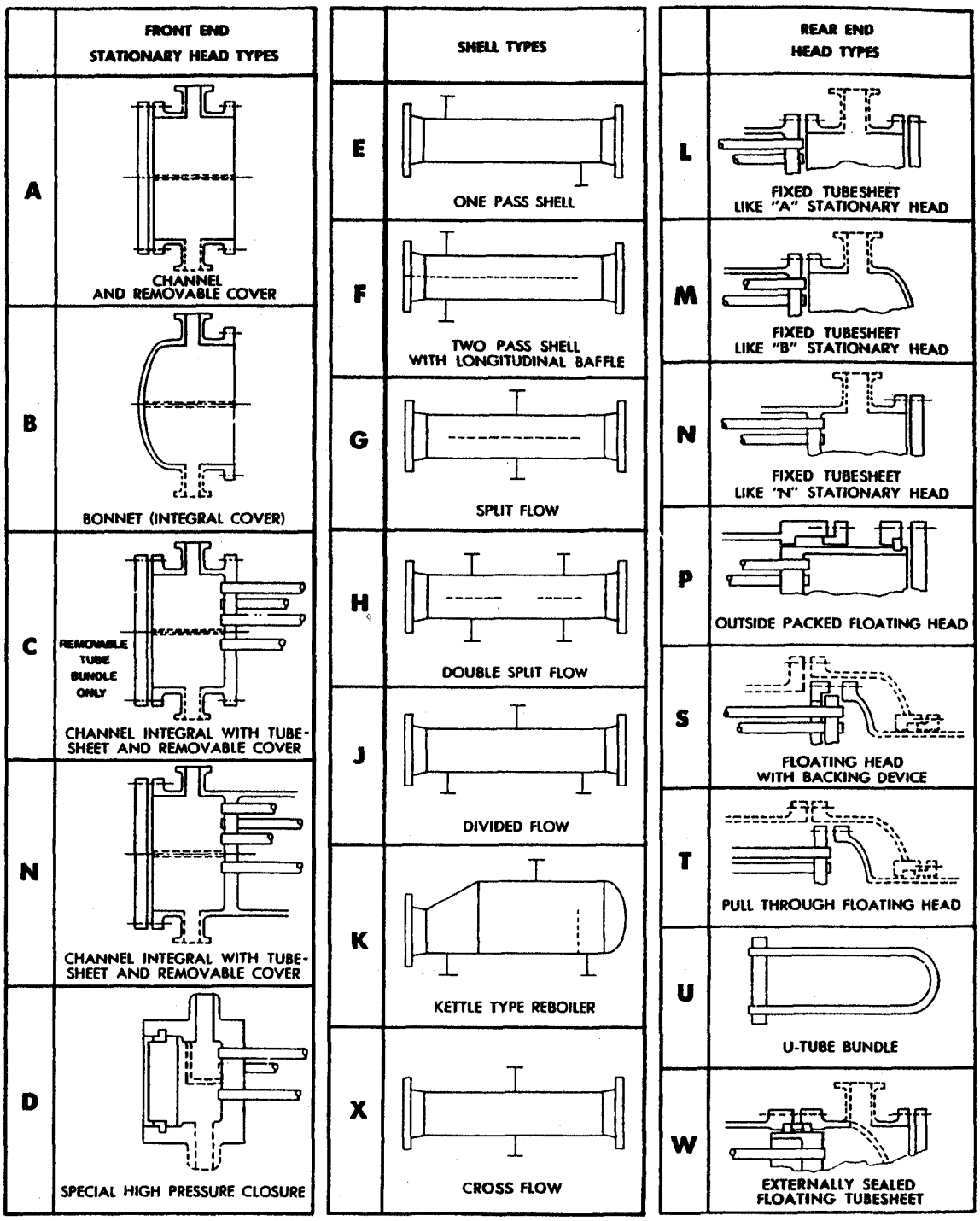
Nº do Desenho / Drawing-nº: **1702 - DWG - 21 - 02**

PROPRIEDADE DA PCV - Equipamentos e Serviços de Gás Natural, Lda . Só pode ser usado, reproduzido no todo ou em parte ou comunicado a terceiros com a autorização expressa da PCV, Lda.

Anexo C

Configurações de permutador carcaça e tubo definidos pela TEMA

FIGURE N-1.2



 ©Tubular Exchanger Manufacturers Association, Inc.

Anexo D

Determinação do tipo de escoamento pelo número de Reynolds

A determinação do tipo de escoamento está relacionado com o número de Reynolds, sendo definido por limites empíricos. O tipo de escoamento diferencia a correlação utilizada para se obter o coeficiente de transferência de calor por convecção. Para se fazer uma estimativa do tipo de escoamento da passagem do gás natural pelos tubos do permutador, são necessários os dados presentes na Tabela D.1. Os valores das propriedades do gás à pressão de serviço são uma média aritmética dos valores referentes à temperatura de entrada e de saída no permutador. O valor do caudal volúmico de gás nas condições normais é o menor valor analisado nas simulações, pelo que dará a menor velocidade de gás nos tubos, garantindo assim que se para este caudal o escoamento for turbulento, para o restante intervalo também será.

Para o cálculo de Reynolds, é necessário determinar a velocidade de escoamento do gás nos tubos. Para tal, recorre-se às equações seguintes. A equação para o número de Reynolds é a equação 4.11.

$$v_{gas} = \frac{\dot{V}_{gas}/3600}{A_{sec} \cdot N_{tubos}/2} \tag{D.1}$$

$$\dot{V}_{gas} = \frac{\dot{V}_{N,gas} \cdot \rho_{N,gas}}{\rho_{gas}} \tag{D.2}$$

$$A_{sec} = \frac{\pi \cdot D_i^2}{4} \tag{D.3}$$

O factor 3600 da equação D.1 serve para correção das unidades do caudal volúmico do gás de m^3/h para m^3/s. O valor apresentado para número de tubos é o número total. Como se trata de dupla passagem no tubular, o valor considerado para a divisão do caudal gás deve ser metade deste valor. A equação D.2 é necessária pois os dados de caudal de gás fornecidos da estação são nas condições normais de pressão e temperatura, pelo que é necessário conhecer o caudal volúmico do gás nas condições de funcionamento.

Tabela D.1: Valores de algumas propriedades do gás e parâmetros geométricos do permutador

Caudal de gás normal, $\dot{V}_{N,gas}$ [(N)m^3/h]	42.000
Massa volúmica do gás à pressão atmosférica, $\rho_{N,gas}$ [kg/m^3]	0,8019
Massa volúmica do gás à pressão de serviço, ρ_{gas} [kg/m^3]	75,00
Viscosidade dinâmica do gás à pressão de serviço, μ_{gas} $[Pa \cdot s]$	0,0000135
Diâmetro interior do tubo, D_i [m]	0,018
Números de tubos, N_{tubos}	266

Assim, calcula-se os parâmetros necessários.

$$A_{sec} = \frac{\pi \cdot (0,018)^2}{4} = 254,5 \cdot 10^{-6} m^2 \tag{D.4}$$

$$\dot{V}_{gas} = \frac{42.000 \cdot 0,8019}{75,00} = 449,06 m^3/h \tag{D.5}$$

$$v_{gas} = \frac{449,06/3600}{254,5 \cdot 10^{-6} \cdot 266/2} = 3,69 m/s \tag{D.6}$$

$$Re_{D,gas} = \frac{75.00 \cdot 3,69 \cdot 0,018}{0,0000135} = 369.000 \tag{D.7}$$

Segundo Incropera e DeWitt (2008), o valor de Reynolds a partir do qual o escoamento em tubo circular pode ser considerado de turbulento é 10.000. O valor obtido é muito superior ao limite pelo que se pode afirmar que o escoamento do gás é turbulento em todo o intervalo de gás natural que atravessa o permutador.

Anexo E

Catálogo das válvulas borboleta instaladas no sistema de aquecimento

A expressão apresentada na equação 4.31 tem em consideração que a massa volúmica tem como unidades kg/dm^3. No entanto, como a unidade SI para esta propriedade é kg/m^3 fez-se a devida conversão de unidades nos cálculos.

Butterfly valves

Wafer, Lug & Flanged

Valves & Technology

Torque valves (Nm)

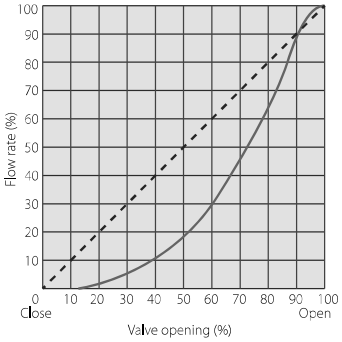
DN		Torque (Nm)		
mm	in	6 bar	10 bar	16 bar
32	1 1/4"	3	6	9
40	1 1/2"	3	6	9
50	2"	5	8	11
65	2 1/2"	7	10	20
80	3"	10	14	29
100	4"	12	18	47
125	5"	18	31	82
150	6"	31	59	130
200	8"	55	93	210
250	10"	123	206	360
300	12"	216	330	475
350	14"	333	425	760
400	16"	519	640	1300
450	18"	735	1176	1600
500	20"	931	1450	2340
600	24"	1372	2850	3300
700	28"	2254	4600	6250
750	30"	3136	5800	7644
800	32"	3724	7400	8938
900	36"	4410	11000	11760
1000	40"	6223	13600	15876
1100	44"	9702	14200	18535
1200	48"	12150	16400	21000
1300	52"	-	17800	-
1400	56"	-	19200	-
1600	64"	-	29000	-

All torque valves shown in the chart are for wet (water and other non-lubricating media) on-off service. For dry services (non-lubricating, dry gas media) multiply the values by 1.15
For lubricous services (clean, non-abrasive lubricating media) multiply values by 0.85

Please contact technical deptartment for additional data/info.

Kv data

Flow coefficient Kv
90º
70
70
164
201
359
627
995
1471
2509
3936
5865
8179
10660
12889
16023
22741
32448
35033
44850
51247
66104
81526
97355
119787
138400
166080



Cv= 1.16 • KV

Kv: Volume of water in m^3/h, that will flow through a given restriction or valve opening with a pressure drop of 1 bar at 20ºC

Chart for temperature and resistance:

Name	Applications	Limitations	Temp. Rating
EPDM	Water, sea water, alcohols, organic salts dissolutions, mineral acid solutions, mineral bases alcaline	Not recommended for oganic hydrocarbons	-20ºC to 110ºC
High Temp. EPDM	Water	Not recommended for hydrocarbons	-20ºC to 130ºC
NBR	Mineral and vegetable oils, gas, non-aromatic hydrocarbons, animal fats, vegetable fats, air	Organic acids, some mineral acids, chlorine, alcohols, aromatic hydrocarbons	-10ºC to 80ºC
Hypalon	Mineral acid dissolutions, organic and inorganic acids,oxidizing substances	Mineral and vegetable oils, hydrocarbons, animal and vegetable fats, cetones	-10ºC to 80ºC
FKM	Acids, fats, hydrocarbons, vegetable and mineral oils, fuels	Steam and hot water (max. 130ºC) unleaded gasoline, cetones, amines, freon 22	-5ºC to 180ºC
Silicone	Low and high temperature resistance, food grade	Hydrocarbons, acids, bases, atmosfpheric agents	-10ºC to 160ºC
High Temp. Silicone	Superheated	Hydrocarbons, strong acids and strong bases	-50ºC to 160ºC
Epiclorhidrine	Ozone resistance, hydrocarbons, aromatic oils	Steam, intermediate resistance to oils	-25ºC to 145ºC

How to order: Ex.: 20W9040 N0

Body Material		Body Series		Valve Type		Stem Material		Disc Material		Seat Material	
20		W				90		40		N0	
10	GJL250	W	Wafer		Concentric standard soft seated	30	AISI 304	20	GJS500-7	C0	NATURAL RUBBER
20	GJS500-7	L	Lug	V	Vulcanized seat	40	AISI 316	40	CF-8M	E0	EPDM
40	CF-8M	B	Flanged S20	P	PTFE seat - Stainless disc PTFE seat - PTFE covered disc: Please add "T" at the end of the code	90	AISI 420	50	WCB	EA	DRINKING WATER EPDM
50	WCB	3	Flanged S13			95	17-4 PH	80	B-148 C95500	ET	HIGH TEMPERATURE EPDM
51	LCB	4	Flanged S14			D0	1.4462	91	CA-15	EN	NORDEL
60	Aluminium	R	Groove end	M	Metal/ metal concentric	D1	1.4517	95	17-4 PH	F0	PTFE
80	B-148 C95500					M5	MONEL K-500	D0	1.4470	H0	HYPALON
				X	Metal/ metal double eccentric Metal/ PTFE double eccentric			D1	1.4517	N0	NITRILE (NBR)
								H0	HASTELLOY C	NC	CARBOXYLATED NITRILE
				D	Double flanged double eccentric soft seated			U0	URANUS B6	NG	GAS NITRILE
								S3	1.4469	NL	LOW TEMPERATURE NITRILE
				C	Triple eccentric			S7	CK3MCuN	S0	SILICONE (VQM)
										SA	FOOD GRADE SILICONE
										ST	HIGH TEMPERATURE SILICONE
										V0	FKM (KNOWN AS VITON)
										ST	EPICHLOROHYDRIN (ECO)
										NE	NEOPRENE
										F5	PTFE+25% GLASS FIBRE
										4L	CF-3M
										I0	INCONEL
										4E	AISI 316 + STELITE
										4G	AISI 316 + GRAPHITE

Anexo F

Catálogo das válvulas de globo instaladas no sistema de aquecimento

A expressão apresentada na equação 4.31 tem em consideração que a massa volúmica tem como unidades kg/dm^3. No entanto, como a unidade SI para esta propriedade é kg/m^3 fez-se a devida conversão de unidades nos cálculos.

Válvulas de fuelle
Bellow sealed valve

BV2506X

BVALVE® Flow, Systems & Controls

TÜV NORD CE 0052

Valores Kvs- Kvs values

Definición de valor Kv:
El valor Kv corresponde a la cantidad de caudal de agua a 20 °C (m^3/h) que fluye a través de una válvula con una presión diferencial de 1 bar entre la entrada y la salida a un % de apertura determinado de la válvula. El valor Kvs es el valor Kv cuando la válvula esté totalmente abierta.

Definition of Kv value:
Kv value is the water flow (m^3/h) at 20°C that flows through a valve at a fix travel (%) when pressure drop between inlet/outlet is 1 bar. Kvs is the Kv value when valve travel is 100%

Determinación del valor Kv - Determination of Kv value

Líquidos (agua, etc.) Liquids (water, etc.)	P2>PS P2>PS	$Kv = Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$	·Q = Velocidad de flujo (m^3/h) DP = Caída de presión (bar) p = Densidad (kg/dm^3) ·Q = Flow rate (m^3/h) DP = Pressure drop (bar) p = Density (kg/dm^3)
Vapor saturado	P2>P2/2	$Kv = \frac{G}{22.4 \cdot \sqrt{\Delta P \cdot P2}}$	··G = Caudal másico (kg/h) DP = Caída de presión(bar) P2 = Caída de presión de la válvula (bar absoluto) P1 = Presión aguas arriba de la válvula (bar absoluto)
Saturated steam	P2>P1/2	$Kv = \frac{G}{11,2 \cdot P1}$	··G = Mass flow rate (kg/h) DP = Pressure drop (bar) P2 = Pressure downstream of the valve (absolute bar) P1= Pressure upstream of the valve (absolute bar)
Vapor sobresaturado	P2>P2/2	$Kv = \frac{G}{31.7 \cdot \sqrt{\Delta P / V_2}}$	···G = Caudal másico (kg/h) ·DP =Caída de presión (bar) ·P1= Caída de presión de la válvula (bar absoluto) ·P2 = Presión aguas arriba de la válvula (bar absoluto) ·v2 = volúmen especifico (m^3/kg), por debajo P2 y T1 ·v = volúmen especifico (m3/kg), por debajo de P1/2 y T1 T1 = Temperatura aguas arriba (K)
Superheated steam	P2>P1/2	$Kv = \frac{G}{22.4 \cdot \sqrt{P1/V}}$	·G = Mass flow rate (kg/h) ·DP =Pressure drop (bar) ·P1= Pressure upstream of the valve (absolute bar) ·P2 = Pressure downstream of the valve (absolute bar) ·v2 = Specific volume (m3/kg), under P2 and T1 ·v = Specific volume (m3/kg), under P1/2 et T1 T1 = Température en amont (K)Superheated steam
Gas	P2>P2/2	$Kv = \frac{Q_n}{514} \cdot \sqrt{\frac{\rho_n \cdot T1}{\Delta P \cdot P2}}$	··G = Caudal másico (kg/h) DP = Caída de presión(bar) P2 = Caída de presión de la válvula (bar absoluto) P1= Presión aguas arriba de la válvula (bar absoluto)
Gas	P2>P1/2	$Kv = \frac{Q_n}{257} \cdot \sqrt{\frac{\rho_n \cdot T1}{P1}}$	··G = Mass flow rate (kg/h) DP = Pressure drop (bar) P2 = Pressure downstream of the valve (absolute bar) P1= Pressure upstream of the valve (absolute bar)

Presión diferencial admisible según EN 13709- Permissible differential pressure acc. EN 13709

PN/Class	DN												
	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	250
PN 10												10	9
PN 16											16	14	9
PN 25										25	21	14	9

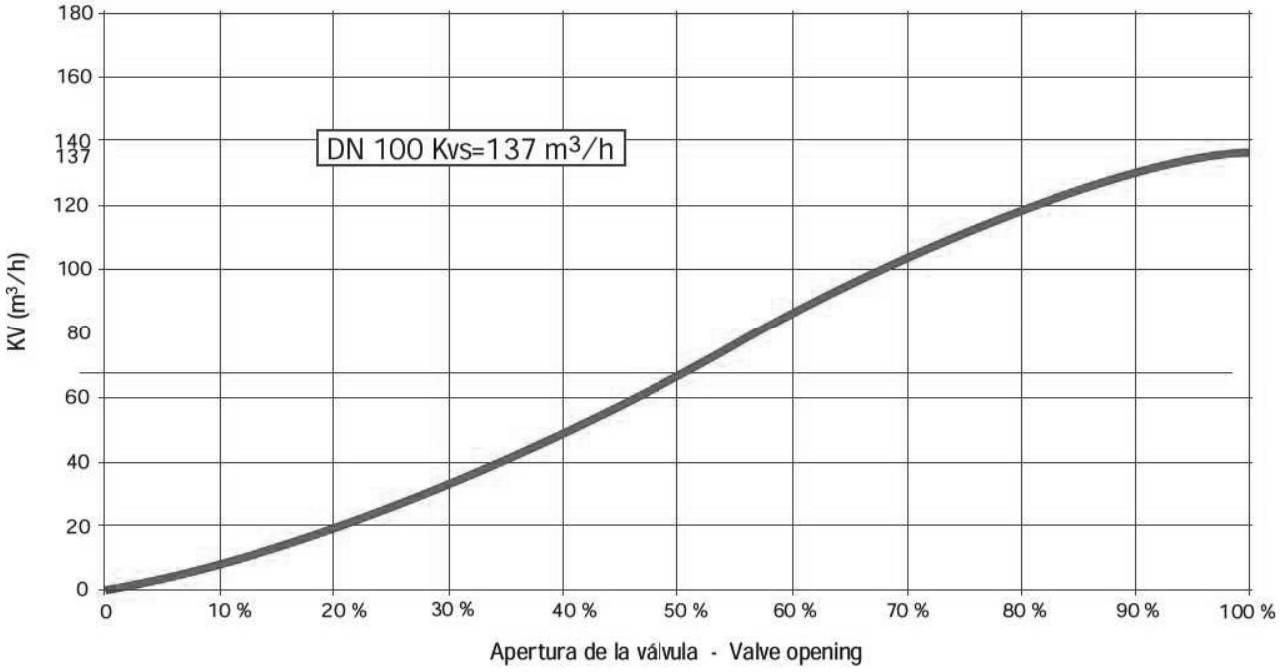
Valores Kvs- Kvs values

Valor Kv obturador plano
Kv value standard plug

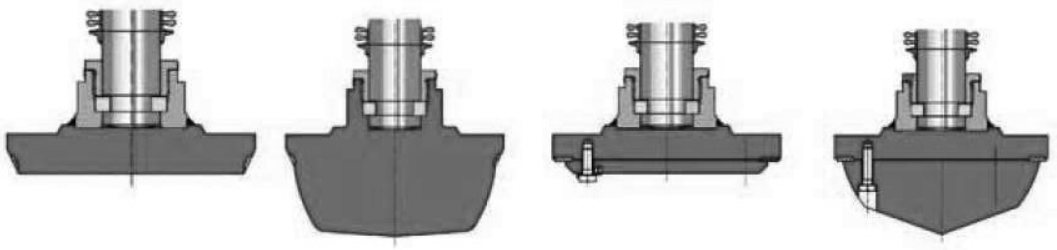
DN	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	250
KVS	4.8	7.3	11.7	17.8	27.3	43	75.1	111	176	264	369	701	1056

Valor Kv obturador Cono regulación
Throttling plug Kv value

DN	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	250
KVS	4.36	6.76	9.21	16.3	25.1	36.8	61.7	91.6	137	184	287	471	898



COMBINACIONES DE OBTURADOR OPCIONALES - OPTIONAL PLUG TYPES



Obturador cónico
Conical plug

Cono de regulación
Throttling plug

Obturador con asiento blando
Plug with soft sealing

Cono de regulación con asiento blando
Throttling plug with soft sealing

CE 0052 TÜV NORD

BVALVE

Anexo G

Catálogo da caldeira, com informações da perda de carga

VIESMANN

VITOPLEX 200

Low temperature oil/gas boiler
700 to 1950 kW

Datasheet

Part no. and prices: see pricelist

VITOPLEX 200 Type SX2A

Low temperature oil/gas boiler
Three-pass boiler
For operation with modulating boiler water temperature
With a Vitotrans 300 as condensing unit.

5727 158 GB 5/2012

Boiler specification

Specification

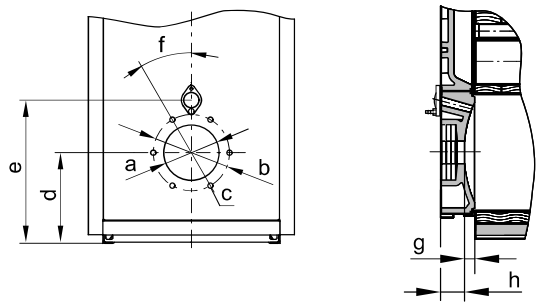
Rated heating output	**kW**	**700**	**900**	**1100**	**1300**	**1600**	**1950**
Rated heat input	kW	761	978	1196	1413	1739	2120
CE designation in accordance with the Gas Appliances Directive		CE-0085BQ0020					
Permiss. flow temperature (= safety temperature)	°C	110 (to 120 °C on request)					
Permiss. operating temperature	°C	95					
Permiss. operating pressure	bar	6					
Pressure drop on the hot gas side	Pa	270	460	400	570	650	850
	mbar	2.7	4.6	4.0	5.7	6.5	8.5
Boiler body dimensions							
Length (dim. k) *1	mm	2200	2500	2450	2670	3075	3075
Width (dim. c)	mm	1085	1085	1180	1180	1280	1280
Height (incl. connectors) (dim. e)	mm	1670	1670	1900	1900	2120	2120
Overall dimensions							
Total length (dim. f)	mm	2280	2580	2530	2750	3175	3175
Total width							
– with control unit (dim. a)	mm	1460	1460	1555	1555	1660	1660
– without control unit (dim. b)	mm	1285	1285	1380	1380	1485	1485
Total height (incl. lifting eyes) (dim. h)	mm	1690	1690	1920	1920	2140	2140
Height of anti-vibration boiler supports (loaded)	mm	37	37	37	37	37	37
Foundations							
Length	mm	1900	2200	2150	2300	2700	2700
Width	mm	1200	1200	1300	1300	1400	1400
Combustion chamber diameter	mm	620	620	720	720	720 *2	720 *2
Combustion chamber length	mm	1700	2000	1930	2150	2530	2530
Weight boiler body	kg	1525	1655	2150	2330	3030	3190
Total weight Boiler with thermal insulation and boiler control unit	kg	1640	1780	2285	2475	3210	3370
Content boiler water	litre	935	1325	1525	1690	2510	2420
Boiler connections							
Boiler flow and return	PN 6 DN	100	100	125	125	150	150
Safety connection (safety valve)	PN 16 DN	50	50	65	65	65	65
Drain	R (external)	1¼	1¼	1¼	1¼	1¼	1¼
Flue gas parameters *3							
Temperature (at 60 °C boiler water temperature)							
– at rated heating output	°C	180					
– at partial load	°C	125					
Temperature (at 80 °C boiler water temperature)	°C	195					
Flue gas mass flow rate							
– for natural gas	kg/h	1.5225 x combustion output in kW					
– for fuel oil EL	kg/h	1.5 x combustion output in kW					
Required draught	Pa/mbar	0					
Flue gas connection	Ø mm	300	300	350	350	400	400
Total gas capacity Combustion chamber, hot gas flues, return pipes, diverter and flue gas collector	m^3	0.90	1.00	1.35	1.45	2.50	2.50
Standard seasonal efficiency [to DIN] (for operation with fuel oil) At heating system temp. 75/60 °C	%	89 (H_s [gross cv])/95 (H_i [net cv])					
Standby loss $q_{B,70}$	%	0.15	0.13	0.13	0.12	0.13	0.11
Matching Vitotrans 300							
– gas operation	Part no.	Z007 212		Z007 213		Z007 214	

*1 *Boiler door removed.*

*2 *Conical combustion chamber 720/840 mm (combustion chamber diameter front/rear)*

*3 *Values for calculating the size of the flue system to EN 13384 relative to 13.2 % CO_2 for fuel oil EL and 10 % CO_2 for natural gas. Flue gas temperatures captured as gross values at 20 °C combustion air temperature. The details for partial load refer to 60 % of the rated heating output. Calculate the flue gas mass flow rate accordingly if the partial load differs from that stated (subject to operating mode).*

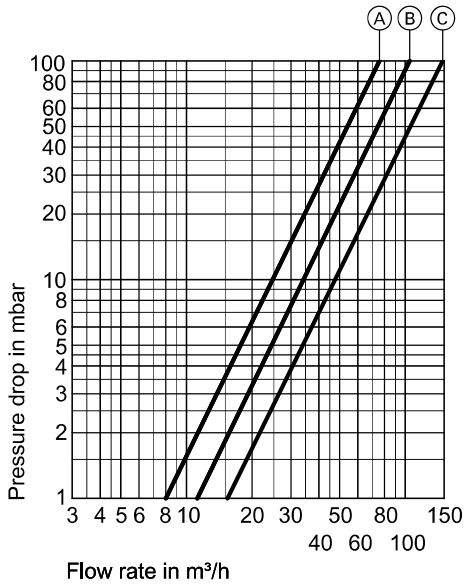
Boiler specification (cont.)



Dimensions

Rated heating output	kW	700	900	1100	1300	1600	1950
a	⌀mm	350	350	400	400	400	400
b	⌀mm	400	400	490	490	490	490
c	Number/ thread	6/M12					
d	mm	525	525	580	580	640	640
e	mm	785	785	885	885	970	970
f	°	15	15	30	30	30	30
g	mm	75	75	75	75	75	75
h	mm	150	150	150	150	170	170

Pressure drop on the heating water side



The Vitoplex 200 is only suitable for fully pumped hot water heating systems.

Ⓐ Rated heating output 700 and 900 kW
Ⓑ Rated heating output 1100 and 1300 kW
Ⓒ Rated heating output 1600 and 1950 kW

5727 158 GB

Anexo H

Análise da influência da combinação das caldeiras na perda de carga do sistema

No âmbito de um estágio extracurricular realizado no período de verão na PCV, ainda na fase de projeto analisou-se a influência da combinação das caldeiras na perda de carga do sistema (Teixeira, 2019). Esta análise teve por base a necessidade de se conhecer as consequências do desiquilíbrio hidráulico na perda de carga que a UEB tem de vencer.

Sabendo que o sistema é constituído por três caldeiras, como representado na Figura 4.1, existem três combinações de duas caldeiras para o funcionamento do sistema, sendo as: a) caldeiras 1 e 2; b) caldeiras 1 e 3; c) caldeiras 2 e 3. Para avaliar estas combinações, considerou-se as mesmas condições de funcionamento, variando apenas os comprimentos de tubagem associados a cada caudal de água. Os resultados obtidos para a altura manométrica que a UEB tem de ver estão apresentados na Figura H.1.

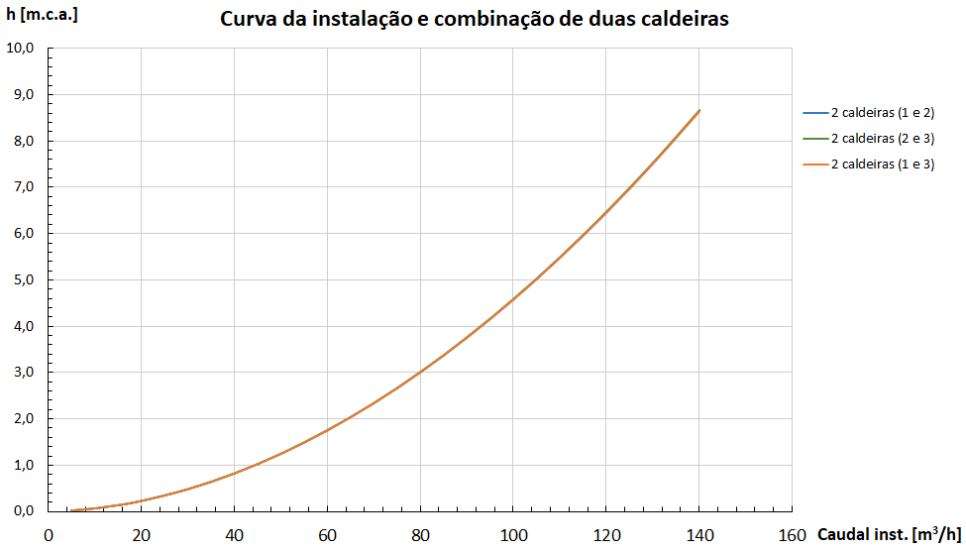


Figura H.1: Curvas da instalação para as várias combinações de duas caldeiras.

Como é possível verificar, os curvas encontram-se muito próximas umas das outros, com baixos desvios no valor da altura manométrica. Isto deve-se ao facto de a perda de carga em linha ter pouca influência na perda de carga total e as caldeiras encontrarem-se muito próximas umas das outras. Assim, apesar do desiquilíbrio hidráulico, este facto não é predominante na perda de carga do sistema.

Anexo I

Catálogo das válvulas anti-retorno instaladas no sistema de aquecimento

Valve Experience.
Made in Germany.

RITAG®
Armaturenwerk

Zwischenflansch-Rückschlagventil
Wafer Type Lift Check Valve

SR 20.40-St

Einsatzgrenzen (*Pressure / Temperature Ratings*)

	TMA (°C)	-10	200	300
PN 40	PMA (bar)	16	33	24

Leckrate nach EN 12266-1, D (met., PTEE) oder A (NBR, EPDM, FKM)
Leakage acc. to EN 12266-1, D (met., PTEE) or A (NBR, EPDM, FKM)

Werkstoffe (*Materials*)

Gehäuse / *Body*	Platte / *Disc*	Feder / *Spring*
1.0460 (DN 15 - 40)	1.4301	1.4571
1.0421 (DN 50 - 100)	1.4301	1.4571

Elastische Dichtung möglich – Einsatzgrenzen siehe Technische Informationen: Dichtungen
Elastic seat rings available – operating limitations see Technical Information: Seat Rings

Öffnungsdrücke (*Opening Pressures*)

DN	$P_{Ö}$ (mbar)			Ohne Feder / *without spring*
	↔	↑	↓	↑
15	20	24	16	4
20	20	24	16	4
25	20	24	16	4
32	20	24	16	4
40	20	24,5	15,5	4,5
50	20	25	15	5
65	20	25,5	14,5	5,5
80	20	26,5	13,5	6,5
100	20	26,5	13,5	6,5

↔ ↑ ↓ = Durchflussrichtung / Flow direction

DN 15 - 100
PN 6 - 40

Verwendung

- Neutrale Flüssigkeiten
- Öle
- Luft
- Fluidgruppe 1 gemäß DGRL 2014/68/EU

Application

- *Neutrally Fluids*
- *Oil*
- *Air*
- *Fluidgroup 1 acc. to PED 2014/68/EU*

Technische Änderungen vorbehalten 08/2017
Technical modifications reserved 08/2017

RITAG Ritterhuder Armaturen GmbH & Co. Armaturenwerk KG
Sachsenring 30
D-27711 Osterholz-Scharmbeck

Phone +49 (0) 47 95-5 50 42-0
Fax +49 (0) 47 95-5 50 42-850
eMail: contact@ritag.com
Internet: www.ritag.com

Valve Experience.
Made in Germany.

RITAG®
Armaturenwerk

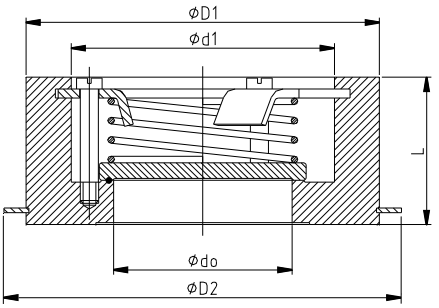
Zwischenflansch-Rückschlagventil — SR 20.40-St

Wafer Type Lift Check Valve

Maße und Gewichte (*Dimensions and Weights*)

Maße/dimensions in mm

DN	L	D_1 (PN6)	D_2 (PN10-40)	d_0	d_1	kg
15	16	43	51	15	28	0,15
20	19	53	61	20	33	0,25
25	22	64	71	25	41,5	0,30
32	28	76	82	32	51,5	0,60
40	31,5	86	92	40	58,5	0,80
50	40	96	108	48,5	71,5	1,30
65	46	116	127	63	90	2,00
80	50	132	142	77	100	2,30
100	60	152	162	96	126	3,50



Baulänge nach EN 558, Reihe 49
Face/Face dimension acc. to EN 558, line 49

Passend zwischen Flansche EN 1092-1, Form B1
For fitting between flanges acc. to EN 1092-1, form B1

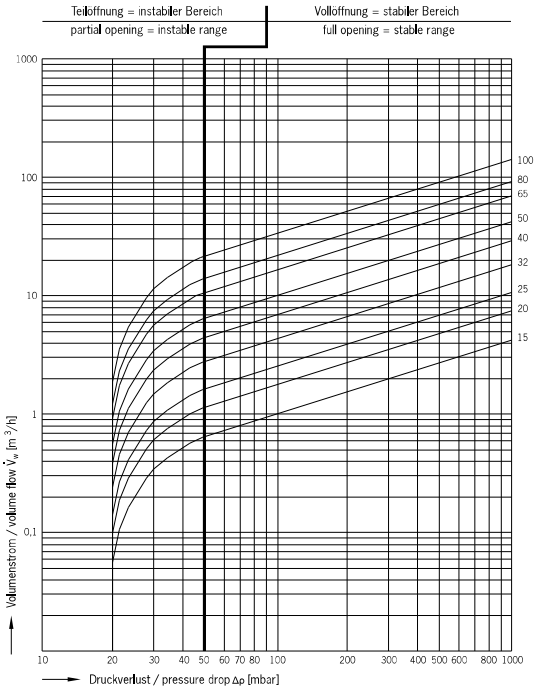
Druckverlustdiagramm (*Pressure Drop Chart*)

Die Diagrammwerte gelten für Wasser bei 20°C. Sie resultieren aus Messungen an Ventilen beim Einbau in horizontaler Leitung. Beim Einbau in vertikaler Leitung ergeben sich im Teilöffnungsbereich unbedeutende Abweichungen. Um Druckverluste bei anderen Medien zu ermitteln, ist zuvor der äquivalente Wasservolumenstrom nach folgender Formel zu berechnen:

Graph readings apply to water at 68° F (20° C). They result from measurements on valves installed in horizontal pipes. For installation in vertical pipes insignificant devitations occur in the partial opening. In order to determine pressure losses for other media the equivalent water flow has to be calculated before applying the following formula:

$$\dot{V}_W = \dot{V} \sqrt{\frac{\rho}{1000}}$$

$\dot{V}_W$ [m³/h]	äquivalenter Wasservolumenstrom *equivalent water flow*
ρ [kg/m³]	Dichte des Mediums (Betriebszustand) *density of medium at working conditions*
$\dot{V}$ [m³/h]	Volumenstrom des Mediums (Betriebszustand) *flow of medium at working conditions*



Technische Änderungen vorbehalten 08/2017
Technical modifications reserved 08/2017

RITAG Ritterhuder Armaturen GmbH & Co. Armaturenwerk KG
Sachsenring 30
D-27711 Osterholz-Scharmbeck

Phone +49 (0) 47 95-5 50 42-0
Fax +49 (0) 47 95-5 50 42-850
eMail: contact@ritag.com
Internet: www.ritag.com

Anexo J

Folha de especificações da bomba que constitui a UEB

Neste anexo entra-se a folha de especificações da bomba que constitui a UEB. Realça-se que o último gráfico deste anexo apresenta as curvas da associação de duas bombas em paralelo, estando salientada a curva de uma bomba singular.

Nome empresa:
Criado por:
Telefone:

Data: 21/05/2020

Quantid.	Descrição
1	**TP 80-110/4 A-F-A-BQQE-IX3**

Nota! Imagem do produto pode diferir do prod. real

Código: 96108603

A bomba é concebida segundo o princípio de construção desmontável pela parte superior, ou seja, a cabeça da bomba (motor, cabeça da bomba e o impulsor) podem ser retirados para realização de manutenção ou assistência técnica, mantendo o corpo da bomba na tubagem.

A bomba está equipada com um vedante de fole em borracha não equilibrado. O empanque cumpre os requisitos da norma DIN EN 12756. Pipework connection is via PN 16 DIN flanges (EN 1092-2 and ISO 7005-2).

A ligação da tubagem é realizada através de flanges DIN PN 16 (EN 1092-2 e ISO 7005-2).
A bomba está equipada com um motor assíncrono auto-ventilado.

Controlos:

Conversor frequência:	NONE

Líquido:

Líquido bombeado:	Etileno Glicol
Gama de temperatura do líquido:	-25 .. 120 °C
Concentração:	10 %
Temperatura do líquido durante operação:	58 °C
Densidade:	997.7 kg/m³

Técnicos:

Velocidade da bomba na qual se baseiam os dados da mesma:	1445 rpm
Caudal nominal:	59.4 m³/h
Cabeça cotada:	8.9 m
Diâmetro efectivo do impulsor:	177 mm
Código de empanque do veio:	BQQE
Curva de tolerância:	ISO9906:2012 3B2

Materiais:

Corpo da bomba:	Ferro fundido
Caixa da bomba:	EN-GJL-250
Corpo da bomba:	ASTM class 35
Impulsor:	Cast iron

GRUNDFOS

Nome empresa:
Criado por:
Telefone:

Data: 21/05/2020

Quantid.	Descrição

EN-GJL-200
Qualidade do material do impulsor: ASTM class 30

Instalação:

Gama de temperatura ambiente:	-30 .. 60 °C
Pressão máx. de funcionamento:	16 bar
Pressão máx. à temp. indicada:	16 bar / 120 °C
Tipo de conexão:	DIN
Dimensão da conexão:	DN 80
Nível de pressão para conexão:	PN 16
Extensão porta a porta:	440 mm
Dimensão de flange para motor:	FF215

Car. eléctricas:

Tipo de motor:	100LB
Classe de eficiência IE:	IE3
Potência nominal - P2:	2.2 kW
Frequência da rede:	50 Hz
Tensão nominal:	3 x 220-240D/380-415Y V
Corrente nominal:	8.50/4.90 A
Corrente de arranque:	600-660 %
Cos phi - factor de potência:	0.79-0.73
Velocidade nominal:	1450 rpm
Eficiência:	IE3 86,7%
Eficiência do motor com carga total:	86.7-87.0 %
Eficiência do motor a 3/4 de carga:	87.7 %
Eficiência do motor a 1/2 carga:	87.6 %
Número de pólos:	4
Classe de protecção (IEC 34-5):	55 Dust/Jetting
Classe de isolamento (IEC 85):	F
Motor n.º:	87270322

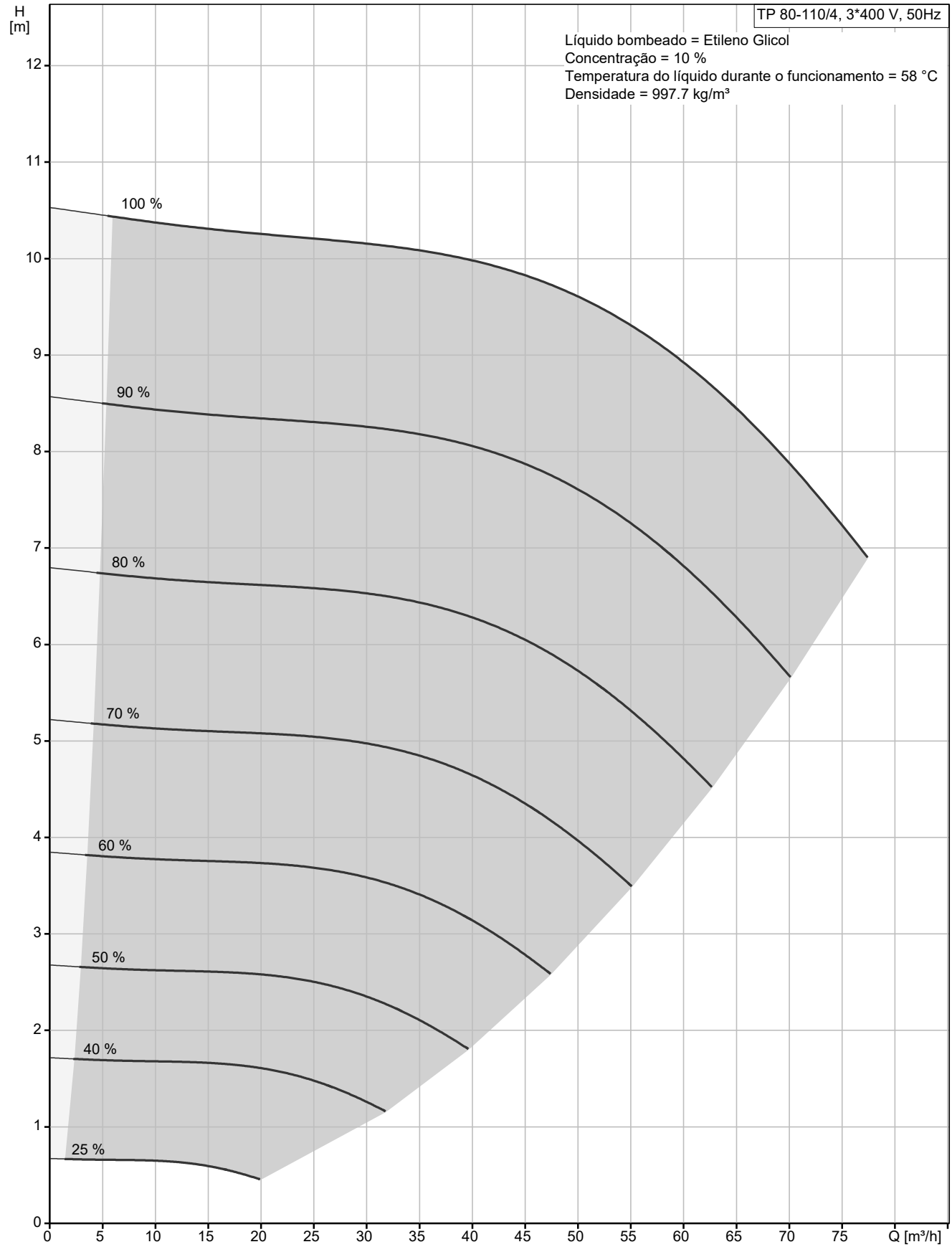
Outros:

Peso líquido:	77.8 kg
Peso bruto:	92 kg
Volume de expedição:	0.38 m³
Dinamarca VVS Nº:	381715110
Finlândia LVI nº:	4616545
Noruega NRF nº:	9043584
País de origem:	HU
Nº taxa aduaneira:	84137051

Nome empresa:
Criado por:
Telefone:

Data: 21/05/2020

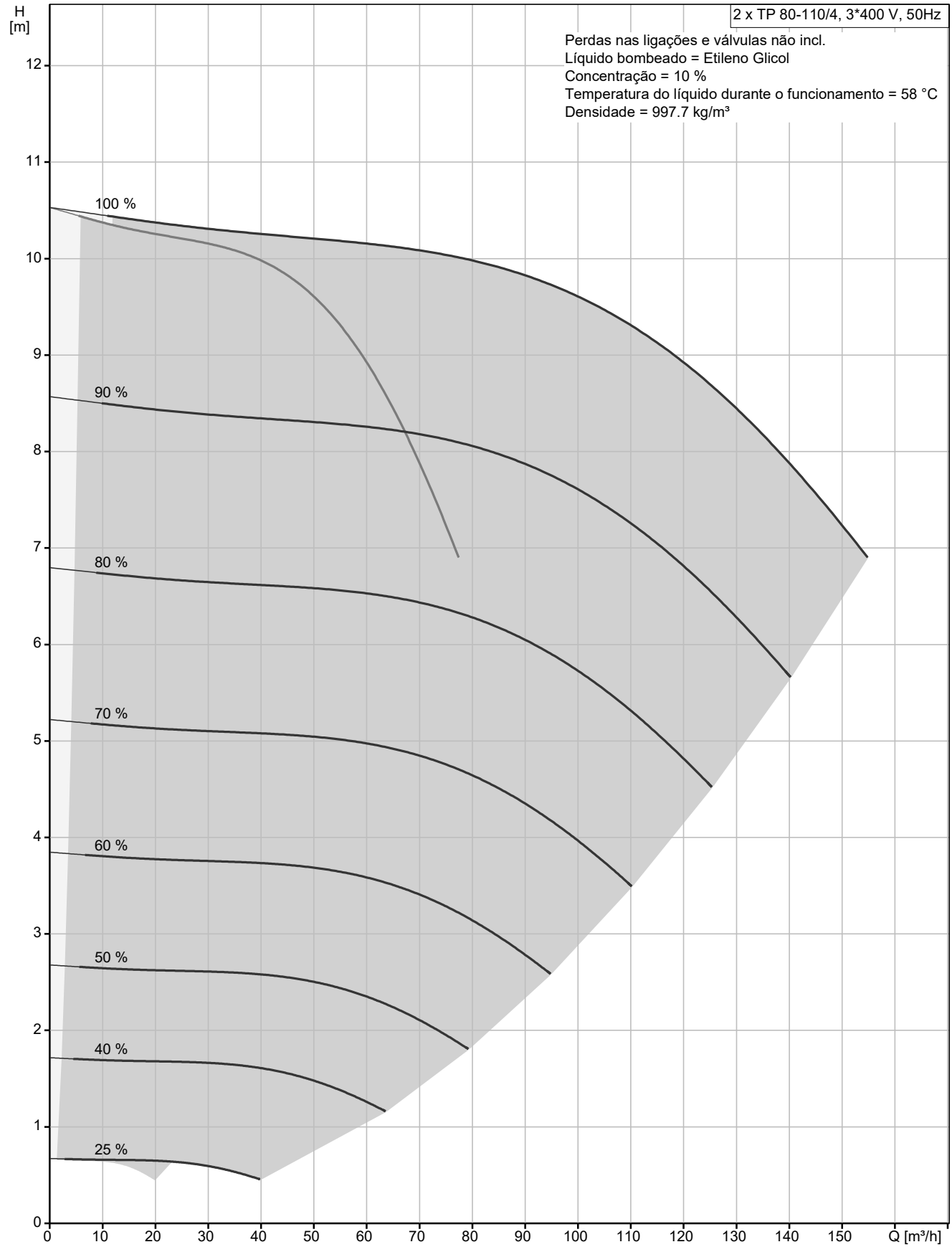
96108603 TP 80-110/4 A-F-A-BQQE-IX3 50 Hz



Nome empresa:
Criado por:
Telefone:

Data: 21/05/2020

96108603 TP 80-110/4 A-F-A-BQQE-IX3 50 Hz



Anexo K

Folha de especificações da bomba BR

Nome empresa:
Criado por:
Telefone:

Data: 21/05/2020

Quantid.	Descrição
1	**TP 50-120/2 A-F-A-BQQE-FX1**

Nota! Imagem do produto pode diferir do prod. real

Código: 98279255

A bomba é concebida segundo o princípio de construção desmontável pela parte superior, ou seja, a cabeça da bomba (motor, cabeça da bomba e o impulsor) podem ser retirados para realização de manutenção ou assistência técnica, mantendo o corpo da bomba na tubagem.

A bomba está equipada com um vedante de fole em borracha não equilibrado. O empanque cumpre os requisitos da norma DIN EN 12756. Pipework connection is via PN 6/10 DIN flanges (EN 1092-2 and ISO 7005-2).

A ligação da tubagem é realizada através de flanges DIN PN 6/10 (EN 1092-2 e ISO 7005-2).
A bomba está equipada com um motor assíncrono auto-ventilado.

Controlos:

Conversor frequência:	NONE

Líquido:

Líquido bombeado:	Etileno Glicol
Gama de temperatura do líquido:	-25 .. 120 °C
Concentração:	10 %
Temperatura do líquido durante operação:	80 °C
Densidade:	985.5 kg/m³

Técnicos:

Velocidade da bomba na qual se baseiam os dados da mesma:	2890 rpm
Caudal nominal:	17.3 m³/h
Cabeça cotada:	8.1 m
Diâmetro efectivo do impulsor:	87 mm
Código de empanque do veio:	BQQE
Curva de tolerância:	ISO9906:2012 3B2

Materiais:

Corpo da bomba:	Ferro fundido
Caixa da bomba:	EN-GJL-250
Corpo da bomba:	ASTM class 35
Impulsor:	Stainless steel EN 1.4301
Qualidade do material do impulsor:	AISI 304

Instalação:

Gama de temperatura ambiente:	-30 .. 60 °C

GRUNDFOS

Nome empresa:
Criado por:
Telefone:

Data: 21/05/2020

Quantid.	Descrição

Pressão máx. de funcionamento: 10 bar
Pressão máx. à temp. indicada: 10 bar / 120 °C
Tipo de conexão: DIN
Dimensão da conexão: DN 50
Nível de pressão para conexão: PN 6/10
Extensão porta a porta: 280 mm
Dimensão de flange para motor: FT100

Car. eléctricas:

Tipo de motor:	80A
Classe de eficiência IE:	IE3
Potência nominal - P2:	0.75 kW
Frequência da rede:	50 Hz
Tensão nominal:	3 x 220-240D/380-415Y V
Corrente nominal:	3.30/1.90 A
Corrente de arranque:	580-620 %
Cos phi - factor de potência:	0.81-0.71
Velocidade nominal:	2840-2870 rpm
Eficiência:	IE3 80,7%
Eficiência do motor com carga total:	80.7 %
Eficiência do motor a 3/4 de carga:	82.7 %
Eficiência do motor a 1/2 carga:	81.7 %
Número de pólos:	2
Classe de protecção (IEC 34-5):	55 Dust/Jetting
Classe de isolamento (IEC 85):	F
Motor n.º:	85U05104

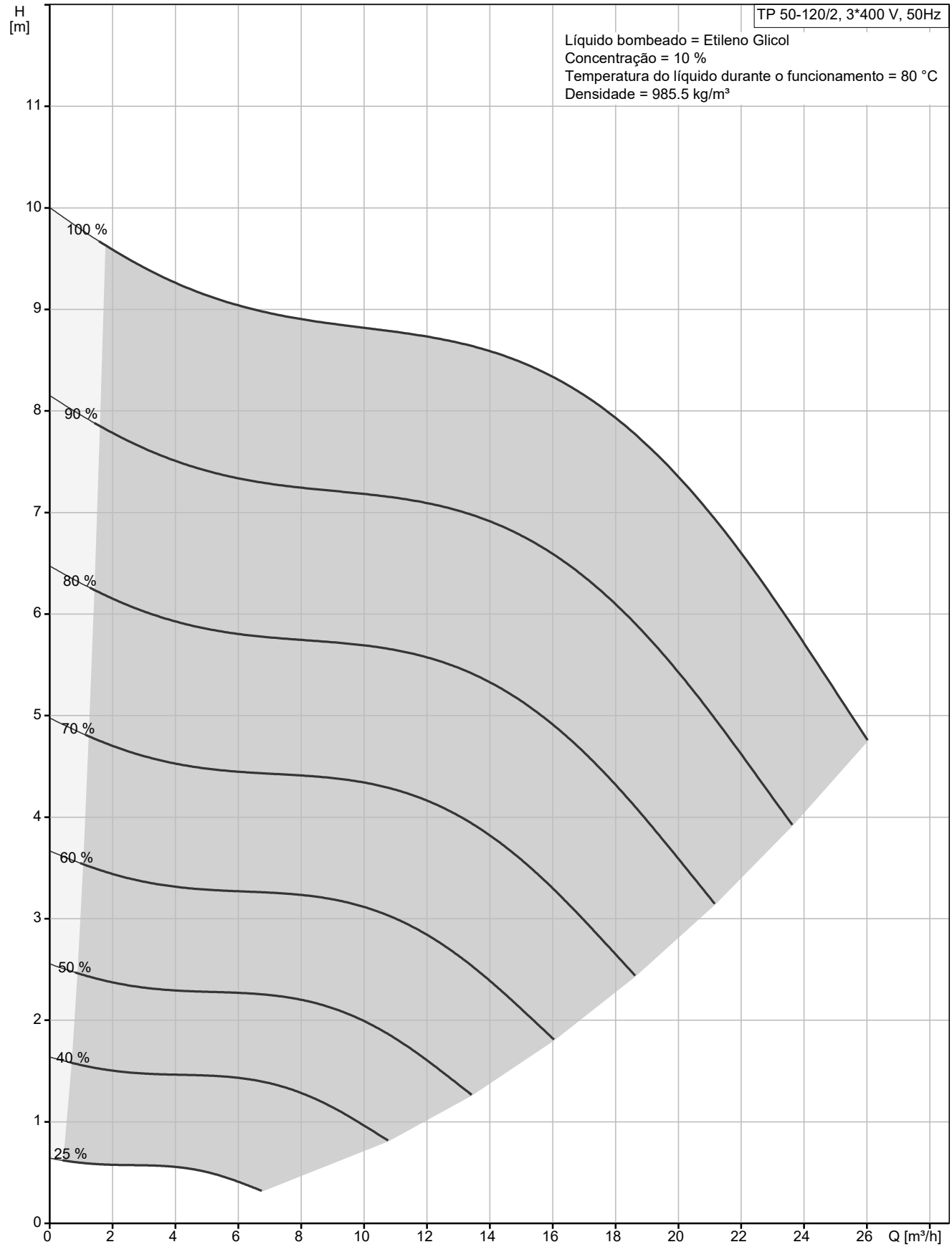
Outros:

Peso líquido:	29.6 kg
Peso bruto:	33.1 kg
Volume de expedição:	0.08 m³
Dinamarca VVS Nº:	38 1813.120
Finlândia LVI nº:	4616049
Noruega NRF nº:	9043559
País de origem:	HU
Nº taxa aduaneira:	84137051

Nome empresa:
Criado por:
Telefone:

Data: 21/05/2020

98279255 TP 50-120/2 A-F-A-BQQE-FX1 50 Hz



Anexo L

Algoritmo para validação das equações

Simulação do regime permanente do Sistema de Aquecimento

2 Caldeiras

Functions

Function **fvalue** (a; b; c; d)

If $(b = 1)$ Then

$$fvalue := \frac{a}{(1 - a) \cdot c}$$

Else

$$fvalue := \frac{\ln(d)}{(b - 1) \cdot c}$$

EndIf

End **fvalue**

Variável Principal

$\dot{V}_{gas;N} = 210000$

Dados

$\rho_{ag;f} = 995,7$

$\rho_{ag;q} = 982,46$

$\rho_{ag;m} = \frac{\rho_{ag;f} + \rho_{ag;q}}{2}$

$\rho_{gas;N} = 0,8019$ *condições pressão atmosférica e T=0*

$\rho_{gas} = 76$ *condições de funcionamento*

$Ti_{ag;I} = 80$

$Ti_{ag;II} = 80$

$Ti_{gas} = 10$

$c_{ag} = 4108,83$

$cp_{gas} = 2980,55$

$\mu_{gas} = 0,0000135755$

$\mu_{ag} = 0,00051469$

$k_{gas} = 0,0445$

$k_{ag} = 0,5897$

$\alpha = 0,01$

$\beta = 0$

$\mu_{JT} = 0,649$ *coeficiente Joule-Thomson projeto, dado pela REN, [K/bar]*

$P_{gas;i} = 84 + 1$ *em bar absoluto*

$P_{gas;o} = 33 + 1$ *em bar absoluto*

Dados Permutador

$N_{tubo} = 266$

$L_{tubo} = 2,1$ *em metros*

$De = 0,02$

$Di = 0,018$

$k = 45$ *condutividade do aço*

$S_T = 0,025$

$S_L = 0,02165$

$S_D = 0,025$

$D_{carc} = 0,49$ *interior*

$B = 0,25$

$R_{se} = 0,000002$

$R_{si} = 0,000002$

Caldeiras

$\dot{Q}_I = \dot{m}_{ag;I} \cdot c_{ag} \cdot (Ti_{ag;I} - To_{ag;I})$

$\dot{Q}_{II} = \dot{m}_{ag;II} \cdot c_{ag} \cdot (Ti_{ag;II} - To_{ag;II})$

S1

$\dot{m}_{ag;I} = (0,5 + \alpha) \cdot \dot{m}_{ag;T}$

$\dot{m}_{ag;II} = (0,5 - \alpha) \cdot \dot{m}_{ag;T}$

$To_{ag;T} = To_{ag;I}$

$To_{ag;T} = To_{ag;II}$

M1

$$\dot{m}_{ag;P} + \dot{m}_{ag;R} = \dot{m}_{ag;T}$$

$$To_{ag;T} = \frac{\dot{m}_{ag;P} \cdot To_{ag;P} + \dot{m}_{ag;R} \cdot Ti_{ag;R}}{\dot{m}_{ag;T}}$$

S2

$\dot{m}_{ag,P}=\dot{m}_{ag,T}-\dot{m}_{ag,R}$

$$Ti_{ag;P} = Ti_{ag;R}$$

$$Ti_{ag;P} = Ti_{ag;T}$$

M2

$\dot{m}_{ag,I}+\dot{m}_{ag,II}=\dot{m}_{ag,T}$

$$Ti_{ag;T} = \frac{\dot{m}_{ag;I} \cdot Ti_{ag;I} + \dot{m}_{ag;II} \cdot Ti_{ag;II}}{\dot{m}_{ag;T}}$$

Permutador

$$\dot{Q}_{ag} = \dot{Q}_{gas} + \dot{Q}_{perdas}$$

$$\dot{Q}_{gas} = \dot{m}_{gas} \cdot cp_{gas} \cdot (To'_{gas} - Ti_{gas})$$

$$\dot{m}_{gas} = \frac{\dot{V}_{gas}}{3600} \cdot \rho_{gas}$$

$$\dot{V}_{gas} = \dot{V}_{gas;N} \cdot \frac{\rho_{gas;N}}{\rho_{gas}}$$

$$\dot{Q}_{ag} = \dot{m}_{ag;P} \cdot c_{ag} \cdot (Ti_{ag;P} - To_{ag;P})$$

$$\dot{Q}_{perdas} = \beta \cdot \dot{Q}_{ag}$$

$$\dot{Q}_{gas} = U_e \cdot Ae \cdot F \cdot LMTD_{cc}$$ *eq. 7,42 da sebenta ST*

$$Ae = 3{,}142 \cdot De \cdot L \cdot 0{,}85$$ *datasheet indica 15 % de oversurface*

$$L = N_{tubo} \cdot L_{tubo}$$

$$U_e = \left[\frac{re}{ri} \cdot \left[\frac{1}{hi} + R_{si}\right] + Rp + R_{se} + \frac{1}{he}\right]^{-1}$$ *eq. 7,41 da sebenta ST*

$$Rp = \frac{re \cdot \ln\left[\frac{re}{ri}\right]}{k}$$

$$re = \frac{De}{2}$$

$$ri = \frac{Di}{2}$$

$$LMTD_{cc} \cdot \ln(aux_2) = To_{ag;P} - Ti_{gas} - (Ti_{ag;P} - To'_{gas}) \quad \textit{eq. 7.49 da sebenta ST}$$

$$aux_2 = \frac{To_{ag;P} - Ti_{gas}}{Ti_{ag;P} - To'_{gas}}$$

$$P = \frac{To'_{gas} - Ti_{gas}}{Ti_{ag;P} - Ti_{gas}} \quad \textit{eq. 7.50 da sebenta ST}$$

$$R \cdot (To'_{gas} - Ti_{gas}) = Ti_{ag;P} - To_{ag;P} \quad \textit{eq. 7.51 da sebenta ST}$$

$$NTU = \left[\frac{1}{\sqrt{R^2 + 1}}\right] \cdot \ln(aux_3) \quad \textit{eq. 7.57 da sebenta ST}$$

$$aux_3 = \frac{2 - P \cdot \left(R + 1 - \left(\sqrt{R^2 + 1}\right)\right)}{2 - P \cdot \left(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1}\right)}$$

$$F = \mathbf{fvalue}(P ; R ; NTU ; aux_1) \quad \textit{equação 7.55 e 7.56 da sebenta ST}$$

$$aux_1 = \frac{1 - P}{1 - P \cdot R}$$

Escoamento Interno

$$\nu_{D;i} = 0{,}023 \cdot Re_{D;i}^{(4/5)} \cdot Pr_i^{0,4} \quad \textit{eq. 8.60 do Incropera}$$

$$Re_{D;i} = \rho_{gas} \cdot v_{gas} \cdot \frac{Di}{\mu_{gas}}$$

$$v_{gas} = \frac{\frac{\dot{V}_{gas}}{3600 \cdot \frac{N_{tubo}}{2}}}{3{,}142 \cdot \frac{Di^2}{4}}$$

$$Pr_i = cp_{gas} \cdot \frac{\mu_{gas}}{k_{gas}}$$

$$\nu_{D;i} = hi \cdot \frac{Di}{k_{gas}}$$

Escoamento Externo

$$\nu_{D;e} = 0{,}196 \cdot Re_{D;e}^{0,6} \cdot Pr_e^{(1/3)} \quad \textit{livro guia prático permutadores}$$

$$Re_{D;e} = \rho_{ag;m} \cdot v_{max;e} \cdot \frac{De}{\mu_{ag}}$$

$$v_{max;e} = \frac{\dot{V}_{ag;P}}{3600 \cdot a_{cross}}$$

$$a_{cross} = B \cdot D_{carc} \cdot \left[1 - \frac{De}{S_T}\right]$$

$$Pr_e = c_{ag} \cdot \frac{\mu_{ag}}{k_{ag}}$$

$$\nu_{D;e} = he \cdot \frac{De}{k_{ag}}$$

UEB

$$\dot{V}_{ag;P} = 120$$

$$\dot{m}_{ag;P} = \frac{\dot{V}_{ag;P}}{3600} \cdot \rho_{ag;f}$$

Bomba BR

$$\dot{V}_{ag;R} = 0$$

$$\dot{m}_{ag;R} = \frac{\dot{V}_{ag;R}}{3600} \cdot \rho_{ag;q}$$

Válvula Redutora Pressão

$$To_{gas} = To'_{gas} - \mu_{JT} \cdot \Delta P_{gas}$$

$$\Delta P_{gas} = P_{gas;i} - P_{gas;o}$$

SOLUTION

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

A_e = 29,83 [m^2]
aux_1 = 1,012
aux_3 = 2,18
B = 0,25 [m]
cp_{gas} = 2981 [J/(kg/*K)]
De = 0,02 [m]
Di = 0,018 [m]
F = 0,9523
hi = 5607 [W/(m^2*K)]
k_{ag} = 0,5897 [W/(m*K)]
L = 558,6 [m]
L_{tubo} = 2,1 [m]
μ_{gas} = 0,00001358 [Pa*s]
$\dot{m}_{ag,I}$ = 16,93 [kg/s]
$\dot{m}_{ag,P}$ = 33,19 [kg/s]
$\dot{m}_{ag,T}$ = 33,19 [kg/s]
NTU = 0,545
$\nu_{D,i}$ = 2268
P = 0,3404
Pr_i = 0,9093
$P_{gas,o}$ = 34 [bar]
$\dot{Q}_{gas}$ = 3,322E+06 [W]
$\dot{Q}_{II}$ = 1,628E+06 [W]
R = 1,022
$Re_{D,e}$ = 52291
$\rho_{ag,f}$ = 995,7 [kg/m^3]
$\rho_{ag,q}$ = 982,5 [kg/m^3]
$\rho_{gas,N}$ = 0,8019 [kg/m^3]
Rp = 0,00002341 [(m^2*K)/W]
R_{si} = 0,000002 [m^2*K/W]
S_L = 0,02165 [m]
$Ti_{ag,I}$ = 80 [C]
$Ti_{ag,P}$ = 80 [C]
$Ti_{ag,T}$ = 80 [C]
$To_{ag,I}$ = 55,64 [C]
$To_{ag,P}$ = 55,64 [C]
To_{gas} = 0,7274 [C]
U_e = 2547 [W/(m^2*K)]
$\dot{V}_{ag,R}$ = 0 [m^3/h]
$\dot{V}_{gas,N}$ = 210000 [m^3/h]
$v_{max,e}$ = 1,361 [m/s]

α = 0,01
aux_2 = 0,9885
a_{cross} = 0,0245 [m^2]
β = 0
c_{ag} = 4109 [J/(kg*K)]
ΔP_{gas} = 51 [bar]
D_{carc} = 0,49 [m]
he = 5995 [W/(m^2*K)]
k = 45 [W/(m*K)]
k_{gas} = 0,0445 [W/(m*K)]
$LMTD_{cc}$ = 45,91 [C]
μ_{ag} = 0,0005147 [Pa*s]
μ_{JT} = 0,649 [K/bar]
$\dot{m}_{ag,II}$ = 16,26 [kg/s]
$\dot{m}_{ag,R}$ = 0 [kg/s]
$\dot{m}_{gas}$ = 46,78 [kg/s]
$\nu_{D,e}$ = 203,3
N_{tubo} = 266
Pr_e = 3,586
$P_{gas,i}$ = 85 [bar]
$\dot{Q}_{ag}$ = 3,322E+06 [W]
$\dot{Q}_I$ = 1,694E+06 [W]
$\dot{Q}_{perdas}$ = 0 [W]
re = 0,01 [m]
$Re_{D,i}$ = 1,833E+06
$\rho_{ag,m}$ = 989,1 [kg/m^3]
ρ_{gas} = 76 [kg/m^3]
ri = 0,009 [m]
R_{se} = 0,000002 [m^2*K/W]
S_D = 0,025 [m]
S_T = 0,025 [m]
$Ti_{ag,II}$ = 80 [C]
$Ti_{ag,R}$ = 80 [C]
Ti_{gas} = 10 [C]
$To_{ag,II}$ = 55,64 [C]
$To_{ag,T}$ = 55,64 [C]
$\overline{To'}_{gas}$ = 33,83 [C]
$\dot{V}_{ag,P}$ = 120 [m^3/h]
$\dot{V}_{gas}$ = 2216 [m^3/h]
v_{gas} = 18,19 [m/s]

Parametric Table: Table 1

	$\dot{V}_{gas;N}$ [m³/h]	To'_{gas} [C]	To_{gas} [C]	$To_{ag;P}$ [C]	$\dot{Q}_{gas}$ [W]	$\dot{Q}_{ag}$ [W]	$\dot{m}_{gas}$ [kg/s]	$\dot{m}_{ag;P}$ [kg/s]	$LMTD_{cc}$ [C]
Run 1	210000	33,83	0,7274	55,64	3,322E+06	3,322E+06	46,78	33,19	45,91
Run 2	200000	34,48	1,381	56,16	3,251E+06	3,251E+06	44,55	33,19	45,84
Run 3	190000	35,17	2,073	56,72	3,175E+06	3,175E+06	42,32	33,19	45,77
Run 4	180000	35,91	2,808	57,3	3,096E+06	3,096E+06	40,1	33,19	45,68
Run 5	170000	36,69	3,59	57,91	3,012E+06	3,012E+06	37,87	33,19	45,57
Run 6	160000	37,52	4,425	58,56	2,924E+06	2,924E+06	35,64	33,19	45,45
Run 7	150000	38,42	5,317	59,25	2,830E+06	2,830E+06	33,41	33,19	45,31
Run 8	140000	39,37	6,273	59,98	2,730E+06	2,730E+06	31,19	33,19	45,14
Run 9	130000	40,4	7,302	60,76	2,624E+06	2,624E+06	28,96	33,19	44,95
Run 10	120000	41,51	8,414	61,59	2,511E+06	2,511E+06	26,73	33,19	44,72
Run 11	110000	42,72	9,618	62,48	2,389E+06	2,389E+06	24,5	33,19	44,45
Run 12	100000	44,03	10,93	63,43	2,259E+06	2,259E+06	22,28	33,19	44,13
Run 13	90000	45,46	12,36	64,46	2,119E+06	2,119E+06	20,05	33,19	43,75
Run 14	80000	47,04	13,95	65,57	1,968E+06	1,968E+06	17,82	33,19	43,28
Run 15	70000	48,8	15,7	66,78	1,803E+06	1,803E+06	15,59	33,19	42,72
Run 16	60000	50,77	17,67	68,09	1,624E+06	1,624E+06	13,37	33,19	42,02
Run 17	50000	53	19,9	69,53	1,427E+06	1,427E+06	11,14	33,19	41,15
Run 18	42000	55,03	21,93	70,79	1,256E+06	1,256E+06	9,356	33,19	40,26

Parametric Table: Table 1

	F
Run 1	0,9523
Run 2	0,9519
Run 3	0,9515
Run 4	0,9511
Run 5	0,9507
Run 6	0,9504
Run 7	0,9501
Run 8	0,9498
Run 9	0,9496
Run 10	0,9494
Run 11	0,9493
Run 12	0,9493
Run 13	0,9494
Run 14	0,9498
Run 15	0,9503
Run 16	0,9511
Run 17	0,9524
Run 18	0,9539

Anexo M

Algoritmo aperfeiçoado e resultados obtidos

Simulação do regime permanente do Sistema de Aquecimento

Functions

Procedure $\mathbf{par}_{prop;gas}$ (T; P; Mm_{gas} : cp_{gas}; μ_{gas}; k_{gas})

μ_1 := **Visc** (Methane ; T = T ; P = P · 100 [kPa])

μ_2 := **Visc** (Ethane ; T = T ; P = P · 100 [kPa])

μ_3 := **Visc** (Propane ; T = T ; P = P · 100 [kPa])

μ_4 := **Visc** (CarbonDioxide ; T = T ; P = P · 100 [kPa])

μ_5 := **Visc** (Nitrogen ; T = T ; P = P · 100 [kPa])

k_1 := **k** (Methane ; T = T ; P = P · 100 [kPa])

k_2 := **k** (Ethane ; T = T ; P = P · 100 [kPa])

k_3 := **k** (Propane ; T = T ; P = P · 100 [kPa])

k_4 := **k** (CarbonDioxide ; T = T ; P = P · 100 [kPa])

k_5 := **k** (Nitrogen ; T = T ; P = P · 100 [kPa])

cp_1 := **Cp** (Methane ; T = T ; P = P · 100 [kPa])

cp_2 := **Cp** (Ethane ; T = T ; P = P · 100 [kPa])

cp_3 := **Cp** (Propane ; T = T ; P = P · 100 [kPa])

cp_4 := **Cp** (CarbonDioxide ; T = T ; P = P · 100 [kPa])

cp_5 := **Cp** (Nitrogen ; T = T ; P = P · 100 [kPa])

X_1 := **Lookup** ('Gas'; 1 ; 'Metano')

X_2 := **Lookup** ('Gas'; 1 ; 'Etano')

X_3 := **Lookup** ('Gas'; 1 ; 'Propano')

X_4 := **Lookup** ('Gas'; 1 ; 'CO2')

X_5 := **Lookup** ('Gas'; 1 ; 'N2')

M_1 := **Lookup** ('Gas'; 2 ; 'Metano')

M_2 := **Lookup** ('Gas'; 2 ; 'Etano')

M_3 := **Lookup** ('Gas'; 2 ; 'Propano')

M_4 := **Lookup** ('Gas'; 2 ; 'CO2')

M_5 := **Lookup** ('Gas'; 2 ; 'N2')

$$cp_{gas} := \frac{1}{Mm_{gas}} \cdot (X_1 \cdot M_1 \cdot cp_1 + X_2 \cdot M_2 \cdot cp_2 + X_3 \cdot M_3 \cdot cp_3 + X_4 \cdot M_4 \cdot cp_4 + X_5 \cdot M_5 \cdot cp_5) \cdot 1000$$

Duplicate i=1; 4

Duplicate j=1; 4

$$f_{mu,\ i;j} := \frac{1}{\sqrt{8}} \cdot \left[1 + \frac{m_{,\ i}}{m_{,\ j}}\right]^{-0,5} \cdot \left[1 + \sqrt{\frac{m_{,\ i}}{m_{,\ j}}} \cdot \left[\frac{m_{,\ j}}{m_{,\ i}}\right]^{0,25}\right]^2$$

$$f_{k,\ i;j} := \frac{1}{\sqrt{8}} \cdot \left[1 + \frac{m_{,\ i}}{m_{,\ j}}\right]^{-0,5} \cdot \left[1 + \sqrt{\frac{k_{,\ i}}{k_{,\ j}}} \cdot \left[\frac{m_{,\ j}}{m_{,\ i}}\right]^{0,25}\right]^2$$

End

End

Duplicate i=1; 4

$$aux_{mu,\ i} := \sum_{j=1}^{4} \left(X_j\ \phi_{mu;i;j}\right)$$

$$aux_{k,\ i} := \sum_{j=1}^{4} \left(X_j\ \phi_{k;i;j}\right)$$

End

$$\mu_{gas} := \sum_{i=1}^{4} \left(X_i\ \mu_i\ /\ aux_{mu;i}\right)$$

$$k_{gas} := \sum_{i=1}^{4} \left(X_i\ k_i\ /\ aux_{k;i}\right)$$

End **par**$_{prop;gas}$

Function **fvalue** (a; b; c; d)

If $(b = 1)$ Then

$$fvalue := \frac{a}{(1 - a) \cdot c}$$

Else

$$fvalue := \frac{\ln(d)}{(b - 1) \cdot c}$$

EndIf

End **fvalue**

Procedure **temperaturas** ($To_{ag;P}$; $To_{ag;T;set}$; $\dot{m}_{ag;P}$; $Ti_{ag;R}$; $\rho_{ag;q}$: $To_{ag;T}$; $\dot{m}_{ag;T}$; $\dot{V}_{ag;R}$; $\dot{m}_{ag;R}$; FC_{BR})

If $(To_{ag;P} < To_{ag;T;set})$ Then

M1 & Bomba BR

$\dot{m}_{ag;R} := 0$

Repeat

$\dot{m}_{ag;R} := \dot{m}_{ag;R} + 0{,}001$

$\dot{m}_{ag;T} := \dot{m}_{ag;P} + \dot{m}_{ag;R}$

$To_{ag;T} := \dfrac{\dot{m}_{ag;P} \cdot To_{ag;P} + \dot{m}_{ag;R} \cdot Ti_{ag;R}}{\dot{m}_{ag;T}}$

$\dot{V}_{ag;R} := \dot{m}_{ag;R} \cdot \dfrac{3600}{\rho_{ag;q}}$

$FC_{BR} := \dfrac{\dot{V}_{ag;R} + 1{,}512}{0{,}2561}$

Until $((To_{ag;T} >= To_{ag;T;set})$ or $(FC_{BR} >= 100))$

Else

M1

$\dot{m}_{ag;T} := \dot{m}_{ag;P}$

$To_{ag;T} := To_{ag;P}$

Bomba BR

$\dot{V}_{ag;R} := 0$

$FC_{BR} := 0$

$\dot{m}_{ag;R} := \dfrac{\dot{V}_{ag;R}}{3600} \cdot \rho_{ag;q}$

EndIf

End **temperaturas**

Procedure **percentagem**$_{ueb}$ ($\dot{V}_{ag;P}$: FC_{UEB} n_{bombas})

If $(\dot{V}_{ag;P} <= 63{,}3)$ Then

$FC_{UEB} := \dfrac{\dot{V}_{ag;P} + 4{,}37}{0{,}6766}$

$n_{bombas} := 1$

Else

$FC_{UEB} := \dfrac{\dot{V}_{ag;P} + 5{,}856}{1{,}073}$

$n_{bombas} := 2$

EndIf

End **percentagem**$_{ueb}$

Procedure **caldeiras** ($\dot{m}_{ag;T}$; $c_{ag;m}$; $Ti_{ag;pret}$; $Ti_{ag;I}$; $Ti_{ag;II}$; $To_{ag;T}$; $\dot{Q}_{limite;caldeira}$; α : $\dot{Q}_{aquec}$; $\dot{m}_{ag;I}$; $\dot{m}_{ag;II}$ $n_{caldeiras}$; $To_{ag;I}$; $To_{ag;II}$; $\dot{Q}_I$; $\dot{Q}_{II}$; FC_{cald1}; FC_{cald2}; $Ti_{ag;T}$)

$\dot{Q}_{aquec} := \dot{m}_{ag;T} \cdot c_{ag;m} \cdot (Ti_{ag;pret} - To_{ag;T})$

If $(\dot{Q}_{aquec} > \dot{Q}_{limite;caldeira})$ Then

S1

$\dot{m}_{ag;I} := (0{,}5 + \alpha) \cdot \dot{m}_{ag;T}$

$\dot{m}_{ag;II} := (0{,}5 - \alpha) \cdot \dot{m}_{ag;T}$

$n_{caldeiras} := 2$

Else

S1

$\dot{m}_{ag;I} := \dot{m}_{ag;T}$

$\dot{m}_{ag;II} := 0$

$n_{caldeiras} := 1$

EndIf

S1

$To_{ag;I} := To_{ag;T}$

$To_{ag;II} := To_{ag;T}$

Caldeiras

$\dot{Q}_I := \dot{m}_{ag;I} \cdot c_{ag;m} \cdot (Ti_{ag;I} - To_{ag;I})$

$\dot{Q}_{II} := \dot{m}_{ag;II} \cdot c_{ag;m} \cdot (Ti_{ag;II} - To_{ag;II})$

$$FC_{cald1} := \frac{\dot{Q}_I}{\dot{Q}_{limite;caldeira}} \cdot 100$$

$$FC_{cald2} := \frac{\dot{Q}_{II}}{\dot{Q}_{limite;caldeira}} \cdot 100$$

M2

$\dot{m}_{ag,I}+\dot{m}_{ag,II}=\dot{m}_{ag,T}$

$$Ti_{ag;T} := \frac{\dot{m}_{ag;I} \cdot Ti_{ag;I} + \dot{m}_{ag;II} \cdot Ti_{ag;II}}{\dot{m}_{ag;T}}$$

End **caldeiras**

Variável Principal

$\dot{V}_{gas;N} = 210000$

Setpoints

$To_{gas;set} = 10$

$To_{ag;T;set} = 58$

Propriedades

Água + Etilenoglicol 10%

$\rho_{ag;q} = \rho\,(EG\ ;\ T = Ti_{ag;T};\ C = 10\ \ [\%])$

$\rho_{ag;f} = \rho\,(EG\ ;\ T = To_{ag;P};\ C = 10\ \ [\%])$

$$\rho_{ag;m} = \frac{\rho_{ag;q} + \rho_{ag;f}}{2}$$

$c_{ag;q} = \mathbf{Cp}\,(EG\ ;\ T = Ti_{ag;T};\ C = 10\ \ [\%]) \cdot 1000$

$c_{ag;f} = \mathbf{Cp}\,(EG\ ;\ T = To_{ag;P};\ C = 10\ \ [\%]) \cdot 1000$

$$c_{ag;m} = \frac{c_{ag;q} + c_{ag;f}}{2}$$

$\mu_{ag;q} = \mathbf{Visc}\,(EG\ ;\ T = Ti_{ag;T};\ C = 10\ \ [\%])$

$\mu_{ag;f} = \mathbf{Visc}\,(EG\ ;\ T = To_{ag;P};\ C = 10\ \ [\%])$

$$\mu_{ag;m} = \frac{\mu_{ag;q} + \mu_{ag;f}}{2}$$

$k_{ag;q} = \mathbf{k}\,(EG\ ;\ T = Ti_{ag;T};\ C = 10\ \ [\%])$

$k_{ag;f} = \mathbf{k}\,(EG\ ;\ T = To_{ag;P};\ C = 10\ \ [\%])$

$$k_{ag;m} = \frac{k_{ag;q} + k_{ag;f}}{2}$$

Gás Natural

$\rho_{gas;N} = 0{,}8019$

$Mm_{gas} = 18{,}192$ *condições pressão atmosférica e T=0 C*

$$\rho_{gas;q} = \frac{Mm_{gas} \cdot P_{gas;i} \cdot 100000}{8{,}314\ \ [kJ/kmol\text{-}K] \cdot 1000 \cdot (To_{gas} + 273{,}15)}$$ *condições de funcionamento*

$$\rho_{gas;f} = \frac{Mm_{gas} \cdot P_{gas;i} \cdot 100000}{8{,}314\ \ [kJ/kmol\text{-}K] \cdot 1000 \cdot (Ti_{gas} + 273{,}15)}$$

$$\rho_{gas;m} = \frac{\rho_{gas;q} + \rho_{gas;f}}{2}$$

Call $\mathbf{par}_{prop;gas}$ $(Ti_{gas}\ ;\ P_{gas;i}\ ;\ Mm_{gas}\ :\ cp_{gas;f}\ ;\ \mu_{gas;f}\ ;\ k_{gas;f})$

Call $\mathbf{par}_{prop;gas}$ $(To_{gas}\ ;\ P_{gas;i}\ ;\ Mm_{gas}\ :\ cp_{gas;q}\ ;\ \mu_{gas;q}\ ;\ k_{gas;q})$

$$cp_{gas;m} = \frac{cp_{gas;q} + cp_{gas;f}}{2}$$

$$\mu_{gas;m} = \frac{\mu_{gas;q} + \mu_{gas;f}}{2}$$

$$k_{gas;m} = \frac{k_{gas;q} + k_{gas;f}}{2}$$

Considerações sistema

$Ti_{ag;I} = 80$

$Ti_{ag;II} = 80$

$Ti_{ag;pret} = 80$

$Ti_{gas} = 10$

$\beta = 0{,}01$

Caldeiras

$\dot{Q}_{limite;caldeira} = 1{,}6 \times 10^{6}$

$\alpha = 0{,}01$

Válvula Redutora Pressão

$\mu_{JT} = 0{,}649$ *coeficiente Joule-Thomson projeto, dado pela REN, [K/bar]*

$P_{gas;i} = 84 + 1$ *em bar absoluto*

$P_{gas;o} = 33 + 1$ *em bar absoluto*

Dados Permutador

$N_{tubo} = 266$

$L_{tubo} = 2{,}1$ *em metros*

$De = 0{,}02$

$Di = 0{,}018$

$k = 45$ *condutividade do aço*

$S_T = 0{,}025$

$S_L = 0{,}02165$

$S_D = 0{,}025$

$D_{carc} = 0{,}49$ *interior*

$B = 0{,}25$

$R_{se} = 0{,}000002$

$R_{si} = 0{,}000002$

Permutador

$$\dot{Q}_{ag} = \dot{Q}_{gas} + \dot{Q}_{perdas}$$

$$\dot{Q}_{gas} = \dot{m}_{gas} \cdot cp_{gas;m} \cdot (To'_{gas} - Ti_{gas})$$

$$\dot{m}_{gas} = \frac{\dot{V}_{gas}}{3600} \cdot \rho_{gas;m}$$

$$\dot{V}_{gas} = \dot{V}_{gas;N} \cdot \frac{\rho_{gas;N}}{\rho_{gas;m}}$$

$$\dot{Q}_{ag} = \dot{m}_{ag;P} \cdot c_{ag;m} \cdot (Ti_{ag;P} - To_{ag;P})$$

$$\dot{Q}_{perdas} = \beta \cdot \dot{Q}_{ag}$$

$$\dot{Q}_{gas} = U_e \cdot Ae \cdot F \cdot LMTD_{cc}$$ *eq. 7,42 da sebenta ST*

$$Ae = 3{,}142 \cdot De \cdot L$$

$$L = N_{tubo} \cdot L_{tubo}$$

$$U_e = \left[\frac{re}{ri} \cdot \left[\frac{1}{hi} + R_{si}\right] + Rp + R_{se} + \frac{1}{he}\right]^{-1}$$ *eq. 7,41 da sebenta ST*

$$Rp = \frac{re \cdot \mathbf{ln}\left[\frac{re}{ri}\right]}{k}$$

$$re = \frac{De}{2}$$

$$ri = \frac{Di}{2}$$

$$LMTD_{cc} \cdot \mathbf{ln}(aux_2) = To_{ag;P} - Ti_{gas} - (Ti_{ag;P} - To'_{gas})$$ *eq. 7.49 da sebenta ST*

$$aux_2 = \frac{To_{ag;P} - Ti_{gas}}{Ti_{ag;P} - To'_{gas}}$$

$$P = \frac{To'_{gas} - Ti_{gas}}{Ti_{ag;P} - Ti_{gas}}$$ *eq. 7.50 da sebenta ST*

$$R \cdot (To'_{gas} - Ti_{gas}) = Ti_{ag;P} - To_{ag;P}$$ *eq. 7.51 da sebenta ST*

$$NTU = \left[\frac{1}{\sqrt{R^2 + 1}}\right] \cdot \mathbf{ln}(aux_3)$$

eq. 7.57 da sebenta ST

$$aux_3 \cdot \left(2 - P \cdot \left(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1}\right)\right) = 2 - P \cdot \left(R + 1 - \left(\sqrt{R^2 + 1}\right)\right)$$

$F = \mathbf{fvalue}\left(P ; R ; NTU ; aux_1\right)$ *equação 7.55 e 7.56 da sebenta ST*

$$aux_1 = \frac{1 - P}{1 - P \cdot R}$$

Escoamento Interno

$\nu_{D;i} = 0{,}023 \cdot Re_{D;i}^{(4/5)} \cdot Pr_i^{0,4}$ *eq. 8.60 do Incropera & pág. 38-41 do guia prático de permutadores*

$$Re_{D;i} = \rho_{gas;m} \cdot v_{gas} \cdot \frac{Di}{\mu_{gas;m}}$$

$$v_{gas} = \frac{\frac{\dot{V}_{gas}}{3600 \cdot \frac{N_{tubo}}{2}}}{3{,}142 \cdot \frac{Di^2}{4}}$$

$$Pr_i = cp_{gas;m} \cdot \frac{\mu_{gas;m}}{k_{gas;m}}$$

$$\nu_{D;i} = hi \cdot \frac{Di}{k_{gas;m}}$$

Escoamento Externo

$\nu_{D;e} = 0{,}196 \cdot Re_{D;e}^{0,6} \cdot Pr_e^{(1/3)}$ *pág. 38-41 do guia prático de permutadores*

$$Re_{D;e} = \rho_{ag;m} \cdot v_{max;e} \cdot \frac{De}{\mu_{ag;m}}$$

$$v_{max;e} = \frac{\dot{V}_{ag;P}}{3600 \cdot a_{cross}}$$

$$a_{cross} = B \cdot D_{carc} \cdot \left[1 - \frac{De}{S_T}\right]$$

$$Pr_e = c_{ag;m} \cdot \frac{\mu_{ag;m}}{k_{ag;m}}$$

$$\nu_{D;e} = he \cdot \frac{De}{k_{ag;m}}$$

UEB

$$\dot{m}_{ag;P} = \frac{\dot{V}_{ag;P}}{3600} \cdot \rho_{ag;f}$$

Call $\mathbf{percentagem}_{ueb}\left(\dot{V}_{ag;P} : FC_{UEB} ; n_{bombas}\right)$

$FC_{UEB} = 100$

Válvula Redutora Pressão

$To_{gas} = To'_{gas} - \mu_{JT} \cdot \Delta P_{gas}$

$\Delta P_{gas} = P_{gas;i} - P_{gas;o}$

$To_{gas}=To_{gas,set}$

Call **temperaturas** $(To_{ag;P};\ To_{ag;T;set};\ \dot{m}_{ag;P};\ Ti_{ag;R};\ \rho_{ag;q} :\ To_{ag;T};\ \dot{m}_{ag;T};\ \dot{V}_{ag;R};\ \dot{m}_{ag;R};\ FC_{BR})$

Call **caldeiras** $(\dot{m}_{ag;T};\ c_{ag;m};\ Ti_{ag;pret};\ Ti_{ag;I};\ Ti_{ag;II};\ To_{ag;T};\ \dot{Q}_{limite;caldeira};\ \alpha :\ \dot{Q}_{aquec};\ \dot{m}_{ag;I};\ \dot{m}_{ag;II};\ n_{caldeiras};\ To_{ag;I};\ To_{ag;II};\ \dot{Q}_{I};\ \dot{Q}_{II};\ FC_{cald1};\ FC_{cald2};\ Ti_{ag;T})$

S2

$\dot{m}_{ag,P}=\dot{m}_{ag,T}-\dot{m}_{ag,R}$

$Ti_{ag;P} = Ti_{ag;R}$

$Ti_{ag;P} = Ti_{ag;T}$

SOLUTION

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

A_e = 35,1 [m^2]
aux_1 = 1,13
aux_3 = 2,584
B = 0,25 [m]
$cp_{gas,f}$ = 2935 [J/(kg*K)]
$cp_{gas,q}$ = 2997 [J/(kg*K)]
$c_{ag,m}$ = 4090 [J/(kg*K)]
De = 0,02 [m]
Di = 0,018 [m]
F = 0,9322
FC_{cald1} = 108,2
FC_{UEB} = 100
hi = 5350 [W/(m^2*K)]
$k_{ag,f}$ = 0,59 [W/(m*K)]
$k_{ag,q}$ = 0,6168 [W/(m*K)]
$k_{gas,m}$ = 0,04771 [W/(m*K)]
L = 558,6 [m]
L_{tubo} = 2,1 [m]
$\mu_{ag,f}$ = 0,0006579 [Pa*s]
$\mu_{ag,q}$ = 0,0004281 [Pa*s]
$\mu_{gas,m}$ = 0,00001686 [Pa*s]
μ_{JT} = 0,649 [K/bar]
$\dot{m}_{ag,II}$ = 17,03 [kg/s]
$\dot{m}_{ag,R}$ = 6,584 [kg/s]
$\dot{m}_{gas}$ = 46,78 [kg/s]
$\nu_{D,e}$ = 179,8
n_{bombas} = 2
N_{tubo} = 266
Pr$_e$ = 3,68
$P_{gas,i}$ = 85 [bar]
$\dot{Q}_{ag}$ = 3,394E+06 [W]
$\dot{Q}_{gas}$ = 3,361E+06 [W]
$\dot{Q}_{II}$ = 1,663E+06 [W]
$\dot{Q}_{perdas}$ = 33945 [W]
re = 0,01 [m]
$Re_{D,i}$ = 1,475E+06
$\rho_{ag,m}$ = 991,7 [kg/m^3]
$\rho_{gas,f}$ = 65,68 [kg/m^3]
$\rho_{gas,N}$ = 0,8019 [kg/m^3]
ri = 0,009 [m]
R_{se} = 0,000002 [(m^2*K)/W]
S_D = 0,025 [m]
S_T = 0,025 [m]
$Ti_{ag,II}$ = 80 [C]
$Ti_{ag,pret}$ = 80 [C]
$Ti_{ag,T}$ = 80 [C]
$To_{ag,I}$ = 56,11 [C]
$To_{ag,P}$ = 50,53 [C]
$To_{ag,T,set}$ = 58 [C]
$To_{gas,set}$ = 10 [C]
U_e = 2383 [W/(m^2*k)]
$\dot{V}_{ag,R}$ = 24,1 [m^3/h]
$\dot{V}_{gas,N}$ = 210000 [m^3/h]
$v_{max,e}$ = 1,15 [m/s]

α = 0,01
aux_2 = 0,8853
a_{cross} = 0,0245 [m^2]
β = 0,01
$cp_{gas,m}$ = 2966 [J/(kg*K)]
$c_{ag,f}$ = 4073 [J/(kg*K)]
$c_{ag,q}$ = 4107 [J/(kg*K)]
ΔP_{gas} = 51 [bar]
D_{carc} = 0,49 [m]
FC_{BR} = 100
FC_{cald2} = 104
he = 5425 [W/(m^2*K)]
k = 45 [W/(m*K)]
$k_{ag,m}$ = 0,6034 [W/(m*K)]
$k_{gas,f}$ = 0,0477 [W/(m*K)]
$k_{gas,q}$ = 0,04772 [W/(m*K)]
$LMTD_{cc}$ = 43,1 [C]
Mm_{gas} = 18,19
$\mu_{ag,m}$ = 0,000543 [Pa*s]
$\mu_{gas,f}$ = 0,0000168 [Pa*s]
$\mu_{gas,q}$ = 0,00001692 [Pa*s]
$\dot{m}_{ag,I}$ = 17,72 [kg/s]
$\dot{m}_{ag,P}$ = 28,16 [kg/s]
$\dot{m}_{ag,T}$ = 34,75 [kg/s]
NTU = 0,6028
$\nu_{D,i}$ = 2019
$n_{caldeiras}$ = 2
P = 0,346
Pr$_i$ = 1,048
$P_{gas,o}$ = 34 [bar]
$\dot{Q}_{aquec}$ = 3,394E+06 [W]
$\dot{Q}_I$ = 1,731E+06 [W]
$\dot{Q}_{limite,caldeira}$ = 1,600E+06 [W]
R = 1,217
$Re_{D,e}$ = 41993
$\rho_{ag,f}$ = 1000 [kg/m^3]
$\rho_{ag,q}$ = 983,6 [kg/m^3]
$\rho_{gas,m}$ = 66,75 [kg/m^3]
$\rho_{gas,q}$ = 67,81 [kg/m^3]
Rp = 0,00002341 [(m^2*K)/W]
R_{si} = 0,000002 [(m^2*K)/W]
S_L = 0,02165 [m]
$Ti_{ag,I}$ = 80 [C]
$Ti_{ag,P}$ = 80 [C]
$Ti_{ag,R}$ = 80 [C]
Ti_{gas} = 10 [C]
$To_{ag,II}$ = 56,11 [C]
$To_{ag,T}$ = 56,11 [C]
To_{gas} = 1,122 [C]
$\overline{To'_{gas}}$ = 34,22 [C]
$\dot{V}_{ag,P}$ = 101,4 [m^3/h]
$\dot{V}_{gas}$ = 2523 [m^3/h]
v_{gas} = 20,71 [m/s]

Parametric Table: Table 1

	$\dot{V}_{gas;N}$ [m³/h]	To'_{gas} [C]	To_{gas} [C]	$To_{ag;P}$ [C]	$To_{ag;T}$ [C]	FC_{UEB}	n_{bombas}	$\dot{V}_{ag;P}$ [m³/h]	FC_{BR}	$\dot{V}_{ag;R}$ [m³/h]
Run 1	210000	34,22	1,122	50,53	56,11	100	2	101,4	100	24,1
Run 2	205000	34,58	1,476	50,82	56,35	100	2	101,4	100	24,1
Run 3	200000	34,94	1,842	51,12	56,6	100	2	101,4	100	24,1
Run 4	195000	35,32	2,218	51,43	56,85	100	2	101,4	100	24,1
Run 5	190000	35,7	2,606	51,75	57,11	100	2	101,4	100	24,1
Run 6	185000	36,1	3,005	52,08	57,37	100	2	101,4	100	24,1
Run 7	180000	36,52	3,417	52,42	57,65	100	2	101,4	100	24,1
Run 8	175000	36,94	3,843	52,77	57,93	100	2	101,4	100	24,1
Run 9	170000	37,38	4,282	53,13	58	100	2	101,4	94,98	22,81
Run 10	165000	37,83	4,735	53,5	58	100	2	101,4	88,21	21,08
Run 11	160000	38,3	5,204	53,88	58	100	2	101,4	81,22	19,29
Run 12	155000	38,79	5,688	54,27	58	100	2	101,4	74	17,44
Run 13	150000	39,29	6,189	54,68	58	100	2	101,4	66,56	15,53
Run 14	145000	39,81	6,709	55,1	58	100	2	101,4	58,85	13,56
Run 15	140000	40,35	7,246	55,53	58	100	2	101,4	50,91	11,53
Run 16	135000	40,9	7,804	55,98	58	100	2	101,4	42,69	9,421
Run 17	130000	41,48	8,383	56,45	58	100	2	101,4	34,17	7,24
Run 18	125000	42,08	8,983	56,93	58	100	2	101,4	25,37	4,985
Run 19	120000	42,71	9,607	57,43	58	100	2	101,4	16,24	2,646
Run 20	115000	43,1	10	57,55	58	97,61	2	98,83	13,86	2,039
Run 21	110000	43,1	10	57,04	58	91,62	2	92,41	21,84	4,081
Run 22	105000	43,1	10	56,51	58	85,84	2	86,21	28,98	5,911
Run 23	100000	43,1	10	55,96	58	80,24	2	80,21	35,32	7,533
Run 24	95000	43,1	10	55,39	58	74,84	2	74,41	40,86	8,953
Run 25	90000	43,1	10	54,79	58	69,62	2	68,81	45,63	10,18
Run 26	85000	43,1	10	54,17	58	64,58	2	63,41	49,64	11,2
Run 27	80000	43,1	10	53,52	58	92,47	1	58,2	52,88	12,03
Run 28	75000	43,1	10	52,84	58	85,05	1	53,18	55,38	12,67
Run 29	72000	43,1	10	52,41	58	80,74	1	50,26	56,52	12,96
Run 30	65000	43,1	10	51,37	58	71,04	1	43,7	58,18	13,39
Run 31	60000	43,1	10	50,57	58	64,44	1	39,23	58,51	13,47
Run 32	55000	43,1	10	49,72	58	58,11	1	34,95	58,13	13,37
Run 33	50000	43,1	10	48,82	58	52,04	1	30,84	57,02	13,09
Run 34	45000	43,1	10	47,86	58	46,24	1	26,92	55,24	12,64
Run 35	42000	43,1	10	47,24	58	42,89	1	24,65	53,82	12,27

Parametric Table: Table 1

	$\dot{Q}_{gas}$ [W]	$\dot{Q}_{ag}$ [W]	$\dot{Q}_{I}$ [W]	$\dot{Q}_{II}$ [W]	$n_{caldeiras}$	FC_{cald1}	FC_{cald2}	$LMTD_{cc}$ [C]
Run 1	3,361E+06	3,394E+06	1,731E+06	1,663E+06	2	108,2	104	43,1
Run 2	3,327E+06	3,360E+06	1,714E+06	1,647E+06	2	107,1	102,9	43,08
Run 3	3,292E+06	3,325E+06	1,696E+06	1,629E+06	2	106	101,8	43,06
Run 4	3,256E+06	3,289E+06	1,678E+06	1,612E+06	2	104,8	100,7	43,04
Run 5	3,220E+06	3,252E+06	1,659E+06	1,594E+06	2	103,7	99,6	43,01
Run 6	3,182E+06	3,214E+06	1,639E+06	1,575E+06	2	102,5	98,43	42,98
Run 7	3,143E+06	3,175E+06	1,619E+06	1,556E+06	2	101,2	97,23	42,95
Run 8	3,103E+06	3,134E+06	1,599E+06	1,536E+06	2	99,91	95,99	42,91
Run 9	3,062E+06	3,093E+06	1,577E+06	1,515E+06	2	98,58	94,71	42,87
Run 10	3,019E+06	3,050E+06	1,555E+06	1,494E+06	2	97,21	93,4	42,83
Run 11	2,975E+06	3,005E+06	1,533E+06	1,473E+06	2	95,8	92,04	42,78
Run 12	2,930E+06	2,960E+06	1,509E+06	1,450E+06	2	94,34	90,64	42,72
Run 13	2,883E+06	2,912E+06	1,485E+06	1,427E+06	2	92,83	89,19	42,66
Run 14	2,835E+06	2,864E+06	1,460E+06	1,403E+06	2	91,27	87,7	42,6
Run 15	2,785E+06	2,813E+06	1,435E+06	1,378E+06	2	89,67	86,15	42,53

Parametric Table: Table 1

	$\dot{Q}_{gas}$ [W]	$\dot{Q}_{ag}$ [W]	$\dot{Q}_{I}$ [W]	$\dot{Q}_{II}$ [W]	$n_{caldeiras}$	FC_{cald1}	FC_{cald2}	$LMTD_{cc}$ [C]
Run 16	2,733E+06	2,761E+06	1,408E+06	1,353E+06	2	88	84,55	42,45
Run 17	2,680E+06	2,707E+06	1,380E+06	1,326E+06	2	86,28	82,9	42,36
Run 18	2,624E+06	2,651E+06	1,352E+06	1,299E+06	2	84,5	81,18	42,27
Run 19	2,567E+06	2,593E+06	1,322E+06	1,271E+06	2	82,65	79,41	42,16
Run 20	2,489E+06	2,514E+06	1,282E+06	1,232E+06	2	80,13	76,99	42
Run 21	2,381E+06	2,405E+06	1,226E+06	1,178E+06	2	76,64	73,64	41,77
Run 22	2,272E+06	2,295E+06	1,171E+06	1,125E+06	2	73,16	70,29	41,52
Run 23	2,164E+06	2,186E+06	1,115E+06	1,071E+06	2	69,68	66,94	41,27
Run 24	2,056E+06	2,077E+06	1,059E+06	1,018E+06	2	66,19	63,6	41
Run 25	1,948E+06	1,967E+06	1,003E+06	964004	2	62,71	60,25	40,72
Run 26	1,839E+06	1,858E+06	947610	910448	2	59,23	56,9	40,43
Run 27	1,731E+06	1,749E+06	891868	856893	2	55,74	53,56	40,12
Run 28	1,623E+06	1,639E+06	836126	803337	2	52,26	50,21	39,8
Run 29	1,558E+06	1,574E+06	1,574E+06	0	1	98,37	0	39,59
Run 30	1,407E+06	1,421E+06	1,421E+06	0	1	88,8	0	39,09
Run 31	1,298E+06	1,312E+06	1,312E+06	0	1	81,97	0	38,71
Run 32	1,190E+06	1,202E+06	1,202E+06	0	1	75,14	0	38,29
Run 33	1,082E+06	1,093E+06	1,093E+06	0	1	68,31	0	37,85
Run 34	973841	983678	983678	0	1	61,48	0	37,38
Run 35	908918	918099	918100	0	1	57,38	0	37,07

Parametric Table: Table 1

	F
Run 1	0,9322
Run 2	0,9319
Run 3	0,9315
Run 4	0,9311
Run 5	0,9307
Run 6	0,9304
Run 7	0,93
Run 8	0,9296
Run 9	0,9293
Run 10	0,9289
Run 11	0,9286
Run 12	0,9282
Run 13	0,9279
Run 14	0,9276
Run 15	0,9273
Run 16	0,927
Run 17	0,9267
Run 18	0,9265
Run 19	0,9262
Run 20	0,9251
Run 21	0,9224
Run 22	0,9195
Run 23	0,9163
Run 24	0,913
Run 25	0,9094
Run 26	0,9056
Run 27	0,9014
Run 28	0,8968
Run 29	0,8938
Run 30	0,8863
Run 31	0,8801
Run 32	0,8733

Parametric Table: Table 1

	F
Run 33	*0,8655*
Run 34	*0,8567*
Run 35	*0,8508*

Anexo N

Resultados da resposta do sistema nas condições reais

A tabela seguinte, retirada do software *EES* apresenta os resultados numéricos da simulação da resposta do sistema condições reais de funcionamento do sistema, conforme descrito na primeira secção do Capítulo 6.

Parametric Table: Table 1

	$\dot{V}_{gas;N}$ [m³/h]	To'_{gas} [C]	To_{gas} [C]	$To_{ag;P}$ [C]	$To_{ag;T}$ [C]	FC_{UEB}	n_{bombas}	$\dot{V}_{ag;P}$ [m³/h]	FC_{BR}	$\dot{V}_{ag;R}$ [m³/h]
Run 1	210000	28,35	8	35,75	53,46	58,67	1	35,33	100	24,1
Run 2	205000	28,35	8	35,54	53,64	57,18	1	34,32	100	24,1
Run 3	200000	28,35	8	35,32	53,83	55,7	1	33,32	100	24,1
Run 4	195000	28,35	8	35,09	54,03	54,23	1	32,32	100	24,1
Run 5	190000	28,35	8	34,87	54,24	52,76	1	31,33	100	24,1
Run 6	185000	28,35	8	34,64	54,46	51,32	1	30,35	100	24,1
Run 7	180000	28,35	8	34,41	54,69	49,88	1	29,38	100	24,1
Run 8	175000	28,35	8	34,17	54,94	48,45	1	28,41	100	24,1
Run 9	170000	28,35	8	33,93	55,2	47,04	1	27,46	100	24,1
Run 10	165000	28,35	8	33,69	55,47	45,64	1	26,51	100	24,1
Run 11	160000	28,35	8	33,44	55,76	44,24	1	25,57	100	24,1
Run 12	155000	28,35	8	33,19	56,06	42,86	1	24,63	100	24,1
Run 13	150000	28,35	8	32,93	56,38	41,5	1	23,71	100	24,1
Run 14	145000	28,35	8	32,67	56,72	40,14	1	22,79	100	24,1
Run 15	140000	28,35	8	32,41	57,07	38,8	1	21,88	100	24,1
Run 16	135000	28,35	8	32,14	57,44	37,46	1	20,98	100	24,1
Run 17	130000	28,35	8	31,86	57,83	36,14	1	20,09	100	24,1
Run 18	125000	28,35	8	31,58	58	34,83	1	19,2	98,11	23,62
Run 19	120000	28,35	8	31,3	58	33,54	1	18,32	94,86	22,78
Run 20	115000	28,35	8	31,01	58	32,25	1	17,45	91,57	21,94
Run 21	110000	28,35	8	30,71	58	30,98	1	16,59	88,25	21,09
Run 22	105000	28,35	8	30,41	58	29,72	1	15,74	84,89	20,23
Run 23	100000	28,35	8	30,1	58	28,48	1	14,9	81,51	19,36
Run 24	95000	28,35	8	29,78	58	27,24	1	14,06	78,09	18,49
Run 25	90000	28,35	8	29,46	58	26,02	1	13,24	74,63	17,6
Run 26	85000	28,35	8	29,13	58	24,81	1	12,42	71,15	16,71
Run 27	80000	28,35	8	28,79	58	23,62	1	11,61	67,61	15,8
Run 28	75000	28,35	8	28,44	58	22,44	1	10,81	64,06	14,89
Run 29	70000	28,35	8	28,09	58	21,27	1	10,02	60,45	13,97
Run 30	65000	28,35	8	27,72	58	20,11	1	9,24	56,82	13,04
Run 31	60000	28,35	8	27,35	58	18,97	1	8,468	53,15	12,1
Run 32	55000	28,35	8	26,96	58	17,85	1	7,705	49,44	11,15
Run 33	50000	28,35	8	26,57	58	16,73	1	6,952	45,69	10,19
Run 34	45000	28,35	8	26,16	58	15,64	1	6,209	41,9	9,22
Run 35	42000	28,35	8	25,91	58	14,98	1	5,768	39,62	8,634

Parametric Table: Table 1

	$\dot{Q}_{gas}$ [W]	$\dot{Q}_{ag}$ [W]	$\dot{Q}_{I}$ [W]	$\dot{Q}_{II}$ [W]	$n_{caldeiras}$	FC_{cald1}	FC_{cald2}	$LMTD_{cc}$ [C]
Run 1	1,765E+06	1,783E+06	909472	873807	2	56,84	54,61	33,89
Run 2	1,723E+06	1,741E+06	887818	853002	2	55,49	53,31	33,74
Run 3	1,681E+06	1,698E+06	866164	832197	2	54,14	52,01	33,58
Run 4	1,639E+06	1,656E+06	844510	811392	2	52,78	50,71	33,43
Run 5	1,597E+06	1,613E+06	822856	790587	2	51,43	49,41	33,27
Run 6	1,555E+06	1,571E+06	1,571E+06	0	1	98,19	0	33,1
Run 7	1,513E+06	1,529E+06	1,529E+06	0	1	95,53	0	32,94
Run 8	1,471E+06	1,486E+06	1,486E+06	0	1	92,88	0	32,77
Run 9	1,429E+06	1,444E+06	1,444E+06	0	1	90,23	0	32,6
Run 10	1,387E+06	1,401E+06	1,401E+06	0	1	87,57	0	32,42
Run 11	1,345E+06	1,359E+06	1,359E+06	0	1	84,92	0	32,24
Run 12	1,303E+06	1,316E+06	1,316E+06	0	1	82,26	0	32,06
Run 13	1,261E+06	1,274E+06	1,274E+06	0	1	79,61	0	31,87
Run 14	1,219E+06	1,231E+06	1,231E+06	0	1	76,96	0	31,68
Run 15	1,177E+06	1,189E+06	1,189E+06	0	1	74,3	0	31,48

Parametric Table: Table 1

	$\dot{Q}_{gas}$ [W]	$\dot{Q}_{ag}$ [W]	$\dot{Q}_{I}$ [W]	$\dot{Q}_{II}$ [W]	$n_{caldeiras}$	FC_{cald1}	FC_{cald2}	$LMTD_{cc}$ [C]
Run 16	1,135E+06	1,146E+06	1,146E+06	0	1	71,65	0	31,28
Run 17	1,093E+06	1,104E+06	1,104E+06	0	1	69	0	31,08
Run 18	1,051E+06	1,061E+06	1,061E+06	0	1	66,34	0	30,87
Run 19	1,009E+06	1,019E+06	1,019E+06	0	1	63,69	0	30,65
Run 20	966792	976557	976558	0	1	61,03	0	30,43
Run 21	924757	934098	934099	0	1	58,38	0	30,2
Run 22	882723	891639	891640	0	1	55,73	0	29,96
Run 23	840689	849180	849181	0	1	53,07	0	29,72
Run 24	798654	806721	806722	0	1	50,42	0	29,47
Run 25	756620	764262	764263	0	1	47,77	0	29,21
Run 26	714585	721803	721804	0	1	45,11	0	28,95
Run 27	672551	679344	679344	0	1	42,46	0	28,67
Run 28	630516	636885	636885	0	1	39,81	0	28,39
Run 29	588482	594426	594427	0	1	37,15	0	28,09
Run 30	546448	551967	551967	0	1	34,5	0	27,78
Run 31	504413	509508	509508	0	1	31,84	0	27,47
Run 32	462379	467049	467049	0	1	29,19	0	27,13
Run 33	420344	424590	424590	0	1	26,54	0	26,79
Run 34	378310	382131	382131	0	1	23,88	0	26,43
Run 35	353089	356656	356656	0	1	22,29	0	26,2

Parametric Table: Table 1

	F
Run 1	0,9028
Run 2	0,9012
Run 3	0,8996
Run 4	0,8979
Run 5	0,8961
Run 6	0,8942
Run 7	0,8923
Run 8	0,8903
Run 9	0,8882
Run 10	0,886
Run 11	0,8837
Run 12	0,8812
Run 13	0,8787
Run 14	0,876
Run 15	0,8732
Run 16	0,8703
Run 17	0,8671
Run 18	0,8638
Run 19	0,8603
Run 20	0,8566
Run 21	0,8526
Run 22	0,8484
Run 23	0,8438
Run 24	0,8389
Run 25	0,8336
Run 26	0,8279
Run 27	0,8217
Run 28	0,8149
Run 29	0,8074
Run 30	0,7992
Run 31	0,7901
Run 32	0,7799

Parametric Table: Table 1

	F
Run 33	*0,7683*
Run 34	*0,7552*
Run 35	*0,7463*